



Dennis Backofen



Höchstdruckeinspritzung alternativer Dieselkraftstoffe



Cuvillier Verlag Göttingen
Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag



Höchstdruckeinspritzung alternativer Dieselkraftstoffe





Höchstdruckeinspritzung alternativer Dieselkraftstoffe

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. Dennis Backofen

geboren am 28.10.1978 in Bückeburg

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Prüfungsvorsitz: Prof. Dr. rer. nat. Michael Scheffler

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Helmut Tschöke

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt

Promotionskolloquium am 16. Juli 2015



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.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2015

Zugl.: Magdeburg, Univ., Diss., 2015

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2015

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2015

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9139-2

eISBN 978-3-7369-8139-3



Danksagung

Es wird angenommen, dass ein Druck von ungefähr 7.000.000 bar ausreichen würde, um einen Diamanten zu metallisieren. Dass der Druck für die Fertigstellung dieser Arbeit, auch gefühlt, für mich nicht so hoch gewesen ist, habe ich vor allem der Unterstützung vieler Mitmenschen in meiner Umgebung zu verdanken, denen diese Danksagung gewidmet ist.

An erster Stelle möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Helmut Tschöke für sieben interessante und abwechslungsreiche Jahre an der OvG-Universität Magdeburg sowie für die Chance, diese Arbeit zu verfassen, bedanken. Auch für die kritische Korrektur gilt ihm und Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt mein großer Dank.

Weiterhin haben mich vor allem die Mitarbeiter/innen und Kollegen/innen des IMS und des ISUT der OvG-Universität Magdeburg tatkräftig bei der Durchführung des Projektes „Extreme Höchstdruckeinspritzung alternativer Dieselmotoren“ unterstützt, wodurch die Realisierung dieser Arbeit erst möglich wurde. Herrn Bodenstein und seinem Team sowie Herrn Michael Könnig sei hier noch einmal stellvertretend mein großer Dank ausgedrückt.

Darüber hinaus möchte ich mich bei der Volkswagen Konzernforschung für die Bereitstellung des Einzylinderaggregates sowie bei der Robert Bosch GmbH, durch die ein höchstdruckfähiger Injektor zur Verfügung gestellt werden konnte, recht herzlich bedanken. Den Kraftstoffherstellern Shell Global Solution und Neste-Oil danke ich für die Unterstützung bei der Bereitstellung von alternativen Kraftstoffen. Auch für die Unterstützung durch das Land Sachsen-Anhalt und durch die Europäischen Kommission im Rahmen des Forschungsschwerpunktes Automotive sei an dieser Stelle gedankt.

Schließlich möchte ich mich noch bei meiner Familie bedanken, die mir mit sehr viel Rückhalt und Unterstützung das Verfassen dieser Schrift erleichterte. Insbesondere meiner Frau Heide gilt mein großer Dank für das Motivieren an Tagen, an denen das Schreiben nicht so einfach fiel.

Vielen Dank!



Ehrenerklärung

Ich versichere hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die Hilfe eines kommerziellen Promotionsberaters habe ich nicht in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen. Verwendete fremde und eigene Quellen sind als solche kenntlich gemacht.

Ich habe insbesondere nicht wissentlich:

- Ergebnisse erfunden oder widersprüchliche Ergebnisse verschwiegen,
- statistische Verfahren absichtlich missbraucht, um Daten in ungerechtfertigter Weise zu interpretieren,
- fremde Ergebnisse oder Veröffentlichungen plagiiert,
- fremde Forschungsergebnisse verzerrt wiedergegeben

Mir ist bekannt, dass Verstöße gegen das Urheberrecht Unterlassungs- und Schadensersatzansprüche des Urhebers sowie eine strafrechtliche Ahndung durch die Strafverfolgungsbehörden begründen kann. Ich erkläre mich damit einverstanden, dass die Dissertation ggf. mit Mitteln der elektronischen Datenverarbeitung auf Plagiate überprüft werden kann. Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

Ort, Datum

Unterschrift



Kurzfassung

Aufgrund zukünftiger Emissionsstandards, der gegenwärtigen europäischen Gesetzgebung hinsichtlich CO₂-Emissionen und der zunehmenden Verknappung fossiler Energieträger gewinnt die Reduzierung der Stickoxid- und Partikelemissionen bei neutralem bzw. reduziertem Kraftstoffverbrauch zunehmend an Bedeutung bei der Entwicklung moderner Dieselmotoren.

Innermotorische Maßnahmen, wie z.B. die Erhöhung des Einspritzdruckes, führen zu einer gleichmäßigeren Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum und verbessern die Gemischbildung. Eine optimierte Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches und eine damit verbundene Reduzierung der CO₂-Emission kann die Folge sein. Aufgrund der gleichmäßigeren Verteilung des Kraftstoffes in der Luft werden kraftstoffreiche Gebiete im Brennraum reduziert, wodurch die Rußemissionen gesenkt werden können. Der mit der Rußreduzierung einhergehenden Erhöhung der Stickoxidemissionen kann mittels einer erhöhten AGR-Rate effektiv begegnet werden. Der Einsatz alternativer Kraftstoffe, produziert aus Biomasse, besitzt darüber hinaus ein hohes Potenzial zur Reduzierung der CO₂-Emissionen von der Produktion bis zur Verbrennung im Motor. Somit stellt die Nutzung alternativer Biokraftstoffe in Kombination mit einer optimierten Gemischbildung ein bedeutendes Ziel hinsichtlich der gleichzeitigen Reduzierung von Emissionen und Kraftstoffverbrauch bei modernen Dieselmotoren dar.

Im Projekt „Extreme Hochdruckeinspritzung alternativer Kraftstoffe für Dieselmotoren“ wurde ein Einspritzsystem genutzt, mit dem alternative Kraftstoffe mit einem Düsenraumdruck von bis zu 3300 bar eingespritzt werden können. Dieses Einspritzsystem wurde an einem modernen Einzylinder-Dieselmotor appliziert. Einflüsse auf die Emissionen und dem Kraftstoffverbrauch wurden bei Erhöhung des Einspritzdrucks und Variation der Kraftstoffsorte untersucht. Um die Gemischbildung bei diesen unterschiedlichen Bedingungen zu verstehen, wurden neben dem hydraulischen Verhalten (z.B. Einspritzrate) auch makro- (z.B. Penetration und Sprayvolumen) und mikroskopische Spraygrößen (z.B. Tropfendurchmesser) untersucht.

Mit einem Ruß/NO_x-Trade-off von 1:10 konnte für die hier untersuchten alternativen Kraftstoffe eine Reduzierung der Emissionen von bis zu 50% bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks um $\Delta p_{\text{Düse, max}}=2200$ bar erzielt werden. Bei der Erhöhung des Einspritzdrucks konnte für GtL die geringste Reduzierung der Tropfendurchmesser und eine weniger starke Erhöhung des Sprayvolumens gegenüber den anderen alternativen Kraftstoffen festgestellt werden. Dies wirkte sich in einer weniger starken AGR-Verträglichkeit und somit in einem niedrigeren Potenzial zur Emissionsreduzierung bei sehr hohen Einspritzdrücken aus. Darüber hinaus konnte eine stärkere Zunahme der Luftmassenkonzentration mit RME bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks ermittelt werden. In diesem Zusammenhang konnte auch eine stärkere Zunahme der maximalen Heizrate während der Diffusionsverbrennung festgestellt werden, die sich unter anderem in einer überproportionalen Senkung der Emissionen äußerte.

Neben den Emissionen konnte bei diesen Untersuchungen auch eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs bzw. der CO₂-Emissionen bei Erhöhung des Einspritzdrucks festgestellt werden. Trotz der konstant gehaltenen Verbrennungsschwerpunktlage wurde eine Senkung des Verbrauchs um bis zu 3% realisiert.

Schließlich konnte bei der Variation der Betriebsparameter Last, Drehzahl und Ladedruck sowie der Düsengeometrie ebenfalls eine Reduzierung der Emissionen um bis zu 50% im Ruß/NO_x-Trade-off von 1:10 bei der Erhöhung des Einspritzdrucks und unter Verwendung von alternativen Kraftstoffen erfasst werden.



Abstract

Due to future exhaust emission standards, current European legislations for CO₂ emission and the increasing shortage of fossil energy sources, the need to reduce NO_x- and particulate emissions at constant or reduced fuel consumption becomes more important for the development of modern diesel engines.

Engine modifications, like the increase of injection pressure lead to a better distribution of fuel in the combustion chamber and improve the mixture formation. The consequence can be a better combustion of air/fuel mixture and an increasing reduction of CO₂ emissions of diesel engines. Because of the equal distribution of the air and fuel, fuel-rich areas are reduced in the combustion chamber, so that the particulate matter decreases. The increasing of the nitrogen oxides can be countered by increasing the exhaust gas recirculation. Furthermore the use of alternative fuels, extracted from biomass, has a high potential to reduce CO₂ emissions from their production up to the combustion in the engine. So the employment of alternative fuels with simultaneous optimizing the mixture formation presents an important mean to reduce the emissions and the fuel consumption of modern diesel engines.

In the project “Ultra High Pressure Injection of Alternative Fuels of Diesel Engines”, an injection system was used which is able to inject alternative fuels with an injection pressure in the nozzle chamber up to $p_{Düse, max}=330$ MPa. This injection system was applied at a modern single cylinder diesel engine. Influences on the emissions and the fuel consumption were identified by increasing the injection pressure and with the use of different fuels. To understand the mixture formation at these different conditions, the hydraulic behavior (e.g. injection rate), macro- (e.g. penetration and spray volume) and microscopic spray values (e.g. droplet diameter) were investigated.

With a trade-off of particulate matter and nitrogen oxide emissions of 1:10, a reduction of the emissions up to 50% by increase of the maximum injection pressure in the nozzle chamber of $\Delta p_{Düse, max}=220$ MPa and the use of alternative fuels was realized. The increase of the injection pressure with GtL was linked with the lowest decrease of the droplet size and a poor increase of the spray volume, compared to the other fuels. This leads to a non-intensive increase of the capacity of exhaust gas and a low potential of emission reduction at very high injection pressure. Furthermore an intensive increase of the air in the spray with biodiesel by increase of the injection pressure was detected. In this context a more intensive increase of the maximum heat release rate during the diffusion type of combustion was measured and lead to a disproportional reduction of the emissions.

Additional to the emission, a decrease of the fuel consumption respectively CO₂ emissions was realized by the increase of the injection pressure. In spite of the constant center of combustion a decrease of the consumption of up to 3% was measured with the alternative fuels.

Finally a reduction of the emissions of up to 50% was detected by the variation of the engine load, speed and charge pressure as well as the nozzle geometry in the trade-off of particulate matter and nitrogen oxides of 1:10 by the increase of the injection pressure and using alternative fuels.



Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	7
Abstract	8
Formel- und Symbolverzeichnis	11
Abkürzungsverzeichnis	14
1 Einleitung und Aufgabenstellung	17
2 Theoretische Grundlagen und Stand der Technik	20
2.1 Kraftstoffaufbereitung und -einbringung	21
2.1.1 Einspritzsysteme für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung	22
2.1.2 Beurteilung der Einspritzsysteme.....	25
2.1.3 Einspritzdüse	28
2.1.4 Mehrfacheinspritzung und kontinuierliche Einspritzverlaufsformung	33
2.2 Gemischbildung	37
2.2.1 Strahlausbreitung.....	38
2.2.2 Verdampfung.....	48
2.2.3 Air-Entrainment	49
2.2.4 Spray-Wand Interaktion	51
2.3 Selbstzündung und Verbrennung	52
2.3.1 Zündverzug.....	52
2.3.2 Zündung und Verlauf der Verbrennung	55
2.4 Emissionsbildung	59
2.4.1 Mechanismen der Rußbildung	60
2.4.2 Mechanismen der Stickoxidbildung.....	61
2.4.3 Innermotorische Maßnahmen zur Reduzierung von Ruß- und Stickoxidemissionen.....	62
2.5 Alternative Dieselmotorkraftstoffe.....	65
2.6 Hochdruckeinspritzung alternativer Dieselmotorkraftstoffe	72
3 Versuchsträger, Messtechnik und methodische Vorgehensweise	75
3.1 Einspritzsystem zur Höchstdruckerzeugung.....	75
3.2 Messsystem zur Einspritzmengen- und -verlaufsanalyse.....	79
3.3 Messsystem zur Nadelhub- und Düsenraumdruckerfassung	81
3.4 Druckkammer und optische Messtechnik	82
3.4.1 Versuchsträger.....	82



3.4.2	Makroskopische Spraystruktur.....	84
3.4.3	Mikroskopische Spraygrößen.....	85
3.5	Einzylindermotorprüfstand	87
4	Experimentelle Ergebnisse.....	92
4.1	Einfluss des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart auf die Ruß- und Stickoxidemissionen.....	92
4.1.1	Hydraulische Untersuchungen	94
4.1.2	Makroskopische Sprayanalyse	101
4.1.3	Mikroskopische Sprayanalyse.....	110
4.1.4	Brennverfahrensuntersuchung.....	114
4.2	Einfluss des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart auf weitere Motoreigenschaften	134
4.2.1	Kraftstoffverbrauch	134
4.2.2	CO- und HC-Emissionen	137
4.2.3	Geräuschpegel	140
4.3	Düsen-/Betriebspunktvariation	142
4.3.1	Düsenvariation	142
4.3.2	Lastvariation.....	146
4.3.3	Drehzahlvariation	149
4.3.4	Ladedruckvariation.....	153
5	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	158
6	Anhang.....	161
6.1	Prinzipielle Funktionsweise des verwendeten Injektors CRIN4s-LD	161
6.2	PDA-Messverfahren	164
6.3	Aufbau Einzylindermotorprüfstand	167
6.4	Mess- und Prüfstandstechnik des Einzylindermotors	168
6.5	Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf Emissionen, Verbrauch und Geräusch.....	169
6.6	Methodisches Vorgehen bei der Fehleranalyse und Variationskoeffizienten unterschiedlicher Stellgrößen	170
6.7	Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.1: Einfluss des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart auf die Ruß- und Stickoxidemissionen.....	171
6.8	Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.2: Einfluss des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart auf weitere Motoreigenschaften	175
6.9	Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.3: Düsen-/Betriebspunktvariation	176
	Literaturverzeichnis.....	180



Formel- und Symbolverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$A_{\text{Düse}}$	mm ²	Düsenlochquerschnitt
A_{Rohr}	mm ²	Querschnittsfläche eines Rohres
$A, A(x)$	m ²	Fläche, Oberfläche
C	-	Konstante Berechnung Flame Lift-off
C_{θ}	-	Konstante Düsengeometrie
c	m/s	Schallgeschwindigkeit eines Fluids
c_a	-	Flächenkontraktionskoeffizient
c_D	-	Durchflusskoeffizient
c_v	-	Geschwindigkeitskoeffizient
d	m/mm	Durchmesser, Zylinderbohrung
d_{Aero}	μm	Aerodynamischer Durchmesser
$d_{\text{Düse,ein/aus}}$	mm	Düsenlochdurchmesser (Ein- bzw. Austritt)
F_O	N	Oberflächenkraft
F_T	N	Trägheitskraft
F_Z	N	Zähigkeitskraft
f	Hz	Frequenz
k	-	Konische Gestaltung der Düse, K-Faktor
L_{St}	kg Luft/kg Kraftstoff	Stöchiometrischer Luftbedarf
L_{St,O_2}	kg Luft/kg Kraftstoff	Stöchiometrischer Luftbedarf der Zylinderladung
$l, l(x)$	m	Länge
$l_{\text{Düse}}$	mm	Düsenlochlänge
λ	-	Verbrennungsluftverhältnis
λ_{Laser}	nm	Wellenlänge des Laserlichts
m	kg	Masse
m_{Gas}	kg	Gasmasse



m_K	kg	Kraftstoffmasse
m_T	kg	Gesamtmasse
m_Z	kg	Zylinderladung
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_K	mg/ms	Einspritzverlauf, massebezogen
N_{Loch}	-	Anzahl Spritzlöcher
η_{Fluid}	kg/(m·s)	Dynamische Viskosität
p	N/mm ² , bar	Druck, allgemein
p_{Abgas}	bar	Abgasgegendruck
p_D	N/mm ²	Dampfdruck eines Fluids
$p_{\text{Düse}}$	N/mm ²	Düsenraumdruck
p_{Gas}	N/mm ²	Gasdruck um den Strahl
p_{Lade}	bar	Ladedruck
p_{mi}	bar	Indizierter Mitteldruck
p_{Rail}	bar	Raildruck
q	mm ³	Einspritzvolumen
\dot{q}	mm ³ /ms	Einspritzrate, volumenbezogen
\dot{Q}_{max}	m ³ /h; l/min	Durchfluss, allgemein
\dot{Q}_{hyd}	cm ³ /30s	Hydraulischer Durchfluss
\dot{Q}_{ideal}	cm ³ /s	Idealer Düsenvolumenstrom
ρ_{Fluid}	kg/m ³	Dichte Fluid
ρ_{Gas}	kg/m ³	Dichte umgebendes Gas
ρ_K	kg/m ³	Kraftstoffdichte
ρ_Z	kg/m ³	Dichter der Zylinderladung
s	mm	Kolbenhub
$s(t)$	mm	Penetration
σ_{Fluid}	N/m	Oberflächenspannung des Fluids
Φ	°	Phasendifferenz
Θ	°	Spraywinkel



Θ_L	°	Kreuzungswinkel Laserstrahlen
T	°C, K	Temperatur, allgemein
$T_{\text{Kraftstoff}}$	°C	Kraftstofftemperatur
T_{Lade}	°C	Ladelufttemperatur
$T_{\text{Rück}}$	°C	Temperatur im Injektorrücklauf
T_u	°C	Temperatur des unverbrannten Teils der Zylinderladung
t	s	Zeit allgemein
t_{Period}	μs	Ansteuerdauer
τ_{ZV}	ms	Zündverzugszeit
μ	-	Durchflussbeiwert
V, V(x)	m ³ , l	Volumen, allgemein
V_T	m ³	Gesamtes Sprayvolumen
V_h	cm ³	Zylinderhubvolumen (einen Zylinder)
v	-	Relative Standardabweichung
v_{Austritt}	m/s	Geschwindigkeit am Düsenlochaustritt
v_{rel}	m/s	Relativgeschwindigkeit zwischen eingespritztem Fluid und umgebenden Gas
ν_{Fluid}	m ² /s	Kinematische Viskosität
We	-	Weberzahl
\dot{W}	W	Prozessleistung
x, z	m	Koordinate x (radial), z (axial)
x_i	-	Messwert für die Statistik
\bar{x}	-	Arithmetisches Mittel
x_G	-	Luftmassenkonzentration
x_K	-	Kraftstoffmassenkonzentration
$\Psi_{O_2,A}$	%	Sauerstoffkonzentration im Abgas
$\Psi_{O_2,\text{Luft}}$	%	Sauerstoffkonzentration in der Luft
$\Psi_{O_2,Z}$	%	Sauerstoffkonzentration im Zylinder



Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
AGR	Abgasrückführung
APCRS	Amplified Pressure Common Rail System, druckverstärktes Common-Rail System
BtL	Biomass-to-Liquid, synthetischer Kraftstoff
COMO	COmpetence in MObility
CO	Kohlenmonoxid
CR	Common-Rail, Einspritzsystem mit gemeinsamen Speichervolumen für alle Zylinder
CtL	Coal-to-Liquid, synthetischer Kraftstoff
DI	Direct Injection, Direkteinspritzung
EDC	Electronic Diesel Control, Elektronische Dieselregelung
FAME	Fatty-Acid-Methyl-Ester, Fettsäure-Methyl-Ester Kraftstoffe, sogenannter Biodiesel
FT-Kraftstoffe	Fischer-Tropsch-Kraftstoffe, sogenannte synthetische Kraftstoffe, wie z.B. Biomass-to-Liquid (BtL)
GtL	Gas-to-Liquid, synthetischer Kraftstoff
HC	Hydrocarbon, Kohlenwasserstoff
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition, homogene Dieselverbrennung
HE	Hydroerosives Verrunden
IDI	Indirect Injection, indirekte Einspritzung, Kammerverfahren
NEFZ	Neuer Europäische Fahrzyklus
Nkw	Nutzkraftwagen
NO	Stickstoffmonoxide
NO ₂	Stickstoffdioxide
NO _x	Stickoxide



nOT	Nach dem oberen Totpunkt
OEM	Original Equipment Manufacturer, Erstausrüster
OT	Oberer Totpunkt
OVGU	Otto-von-Guericke-Universität
PDE	Pumpe-Düse-Einheit Einspritzsystem
PDA	Phasen-Doppler Anemometrie
PIV	Particle Image Velocimetry
PLD	Pumpe-Leitung-Düse Einspritzsystem
Pkw	Personenkraftwagen
RME	Raps-Methyl-Ester; Biodiesel
SAE	Society of Automotive Engineers
SMD	Sauter Mean Diameter, mittlere Sauter-Durchmesser
UI	Unit-Injektor System, Pumpe-Düse-Einheit Einspritzsystem
UP	Unit-Pump System, Pumpe-Leitung-Düse Einspritzsystem
UT	Unterer Totpunkt
ZOT	Zünd-OT





1 Einleitung und Aufgabenstellung

„Der Gebrauch von Pflanzenöl als Kraftstoff mag heute unbedeutend sein. Aber derartige Produkte können im Laufe der Zeit ebenso wichtig werden wie Petroleum und diese Kohle-Teer-Produkte von heute.“

Rudolf Diesel, Patentschrift 1912

Dieses Zitat, das von Rudolf Diesel vor fast genau 100 Jahre verfasst wurde und seine visionäre Sichtweise zur Lösung technischer aber auch sozialer Probleme verdeutlicht, ist in der heutigen Diskussion über moderne Antriebskonzepte mit alternativen Energieträgern von hoher aktueller Bedeutung. Die Forderung nach klimaschonenden, effizienten und emissionsarmen Verbrennungsmotoren wird vor allem vor dem Hintergrund stark wachsender Wirtschaftsmärkte aus dem asiatischen und indischen Raum und der zunehmenden Verknappung fossiler Energieträger immer wichtiger.

Im Hinblick auf eine hohe Effizienz nimmt der Dieselmotor gegenüber dem Ottomotor eine Vorreiterstellung ein. Wirkungsgrade von mehr als 40 Prozent führen zu einem breiten Einsatzbereich dieses Motoraggregates weit über den mobilen Sektor hinaus. Hinsichtlich hoher Leistungsdichten bei kleinen Motorabmessungen, Geräuschminimierung sowie Gewichtsreduktion hat der Dieselmotor in den letzten zwei Jahrzehnten Fortschritte erzielt, so dass heute auch im Premiumbereich von Personenkraftwagen dieses Aggregat verstärkt eingesetzt wird. Dies führte in jüngerer Vergangenheit unter anderem zu einer starken Zunahme an Diesel-Pkws auf dem deutschen und europäischen Markt, obwohl eine höhere Besteuerung, steigende Kraftstoff- sowie höhere Anschaffungskosten des Aggregates diesem Trend eigentlich entgegenwirken müssten.

Unterschiedliche technische Verbesserungen am Dieselmotor haben zu diesen Entwicklungen geführt. Der Übergang von Kammer- auf Dieselmotoren mit Direkteinspritzung hat vor allem die Effizienz des Motors erhöht. Mit der Abgasturboaufladung konnten das Drehmoment, die Emissionen sowie der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden. Vor allem im Bereich der innermotorischen Maßnahmen und hier insbesondere der Gemischbildung eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung wurden weitere Fortschritte erzielt. Durch Einführung der Common-Rail Einspritztechnik konnte die Zahl an Freiheitsgraden hinsichtlich der Gestaltung des Einspritzvorgangs erhöht werden, um damit die Emissionen, die Laufruhe und den Verbrauch weiter zu verbessern. Die Anwendung von rückgeführtem Abgas im Brennraum (AGR) trug zur Reduzierung der Stickoxidemissionen bei. Mit dem Einsatz von außermotorischen Maßnahmen, wie z.B. Partikelfilter, Oxidationskatalysator und DeNO_x-Systeme, konnten zwar Partikel- und Stickoxidemissionen reduziert werden, jedoch mussten Einbuße in der Effizienz des Motoraggregates und Mehrkosten in Kauf genommen werden.

Vor dem Hintergrund zukünftiger europäischer, amerikanischer und japanischer Emissionsrichtlinien müssen diese Maßnahmen weiter verbessert werden. Vor allem zur Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen bei gleichzeitig neutralem bzw. reduziertem Kraftstoffverbrauch sind weitere Maßnahmen erforderlich. Großes Entwicklungspotenzial bietet hier der Einspritzdruck, mit dem die Gemischbildung und damit auch die Verbrennung und Emissionsentstehung stark beeinflusst wird. Durch die Erhöhung des Einspritzdruckes



und der damit verbundenen Steigerung der Strömungsgeschwindigkeiten in der Einspritzdüse wird die Größe der Kraftstofftropfen reduziert und die Turbulenz im Spray erhöht. Durch diese stärkere Zerstäubung des Kraftstoffes kann mehr Luft durch das Spray aufgenommen und die stark heterogene Verteilung von Luft und Kraftstoff, die aufgrund der inneren Gemischbildung und der damit verbundenen kurzen Gemischbildungszeiten im Brennraum herrscht, reduziert werden. Eine Verbesserung der Gleichverteilung von Luft und Kraftstoff bedeutet eine optimierte Umsetzung des Kraftstoffes in mechanische Energie und damit eine Effizienzsteigerung des Verbrennungsprozesses. Darüber hinaus kann durch die Reduzierung von Bereichen mit einer heterogenen Verteilung von Luft und Kraftstoff die Entstehung von Rußemissionen reduziert werden. Mit der Leistungssteigerung durch den höheren Einspritzdruck erhöhen sich die Spitztemperaturen während der Verbrennung und führen zu erhöhten Stickoxidemissionen. Mit Hilfe der Rückführung von Abgas in den Verbrennungsprozess (Abgasrückführung, AGR), d.h. über die Reduzierung des Sauerstoffanteils im Frischgas, können die Verbrennungstemperaturen und damit die Stickoxidemissionen abgesenkt werden. Somit ergibt sich aus der Erhöhung des Einspritzdruckes sowie der AGR-Rate eine effektive Maßnahme zur weiteren Emissionsreduzierung des Dieselmotors bei reduziertem Kraftstoffverbrauch.

Um der zunehmenden Verknappung fossiler Rohstoffe begegnen zu können, wird der Einsatz alternativer Kraftstoffe im automobilen Bereich zunehmend angestrebt. Die Bandbreite dieser Kraftstoffe reicht von Biokraftstoffen der ersten Generation, wie z.B. Pflanzenöl oder auch Raps-Methyl-Ester über synthetische Kraftstoffe auf fossiler Basis (Gas to Liquid- und Coal to Liquid) bzw. Biobasis (Biomass to Liquid) bis hin zu Kraftstoffen die z.B. aus Algen produziert werden.

Die Kombination aus einer Optimierung der Gemischbildung über die Erhöhung des Einspritzdruckes und des Einsatzes von alternativen Kraftstoffen bietet somit ein effektives Mittel, der Forderung nach klimaschonenden, effizienten und emissionsarmen Antriebsaggregaten entscheidend nachzukommen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden das Gemischbildungsverhalten sowie die Verbrennung von alternativen Kraftstoffen, die mit einem extrem hohen Einspritzdruck eingespritzt werden, untersucht. Ergebnisse zu solchen Höchstdruckuntersuchungen sind vor allem für konventionelle Kraftstoffe und im Nfz-Bereich bekannt. Alternative Kraftstoffen, die mit einem Einspritzdruck von mehr als $p_{\text{Einspr}}=2000$ bar eingespritzt werden, sind bisher kaum analysiert worden.

In dieser Arbeit soll daher das Potenzial der Emissions- und CO₂-Reduzierung von höchstdruckeingespritzten, alternativen Kraftstoffen an einem Einzylinder-Forschungsmotor für Diesel-Pkw gezeigt werden. Dazu wurde an unterschiedlichen Betriebspunkten der Einfluss des hohen Einspritzdruckes auf Diesel- sowie drei weiteren alternativen Kraftstoffen untersucht. Neben den Motoruntersuchungen wurde auch das Spraybild in einer Hochdruckkammer in Abhängigkeit von Einspritzdruck und Kraftstoffart analysiert. Hier wurden mittels der Auswertung von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen Aussagen über makroskopische Spraygrößen, wie z.B. der Penetration und dem Sprayvolumen getroffen. Untersuchungen zu mikroskopischen Sprayparametern, wie z.B. dem Tropfendurchmesser und der –geschwindigkeit wurden mittels der Phasor-Doppler-Anemometrie (PDA)



durchgeführt. Schließlich soll in dieser Arbeit das hydraulische Einspritzverhalten des Höchstdruckinjektors anhand Einspritzraten-, -mengen- sowie Nadelhub- und Düsenraumdruckuntersuchungen beschrieben werden. Die Erkenntnisse aus diesen hydraulischen sowie Druckkammeruntersuchungen helfen dabei entscheidend, die Gemischbildung der alternativen Kraftstoffe bei Variation des Einspritzdruckes zu charakterisieren.

Die in dieser Arbeit dargestellten Ergebnisse wurden im Teilprojekt „Extreme Hochdruckeinspritzung alternativer Kraftstoffe für Dieselmotoren“ des Verbundprojektes Competence in MObility (COMO) an der Otto-von-Guericke-Universität (OVGU) erarbeitet. Der als Initiative der ingenieurwissenschaftlichen Fakultäten der OVGU gegründete Forschungsschwerpunkt „Automotive“ besteht aus 13 Instituten, die insgesamt 4 Fakultäten angehören und die automobilen Kompetenz an der OVGU bündeln und stärken sollen. Der Schwerpunkt dieser Forschungsprojekte, die sich in die Projektbereiche „Energiewandlung und Antriebssysteme“, „Sicherheit und Komfort“ sowie „Virtual Engineering“ aufteilen, liegt auf dem Gebiet der Antriebstechnik, dem Fahrkomfort und Sicherheit bis hin zu effektiven Produktentwicklungen von automotiven Systemen.

2 Theoretische Grundlagen und Stand der Technik

Wie **Abbildung 2.1** zeigt, hängt das motorische Verhalten, in Bezug auf Leistung, Verbrauch, Emissionen und schließlich Geräusch von unterschiedlichen Faktoren ab.

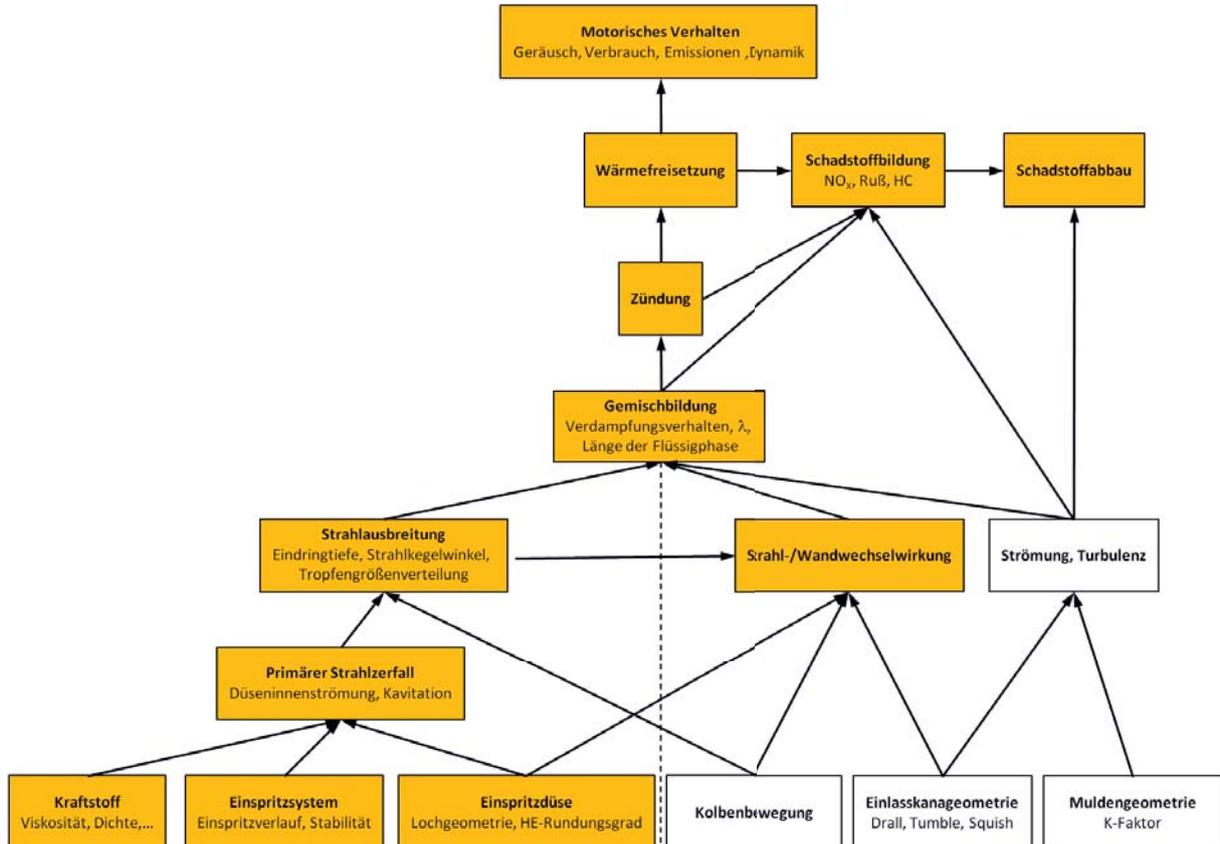


Abbildung 2.1: Phasen der dieselmotorischen Gemischbildung, Zündung und Verbrennung; mit Markierung (orange) der für diese Arbeit relevanten Phasen, nach [Tsc11]

Während die linke Hälfte die Beeinflussung der Art, Einbringung und Aufbereitung des Kraftstoffes beschreibt, werden im rechten Teil vor allem die Einflüsse auf die Luftbewegung dargestellt. Beide Bereiche münden in der Gemischbildung und gehen über die Zündung in die Verbrennung über. Im Verlauf dieses Kapitels sollen die einzelnen Einflüsse der dieselmotorischen Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung ausführlich diskutiert werden. Dabei wird zu **Abbildung 2.1** eine leicht abgeänderte Struktur verwendet: Die Strahlausbreitung sowie die Interaktion von Luft und Kraftstoff mit dem Kolben werden unter dem Begriff Gemischbildung zusammengefasst. Daneben wird, vor allem bei den einzelnen Einspritzkomponenten, auch der derzeitige Stand der Technik dargestellt.

Der Einfluss des Einspritzdruckes unter dem Einsatz von alternativen Kraftstoffen auf den motorischen Betrieb eines Dieselmotors stellt den Schwerpunkt der Untersuchungen in dieser Arbeit dar. Aus diesem Grund soll, sofern möglich, der Einfluss eines hohen Einspritzdruckes bzw. variierender Kraftstoffkennwerte auf die hier diskutierten Teilaspekte der Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung dargestellt werden.



2.1 Kraftstoffaufbereitung und -einbringung

Der von Rudolf Diesel 1897 konstruierte Versuchsmotor mit Selbstzündung funktionierte noch mit einer indirekten Form der Kraftstoffeinbringung in den Brennraum. Obwohl die Direkteinspritzung in Diesels Patentschrift angestrebt wurde, siehe [Mel78], konnte mit den damaligen technischen Mitteln nur mit Hilfe einer Druckluftanlage der Kraftstoff „eingespritzt“ werden, [Mol07]. Es sollten noch etwa 90 Jahre Entwicklungsgeschichte folgen, bis die Direkteinspritzung (Direct Injection, DI) im Pkw-Bereich Serienreife erreichte. Bis dahin wurde der Kraftstoff in Pkw-Dieselmotoren indirekt (Indirect Injection, IDI) über Kammern in den Brennraum eingespritzt. Dabei wird bei den IDI-Verfahren für Pkw-Dieselmotoren zwischen dem Vor- und dem Wirbelkammerbrennverfahren unterschieden, siehe **Abbildung 2.2**.

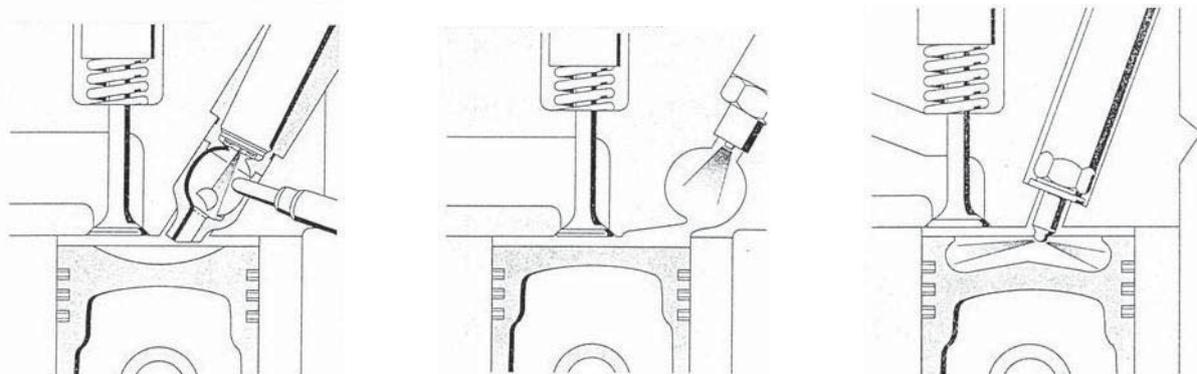


Abbildung 2.2: Vorkammer-, Wirbelkammer- und Direkteinspritzverfahren, [Tsc11]

Der Kraftstoff wird beim Vorkammerverfahren in eine heiße Vorkammer eingebracht. Über eine Drosselzapfendüse wird der Kraftstoff mit relativ niedrigem Druck (200 – 300 bar) eingespritzt. Um die Zerstäubung des Kraftstoffes zu verstärken, ist in der Kammermitte eine Prallfläche angeordnet, über die der Kraftstoffstrahl zerteilt wird und sich intensiv mit der umgebenden Luft vermischt. Die dabei einsetzende Vorverbrennung treibt das unverbrannte Kraftstoff-Luft-Gemisch über Bohrungen in der Vorkammer in den Hauptbrennraum, wo sich die eigentliche Verbrennung mit der Energieabgabe an den Kolben fortsetzt.

Beim Wirbelkammerverfahren wird die verdichtete Luft durch den Schusskanal in die kugelförmige Wirbelkammer gepresst. Aufgrund der tangentialen Mündung des Kanals wird die Luft in starke Rotation versetzt und der Kraftstoff eingespritzt. Dabei durchdringt der Kraftstoffstrahl den Wirbel senkrecht zu seiner Achse. Dieses Kraftstoff-Luft-Gemisch wird durch die beginnende Verbrennung wieder durch den Schusskanal in den Brennraum gedrückt und vermischt sich dort mit der vorhandenen Verbrennungsluft.

Hauptnachteil der Kammermotoren und Grund für den heute nahezu vollständigen Einsatz von Motoren mit Direkteinspritzung im Pkw-Bereich ist der um 20 % höhere Kraftstoffverbrauch. Aufgrund der größeren Brennraumoberfläche der Kammermotoren geht sehr viel Wärme über die zusätzliche Brennkammer in Form der Vor- bzw. Wirbelkammer verloren und kann dabei nicht in mechanische Energie umgesetzt werden. Der Nachteil der Motoren mit Direkteinspritzung beschränkt sich vor allem auf die begrenzte Maximaldrehzahl. Da die Gemischbildung im Brennraum stattfindet, steht für die vollständige



Vermischung von Kraftstoff und Luft nur ein Zeitfenster von wenigen Millisekunden zur Verfügung. Hierbei ergeben sich vor allem Nachteile für die Verbrennung und die Emissionsbildung. Ein weiterer Nachteil sind die hohen Verbrennungsgeräusche der DI-Motoren. Schließlich ist aufgrund der hohen Zylinderdrücke während der Einspritzung ein aufwendiges Einspritzsystem mit einem hohen Einspritzdruckniveau im Vergleich zu den Kammerverfahren notwendig.

Aufgrund der zunehmenden Verschärfung der Emissionsrichtlinien und des hohen Bedarfs an kraftstoffsparenden und somit CO₂-armen Fahrzeugen, sind Pkw-Dieselmotoren im europäischen Raum inzwischen komplett als DI-Motoren ausgeführt. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird daher nur noch das Direkteinspritzsystem betrachtet.

2.1.1 Einspritzsysteme für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung

Die Aufgaben der Dieseleinspritzsysteme lassen sich in vier Grundfunktionen einteilen, [Mol07]:

- Kraftstoff fördern (Niederdruckteil),
- Hochdruck erzeugen,
- Kraftstoff zumessen und
- Kraftstoff aufbereiten.

Im Niederdruckteil wird über Pumpen bei einem niedrigen Druck der Kraftstoff aus dem Tank über Filterelemente zum Hochdruckteil gefördert. Daran anschließend folgt die Hochdruckerzeugung und weitere Förderung zur Zumesstelle bzw. in einen Speicher im Hochdruckteil. Da in diesem Bereich systembedingt die größten Verluste hinsichtlich Leckage und Rücklaufmengen existieren, arbeitet die Hochdruckpumpe mit einem möglichst hohen Wirkungsgrad. Die Zumessung des Kraftstoffes hinsichtlich der exakten Menge und dem Zeitpunkt beeinflusst entscheidend die spätere Verbrennung und stellt damit eine bedeutende Teilfunktion des Einspritzsystems dar. Die zeitlich genaue und mengenmäßig präzise Dosierung des Kraftstoffes in Abhängigkeit von Drehzahl und Last des Motors steht dabei im Vordergrund. Als letzte Grundfunktion lässt sich die Aufbereitung des Kraftstoffes in der Einspritzdüse definieren. Ein verfolgungswürdiges Ziel ist hierbei vor allem eine möglichst hohe Zerstäubung des Kraftstoffes in Form eines Sprays.

Die Entwicklung der Einspritzsysteme für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung ist stark geprägt durch den Entwicklungsfortschritt der Elektronik im Motorenbau. Während anfangs die Regelung und Steuerung der eingespritzten Menge und des Zeitpunktes noch rein mechanisch ausgeführt wurden und daher mit Einschränkungen hinsichtlich der einzustellenden Parameter verbunden war, werden diese Motorbetriebsparameter bei aktuellen Einspritzsystemen rein elektronisch geregelt. Weitere Entwicklungsschritte haben den Grad der freien Parametrierbarkeit von Ansteuerdauer und -zeitpunkt sowie Anzahl der Einspritzungen während eines Arbeitszyklus stetig verbessert und damit den Dieselmotor im Hinblick auf einen hohen Wirkungsgrad und Reduzierung der Emissionen bzw. Geräusche weiter verbessert. Erwähnenswerte Systeme, neben dem in dieser Arbeit verwendeten Einspritzsystem Common-Rail, sind hierbei die Reihpumpe, Verteilereinspritzpumpe, das Pumpe-Düse-Einheit-System (PDE) sowie das Pumpe-Leitung-Düse-System (PLD).



Detailliert und ausführlich beschrieben werden diese Systeme in [Mol07]. Im Folgenden soll daher nur das in dieser Arbeit verwendete Common-Rail Einspritzsystem vorgestellt werden.

Common-Rail-System

Wie die deutsche Übersetzung dieses Einspritzsystems schon zeigt, handelt es sich beim Common-Rail System (CR-System) um ein Speichereinspritzsystem, bei denen die Einspritzventile (auch Injektoren genannt) an einer gemeinsamen (engl. Übersetzung: „common“) Verteilerleiste (engl. Übersetzung: „Rail“), dem Hochdruckspeicher, angeschlossen sind und dieser über eine Hochdruckpumpe mit verdichtetem Kraftstoff versorgt wird.

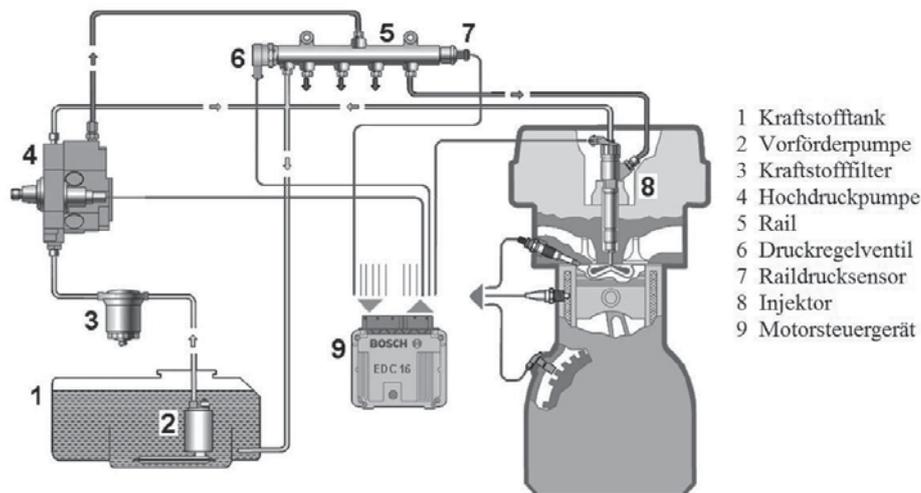


Abbildung 2.3: Aufbau eines Common-Rail (CR) Einspritzsystems, nach [Mol07]

Der Aufbau des Systems gliedert sich analog zur **Abbildung 2.3** wie folgt: Über kurze Leitungen sind die Injektoren mit dem Rail verbunden, um die Verluste zwischen Rail und Einspritzventil gering zu halten. Die Hochdruckpumpe fördert unabhängig vom Betriebspunkt des Motors den Kraftstoff über eine Hochdruckleitung in das Rail und ist in der Regel als Radialkolbenpumpe ausgeführt. Bei Nfz-Anwendungen kommen Reihen- bzw. Einzelsteckpumpen zum Einsatz, siehe [Mol07]. Über ein Druckregelventil wird der überschüssig verdichtete Kraftstoff aus dem Rail abgesteuert und bei niedrigem Kraftstoffdruck wieder in den Tank zurückgefördert. Ein Drucksensor erfasst dabei mit einer hohen Abtastfrequenz den Druck im Rail. Um den Wirkungsgrad des Gesamtsystems möglichst hoch zu halten, befindet sich in aktuellen Systemen in der Hochdruckpumpe eine Zumesseinheit, die bei niedrigen Einspritzmengen weniger verdichteten Kraftstoff zum Rail fördert, womit der abzusteuernde Kraftstoffanteil im Rail sinkt. Auch diese Zumesseinheit kann als Druckregelung verwendet werden. Die Düse ist im Gegensatz zu den anderen Systemen hubgesteuert und wird über ein servo-hydraulisches System, siehe **Abbildung 2.4**, im Inneren des Injektors geöffnet bzw. geschlossen.

Im geschlossenen Zustand der Düsennadel wirkt hochverdichteter Kraftstoff aus dem Rail mit dem gleichen Druck im Ventilsteuerraum 6 und im Kammervolumen 9. Da die Querschnittsfläche des Steuerkolbens im Ventilsteuerraum größer ist als die resultierende Kreisringfläche aus der Differenz der Düsenschulterfläche und der Ringfläche am Dichtsitz



der Nadelspitze, kommt es zu einer resultierenden Kraft, mit der die Düsennadel in ihren Sitz gedrückt wird.

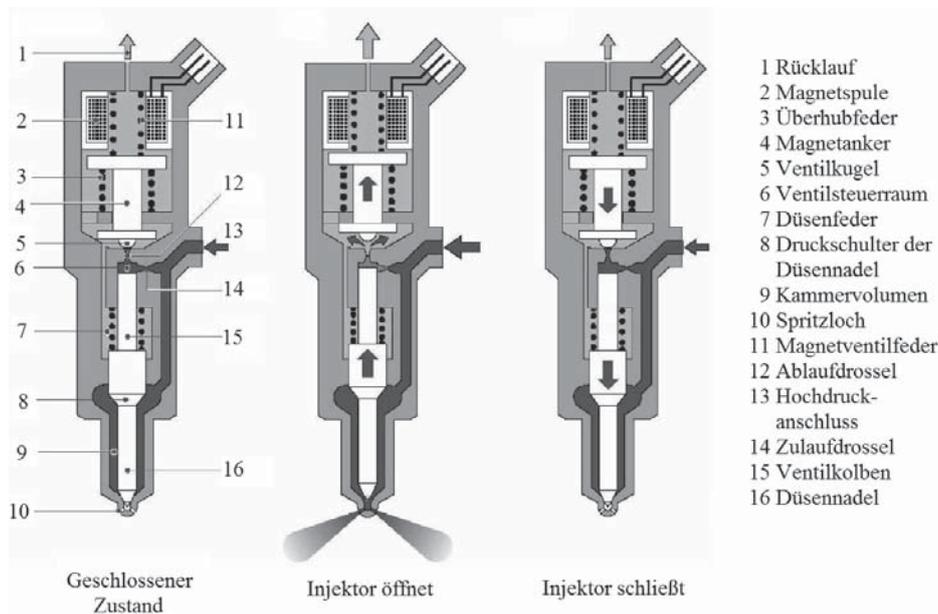


Abbildung 2.4: Funktionsprinzip eines CR-Injektors, nach [Mol07]

Durch Ansteuern des Magnetventils entgegen der Magnetventilfederkraft hebt der Magnetanker mit seiner Ventilkugel aus dem Sitz ab, wodurch sich der Hochdruck im Ventilsteuerraum abbaut und der Kraftstoff über die Ablaufdrossel in den Rücklauf zum Tank geleitet wird. Aufgrund der dämpfend wirkenden Zulaufdrossel baut sich der Druck im Ventilsteuerraum schneller ab als im Kammervolumen, was sich in einer höheren Kraft an der Druckschulter gegenüber der Kraft an der Stirnfläche des Steuerkolbens äußert. Aufgrund dieses Kräfteungleichgewichtes wird die Düsennadel entgegen der Düsenfederkraft aus ihrem Sitz gehoben und Kraftstoff wird in den Brennraum mit nahezu Raildruck eingespritzt. Bei geöffnetem Magnetventil wirkt aufgrund der Zulaufdrossel ständig eine größere Kraft auf die Düsenschulter als auf die Stirnseite des Steuerkolbens. Dabei bestimmt der Durchflussunterschied zwischen Zu- und Ablaufdrossel die Nadelhubgeschwindigkeit und der resultierende Kraftstoffstrom wirkt als Polster für den Steuerkolben, sobald dieser seine höchste Position erreicht hat (hydraulischer Anschlag).

Wird das Magnetventil nicht mehr angesteuert, bewegt sich der Magnetanker aufgrund der wirkenden Federkraft in Richtung Steuerkolben und über die Ventilkugel wird die Ablaufdrossel verschlossen. Der Druck baut sich im Ventilsteuerraum auf und bewirkt zusätzlich zur Düsenfederkraft, dass sich die Nadel schließt. Der Kraftstoffstrom über die Zulaufdrossel beeinflusst maßgeblich die Schließgeschwindigkeit der Nadel. Sobald die Düsennadel den Sitz erreicht, ist die Einspritzung abgeschlossen.

Der Weg über dieses Servokonzept wird beim CR-Injektor gewählt, da die hohen Kräfte über das Magnetventil alleine nicht zur Verfügung gestellt werden können. Nachteilig sind dabei die Steuer- und Leckagemengen, die zum Schalten des Ventils benötigt werden und den Wirkungsgrad des Gesamtsystems reduzieren, sowie das träge dynamische Verhalten.



Neben dem Magnetventil kann auch über ein Piezoaktor der Einspritzvorgang realisiert werden. Die Funktion des Piezo-CR Systems ähnelt dem des magnetventilgesteuerten Systems und soll daher nicht näher erläutert werden. Das Piezosystem wurde eingeführt, um die Dynamik des Injektors zu verbessern. So lassen sich sehr kurze Zeiten zwischen den Einspritzvorgängen realisieren und damit die Anzahl an Einspritzungen pro Arbeitsspiel weiter erhöhen. Darüber hinaus bietet das Piezosystem die Möglichkeit, direkt die Düsennadel zu betätigen und damit neben der elektrischen auch die hydraulische Verzugszeit zwischen Ansteuerung und Öffnung der Nadel weiter zu reduzieren. Nachteilig sind jedoch die hohen Kosten für die Piezokeramik. Über das Motorsteuergerät wird das Magnet- bzw. Piezoventil angesteuert und die Nadel bewegt und damit die Düse geöffnet.

Das CR-System ist das heute uneingeschränkt eingesetzte Einspritzsystem für moderne Pkw-Motoren. Aber auch im mittelschnell- und langsamlaufenden Nfz- und Großmotorensegment, siehe [Poe10] und [Har10], greift man verstärkt auf das Einspritzkonzept mit einem Hochdruckspeicher zurück. Das charakteristische Merkmal und gleichzeitig einer der größten Vorteile gegenüber den schon vorgestellten Einspritzsystemen ist die Trennung des Hochdruckaufbaus von der Einspritzung. Da die Bereitstellung des Hochdruckes theoretisch unabhängig von der Kurbelwellenposition und vom Betriebspunkt des Motors ist, steht im gesamten Kennfeldbereich des Motors ein hoher Einspritzdruck bzw. eine hohe -menge zur Verfügung (siehe auch weiter unten). Damit ergeben sich gegenüber den Systemen ohne Hochdruckspeicher eine höhere Flexibilität im Hinblick auf Größe, Beginn und Häufigkeit der Einspritzung während eines Arbeitsspieles sowie der Formung des Einspritzverlaufs. Gerade diese Eigenschaften trugen in den letzten Jahren maßgeblich zur innermotorischen Reduzierung der Emissionen und des Verbrennungsgeräusches sowie zur Steigerung der Leistung moderner Dieselmotoren bei.

2.1.2 Beurteilung der Einspritzsysteme

Zur Beurteilung der Einspritzsysteme wurde eine Bewertungsmatrix entwickelt, die in **Tabelle 2.1** dargestellt ist. Die unterschiedlichen Einspritzsysteme wurden dabei anhand verschiedener Bewertungskriterien miteinander verglichen.

Dabei wird deutlich, dass vor allem das Common-Rail Einspritzsystem die hier definierten Kriterien am besten erfüllt. Die druckgesteuerten Systeme weisen im Hinblick auf eine freie und von der Motorlast und -drehzahl unabhängigen Parametrierung der Einspritzung Nachteile auf, die auch eine Ratenverlaufsformung erschweren. Von Vorteil bei der Reihen- und Verteilereinspritzpumpe ist die geringe Komplexität und der geringe motorseitige Aufwand, der vor allem bei den PDE-Systemen sehr hoch ist.

Grundsätzlich eignet sich jedes der in **Tabelle 2.1** vorgestellten Systeme für den Einsatz mit alternativen Kraftstoffen. In [Bra03], [Bra06], [Pat06], [Kit05] und [Hen05] wurden Untersuchungen mit veresterten Pflanzenölen (Biodiesel), synthetischen Kraftstoffen auf fossiler bzw. regenerativer Basis sowie Mischkraftstoffe aus konventionellem Diesel und Bioethanol über einen längeren Zeitraum mit einigen, der hier vorgestellten Systeme durchgeführt. Nennenswerte Schäden durch diese Kraftstoffe konnten dabei nicht festgestellt werden. Doch gilt es hierbei zu beachten, dass vor allem für den reinen Pflanzenöl- bzw. Biodieselbetrieb derzeit kein Einspritzsystem freigegeben ist.



Tabelle 2.1: Bewertungsmatrix Einspritzsysteme

	Reiheneinspritzpumpe	Verteilereinspritzpumpe		Pumpe-Düse-Einheit-System	Pumpe-Leitung-Düse System	Common-Rail, indirekte Nadelsteuerung		Common-Rail direkte Nadelsteuerung	Common-Rail intern druckübersetzt
		Axial	Radial			Magnetventil	Piezventil		
Erreichen eines Einspritzdrucks > 2000 bar	--	-	O	++	+	+	+	+	++
Unabhängigkeit Einspritzdruck von Motordrehzahl	-	-	O	O	O	+	+	+	+
Freie Gestaltung Spritzbeginn und Spritzdauer	-	O	O	O	O	++	++	++	++
Möglichkeit der Ratenverlaufsformung	-	-	-	O	O	+	+	++	+
Kleinstmengenfähigkeit	O	O	O	+	O	+	++	++	+
Einsatz alternativer Dieselmotoren	++	+	+	+	++	+	+	+	+
Komplexität des Systems	+	+	O	O	+	O	O	O	-
Motorseitiger Aufwand	+	+	+	-	O	++	++	++	+
Systemkosten	O	O	O	-	O	+	-	O	-
Entwicklungspotenzial	--	-	-	O	-	+	+	+	+

++ = Kriterium wird sehr gut erfüllt/hoch -- = Kriterium wird gar nicht erfüllt/niedrig

Wie in **Abbildung 2.5** gezeigt, weisen die konventionellen, nockenbetriebenen Systeme einen begrenzten maximalen Einspritzdruck auf. Aufgrund der Einstellung der Weiterentwicklung durch die Hersteller dieser Systeme, werden maximale Einspritzdrücke bis 2200 bar beim PDE- und aufgrund der Leitung zwischen Pumpe und Düse beim PLD-System von 1800 bar erzielt. Die radiale Verteilereinspritzpumpe konnte mit dem Modell der VP44 einen maximalen Einspritzdruck von düsenseitig knapp 2000 bar in Pkw-Anwendungen erzielen, während bei der axialen Variante Systeme mit einem maximalen Druck bis 1.550 bar entwickelt wurden, [Mol07]. Die Reiheneinspritzpumpe wird derzeit im Nutzfahrzeugbereich mit einem maximalen Einspritzdruck von 1300 bar eingesetzt.

Wie die **Abbildung 2.5** zeigt, ist der Entwicklungsfortschritt des CR-Systems im Hinblick auf den Einspritzdruck aufgrund der genannten Vorteile am weitesten fortgeschritten. Vor allem im Nfz-Bereich, siehe [NN01], sind beim Common-Rail System derzeit Einspritzdrücke bei Seriensystemen bis zu 2400 bar möglich. Der Einspritzsystemlieferant Denso Corporation strebt bis 2015 an, ein Einspritzsystem auf den Markt zu bringen, das im Pkw eingesetzt einen maximalen Einspritzdruck von 3000 bar ermöglicht, [Shi11].

Ausschließlich das CR-System wurde in der Forschung für Untersuchungen im Höchstdruckbereich mit Einspritzdrücken größer als 2500 bar eingesetzt. Dabei wurden neben reinen Gemischbildungsuntersuchungen bis zu einem Einspritzdruck von 3500 bar, siehe [Jeo05], [Lee05], [Nis07] und [Wan10], auch motorische Untersuchungen mit dem CR-System mit bis zu 3000 bar für Nfz-Anwendungen durchgeführt, siehe hierzu [Mar06], [See06], [Fis09] und [Wlo09].

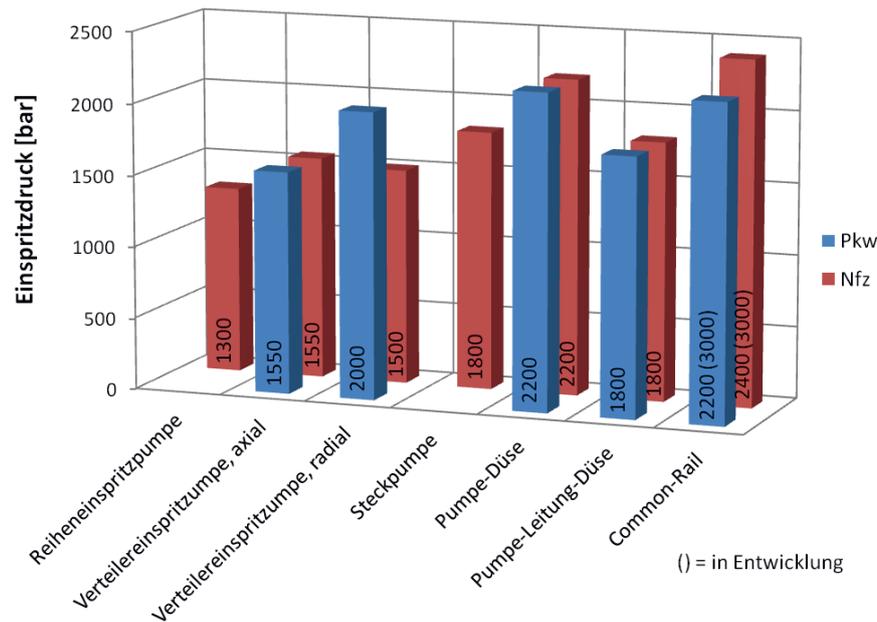


Abbildung 2.5: Seriendüsenraumdruckniveau von Pkw- und Nfz-Einspritzsystemen

Ein Vergleich der Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung zwischen einem Pumpe-Leitung-Düse-, einem CR-System und einem hochdruckübersetzten CR-System (Amplified Piston Common Rail System, APCRS), wie es auch in dieser Arbeit in ähnlicher Form Verwendung findet, wird in [Ble04] durchgeführt. Dabei konnten mit dem PLD-System aufgrund der höheren Nadelhubgeschwindigkeit gegenüber den CR-Systemen stabilere Strömungsbedingungen während der Öffnungs- und Schließphase der Düse festgestellt werden. Höhere HC-Emissionen wurden im Motorbetrieb mit den CR-Systemen gemessen, da aufgrund des geringeren Sacklochdrucks der Kraftstoff bei Spritzende schlechter zerstäubt wird als beim PLD-System.

Die Einflüsse dieser instabilen Strömungsbedingungen bei den CR-Systemen setzten sich auch bei den makroskopischen Spraygrößen und hier insbesondere beim Spraywinkel fort. Während beim PLD-System die Spraywinkel konstant bleiben, steigen sie beim CR-System während der Drosselphase stark an. Auch die Tropfengröße wird durch die unterschiedlichen Öffnungsgeschwindigkeiten der Systeme beeinflusst. Beim PLD-System liegen zu Beginn der Einspritzung die kleinsten Tropfen vor. Sofern bei allen Systemen die Nadel vollständig geöffnet ist, werden ähnliche Tropfendurchmesser gemessen. Im Hinblick auf die Emissionen konnten mit den CR-Systemen die höchsten Rußtemperaturen auf Basis gemessener Strahlung berechnet und damit auch höhere Stickoxidemissionen gemessen werden. Das hochdruckübersetzte CR-System weist die geringsten Geräuschemissionen auf, da sich hiermit eine Rampeneinspritzung realisieren lässt. Diesem System wird laut dem Autor auch ein hohes Potenzial zur Senkung der Stickoxidemissionen aufgrund der Drucksteigerung während des Einspritzvorgangs zugesprochen, [Ble04]. Auch die höheren Rußemissionen gegenüber dem CR-System lassen sich durch die einfache Realisierung einer Nacheinspritzung, verglichen mit dem PLD-System, mindern.



Aufgrund der weiter oben dargestellten Vorteile des CR-Einspritzsystems, der daraus resultierenden konsequenten Weiterentwicklung sowie der weiten Verbreitung des Systems für Pkw- und Nfz-Anwendungen eignet sich dieses Einspritzsystem am besten für die Höchstdruckuntersuchung alternativer Dieselmotorkraftstoffe.

2.1.3 Einspritzdüse

Die Einspritzdüse stellt das Bindeglied zwischen dem Einspritzsystem und dem Brennraum eines Dieselmotors dar. Über die Düse und vor allem deren Innengeometrie wird entscheidend der Ablauf der Kraftstoffeinbringung und –aufbereitung in den Brennraum und somit die Gemischbildung, Verbrennung sowie Emissionsbildung beeinflusst. Die Leistung sowie der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors und damit auch der spezifische Kraftstoffverbrauch können ebenfalls über die Düseninnengeometrie optimiert werden. Die folgende **Abbildung 2.6** zeigt die unterschiedlichen Ausführungsformen einer Einspritzdüse für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung.

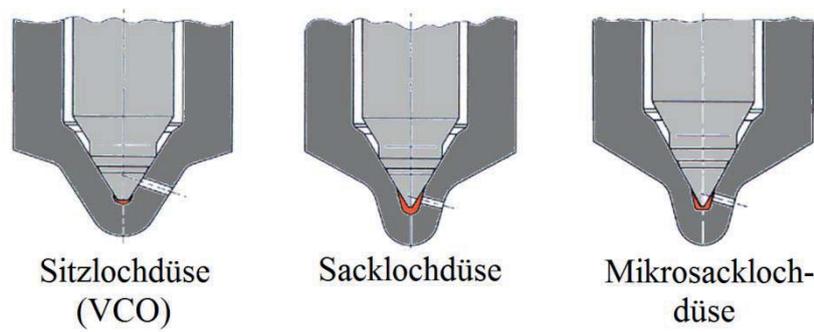


Abbildung 2.6: Düsenaufbauten, [Tsc10]

Der Unterschied zwischen Sitz- und Sacklochdüse besteht in der Lage der Dichtfläche Düsenadel/-körper zur Position der Düsenlöcher. Während sich bei der Sitzlochdüse (VCO = Valve covered orifice) die abdichtende Kreisringfläche in Höhe der Düsenlöcher befindet, sind bei der Sacklochbauform die Düsenlöcher unterhalb der abdichtenden Kreisringfläche angeordnet. Dadurch ergibt sich bei der Sacklochdüse ein Schadvolumen (rot markiert in **Abbildung 2.6**), in dem sich Kraftstoff nach der Einspritzung sammeln und zu erhöhten unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen führen kann. Der Vorteil der Sackloch- gegenüber der Sitzlochdüse ist das gleichmäßigere bzw. symmetrischere Spraybild über alle Düsenlöcher. Aufgrund des Führungsspiels der Düsenadel können sich bei der Sitzlochdüse ungleiche Öffnungsquerschnitte der einzelnen Düsenlöcher bei geringen Nadelhuben ergeben. Aus diesem Grund wird die Mikrosacklochdüse für moderne Einspritzsysteme favorisiert, wodurch auf der einen Seite ein symmetrisches Spraybild realisiert wird und andererseits durch eine Reduzierung des Schadvolumens HC-Emissionen reduziert werden können.

Neben der Düsenaufbauform beeinflussen die Lage, Größe, Innengeometrie und Anzahl der Düsenlöcher entscheidend die Gemischbildung im Brennraum, siehe **Abbildung 2.7**.

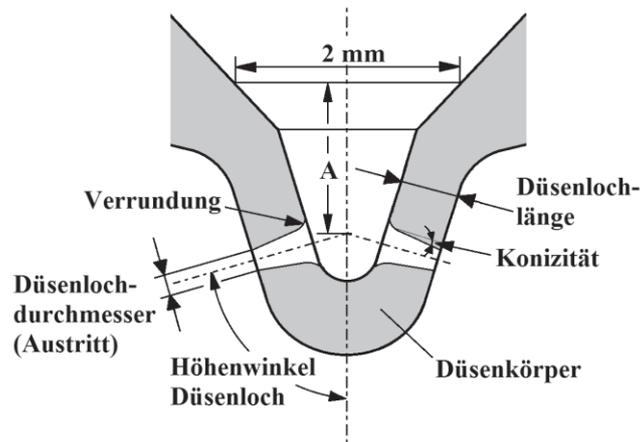


Abbildung 2.7: Düsennengeometrie

Düsenlochdurchmesser

Mit dem Düsenlochdurchmesser kann vor allem das Durchflussverhalten und in Kombination mit der Düsenlochzahl die maximale Menge bei gegebener Ansteuerdauer und gegebenem Kraftstoffdruck durch die Düse festgelegt werden. Dabei wird der hydraulische Durchfluss Q_{hyd} genutzt, der als Volumenstrom durch die Düse definiert ist, der sich bei einem Differenzdruck von $p=100$ bar, einer Kraftstofftemperatur von $T=40^\circ\text{C}$ und einer Messdauer von $t=30$ s ergibt. Dabei wird als Kraftstoff sogenanntes Prüföl nach ISO 4113 verwendet, das in seinen physikalischen/hydraulischen Eigenschaften dem konventionellen Dieselkraftstoff sehr nahe kommt. Für den Pkw-Bereich ist ein hydraulischer Durchfluss von $\dot{Q}_{\text{hyd}} = 300 - 500 \text{ cm}^3/30\text{s}$ üblich, [Sch11]. Auch trägt der Lochdurchmesser zur Größenverteilung der Tröpfchen im Spray bei und liegt inzwischen bei heutigen Einspritzdüsen für Pkw-Anwendungen im Bereich von $d_{\text{Düse}}=80\text{-}120 \mu\text{m}$.

Anzahl Düsenlöcher

Mit der Anzahl der Düsenlöcher kann ebenfalls die Gemischbildung stark beeinflusst werden. Eine Erhöhung der Düsenlochzahl kann zur Steigerung der Homogenität des Kraftstoff-Luft-Gemisches genutzt werden und findet z.B. bei homogenen Brennverfahren Anwendung, [Tsc11]. Durch Erhöhung der Lochzahl wird jedoch bei konstantem Düsenlochdurchmesser die Fähigkeit zur Einspritzung kleiner Mengen (z.B. Piloteinspritzung) reduziert. Das Luftmanagement muss ebenfalls auf die Anzahl der Löcher angepasst werden. Aktuelle Einspritzdüsen weisen 7-9 Löcher auf, [Mol07]. Hierbei spielt vor allem der Aufwand für die Fertigung einer Düse und somit auch des gesamten Einspritzsystems eine wesentliche Rolle bei der Auslegung.

Düsenlochlänge

Über die Lochlänge der Einspritzdüse kann die Strahleindringtiefe, die sogenannte Penetration gesteuert werden. Je kürzer das Loch, umso geringer die Penetration, da das Fluid weniger stark beschleunigt wird, siehe [Mol07]. In Kombination mit einer konischen Düsenlochform, dessen Durchmesser sich nach außen hin reduziert, wird dieser Effekt noch verstärkt. Typische Spritzlochlängen liegen nach [Mol07] zwischen $l=0,7\text{-}1,0$ mm. Eine Verringerung der Lochlänge hat zudem noch einen negativen Einfluss auf die



Kuppenfestigkeit. Vor allem bei hohen Einspritzdrücken und den damit verbunden höheren Schließkräften der Nadel kann es zu Düsenkuppenbrüchen kommen, sofern die Lochlänge und damit die Wanddicke im Düsenkörper, zu gering ausgelegt wurden.

Konizität und Verrundung

In der Düse wird der statische Druck des Fluids in kinetische Energie beim Öffnungsvorgang der Düsennadel umgewandelt. Ein maßgeblicher Einflussfaktor für die kinetische Energie des Fluids in der Düse ist demnach der Einspritzdruck. Dieser Zusammenhang lässt sich nach Bernoulli für eine eindimensionale, reibungsfreie, stationäre und inkompressible Strömung wie folgt darstellen:

$$v_{\text{Austritt}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Düse} - p_{Gas})}{\rho_{Fluid}}} \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Mit steigendem Einspritzdruck erhöht sich die kinetische Energie des Fluids am Düsenlochaustritt sowie der ideale Volumenstrom \dot{Q}_{ideal} der Düse, der sich aus dem Produkt der Strömungsgeschwindigkeit und dem Düsenlochquerschnitt $A_{Düse}$ ergibt.

$$\dot{Q}_{\text{ideal}} = v_{\text{Austritt}} \cdot A_{Düse} \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Das reale Verhalten einer Strömung in einer Einspritzdüse ist jedoch durch Einschnürung der Strömung, vor allem im Bereich Düsennadelsitz sowie Kavitation im Bereich der Strömungsumlenkung/Spritzloch und Wandreibungseffekte geprägt. Unter Kavitation wird die Bildung von Dampfblasen in Flüssigkeiten verstanden, die entstehen, sobald der statische Druck den Dampfdruck p_D des Fluids erreicht. Dies geschieht vor allem an Umlenkungen und Verengungen, an denen die lokale Fluidgeschwindigkeit zunimmt und der Druck nach Bernoulli dementsprechend stark fällt. Es bilden sich, wie in **Abbildung 2.8** dargestellt, Strömungsablösungen im Düsenloch.



Abbildung 2.8: Kavitationserscheinung in der Einspritzdüse, nach [Mol07]

Da die Kavitation durch die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids stark beeinflusst wird, tritt sie vor allem bei hohen Einspritzdrücken auf.

Die Kavitationszahl CN (Cavitation Number) ist dabei ein Maß für die Wahrscheinlichkeit des Auftretens und der Intensität von Kavitation, [Sch03]:

$$CN = \frac{p_{Düse} - p_{Gas}}{p_{Gas} - p_D} \approx \frac{p_{Düse} - p_{Gas}}{p_{Gas}} \quad (\text{Gl. 2.3})$$



Da der Dampfdruck erheblich kleiner ist als der Düsenraumdruck bzw. der Gasdruck um den Strahl, kann er wie in Gleichung 2.3 gezeigt vernachlässigt werden. Ab welcher Kavitationszahl die Strömung zu kavitieren beginnt ist von der Düseninnengeometrie und den Flüssigkeitseigenschaften abhängig, [Sch03]. Daher eignet sich die Kavitationszahl nur, um das Kavitationsverhalten einer gegebenen Geometrie zu beschreiben.

Die Folgen der Kavitation sind neben der Beeinflussung der Düseninnenströmung sowie dem sich daran anschließenden Strahlaufbruch außerhalb der Düse auch mechanische Schäden im Einspritzsystem, die durch das Zerplatzen der Dampfblasen in darauffolgenden Überdruckphasen, siehe [Rei02], entstehen können.

Durch die Verengung des Düsenlochquerschnitts aufgrund der Kavitation können ähnlich zur Reduzierung des Düsenlochdurchmessers kleinere Tröpfchen generiert werden, die eine Verbesserung der Zerstäubungsgüte nach sich zieht. Auch eine Aufweitung des Strahls durch Kavitation ist nach [Lei08] möglich. Kavitations- und Totwassergebiete führen im Bereich nach dem Spritzlocheinlauf dazu, dass sich die Strömung wie in einem Diffusor verhält und damit die Geschwindigkeitskomponenten des austretenden Strahls nach außen gerichtet sind und einen größeren Strahlkegelwinkel zur Folge haben. Durch die Ablösung von Teilen der Kavitationsfilme können Turbulenzen im Düsenloch entstehen, die sich über den Primärzerfall bis in den Sekundärzerfall (siehe Kapitel 2.2.1) auswirken. Auch ein Kollaps der abgelösten Blasen führt zu weiterer Turbulenz im Spritzloch und kann den anschließenden Strahlaufbruch fördern.

Schließlich kann sich Kavitation in bestimmten Fällen sogar stabilisierend auf den austretenden Strahl auswirken, [Lei08]. Bei sehr hohen Kavitationszahlen reichen die Kavitationsfilme von der Einlaufkante bis zum Ende des Spritzloches. Da der Gegendruck im Brennraum über dem Dampfdruck liegt, wird das Brennraumgas in die Düse eingesaugt und die Kavitationsfilme verschwinden. Die Wände des Spritzloches sind von einem dünnen Gasfilm umgeben und die Oberfläche des flüssigen Strahles ist störungsfrei. Dieses Phänomen wird auch als „Hydraulic Flip“ bezeichnet und ist bisher nur an Großmodellen und Einloch-Voraus-Düsen bekannt, [Lei08]. Fertigungstoleranzen in der Düse und Druckpulsationen in den Leitungen des Einspritzsystems führen jedoch zu einem Anliegen der Strömung an die Düsenwand und dem Ausfall des „Hydraulic Flip“. Mit extrem hohen Einspritzdrücken wird nach [Lei08] die Strömung im Spritzloch so stark turbulent, dass die Kavitation instabil wird und der „Hydraulic Flip“ ausbleibt.

Durch ein hydroerosives Verrunden (HE-Verrunden) der Einlaufkanten (in **Abbildung 2.8-rechts**) kann die Kavitation wirkungsvoll reduziert bzw. sogar vermieden werden. Letztere Düsen werden als kavitationsfrei bezeichnet. Durch das HE-Verrunden werden auch der Verschleiß der Kante und ein sich über die Lebensdauer des Einspritzventils verändernder Sprayaufbruch, mit den möglichen Folgen schlechterer Emissions- und ggf. Kraftstoffverbrauchswerten vermieden. Durch den Prozess des hydroerosiven Verrundens der Düseneinlaufkanten ergeben sich noch weitere Vorteile, wie z.B. die Reduzierung der Oberflächenrauigkeit und der damit verbundenen Optimierung des Durchflussverhaltens, [Sch11].

Die Kavitation sowie weitere Strömungsverluste, vor allem durch Wandreibung, führen zu einer Reduzierung des Volumenstroms durch die Düse. Der reale, messtechnisch erfassbare



Durchfluss wird als hydraulischer Durchfluss \dot{Q}_{hyd} bezeichnet und wurde am Anfang dieses Kapitels definiert. Aus dem in Gleichung 2.2 ermittelten idealen Durchfluss und dem messtechnisch erfassten hydraulischen Durchfluss kann ein Durchflussbeiwert (auch Düsenwirkungsgrad) wie folgt berechnet werden:

$$\mu = \frac{\dot{Q}_{hyd}}{\dot{Q}_{ideal}} = \frac{\dot{Q}_{hyd}}{v_{Austritt} \cdot A_{Düse}} = \frac{\dot{Q}_{hyd}}{v_{Austritt} \cdot d_{Düse}^2 \cdot \frac{\pi}{4} N_{Loch}} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

Düsen mit strömungsoptimierten Lochquerschnitten erreichen hier Durchflussbeiwerte von $\mu = 0,8 - 0,9$, siehe [Sch11]. Diese Strömungsoptimierung wird auf der einen Seite durch das hydroerosive Verrunden der Einlaufkanten erzielt. Darüber hinaus können die Spritzlöcher durch eine konische Kontur weiter optimiert werden.

Der sogenannte k-Faktor bestimmt die konische Gestaltung (nach außen zunehmender bzw. abnehmender Durchmesser) der Spritzlöcher,

$$k = \frac{d_{Düse,ein} - d_{Düse,aus}}{10 \mu m} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

wobei $d_{Düse,ein}$ den Einlaufdurchmesser und $d_{Düse,aus}$ den Austrittsdurchmesser bezeichnet. Ein positiver k-Faktor beschreibt demnach einen nach außen abnehmenden Durchmesser. Düsen mit hydroerosiven verrundeten Einlaufkanten und konisch geformter Spritzlochgeometrie werden auch als ks-Düsen bezeichnet (konisch und strömungsoptimiert) und repräsentieren die modernste Ausführung der Düseninnengeometrie. In [Sch11] wird das Potenzial dieser strömungsoptimierten Düse gegenüber Standarddüsen für Nfz-Motoren gezeigt. Während die Standarddüsen aufgrund der Kavitation einen höheren Grad an Turbulenz am Spritzlochaustritt aufweisen, werden mit der ks-Düse ein gleichmäßiges Strömungsprofil und höhere Geschwindigkeiten am Austritt erzeugt. Damit kann nach [Sch11] mit der ks-Düse eine höhere einspritzsystemseitige Gemischbildungsenergie zur Verfügung gestellt werden. Diese äußert sich in den Motorversuchen in einer Reduzierung der Rußemissionen bei konstanten Stickoxidemissionen durch Steigerung der AGR-Rate. Vorteile ergeben sich vorwiegend bei einem niedrigen Einspritzdruckniveau wobei mit steigendem Einspritzdruck die Wirkungen dieser Vorteile reduziert werden. Die Vorteile hinsichtlich einer Rußreduzierung werden dabei durch zu hohe Stickoxidemissionen kompensiert, [Sch11]. Eine weitere Erhöhung der Spritzlochkonizität dieser Düsen ergab keinen weiteren Emissionsvorteil. [Sch11] stellt in seiner Arbeit schließlich fest, dass sich mit einer Strömungsoptimierung der Düsen ein vergleichbares Emissionsniveau erzielen lässt, wie mit der Steigerung des Einspritzdruckes um „mehrere 100 bar“, d.h. sich im Umkehrschluss die Erhöhung des Einspritzdruckes einsparen lässt.

Weitere Veröffentlichungen haben sich mit der Düseninnengeometrie in Kombination mit einem hohen Einspritzdruck beschäftigt. In [Mar06] wird z.B. der Einfluss unterschiedlicher Spritzlochformen, wie z.B. einer Venturiform oder auch einer nach innen bzw. außen öffnenden Flaschenform im Bereich von 1600 bis 2400 bar untersucht. Dabei konnten im Zusammenhang mit einer sukzessiven AGR-Raten Erhöhung eine Reduzierung der Rußemissionen bei leicht sinkenden Stickoxidemissionen für alle Düsenformen dargestellt werden. Die geringsten Emissionen wurden dabei mit der nach außen öffnenden Flaschenform erzielt. Auch konnte in [Mar06] gezeigt werden, dass ein positiver k-Faktor zu geringeren Rußemissionen aber höheren Stickoxidemissionen führt als ein negativer k-Faktor



bei unterschiedlichen Einspritzdrücken. Der Grund hierfür ist die Erhöhung der kinetischen Energie des Kraftstoffes beim Austreten aus dem Düsenloch, aufgrund des sinkenden Lochdurchmessers zur Düsenaußenseite hin. Dadurch wird der Strahlaufbruch verstärkt und die Gemischbildung verbessert. Doch dieser Vorteil lässt sich nur bei hohen Lasten und dementsprechenden hohen Ladungsdichten erzielen. Geringe Lasten hingegen können zu lokal fetten Zonen im Bereich der Muldenwand und hohen Rußemissionen führen. Schließlich wurde in [Mar06] auch noch der Einfluss des Düsendurchflusses bei einer Einspritzdruckvariation von 1600 bis 2400 bar untersucht. Dabei ergab eine Reduzierung des Düsendurchflusses als Einzelmaßnahme kein weiteres Potenzial zur Emissionsreduzierung. Erst die Kombination aus verkleinertem Spritzlochdurchmesser und der Vergrößerung der Konizität (entspricht konstantem Düsendurchfluss) ergab Vorteile hinsichtlich Verbrauch und Rußemissionen bei Variation des Einspritzdruckes.

Auch wird in [Wlo09] ebenfalls am Nfz-Motor der Einfluss eines 3000 bar Einspritzdruckes auf die Düseninnenströmung und hier insbesondere auf die Konizität, den HE-Verrundungsgrad sowie den Spritzlochdurchmesser untersucht. Vor allem eine Reduzierung des Spritzlochdurchmessers ergibt in Kombination mit einer Erhöhung des Einspritzdruckes Rußvorteile bei konstantem Stickoxidemissionen. Dies wird vor allem auf eine Reduzierung der Penetration in Folge der kleineren Tropfendurchmesser zurückgeführt, die sich in einer Zunahme des Sekundäraufbruches und somit in einer verstärkten Vermischung von Luft und Kraftstoff äußert. Auch wird hier gezeigt, dass eine Zunahme der Lochanzahl, in diesem Fall von 8 auf 10 Löcher, nicht unbedingt zu einer Verbesserung der Gemischbildung und Reduzierung der Emissionen führen muss. Erst durch eine Anhebung des Einspritzdruckes konnten hierbei Vorteile bei der 10-Loch-Düse gegenüber der 8-Loch-Düse erzielt werden. In dieser Arbeit wird somit deutlich, dass eine Anpassung der Düseninnengeometrie auf einen hohen Einspritzdruck erforderlich ist, um die hohe kinetische Energie für eine optimale Gemischbildung ausnutzen zu können.

2.1.4 Mehrfacheinspritzung und kontinuierliche Einspritzverlaufsformung

Die Möglichkeit der mehrfachen Einspritzung, auch als diskontinuierliche Einspritzverlaufsformung bezeichnet [Mar06], sowie die kontinuierliche Einspritzverlaufsformung konnte erst durch den Einsatz von elektronischen Steuerelementen im Einspritzsystem realisiert werden. In Kombination mit einem Speichereinspritzsystem, wie der Common-Rail-Technik kann die Anzahl an Einspritzungen pro Arbeitszyklus weiter erhöht und die Form und Lage der Einspritzung flexibler gewählt werden. Mit modernen CR-Injektoren mit Piezoaktuator können bis zu 8 Einspritzungen während eines Arbeitsspiels sowie Kleinstmengen bis zu $q=0,8 \text{ mm}^3$ realisiert werden.

Abbildung 2.9 zeigt den prinzipiellen Verlauf einer Mehrfacheinspritzung in einem unteren Last- und Drehzahlbereich eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung. Die Vor- bzw. Piloteinspritzungen (Bereich 1 und 2), bei denen nur sehr geringe Mengen eingespritzt werden (minimal bis zu $q \approx 1 \text{ mm}^3$), dienen der Vorkonditionierung des Brennraums und tragen kaum zur Drehmomentabgabe bei.

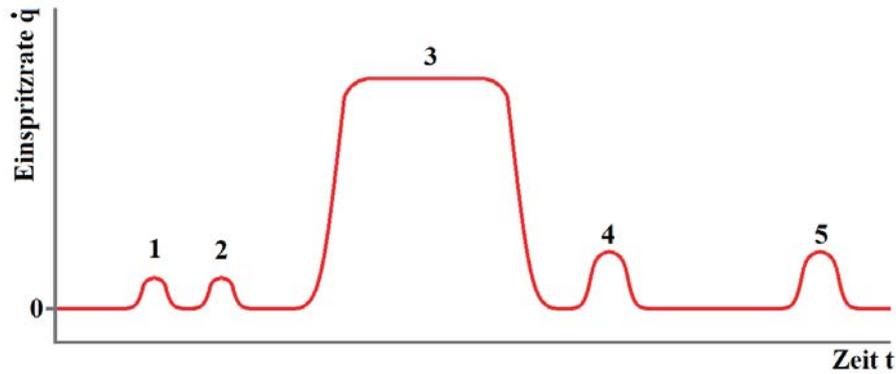


Abbildung 2.9: Mehrfacheinspritzung, Prinzip

Durch die Voreinspritzung verringert sich der Anteil der Gleichraumverbrennung, der sogenannten vorgemischten Flamme (siehe Kapitel 2.3). Dabei wird der Gradient des Zylinderdruckes zu Beginn der Verbrennung reduziert, wodurch die Verbrennung geräuschärmer abläuft. Aus diesem Grund werden Piloteinspritzungen vorwiegend im niedrigen und mittleren Drehzahlbereich eingesetzt, da hier das Verbrennungsgeräusch dominiert, während bei hohen Drehzahlen das mechanische Motorengeräusch, Reifengeräusche und Luftströmungen das Fahrgeräusch maßgeblich beeinflussen. Da nur geringe Mengen eingespritzt werden sollen, wird ein geringes Einspritzdruckniveau während der Voreinspritzung angestrebt. Durch eine interne Druckmodulation kann das maximal mögliche Druckniveau, das während der anschließenden Haupteinspritzung (3 in **Abbildung 2.9**) benötigt wird, dargestellt werden. Die Haupteinspritzung dient vorwiegend der Bereitstellung des geforderten Drehmomentes. Hierbei wird auch während der Verbrennung Kraftstoff eingespritzt (sogenannte Diffusionsflamme, siehe Kapitel 2.3). Während dieser Phase entstehen vor allem Rußemissionen (siehe Kapitel 2.4) aufgrund der lokal niedrigen Verbrennungsluftverhältnisse. Nur die Haupteinspritzung allein, ohne Vor- und Nacheinspritzung, wird vorwiegend im oberen Drehzahl- und Vollastbetriebsbereich des Motors angewendet, da hier die Abfrage einer hohen Leistung im Vordergrund steht.

Die im Anschluss an die Haupteinspritzungen stattfindenden Nacheinspritzungen (4 und 5 in **Abbildung 2.9**) dienen vorwiegend der Emissionsreduzierung. Während mit der an der Haupteinspritzung angelagerten Nacheinspritzung die Rußnachoxidation durch Turbulenzsteigerung im Brennraum bzw. durch die Erhöhung der Temperatur zum Brennende gefördert wird und somit die Rußemissionen reduziert werden, wird mit der späteren Nacheinspritzung die externe Abgasnachbehandlung unterstützt. Dabei kann einerseits durch die zusätzlich eingebrachte Energiemenge im Oxidationskatalysator die Temperatur im Abgasstrang angehoben werden, um damit den Partikelfilter zu regenerieren. Auf der anderen Seite kann eine späte Nacheinspritzung als Reduktionsmittel im NO_x -Speicherkatalysator genutzt werden. Dabei gilt es zu beachten, dass die späte Nacheinspritzung nicht zu dicht an der Haupteinspritzung appliziert wird, um eine Drehmomenterhöhung zu vermeiden. Durch eine zu späte Nacheinspritzung weit nach dem OT besteht jedoch die Gefahr des Auftreffens von Kraftstoff an den Zylinderwänden. Gelangen dabei hochsiedende Komponenten des Kraftstoffes (vor allem beim Einsatz von Raps-Methyl-Ester) in das Motoröl, kann dies zu einer Motorölverdünnung bzw. zu Schäden am Triebwerk führen, siehe [Bra08], [Bra10].



Neben der mehrfachen Einspritzung können auch mit der Formung einer einzelnen Einspritzung die Leistung, die Emissionen und das Motorgeräusch beeinflusst werden. Es lassen sich dabei ähnliche Effekte wie mit der Mehrfacheinspritzung erzielen. In **Abbildung 2.10** ist ein Einspritzverlauf einer einzelnen Einspritzung dargestellt.

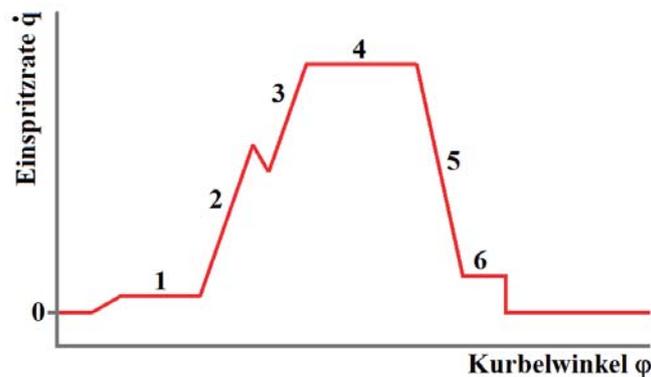


Abbildung 2.10: Einspritzverlauf, nach [Pis01]

Analog zur Voreinspritzung können durch das Einbringen einer geringen Menge Kraftstoff (siehe 1 in **Abbildung 2.10**) zu Beginn der Einspritzung die Kohlenwasserstoffemissionen und das Verbrennungsgeräusch reduziert werden. Um Stickoxidemissionen zu reduzieren, sollte der Einspritzbeginn in Richtung OT verschoben werden. Der Gradient zu Beginn der eigentlichen Einspritzung (2) beeinflusst maßgeblich die Stickoxidemissionen und sollte möglichst flach ausgelegt sein. Die Kombination aus einer geringen Voreinspritzmenge und einem flach ansteigenden Einspritzverlauf wird als Boot-Einspritzung bezeichnet und reduziert neben den Stickoxidemissionen auch das Geräusch, [Mar06]. Eine Erhöhung der Gradienten des dritten Einspritzverlaufsabschnittes sowie eine Erhöhung des Plateaus (4) steigern die Leistung des Motors und erhöhen aber auch die Stickoxidemissionen. Die Verschiebung der abfallenden Flanke der Einspritzrate (Bereich 5) Richtung spät erhöht zwar die Leistung, jedoch steigen auch die Rußemissionen an, da das sehr fette Gemisch direkt der Verbrennung ausgesetzt wird. Eine geringe Menge am Ende der Einspritzung fördert die Turbulenz und damit auch die Nachoxidation des Rußes im Brennraum (6), ähnlich einer Nacheinspritzung. Dieser Abschnitt sollte jedoch nicht zu weit in die Expansionsphase gelegt werden, da ansonsten die nötigen Temperaturen und Drücke zur Oxidation des Rußes fehlen.

Ein steigender Einspritzdruck kann somit im Hinblick auf eine kontinuierliche bzw. diskontinuierliche Einspritzverlaufsformung fördernd aber auch hindernd sein. Ein hoher Einspritzdruck führt zu einem sehr schnellen Schließen der Nadel und verhindert dabei, dass Kraftstoff mit einem zu niedrigen Druck und somit schlecht aufbereitet an der Verbrennung teilnimmt und dadurch Ruß gebildet wird. Kleine Mengen jedoch, wie sie z.B. zu Beginn bzw. am Ende einer Einspritzung zur Vorkonditionierung bzw. Nachoxidation benötigt werden, können nur schwer mit einem hohen Einspritzdruck dargestellt werden. Auch ein langsames Ansteigen der Einspritzrate zur Geräuschreduktion zu Beginn der Einspritzung wirkt den Einflüssen der Einspritzdruckerhöhung entgegen. Hierbei eignet sich jedoch ein druckübersetztes System, wie es auch in dieser Arbeit Verwendung findet. Dadurch, dass nicht gleich zu Beginn ein sehr hoher Druck im Düsenraum vorliegt, wird ein sehr schnelles Öffnen der Nadel verhindert und die damit verbundenen Nachteile im Hinblick auf Geräusch und NO_x - bzw. HC-Emissionen werden reduziert (siehe Kapitel 3.1).



Ein Beitrag zu diesem Thema findet sich in [Brm10]. Dabei wird an einem Piezoinjektor mit direkt steuerbarer Nadel die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der Düsennadel variiert. Eine hohe Nadelöffnungsgeschwindigkeit erhöht vor allem das Geräusch aufgrund der hohen Vormischrate während der Verbrennung. Bei der Reduzierung der Schließgeschwindigkeit der Injektornadel stellt sich eine Verfrühung des Schließbeginns ein, um die gleiche Menge einzubringen. Damit verbunden ist eine Reduzierung der maximalen Brennrate, die das Verbrennungsgeräusch senkt. Im Gegensatz jedoch zu der allgemeinen Annahme, dass eine Verzögerung der Injektorschließgeschwindigkeit zu einer schlechteren Gemischaufbereitung führt, wird in [Brm10] bei niedrigen Schließgeschwindigkeiten eine Reduktion der Rußemissionen festgestellt. Eine mögliche Ursache hierfür wird in der Verbreiterung des Strahlkegelwinkels und der Reduktion der Penetration, hervorgerufen durch eine Erhöhung der Kavitationsneigung während der langsamen Nadelschließphase, gesehen. Dadurch kommt es zu einer geringeren Überfettung der Flammenzone und zur Reduktion der inhomogenen Verteilung von Luft und Kraftstoff im Brennraum.

Während die diskontinuierliche Einspritzverlaufsformung in Form der Mehrfacheinspritzung serientauglich in Pkw-Anwendungen im Einsatz ist, befindet sich die kontinuierliche Einspritzverlaufsformung noch in der Entwicklung. Der Kostenaufwand für schnellschaltende Ventile, wie z.B. dem Piezoaktuator, steht einem noch nicht eindeutig abschätzbaren Vorteil im Hinblick auf Emissionen, Geräusch und Verbrauch entgegen.

Resümee

Durch die hier dargestellten Grundlagen zur Kraftstoffaufbereitung im Dieselmotor konnte das Common-Rail Einspritzsystem als das geeignetste System für die Bereitstellung eines hohen Einspritzdruckes und die Einspritzung alternativer Kraftstoffe ausgewählt werden. Ein weiterer bedeutender Aspekt neben der Aufbereitung ist die Einbringung des Kraftstoffes. Hier stellt vor allem die Einspritzdüse und dessen Innengeometrie entscheidend die Weichen für die spätere Gemischbildung. Ein hoher Einspritzdruck kann hierbei zu verstärkter Kavitation führen und die Vorteile der Druckerhöhung stark reduzieren. Auch kann die Düseninnengeometrie die Effekte eines hohen Einspritzdruckes, z.B. über kleine Einspritzlöcher, verstärken. Neben der Einspritzdüse wird die Einbringung des Kraftstoffes noch über die Mehrfacheinspritzung bzw. Einspritzverlaufsformung beeinflusst. Eine Erhöhung des Einspritzdruckes kann hier im Hinblick auf eine optimale Gemischbildung fördernd aber auch hinderlich sein und sollte im Einklang mit den Anforderungen an die Mehrfacheinspritzung (z.B. Kleinstmengenfähigkeit zur Realisierung einer Voreinspritzmenge) und Einspritzverlaufsformung gestaltet werden.



2.2 Gemischbildung

Neben der Aufbereitung und Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum beeinflussen die Prozesse der Gemischbildung (siehe **Abbildung 2.11**), also des Zusammenspiels zwischen strömender Luft und eingespritztem Kraftstoff mit dem theoretischen Ziel einer möglichst homogenen Verteilung von Luft und Kraftstoff im gesamten Brennraum (Idealvorstellung, da die homogene Dieselerverbrennung nur im Teillastbetrieb darstellbar und mit hohen CO-, HC- und Geräuschemissionen verbunden ist), wesentlich die anschließende Verbrennung und tragen entscheidend zur Effizienzsteigerung und Emissionsreduktion eines Verbrennungsmotors bei.

Durch die Einbringung des Kraftstoffes über Lochdüsen (im Vergleich zu einer Ringspaltdüse, wie z.B. A-Düse) wird eine Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches jedoch erschwert. Die sich dabei entwickelnden Spraykeulen erfassen nur einen Teil der Brennraumluft und benötigen Zeit, um sich mit der Luft zu vermischen. Der hohe Gegendruck zum Zeitpunkt der Einspritzung verzögert weiterhin die Ausbreitung der Spraykeulen und die Vermischung mit der Luft.

Aus diesem Grund ist das genaue Verständnis über die zeitliche und örtliche Entwicklung eines Sprühstrahles, der maßgeblich von der Dichte im Brennraum, den Kraftstoffeigenschaften sowie den Strömungszuständen im Düsenraum beeinflusst wird, im Dieselmotor mit Direkteinspritzung von hoher Bedeutung. Wie in **Abbildung 2.11** dargestellt, zerfällt dabei der austretende Kraftstoffstrahl in einem ersten Zerfallsprozess, dem sogenannten Primärzerfall, in große Tropfen und Ligamente. In dem sich daran anschließenden Prozess, dem Sekundärzerfall, zerfallen die großen Tropfen in weitere kleinere Tropfen, bevor diese aufgrund der Temperatur und dem Druck im Brennraum zu verdampfen beginnen.

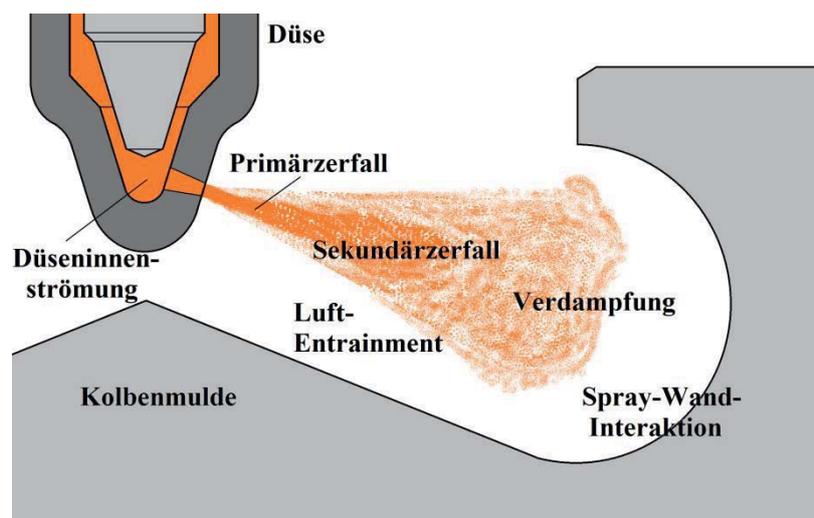


Abbildung 2.11: Gemischbildungsvorgang im Dieselmotor mit Direkteinspritzung

Die Vermischung der Brennraumluft mit dem Kraftstoff wird vor allem durch das Ansaugen der Luft durch den eingespritzten Kraftstoff, dem sogenannten Air-Entrainment erzielt. Ein intensives Air-Entrainment fördert dabei die Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Während der Strahlausbreitung kommt es durch das hohe Temperaturniveau



aufgrund der Verdichtung zur Verdampfung des Kraftstoffes, siehe **Abbildung 2.11**, eine wesentliche Voraussetzung für die Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches.

Die Interaktion des Sprühstrahles mit der Wand, die neben einer Turbulenzsteigerung auch zu Nachteilen im Hinblick auf Kohlenwasserstoffemissionen führen kann, ist vor allem bei der Hochdruckeinspritzung und der damit verbundenen höheren kinetischen Energie des Sprühstrahls von Interesse.

2.2.1 Strahlausbreitung

Primärzerfall

Zum Teil schon in der Düse aber vor allem unmittelbar nach dem Verlassen des Kraftstoffes am Düsenlochausgang wirken aufbrechende Kräfte auf den flüssigen Strahl, die zum Zerteilen in Tropfen führen. Dieser erste Zerteilungsprozess eines Kernstrahls in Düsennähe und z.T. in der Düse wird als Primärzerfall bezeichnet.

Dem gegenüber stehen zusammenhaltende Kräfte, die dem Aufbrechen bzw. dem Zerfall des Strahls entgegenwirken und als Oberflächenkräfte bezeichnet werden können. Maßgeblich beeinflusst werden diese Kräfte von den Stoffdaten des Kraftstoffes und hier insbesondere der Dichte ρ_{Fluid} sowie der Oberflächenspannung σ_{Fluid} , der Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und eingespritztem Kraftstoff v_{rel} , die stark vom Einspritzdruck abhängt, und schließlich des Düsenlochdurchmessers $d_{\text{Düse}}$.

Die Trägheitskraft F_T und die Oberflächenkraft F_O kann dabei definiert werden als:

$$F_T = \frac{v_{\text{rel}}^2}{d_{\text{Düse}}} \quad F_O = \frac{\sigma_{\text{Fluid}}}{\rho_{\text{Fluid}} \cdot d_{\text{Düse}}^2} \quad (\text{Gl. 2.6 und Gl. 2.7})$$

Beide Kräfte zusammen können in der Strömungsmechanik zu einer dimensionslosen Kennziffer zusammengefasst werden, der sogenannten Weber-Kennziffer:

$$We = \frac{\text{Trägheitskraft } F_T}{\text{Oberflächenkraft } F_O} = \frac{\rho_{\text{Fluid}} \cdot d_{\text{Düse}} \cdot v_{\text{rel}}^2}{\sigma_{\text{Fluid}}} \quad (\text{Gl. 2.8})$$

Die Weberkennziffer beschreibt dabei das Verhältnis zwischen deformierenden Trägheits- und zusammenhaltenden Oberflächenkräften und somit die Tropfendeformation bzw. Zerstäubungsqualität. Hohe Weberzahlen bedeuten demnach eine starke Deformation des Tropfens. Die Tropfenbildung findet in der Regel erst ab Weber-Zahlen $We=12$ statt, [Joo06].

Eine weitere Kenngröße, die den Zerfallsprozess eines flüssigen Sprühstrahls charakterisiert, ist die ebenfalls dimensionslose Reynoldszahl Re , die das Verhältnis aus Trägheitskräften F_T zu den Zähigkeitskräften F_Z , hervorgerufen durch innere Reibung, definiert:

$$F_Z = \frac{v_{\text{Fluid}} \cdot v_{\text{rel}}}{d_{\text{Düse}}^2} \quad (\text{Gl. 2.9})$$

$$Re = \frac{\text{Trägheitskraft } F_T}{\text{Zähigkeitskraft } F_Z} = \frac{v_{\text{rel}} \cdot d_{\text{Düse}} \cdot \rho_{\text{Fluid}}}{\eta_{\text{Fluid}}} \quad (\text{Gl. 2.10})$$

wobei η_{Fluid} die dynamische Viskosität des Fluids ist und sich aus dem Produkt aus kinematischer Viskosität ν_{Fluid} und der Dichte des Fluids ρ_{Fluid} zusammensetzt. Die Reynoldszahl beschreibt dabei den Umschlag von einer laminaren in eine turbulente

Strömung und kann die Strömungsvorgänge in der Düse sowie das Spray selbst charakterisieren.

Neben der Weber- und der Reynoldszahl wird für die Beschreibung von Tropfenzerfallsprozessen die sogenannte Ohnesorge-Zahl herangezogen, die das Verhältnis von stabilisierenden Zähigkeitskräften F_Z zu destabilisierenden Trägheitskräften F_T unter Berücksichtigung der Oberflächenkraft F_O beschreibt. Mit Hilfe von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und einer Dimensionsanalyse zeigte Ohnesorge in den 30er Jahren des letzten Jahrhunderts schon, dass sich unterschiedliche Zerfallsprozesse mit Hilfe der Reynolds- und der nach ihm benannten Ohnesorge-Zahl beschreiben lassen. Die Ohnesorge-Zahl ist dabei über die Weber- sowie Reynoldszahl der flüssigen Phase definiert als:

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\eta_{Fluid}}{\sqrt{\sigma_{Fluid} \cdot \rho_{Fluid} \cdot d_{Düse}}} \quad (\text{Gl. 2.11}).$$

Wird die Ohnesorge-Zahl logarithmisch über der Reynoldszahl aufgetragen, siehe **Abbildung 2.12**, so können unterschiedlich Zerfallsbereiche linear aufgetragen werden. Dies wurde durch [Rei78] nach Auswertung von Daten aus der Dieseleinspritzung um die folgenden vier Bereiche erweitert:

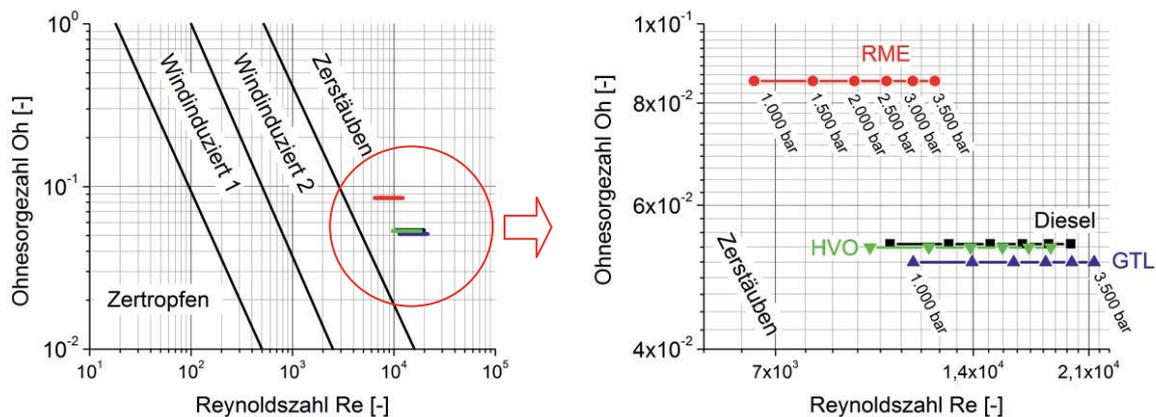


Abbildung 2.12: Links: Zerfallsbereiche eines Flüssigkeitsstrahls im Ohnesorge-Diagramm und Einteilung nach [Rei78]; Rechts: Vergrößerte Darstellung des Zerstäubungsbereichs; Typische Messpunkte aus den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen mit folgenden Randbedingungen: $T_{\text{Kraftstoff}}=45^\circ\text{C}$, $d_{\text{Düse}}=0,114 \text{ mm}$, $C_d=0,75$

Die Zerfallsbereiche lassen sich dabei in Zertropfen (rein laminare Strömung) über Windinduziert 1 und 2 (Übergang von laminarer in turbulente Strömung) bis hin zum Zerstäuben, also einem voll entwickelten Spray einordnen. Maßgeblich werden die Zerfallsbereiche über die Reynoldszahl beeinflusst. Sie sind damit vor allem abhängig von der Relativgeschwindigkeit zwischen einströmendem Fluid und umgebendem Gas und somit auch direkt abhängig vom Einspritzdruck. Eine Zunahme des Einspritzdruckes bei konstanten Bedingungen bedeutet eine Bewegung durch das Ohnesorge-Diagramm parallel zur Abzisse in Richtung hoher Reynoldszahlen, siehe hierzu auch **Abbildung 2.12-rechts**.

Hier sind die unterschiedlichen Einspritzdrücke sowie alternative Kraftstoffe dargestellt, die für die Untersuchungen in dieser Arbeit generiert bzw. herangezogen wurden. Deutlich ist



eine Zunahme der Reynoldszahlen von $p_{\text{Injection}}=1000$ bar bis 3500 bar zu erkennen. Aber auch der Einfluss der Kraftstoffkennwerte, siehe **Tabelle 2.3** in Kapitel 2.5, wird in diesem Diagramm deutlich. Raps-Methyl-Ester (RME) weist hohe Ohnesorge-Zahlen auf, da die Viskosität des Kraftstoffes fast doppelt so hoch ist im Vergleich zum konventionellen Diesel, HVO und Gas-to-Liquid-(GtL). Dadurch ist schon an dieser Stelle ersichtlich, dass RME generell etwas schwerer zu zerstäuben ist als die beiden anderen Kraftstoffe, da höhere stabilisierende Zähigkeitskräfte auftreten.

Deutlich wird auch, dass der Primärzerfall der Einspritzungen, die in dieser Arbeit durchgeführt wurden, aufgrund des hohen Einspritzdruckes im Zerstäubungsbereich stattfindet. Dieser Bereich ist gekennzeichnet durch einen chaotischen und irregulären Zerfall des Sprays direkt am Spritzlochausgang. Der durchschnittliche Tropfendurchmesser des voll entwickelten Sprays ist dabei sehr viel kleiner als der eigentliche Sprühstrahldurchmesser, im Gegensatz zu den anderen Zerfallsbereichen, [Sch07]. Während der Öffnungs- bzw. auch Schließphase der Düse können jedoch Drossel-effekte entstehen, die kurzzeitig zu geringeren Einspritzdrücken führen können und somit ein windinduzierter Strahlaufbruch während des Primärzerfalls stattfinden kann.

An dieser Stelle soll jedoch darauf hingewiesen werden, dass die Einteilung der Zerfallsprozesse über das Ohnesorge-Diagramm zwar die Kraftstoffkennwerte, aber z.B. nicht die Düseninnengeometrie, die entscheidend den Zerfall beeinflusst, berücksichtigt. Darüber hinaus würden Veränderungen hinsichtlich der Umgebungsgasdichte zu einer Verschiebung der Grenzlinien nach links führen, denn höhere Gasdichten führen zu höheren Weberzahlen und somit zu einem stärkeren Zerfall der Tropfen, [Sch07].

Aus **Abbildung 2.12** wird somit deutlich, dass für die nachfolgenden Gemischbildungsuntersuchungen der Höchstdruckeinspritzung alternativer Dieselmotorkraftstoffe der Zerfallsprozess des Zerstäubens ein wesentliches Erklärungsmodell für den primären Strahlaufbruch darstellt. Die physikalischen Mechanismen des Aufbruches sind nach [Eif90] beschrieben und können nach [Sch07] aufgeteilt werden nach dem Ort ihrer Entstehung, siehe **Abbildung 2.13**.

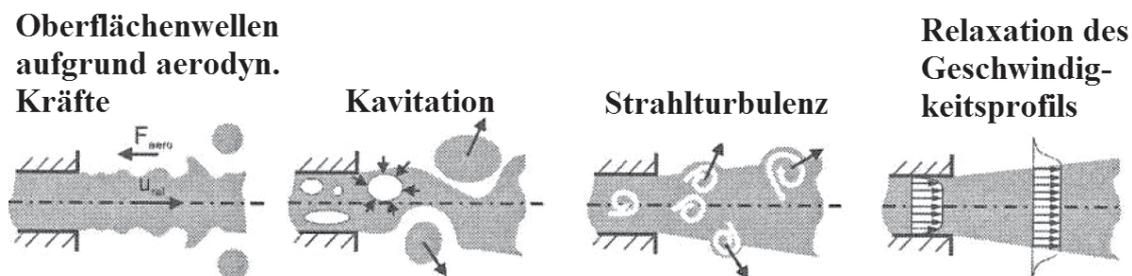


Abbildung 2.13: Mechanismen des Primärzerfalls, nach [Bau03]

Dabei zählen neben Kavitationserscheinungen auch Turbulenzen, die durch die Düsenform bzw. auch aufgrund des instationären Einspritzvorgangs entstehen, zu den Mechanismen, die sich in der Düse entwickeln. Auch sogenannte Mikro-Turbulenzen in der Strömung gehören zu dieser Klasse. Außerhalb der Düse entstehen durch aerodynamische Wechselwirkungen Oberflächenwellen, die zu einem Ablösen von Teilen der Flüssigkeitssäule und damit zum Aufbruch führen. Hinter dem Düsenaustritt entfällt die Haftbedingung des Sprays an der



Wand. Das Grenzschichtprofil wird dadurch beschleunigt und es entstehen Radialkräfte, die destabilisierend auf den Strahl wirken. Dieser, als Relaxation des Geschwindigkeitsprofils, bezeichnete Mechanismus wird jedoch von vielen Autoren als ein sekundärer Einfluss auf das Spray betrachtet. Basierend auf diesen Mechanismen haben sich unterschiedliche Modellvorstellungen zum primären Strahlaufbruch entwickelt. Dabei wird davon ausgegangen, dass nur eine Kombination aus den unterschiedlichen Mechanismen den Aufbruch eines flüssigen Strahlkerns erklären kann. [Sch07] führt dabei sechs unterschiedliche Modelle für den primären Strahlaufbruch an, die in der folgenden **Abbildung 2.14** dargestellt sind:

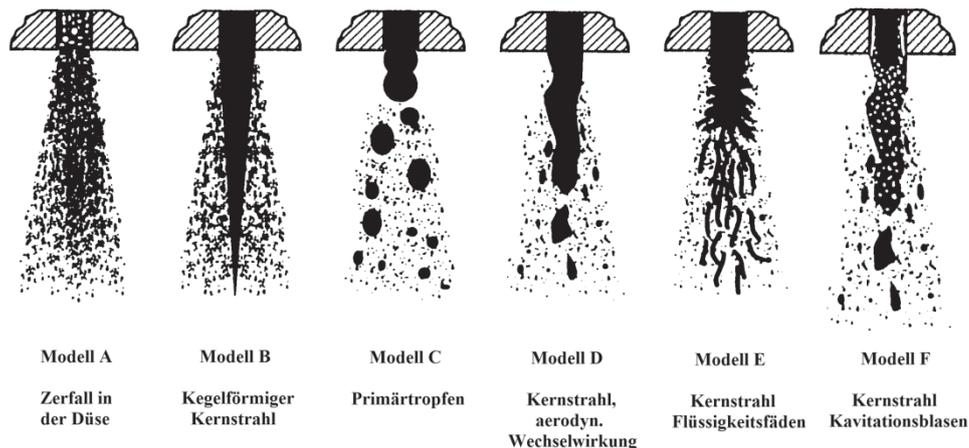


Abbildung 2.14: Strahlaufbruchmodelle, nach [Sch07]

Im Modell A zerfällt der Strahl schon innerhalb der Düse aufgrund von Kavitationserscheinungen und nur feine Tropfen verlassen die Düse. Bei Modell B hingegen verlässt ein kompakter Strahl die Düse, der aufgrund des stetigen Ablösens von Tropfen sich zunehmend verjüngt und schließlich kegelförmige Gestalt annimmt. Kavitationserscheinungen werden in diesem Modell nicht berücksichtigt. Tropfen von der Größe des Düsenlochdurchmessers lösen sich im Modell C vom flüssigen Kern außerhalb der Düse. Diese großen Primärtropfen zerfallen im Laufe des Sprayvorganges aufgrund der Interaktion mit der Gasatmosphäre in kleinere Tropfen. Dieses Modell ist ähnlich dem Modell D, nur dass hier der flüssige Kern durch aerodynamische Wechselwirkung eine wellenförmige Struktur aufweist, die stromabwärts in größere Tropfen bzw. Segmente zerfällt. Bei Modell E hingegen wird davon ausgegangen, dass der flüssige Kern des Sprays aus unvollständig zerstäubten Flüssigkeitsfäden besteht, die chaotisch verteilt im Spray vorliegen. Auch hier führen aerodynamische Wechselwirkungen zu einem weiteren Tropfenzerfall dieser Fäden. Modell F schließlich berücksichtigt neben Kavitationserscheinungen auch die Interaktion des Sprays mit der umgebenden Gasphase. Der flüssige Kern, der von einem schaumförmigen Gebiet umgeben ist, reißt dabei am Düsenlochaustritt Kavitationsblasen mit, die im weiteren Verlauf Ligamente aus dem Strahlrand ablösen und dadurch die Turbulenz verstärken.

Aufgrund der sehr chaotischen Bedingungen im Spray während des Primärzerfalls und der damit verbundenen aufwendigen Messtechnik, können die hier vorgestellten Modelle nur bedingt durch experimentelle Ergebnisse bestätigt werden. Trotzdem finden sie vor allem in



der numerischen Simulation Anwendung und beschreiben die Anfangsverteilung von Tropfen hinreichend genau.

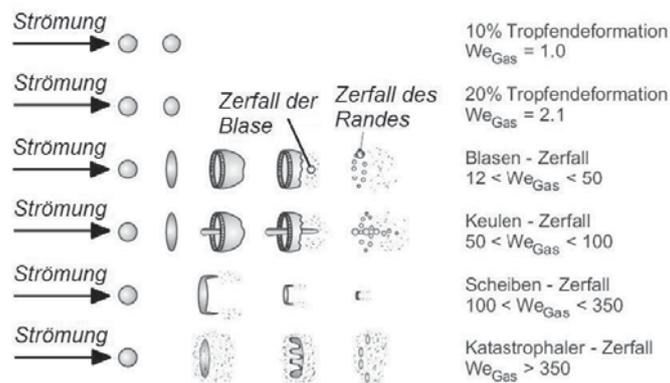
Sekundärzerfall

Nachdem der flüssige Strahl kurz nach Verlassen der Düse durch die Mechanismen des Primäraufbruches in größere Tropfen bzw. Ligamente zerfällt, werden diese Tropfen im sich daran anschließenden Sekundärzerfall, siehe **Abbildung 2.15** entweder durch

- aerodynamische Effekte oder
- durch Wechselwirkungen (Kollision, Koaleszenz und Rebound (Abprallen))

beeinflusst. Der Aufbruch bzw. die Deformation in kleinere Tröpfchen hält solange an, bis eine stabile Tropfengröße erreicht ist, die vorwiegend von der Oberflächenspannung des Kraftstoffes abhängt. Dabei kann die Kollision mehrere Tropfen zu Koaleszenzeffekten führen, wodurch es zu einem Zusammenschluss kleinerer Tröpfchen zu größeren Tropfen kommen kann.

Mit Hilfe der Weber-Zahl, die nach Gleichung 2.8 das Verhältnis zwischen deformierenden Trägheits- und zusammenhaltenden Oberflächenkräften beschreibt, kann der sekundäre Tropfenzerfall, hervorgerufen durch aerodynamische Effekte, von einer leichten Deformation bis zum „katastrophalen“ Zerfall klassifiziert werden:



2.15: Tropfenzerfall und -deformation im Sekundärzerfall, nach [Pil87]

Eine Erhöhung der Weber-Zahl, z.B. durch eine Einspritzdruckerhöhung führt damit zum verstärkten Aufbruch durch aerodynamische Effekte. Eine zunehmende Oberflächenspannung hingegen, wie z.B. beim RME, reduziert die Weber-Zahl und wirkt diesem stärker werdenden Aufbruch entgegen bzw. reduziert den Zerfall auf die Deformation des Tropfens.

Darüber hinaus ist der sekundäre Strahlzerfall unterschiedlich stark im Spray ausgebildet. Die folgenden Modellvorstellung der Strahlzerfallsbereiche nach [Eif90] zeigt dies deutlich, siehe **Abbildung 2.16**. Der sehr dichte Strahlbereich kurz hinter der Düsenöffnung ist gekennzeichnet durch eine hohe Flüssigkeitskonzentration und sehr häufige Wechselwirkungen zwischen den Tropfen, durch Kollision und Koaleszenz, die zum Zerfall führen. Im dünnen Strahlbereich hingegen liegen geringe Tropfenkonzentrationen vor und die Wechselwirkung zwischen den Tropfen nimmt ab. Ein Zerfall findet hier nur noch aufgrund hoher Relativgeschwindigkeiten zwischen Flüssigkeit und Gas statt. Der sehr dünne Strahlbereich schließlich weist sehr geringe Tropfenkonzentrationen auf. Hier findet keine

Wechselwirkung zwischen den Tropfen und auch kein Tropfenzerfall mehr statt. Die Tropfengeschwindigkeit entspricht dabei der Umgebungsgeschwindigkeit.

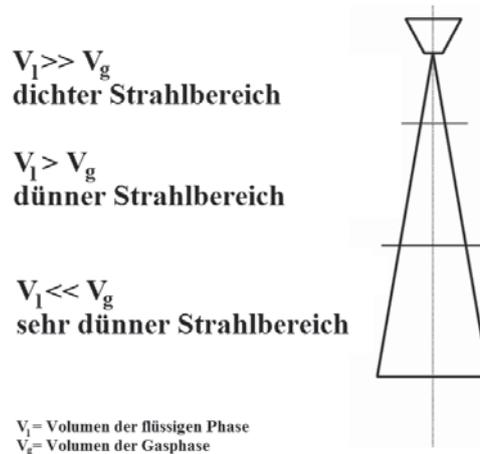


Abbildung 2.16: Volumenabhängige Unterscheidung der verschiedenen Strahlzerfallsbereiche, nach [Eif90]

Die Verzögerung der Tropfen entlang der Sprayachse und die damit verbundene Reduzierung des Strahlaufbruches werden auch in der folgenden **Abbildung 2.17** deutlich.

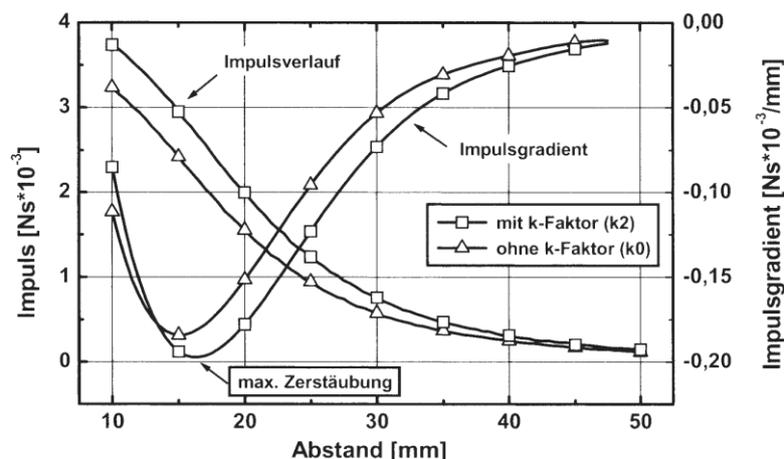


Abbildung 2.17: Strahlimpuls und Impulsgradient in Abhängigkeit vom axialen Abstand von der Düse sowie für zwei unterschiedliche Düsengeometrien, [Pau01]

Mit zunehmendem Abstand reduziert sich der Impuls durch den Sprühvorgang, wodurch auch die Tropfen dementsprechend eine Verzögerung erfahren. Auch kann in dieser Abbildung durch die erste Ableitung des Impulses der Ort der maximalen Zerstäubung nach [Rie24] entnommen werden. Das heißt, der höchste Turbulenzgrad im Spray liegt somit im düsenahen Bereich und nimmt stetig stromabwärts ab. Auch hier würde sich ein steigender Einspritzdruck in einer Verstärkung des Impulses äußern und die Zerstäubungsintensität erhöhen.

Somit kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass der Sekundärzerfall einen starken Einfluss auf die Zerstäubung des Kraftstoffes hat. Durch eine Anhebung des Einspritzdruckes und der damit verbundenen Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas kann der



Aufbruch der Topfen durch aerodynamische Effekte verstärkt werden. Hohe Oberflächenspannungen des Kraftstoffes hingegen wirken diesem Zerfall entgegen.

Spraygrößen und Einflussfaktoren

Für die Charakterisierung des Sprays haben sich in der Literatur unterschiedliche Größen heraus kristallisiert, die sich folgendermaßen einteilen lassen:

- **Makroskopische Spraygrößen:** Strahlkegelwinkel, Penetration der flüssigen Phase bzw. Gasphase, räumliche Ausdehnung des Sprays (z.B. Fläche oder Volumen), Strahlimpuls
- **Mikroskopische Spraygrößen:** Tropfengröße und –geschwindigkeit in axialer und radialer Richtung.

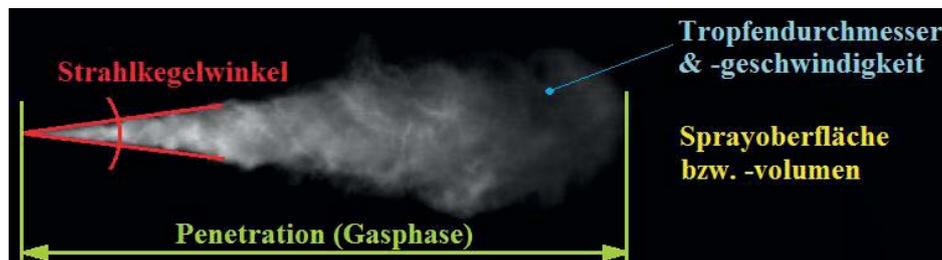


Abbildung 2.18: Makro- und mikroskopische Spraygrößen

Dabei bestimmen der Strahlkegelwinkel und die Penetration, also die maximale Ausdehnung des Strahls in axialer Richtung, maßgeblich die äußere Kontur des Sprays. Die Sprayoberfläche bzw. das -volumen sind berechnete Größen, die sich entweder aus der Penetration und dem Strahlkegelwinkel über geometrische Beziehungen [Wan10] oder auf Basis eines Scheibenmodells ableiten lassen, siehe Kapitel 3.4.2.

Während sich die makroskopischen Größen bis auf den Strahlimpuls über die Auswertung von Hochgeschwindigkeitsbilddaufnahmen ermitteln lassen, können die mikroskopischen Größen hingegen nur mit einem erhöhten Aufwand erfasst werden. Hinzu kommt, dass in Bereichen mit einer hohen Tropfendichte auch moderne Messsysteme den Tropfendurchmesser nicht erfassen können.

Mikroskopische aber vor allem makroskopische Spraygrößen werden in vielen Veröffentlichungen zur Spraycharakterisierung herangezogen. Über empirische Modelle wurde darüber hinaus versucht, Einflüsse auf diese Größen mathematisch zu formulieren. Diese Einflüsse sollen im Folgenden im Hinblick auf die Penetration der gasförmigen und flüssigen Phase, den Spraywinkel sowie den Tropfendurchmesser näher erläutert werden, da diese im experimentellen Teil Verwendung finden.

Die Penetration der Gasphase hängt vorwiegend von der kinetischen Energie des eindringenden Strahls und somit vom Einspritzdruck sowie den Widerstandskräften, die aufgrund des Umgebungsgases auf das Spray wirken ab. Dabei wird durch das Einbringen des Kraftstoffes kinetische Energie des Sprays über Reibungsarbeit an die ruhende Atmosphäre abgegeben. Der kurz nach dem Öffnen eindringende Kraftstoff erfährt dabei den höchsten Widerstand durch die Atmosphäre und die in diesem Spray vorhandenen Tropfen werden in ihrer Bewegung am stärksten verzögert. Die ruhende Gasatmosphäre wird durch den zuerst



eingebrachten Kraftstoff in Einspritzrichtung beschleunigt, so dass der nachfolgenden Kraftstoff einen geringeren Widerstand erfährt und weiter in die Gasatmosphäre eindringen kann.

Für die mathematische Beschreibung der Penetration $s(t)$ existieren in der Literatur unterschiedliche Herleitungen, die jedoch fast alle von der Quadratwurzel der Zeit in Form $s(t) \sim t^{0,5}$ abhängen. Zurückführen lassen sich jedoch alle Gleichungen auf die Herleitung von Hiroyasu und Arai, [Hir90], die das Eindringverhalten eines flüssigen Strahls in zwei Bereiche, den düsennahen und -fernen Bereich, aufteilten. Dabei entspricht der düsennahe Bereich der Bernoulli-Gleichung, die um einen Faktor erweitert wurde und linear von der Zeit abhängt. Der düsenferne Bereich wird durch die Zerfallsprozesse bestimmt und ist von der Wurzelfunktion der Zeit abhängig. Beide Bereiche lassen sich über die Strahlzerfallszeit voneinander abgrenzen:

$$0 < t < t_B: \quad s(t) = 0,39 \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{Fluid}} \right)^{0,5} \cdot t \quad (\text{Gl. 2.12})$$

$$t > t_B: \quad s(t) = 2,95 \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho_{Gas}} \right)^{0,25} \cdot (d_{Düse} \cdot t)^{0,5} \quad (\text{Gl. 2.13})$$

$$t_B = 28,65 \cdot \frac{\rho_{Fluid} \cdot d_{Düse}}{(\rho_{Gas} \cdot \Delta p)^{0,5}} \quad (\text{Gl. 2.14})$$

Diese Gleichungen beschreiben relativ gut die Penetration der Gasphase und wurden in den folgenden Jahren in Bezug auf die sich verändernden Einspritzsysteme bzw. schnellschaltenden Ventile optimiert, siehe hierzu [Nab96]. Es ist deutlich die Abhängigkeit der Penetration vom Einspritzdruck sowie der Fluid- bzw. Gasdichte zu erkennen. Eine Erhöhung des Einspritzdruckes führt dabei zwangsläufig zu einer größeren Penetration des eindringenden Kraftstoffstrahls, während die Steigerung der Gasdichte, z.B. durch Erhöhung des Gasdruckes, die Penetration verringert. Auch der höhere Impulsaustausch des Sprays mit der umgebenden Gasphase durch den höheren Einspritzdruck führt zu einer beschleunigten Ausbreitung der Gasphase, da sich nach [Pau01] ein Strömungsfeld um das Spray in gleicher Richtung wie die Sprayausbreitungsrichtung ausbildet. Mit der Zunahme des Einspritzdruckes reduziert sich in Gleichung 2.14 die Strahlzerfallszeit, das heißt die Zeit, in der nur ein flüssiger Strahl vorliegt und es noch nicht zum Aufbruch des Selbigen gekommen ist.

Neben der Penetration der Gasphase ist die Eindringtiefe der flüssigen Phase von hoher Bedeutung im Hinblick auf Verbrauch und Emissionen eines Dieselmotors. Eine zu hohe Eindringtiefe des flüssigen Strahls kann zum Auftreffen des Kraftstoffes auf die Kolbenmulde führen. Dadurch wird die Verdampfung des Kraftstoffes aufgrund der kalten Oberfläche des Kolbens verhindert und dieser Kraftstoff nimmt somit an der Verbrennung nicht mehr teil. Dadurch steigen die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen an und ein erhöhter Kraftstoffverbrauch ist die Folge.

Die Penetration der flüssigen Phase wurde von [Sie99] unter motorähnlichen Bedingungen untersucht. Hierbei konnten anhand einer einfachen Massen- und Impulsbilanz die Einflussfaktoren der flüssigen Phase hergeleitet werden. Dabei ist die Penetration der flüssigen Phase direkt abhängig vom Verhältnis der Einspritzrate zur Verdampfungsrate (Air-Entrainment-Rate) (siehe Kapitel 2.2.3) im Spray:



$$\text{Einspritzrate:} \quad \dot{m}_K = \rho_{Fluid} \cdot d_{Düse}^2 \cdot v_{Austritt} \quad (\text{Gl. 2.15})$$

$$\text{Verdampfungsrate:} \quad \dot{m}_{Gas} = \sqrt{\rho_{Fluid} \cdot \rho_{Gas}} \cdot d_{Düse} \cdot v_{Austritt} \cdot x \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (\text{Gl. 2.16})$$

Die Penetration der flüssigen Phase nimmt dabei nur so lange zu, solange die Einspritzrate größer als die Verdampfungsrate des Sprays ist. Darüber hinaus steigt die Penetration der flüssigen Phase nicht mehr weiter, sondern schwankt um eine maximale Eindringtiefe, siehe [Pau01]. Dies ist auch die Begründung für eine konstante maximale Eindringtiefe der flüssigen Phase bei Erhöhung des Einspritzdruckes. Eine Zunahme des Einspritzdruckes bedeutet eine Vergrößerung der Austrittsgeschwindigkeit $v_{Austritt}$. Dadurch erhöht sich die Einspritzrate, aber auch die Verdampfungsrate, da durch die Erhöhung der Austrittsgeschwindigkeit des Sprays nach (Gl. 2.15) auch mehr Luft angesaugt wird und die Rate des Air-Entrainment um den gleichen Betrag steigt. Das heißt, bei Erhöhung des Einspritzdruckes verändert sich somit die Eindringtiefe der flüssigen Phase nicht, während sie für die Gasphase, wie oben gezeigt, weiter steigt. Der Einfluss des Einspritzdruckes auf die Eindringtiefe der flüssigen Phase im Spray wurde in [Pau01] untersucht. Hier konnte die konstante Eindringtiefe der flüssigen Phase und eine stetige Zunahme der Eindringtiefe der gasförmigen Phase bei Variation des Einspritzdruckes von $p_{Injection}=300$ bar auf 1350 bar dargestellt werden.

Aus (Gl. 2.15) wird deutlich, dass der Spraywinkel direkt abhängig ist von der durch das Spray angesaugten Luftmenge. Der Spraywinkel beschreibt dabei den Impulsaustausch zwischen dem umgebenden Gas und dem Spray. Deshalb hat vor allem die Gasdichte einen großen Einfluss auf den Spraywinkel und wird in vielen Gleichungen in Form des Dichteverhältnisses von Gas und Fluid genutzt, so z.B. in [Nab96]:

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = C_\theta \cdot \left(\frac{\rho_{Gas}}{\rho_{Fluid}}\right) \quad (\text{Gl. 2.17})$$

Eine Erhöhung dieses Dichteverhältnisses, z.B. durch Aufladung des Motors, führt zu einem verstärkten Widerstand gegen die axiale Ausbreitung des Sprays und zu einer verstärkten Expansion in radialer Richtung mit der Folge eines zunehmenden Spraywinkels. Die Konstante C_θ beschreibt den Einfluss der Düsengeometrie. Hierbei spielt auch häufig das Verhältnis von Düsenlochdurchmesser zur -länge $\frac{d_{Düse}}{l_{Düse}}$ eine Rolle und findet neben der Konstanten in vielen Gleichungen Anwendung, siehe z.B. [Sch11]. Dabei führt eine Reduzierung dieses Verhältnisses zu kleineren Spraywinkeln. Ein Einfluss des Einspritzdruckes wird in diesen Modellen in der Regel nicht berücksichtigt.

Neben diesen makroskopischen Spraygrößen, die vorwiegend die Geometrie des Strahls beschreiben, findet in der Literatur auch noch der Strahlimpuls vielfach Verwendung, der über eine Strahlkraftmessung des Spraykerns [Fim08] gemessen wird und somit Aussagen über die inneren Vorgänge im Spray zulässt. In **Abbildung 2.17** wurde schon auf den Strahlimpuls sowie -gradienten eingegangen. Dabei wurde der maximale Impulsgradient als ein Maß für die Zerstäubungsgüte definiert. Da der Strahlimpuls direkt abhängig von der Ausströmgeschwindigkeit des Kraftstoffes aus der Düse ist, wird mit steigendem Einspritzdruck ein erhöhter Impuls erwartet. Ähnliche Aussagen werden auch in [Des06] getroffen. Hier wird die Kraftstoffkonzentration auf der Sprayachse, mit der sich die Zerstäubungsgüte im gesamten Spray ableiten lässt, betrachtet. Eine Reduzierung der



Kraftstoffkonzentration auf der Sprayachse ist demnach gleichbedeutend mit einer Zunahme der Zerstäubungsgüte und verbessert den Verbrennungsprozess. Dies kann durch eine Erhöhung des Massentransportes im Spray in radialer Richtung, z.B. durch eine Optimierung der Düseninnengeometrie erzielt werden. Da die Kraftstoffkonzentration auch von der Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes aus der Düse abhängig ist, kann nach [Des06] durch eine Einspritzdruckanhebung die Zerstäubungsgüte auf diesem Wege ebenfalls optimiert werden.

Bei der Spraycharakterisierung im mikroskopischen Bereich werden der Tropfendurchmesser und die –geschwindigkeit erfasst, da hiermit Aussagen über den Strahlaufbruch und die Qualität der Zerstäubung gemacht werden können. Aufgrund des instationären Sprayvorganges und den damit verbundenen unterschiedlichen Tropfendurchmessern, die an einem Ort im Spray während der Einspritzung detektiert werden können, wird ein charakteristischer Tropfendurchmesser, der mittlere Sauter Durchmesser (SMD) verwendet. Dieser ist definiert als der mittlere Tropfendurchmesser eines bestimmten Tropfenkollektives, dessen Volumen und Oberfläche dem des gesamten Tropfenkollektives entspricht:

$$SMD = \frac{\sum d_i^3}{\sum d_i^2} \quad (\text{Gl. 2.18})$$

Mit dem SMD lassen sich vor allem Aussagen über den Wärme- und Stofftransport über einen Tropfen treffen. Neben dem Einspritzdruck beeinflussen vor allem Kraftstoffkennwerte, wie die Viskosität, Dichte und Oberflächenspannung die Tropfengröße, [Lev89]. Mit Hilfe einer dimensionslosen Analyse entwickelte [Elk82] eine Gleichung zur Abschätzung der Tropfengröße in Abhängigkeit von Kraftstoffkennwerten, Einspritzdruck und Dichte des Gases, in das eingespritzt wird. [Eji07], [Wan10] und [Bac11] haben ebenfalls gezeigt, dass sich diese Gleichung auch auf weitere alternative Kraftstoffe anwenden lassen kann. Der SMD ist definiert über:

$$SMD = 6156 \cdot \nu^{0,385} \cdot \sigma^{0,737} \cdot \rho_f^{0,737} \cdot \rho_{Gas}^{0,06} \cdot \Delta p^{-0,54} \quad (\text{Gl. 2.19})$$

Für die folgende **Abbildung 2.19** wurde der mittlere Sauterdurchmesser in Abhängigkeit verschiedener mittlerer Düsenraumdrücke und Kraftstoffe (siehe hierzu **Tabelle 2.3**), die im experimentellen Teil Verwendung finden, sowie einer konstanten Gasdichte anhand der Gleichung 2.19 berechnet. Der mittlere Düsenraumdruck (Definition siehe Kapitel 3.1) wurde gewählt, um die Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen in Kapitel 4 zu gewährleisten.

Es ist deutlich zu erkennen, dass mit zunehmendem Einspritzdruck, aufgrund des Faktors $\Delta p^{0,54}$ im Nenner der Gleichung 2.19, der mittlere Tropfendurchmesser sinkt. Der Faktor im Exponenten ist dabei variabel und kann nach [Lev89] für Diesel-Injektoren zwischen 0,135 und 0,54 variieren. In [Elk82] wurde dafür der Wert 0,54 gewählt. Die Zunahme des Einspritzdruckes und die damit verbundene kinetische Energie der Tropfen, führen zu einem stärkeren Aufbruch der großen in kleinere Tropfen. Durch die Reduzierung der Tropfendurchmesser bei gleichzeitiger Erhöhung der Tropfenanzahl vergrößert sich die Gesamtoberfläche des Sprays und mehr Wärme kann aufgenommen werden, was zu einer verstärkten Verdampfung führt.

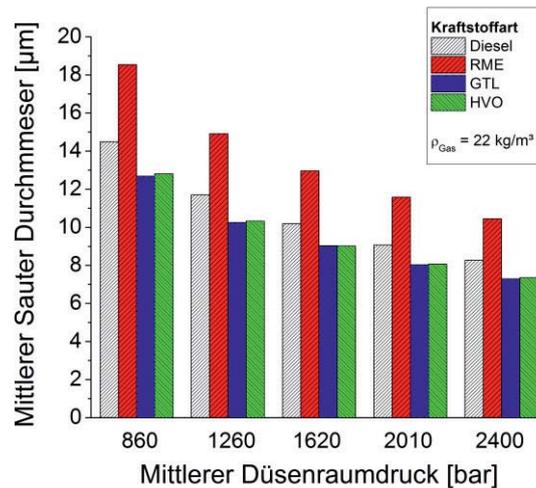


Abbildung 2.19: Berechnete mittlere Tropfendurchmesser (SMD) für verschiedene alternative Kraftstoffe bei Erhöhung des Einspritzdruckes

Eine Reduzierung der mittleren Tropfendurchmesser im Spray durch die Erhöhung des Einspritzdruckes geht in der Literatur einher mit einer stärkeren Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Dieser Effekt konnte bei [Jeo05] und [Lee05] bis zu einem Einspritzdruck von 2000 bar sehr gut dargestellt werden. Bei [Nis07] wird der Tropfendurchmesser über eine Druckvariation von 1000 bis 3000 bar stark verringert. In diesem Zusammenhang konnte auch die Zerstäubungsgüte des Sprays deutlich verbessert werden.

Auch der Einfluss der unterschiedlichen Kraftstoffeigenschaften wird berücksichtigt. So sind die hohe Viskosität und Oberflächenspannung von RME gegenüber dem konventionellen Diesel bzw. GtL und HVO nach Gleichung 2.19 verantwortlich für die größeren Tropfendurchmesser über dem gesamten Einspritzdruckspektrum. Aufgrund der hohen Viskosität und Oberflächenspannung bedarf es höherer Kräfte, um den Tropfen in kleinere aufzuspalten. [Lee05] und [Des09] zeigen dies auch in ihren experimentell ermittelten Ergebnissen. Die geringe Viskosität, aber auch verstärkt die niedrige Dichte sowie Oberflächenspannung von GtL und HVO führt zu geringeren Tropfendurchmessern nach Gleichung 2.19 im Vergleich zum konventionellen Dieselkraftstoff B0.

2.2.2 Verdampfung

Um an der Verbrennung teilnehmen zu können, müssen die flüssigen Tropfen in einen gasförmigen Zustand übergehen. Die Tropfenverdampfung umfasst dabei den Übergang von der flüssigen in die gasförmige Phase, siehe [Rot03] und entspricht einem gekoppelten Stoff- und Wärmetransport. Dies geschieht vorwiegend in Sprayrandnähe, da sich hier die heiße Umgebungsluft (Air-Entrainment) mit den flüssigen Kraftstofftropfen am stärksten vermischt. Die für die Verdampfung notwendige Enthalpie wird dabei dem Umgebungsgas entzogen und der Tropfen beginnt zu verdunsten [Rot03]. Eine zusätzliche Erwärmung kann der Tropfen durch Strahlung der Rußteilchen bzw. durch die Brennraumwände erfahren, [Pau01].

Die Temperaturdifferenz zwischen Gas und Tropfen führt zu einem Wärmestrom, von dem der eine Teil das Tropfeninnere erwärmt und der andere Teil zur Verdunstung des Tropfens



führt [Rot03]. Durch die zunehmende Tropfentemperatur nimmt auch die Konzentration des Dampfes an der Grenzschicht zwischen Tropfen und umgebendem Gas zu. Diese Dampfschicht behindert jedoch den weiteren Wärmetransport vom Umgebungsgas zum Tröpfchen und die Tropfentemperatur steigt langsamer, [Rot03]. Ein maßgeblicher Einflussfaktor für die Verdampfungsrate ist somit die Umgebungstemperatur und weniger der -druck. Optimale Bedingungen zur Verdampfung liegen dabei vor, wenn die Tropfen- sowie umgebende Gastemperatur höher als die Siedetemperatur des Kraftstoffes sind. Dann wird dem Verdampfungsprozess von außerhalb und innerhalb des Tropfens Energie zur Verfügung gestellt und die Verdampfung wird stark beschleunigt, [Rot03].

Neben der Temperatur wird die Verdampfungsrate auch durch die Diffusion der Dampfmo­leküle von der Tropfenoberfläche mit einer hohen Dampfkonzentration, in Richtung niedriger Dampfkonzentration (Tropfenumgebung) geprägt, [Mer99]. Eine hohe Phasengrenze, wie sie bei sehr fein zerstäubten Sprays vorliegt, beschleunigt den Stoff- und Wärmetransport im Tropfen und damit die Verdampfung des Kraftstoffes. Somit kann eine Einspritzdruckerhöhung und die damit verbundene Verbesserung der Zerstäubungsgüte die Verdampfung des Kraftstoffes verbessern.

Hinzu kommt, dass bei bewegten Tropfen aufgrund der Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Umgebungsgas die Dampfmo­leküle aus der Oberfläche herausgerissen werden und dadurch die Verdampfungs­geschwindigkeit ebenfalls ansteigt. Auch die Erhöhung der Gesamtoberfläche des Sprays durch kleinere Tropfen bei Erhöhung der Tropfenanzahl, erhöht die Wärmeaufnahme und steigert die Verdampfung.

Die Modellierung der Verdampfung erfolgt häufig nach dem sogenannten Mischungsmodell, bei dem das Tropfeninnere als isotherm angenommen wird. In [Mer01] wird auf Basis dieses Modells eine Herleitung für die Tropfenverdampfung mit Hilfe des Stoffübergangs dargestellt. Die Verdampfungsrate ist dabei neben dem Sauterdurchmesser und den Zustandsgrößen des Umgebungsmediums sowie des Fluids auch abhängig von der dimensionslosen Sherwood-Zahl und somit von der Reynoldszahl. Eine Zunahme des Einspritzdruckes und der damit verbundenen Reynoldszahl erhöht in diesem Modell die Verdampfungsrate. Zu beachten ist hierbei jedoch, dass die zu modellierenden Kraftstoffe aus mehreren hundert Kohlenwasserstoffverbindungen bestehen, die unterschiedliche Siedebereiche aufweisen.

2.2.3 Air-Entrainment

Durch den Einspritzvorgang des flüssigen Kraftstoffes in den Brennraum mit sehr hoher Geschwindigkeit entwickelt sich aufgrund der Reibung am Sprayrand mit der umgebenden Luft ein seitlicher Impulsaustausch zwischen Spray und Luft. Die daraus entstehenden Wirbelstrukturen am Randbereich des Sprays führen zu einem Ansaugen der Luft in den Strahl. Dies wird als Luft- bzw. Air-Entrainment bezeichnet und trägt neben der Luftdrallbewegung maßgeblich zur Vermischung der Luft mit dem Kraftstoff und damit zu einer guten Gemischbildung bei Motoren mit Direkteinspritzung bei.

In [Pau01] wird der Einfluss eines eindringenden Kraftstoffstrahls auf eine ruhende Gasatmosphäre mittels Particle-Image-Velocity-Messtechnik (PIV) gezeigt. Dabei konnte zwischen dem Düsenaustritt und der Rückseite der Spraykeule ein Strömungsgebiet sichtbar



gemacht werden, bei dem die umgebende Luft in das Spray gesaugt wird. Aber auch Turbulenzen stromabwärts im Spray, die zum Abreißen der Strahloberfläche führen, sorgen für einen starken Impuls- und Massenaustausch des Gases mit dem Spray und zu einer intensiven Vermischung. Hier vermutet [Pau01] auch den größten Teil des Air-Entrainments im Spray.

Eine direkte Abhängigkeit zwischen der Air-Entrainment-Rate und dem Einspritzdruck wird ebenfalls in [Pau01] angegeben und untersucht. Dabei konnte, wie in Kapitel 2.2.1 auch schon gezeigt wurde, die Zunahme der Air-Entrainment Rate durch einen gestiegenen Einspritzdruck als Ursache für eine konstante Eindringtiefe der flüssigen Phase dargestellt werden. Durch die Erhöhung des Einspritzdruckes nimmt die Austrittsgeschwindigkeit v_{Austritt} in Gleichung 2.16 und somit der angesaugte Luftmassenstrom im gleichen Verhältnis wie die eingebrachte Kraftstoffmasse (Gleichung 2.17) zu, wodurch sich die Eindringtiefe der flüssigen Phase nicht mehr erhöhen kann. Weiterhin beschreibt [Pau01] die „Verschlankung“ des Sprays in Düsennähe durch Erhöhung des Einspritzdruckes, die jedoch das Strömungsgebiet nicht beeinflusst. Der eigentliche Entrainmentprozess findet dadurch nur weiter stromabwärts statt.

Als bedeutender Parameter für die Air-Entrainment-Rate wird nach [Pau01] somit der Sprayimpuls, der mit steigendem Einspritzdruck zunimmt, angeführt. Mit steigendem Air-Entrainment kann mehr Kraftstoff verdampft werden und die Energieumsetzung im Dieselmotor wird gesteigert. Durch eine gute Durchmischung von Luft und Kraftstoff können Gebiete mit starken Inhomogenitäten reduziert und damit auch die Rußemissionen (siehe Kapitel 2.4) verringert werden. Auch [Sch07] führt hierzu Untersuchungen an einer Einlochdüse durch, wie in der folgenden **Abbildung 2.20** dargestellt.

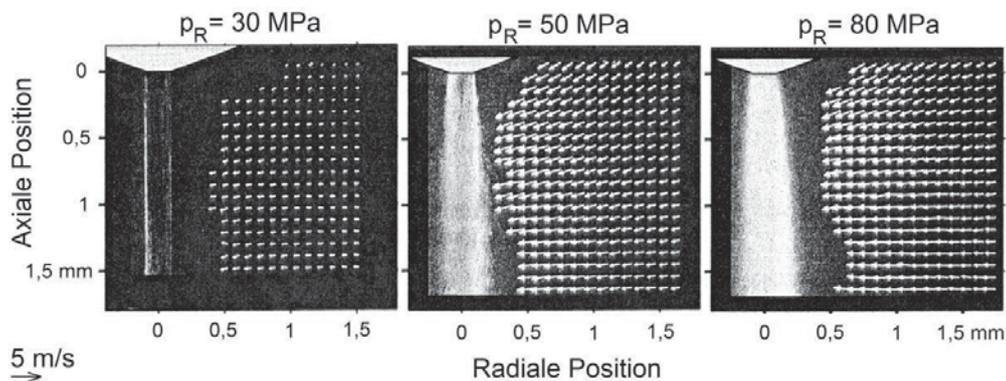


Abbildung 2.20: Gasbewegung seitlich des Sprays an einer Einlochdüse in Abhängigkeit vom Raildruck p_R , nach [Sch07]

Deutlich zu erkennen ist dabei eine Zunahme der radialen Geschwindigkeitskomponenten in Spraynähe durch eine Raildrucksteigerung von 300 bar auf 800 bar. Auch verlagert sich der Strahlaufbruch mit steigendem Raildruck in Richtung Spritzlochaustritt. [Sch07] zeigt auch den Einfluss einer Düse mit einem scharfkantigen Einlauf (in **Abbildung 2.20** nicht dargestellt). Hierbei wird der Strahlaufbruch schon bei kleinen Einspritzdrücken enorm verstärkt und mehr Luft kann in das Spray angesaugt werden. Nach [Sch07] hat demnach die Düseninnengeometrie einen stärkeren Einfluss auf das Air-Entrainment als eine Raildrucksteigerung.



2.2.4 Spray-Wand Interaktion

Aufgrund der geringen Abmessungen des Brennraumes vor allem bei Pkw-Dieselmotoren kommt es während der Einspritzung zu einem Auftreffen des Sprühstrahls auf die Kolbenmuldenwand, siehe **Abbildung 2.21**. Da die Kolbenmulde entscheidend das Kompressionsvolumen in einem Dieselmotor beeinflusst, fallen die Abmessungen vor allem bei hochverdichteten Motoren mit kleinen Bohrungsdurchmessern gering aus. Die Spray-Wand-Interaktion umfasst dabei das Auftreffen, Umlenken bzw. die Reflexion eines Strahls sowie die Wandfilmbildung, siehe [Pau01] und beeinflusst die Emissionsbildung sowie die Effizienz des Motors.

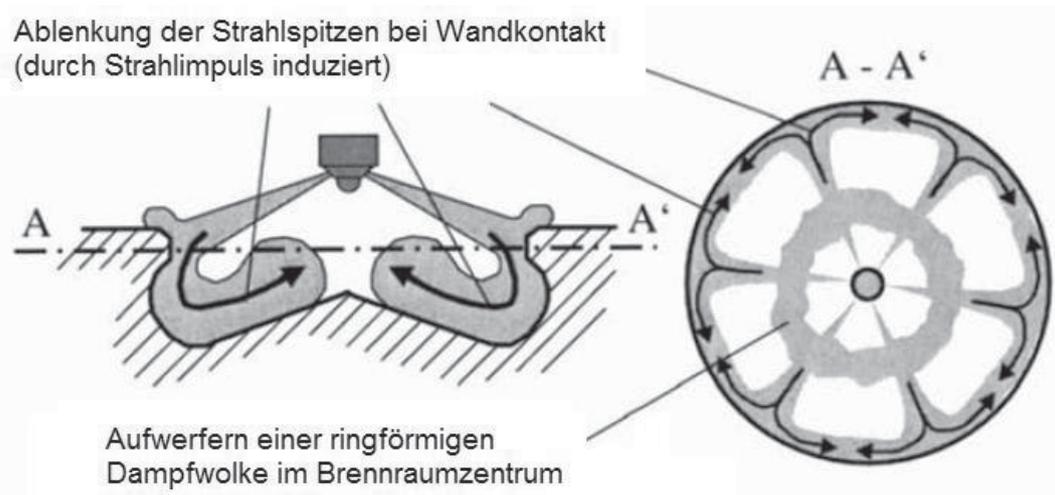


Abbildung 2.21: Spray-Wand Interaktion in einer Kolbenmulde, nach [Gau09]

Dabei besteht eine starke Abhängigkeit von der Wandtemperatur. Ist diese höher als die Leidenfrosttemperatur, so werden die Tropfen des Sprays von der Wand reflektiert ohne diese zu benetzen. Unterhalb dieser Temperatur kann es zu Wandfilmbildung kommen. Kühlt dabei der Kraftstoff soweit ab, dass er nicht mehr verdampft, kann er an der Energieumsetzung während der Verbrennung nicht mehr teilnehmen und wird als unverbrannter Kohlenwasserstoff aus dem Motor emittiert. Vor allem bei kalten Motoren während der Startphase kann dieser Effekt auftreten. Darüber hinaus kann eine Spray-Wand-Interaktion auch die Rußemissionen erhöhen. Wie in [Pau01] anhand von Schlierenaufnahmen gezeigt, werden die auftreffenden Einspritzstrahlen umgelenkt und treffen in Bereichen zwischen den Spraykeulen aufeinander. Dabei bilden sich verstärkt sehr fette Bereiche, die lokal unter Bildung sehr hoher Rußemissionen verbrennen.

Auf der anderen Seite stellt die Spray-Wand-Interaktion eine Erweiterung des sekundären Strahlaufbruchs dar. Durch die Reflexion und Umlenkung des Sprays kann sich dieses wiederum mit der Luft intensiver vermischen und eine Abmagerung des Kraftstoff-Luft-Gemisches, wie in [Sch11] geschildert, wäre die Folge. Daraus würde eine Reduzierung der Rußemissionen resultieren. Auch die Abkühlung des Gemisches in der Nähe der Kolbenmuldenwand kann ebenfalls zur verminderten Rußbildung führen, da der nötige Temperaturbereich nicht vorhanden ist.

Eine Einspritzdruckerhöhung könnte den Effekt der intensiven Kraftstoffvermischung mit der Luft durch die Spray-Wand-Interaktion verstärken, da der Strahlimpuls und die



Durchmischung weiter gesteigert werden kann. Die Gefahr einer Wandbenetzung mit flüssigem Kraftstoff durch den höheren Einspritzdruck kann jedoch, wie in [Pau01] gezeigt und in Kapitel 2.2.1 und 2.2.3 beschrieben, ausgeschlossen werden. Die Zunahme des Einspritzdruckes resultiert in eine Vergrößerung der Austrittsgeschwindigkeit v_{Austritt} . Damit wird neben der Einspritzrate auch die Verdampfungsrates vergrößert, wodurch die maximale Eindringtiefe der flüssigen Phase nicht mehr weiter zunimmt. Der Wandbenetzung durch flüssigen Kraftstoff kann dabei mit Hilfe kleinerer Düsenlochdurchmesser (Reduzierung der flüssigen Eindringtiefe) bzw. größerer Kolbenmuldendurchmesser entgegengewirkt werden.

Resümee

Wie schon zu Beginn dieses Kapitels ausführlich dargestellt, ist die Gemischbildung ein entscheidender Einflussfaktor für die dieselmotorische Verbrennung im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch und die Emissionsbildung. Eine Einspritzdrucksteigerung kann dazu einen wesentlichen Beitrag leisten.

Durch den hohen Einspritzdruck ist mit einem verstärkten primären sowie sekundären Strahlaufbruch aufgrund der gestiegenen Austrittsgeschwindigkeiten des Kraftstoffes zu rechnen. Durch den höheren Impuls vergrößert sich auch das Sprayvolumen und es kann mehr Luft angesaugt werden (Steigerung des Air-Entrainments). Eine stärkere Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches wäre die Folge. Dazu trägt auch die Reduzierung der Tropfendurchmesser bei, die ebenfalls die Homogenisierung erhöhen. Die damit verbundene höhere Zerstäubung verstärkt die Verdampfungsgüte bei Erhöhung des Einspritzdrucks. Eine Zunahme der Eindringtiefe der flüssigen Phase und damit auch eine verstärkte Wandbenetzung durch den höheren Einspritzdruck sind aufgrund der höheren Verdampfungsrates demnach nicht zu erwarten.

Nachteilig könnte sich der hohe Einspritzdruck jedoch auf die Strömungsbedingungen in der Düse und somit auf den Strahlaufbruch auswirken. Durch die hohen Geschwindigkeiten könnte verstärkt Kavitation auftreten und dies die Gemischbildung beeinflussen.

2.3 Selbstzündung und Verbrennung

Nachdem der Kraftstoff aufbereitet in den Brennraum gelangt und sich mit der Luft vermischt hat, kommt es aufgrund des hohen Verdichtungsverhältnisses und den damit verbundenen hohen Drücken und vor allem Temperaturen im Brennraum zur Selbstzündung und anschließenden Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Dieselmotor. Die Zündung erfolgt dabei mit einem zeitlichen Versatz zur Einspritzung, dem sogenannten Zündverzug. Der anschließende Verlauf der Verbrennung kann dabei indirekt über die Einbringung des Kraftstoffes gesteuert werden. Im Folgenden sollen die drei Teilbereiche Zündverzug, Zündung und Verbrennung auch im Hinblick auf eine Einspritzdruckanhebung diskutiert werden.

2.3.1 Zündverzug

Der Zündungsprozess setzt aufgrund des Zeitbedarfes der physikalischen und chemischen Prozesse, mit denen das Kraftstoff-Luft-Gemisch in einen zündfähigen Zustand versetzt wird, nicht sofort mit dem Beginn der Einspritzung ein. Dadurch entsteht eine zeitliche Differenz

zwischen dem Beginn des Einspritzverlaufs und dem Verbrennungsbeginn, der sogenannte Zündverzug, siehe **Abbildung 2.22**, der bei aufgeladenen Motoren mit Einspritzdrücken bis zu 2000 bar zwischen 0,3 und 0,8 ms beträgt, [Mol07].

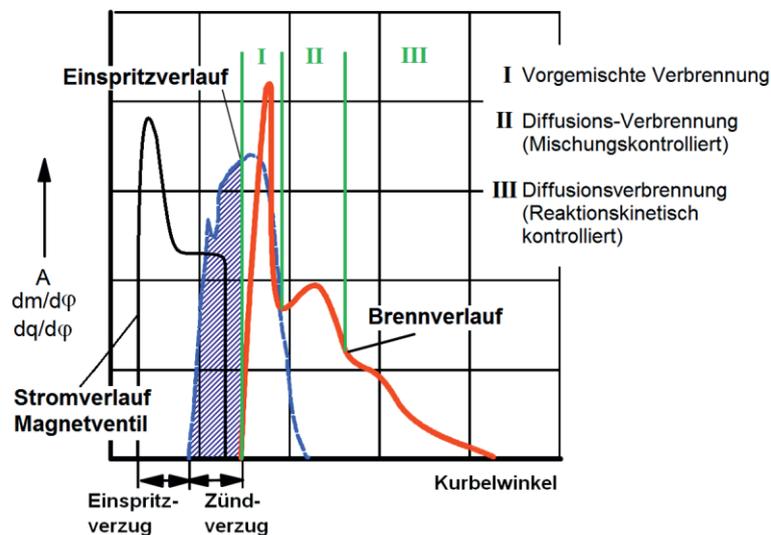


Abbildung 2.22: Stromverlauf des Magnetventils, Einspritz- und Brennvorgang in einem Dieselmotor, nach [Van02] und [Mer01]

Darüber hinaus existiert, wie in **Abbildung 2.22** zu sehen, der Einspritzverzug, der die Zeit zwischen elektrischem Ansteuerbeginn des Einspritzventils und dem Beginn des Einspritzverlaufes markiert. Aufgrund der nicht direkten Ansteuerung der Düsenadel, z.B. beim Common-Rail-Einspritzsystem über die servohydraulische Ansteuerung der Nadel (siehe Kapitel 2.1.1), kommt es hierbei zu einer zeitlichen Differenz.

Der Zündverzug setzt sich aus einem physikalischen und chemischen Anteil zusammen. Der physikalische Anteil beinhaltet dabei die Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches bis zu einem zündfähigen Gemisch, also Aufbruchprozesse, Vermischung mit der Luft und Verdampfung. Der chemische Zündverzug hingegen umfasst die Zeitspanne, in der chemische Zündradikale (z.B. OH) gebildet werden.

Entscheidend Einfluss nimmt der Zündverzug auf die nachfolgende Verbrennung und beeinflusst neben dem Geräusch auch die Stickoxid- und Rußemissionen. Durch einen langen Zündverzug kann viel Kraftstoff an sehr vielen lokalen Stellen aufbereitet werden, die daraufhin gleichzeitig zünden. Es entwickelt sich eine Verbrennung mit sehr hohen Zylinderdruckgradienten und einem sehr lauten Verbrennungsgeräusch („Dieselschlag“). Ein langer Zündverzug wird vor allem bei alternativen Brennverfahren, z.B. der homogenen Dieselerverbrennung (Homogeneous Charge Compression Ignition, HCCI) angestrebt, um einen möglichst hohen Anteil an Kraftstoff mit der Luft zu vermischen und damit eine homogene Verteilung von Luft und Kraftstoff im Brennraum zu realisieren. Dies führt auf der einen Seite zur Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen, jedoch gleichzeitig zu einer starken Erhöhung des Geräusches.

Gesteuert werden kann der Zündverzug vor allem über die Druck- und Temperaturbedingungen im Brennraum, wobei eine Erhöhung der Brennraumtemperatur bzw. des -druckes (z.B. über die Aufladung des Motors bzw. Erhöhung des



Verdichtungsverhältnisses) zu einer Verkürzung des Zündverzugs führen. Die Sauerstoffkonzentration spielt bei der Beeinflussung des Zündverzugs ebenfalls eine Rolle. Eine Reduzierung, z.B. durch die Erhöhung der AGR-Rate, führt zu einer deutlichen Zunahme. Auch über die Kraftstoffeigenschaften ausgedrückt durch die Cetanzahl, lässt sich der Zündverzug beeinflussen. Eine hohe Cetanzahl bedeutet eine hohe Zündwilligkeit des Kraftstoffes und reduziert dadurch den Zündverzug.

In Grenzen hingegen steuerbar ist der Zündverzug über die Einspritzung. Durch den Einsatz einer Voreinspritzung (siehe Kapitel 2.1.4) und der damit verbundenen Vorkonditionierung des Brennraumes kann der Zündverzug der nachfolgenden Haupteinspritzung reduziert werden. Ein kurzer Zündverzug, über die Erzeugung einer Voreinspritzmenge, wird bei aktuellen Brennverfahren eingesetzt, um das Geräusch möglichst niedrig zu halten. Neben dem Einspritzbeginn und der -menge lässt sich auch über den Einspritzdruck der Zündverzug steuern. [Pau01] hat den Einfluss des Einspritzdruckes auf den Zündverzug untersucht. Dabei konnte eine signifikante Reduzierung bei einer Einspritzdruckerhöhung von 300 auf 1800 bar festgestellt werden. Aufgrund der erhöhten Eindringgeschwindigkeit des Kraftstoffes kann mehr Luft in das Spray gesaugt (Erhöhung der Air-Entrainment-Rate) und damit die Verdampfung bzw. Zündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches beschleunigt werden.

Dass dem Einspritzdruck eine bedeutende Rolle bei der Beeinflussung des Zündverzuges zugesprochen wird, zeigt die folgende mathematische Modellierung nach [Bar99]:

$$t_{ZV} = 25 \cdot p_{Rail}^{-0,84} + 15,1173 \cdot p^{-1,4779} \cdot e^{\frac{1953}{T}}. \quad (\text{Gl. 2.20})$$

Mit dieser, aus einem Arrhenius-Ansatz entwickelten und erweiterten Gleichung, kann für eine Haupteinspritzung ohne Voreinspritzung auf Basis des Brennraumdruckes bzw. -temperatur und dem mittleren Düsenraumdruck die Zündverzugszeit rechnerisch ermittelt werden. Gleichung 2.20 wurde gegenüber der in [Bar99] entwickelten Herleitung leicht abgeändert. Während bei [Bar99] noch der Einspritzverzug berücksichtigt wird, soll in dieser Arbeit nur der reine Zündverzug betrachtet werden. **Abbildung 2.23** veranschaulicht die Ergebnisse dieser Berechnung.

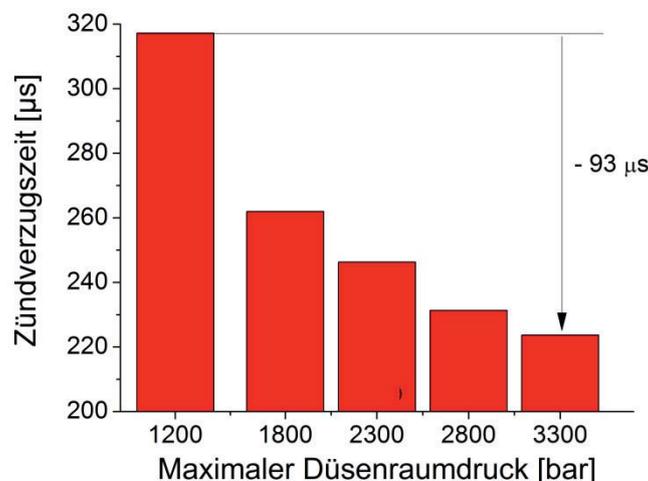


Abbildung 2.23: Rechnerische Ermittlung des Zündverzuges in Abhängigkeit vom maximalen Düsenraumdruck für Dieselkraftstoff, nach [Bar99]



Die dafür zu Grunde gelegten Druck- und Temperaturbedingungen im Brennraum zum Zeitpunkt der Einspritzung stammen aus den Einzylinderuntersuchungen (siehe Kapitel 4). Damit ergibt sich eine Reduzierung der Zündverzugszeit unter diesen Randbedingungen von ca. 30 % bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdruckes von $p_{Düse,max} = 1200$ bar auf 3300 bar.

2.3.2 Zündung und Verlauf der Verbrennung

Nachdem der Kraftstoff sich mit der Luft vermischt und ein zündfähiges Gemisch gebildet hat, kommt es aufgrund der hohen Druck- aber vor allem Temperaturbedingungen, hervorgerufen durch ein hohes Verdichtungsverhältnis beim Dieselmotor zur Zündung. Auch ein bestimmtes lokales Verbrennungsluftverhältnis muss vorliegen, damit die Zündung eingeleitet werden kann. Hier gibt die Literatur einen Bereich von $0,3 \leq \lambda \leq 1,5$ vor, siehe [Mol07]. Weitere Größen, die das Zündverhalten maßgeblich beeinflussen sind neben der Cetanzahl auch die Kraftstoffdampfkonzentration (siehe Kapitel 2.2). Für die Angabe des Zündortes im Brennraum existieren in der Literatur ebenfalls unterschiedliche Angaben. [Pau01] fasst diese Ergebnisse in Abhängigkeit vom Zündverzug zusammen: Eine Verlängerung des Zündverzugs führt demnach zu einer düsenferneren Zündung des Gemisches.

Nach Einleitung der Zündung erfolgt die dieselmotorische Verbrennung, die sich in folgende drei Bereiche, die in **Abbildung 2.22** am Brennverlauf dargestellt sind, einteilen lassen in:

- I. Vorgemischte Verbrennung
- II. Mischungskontrollierte Diffusionsverbrennung
- III. Reaktionskinetisch kontrollierte Diffusionsverbrennung

Der Brennverlauf wird für die Beschreibung der Verbrennung oftmals herangezogen, da sich hiermit der Gütegrad, das Geräuschverhalten sowie die Entstehung der Emissionen beschreiben lassen. Darüber hinaus gilt der Brennverlauf als Schlüssel für die Optimierung des jeweiligen Brennverfahrens. Berechnet wird der Brennverlauf aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf unter Zuhilfenahme des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik.

Aufgrund des Zündverzuges befindet sich ein Teil des Kraftstoffes schon vor dem Beginn der Zündung im Brennraum. Dieser ist sehr gut mit der Verbrennungsluft vermischt und weist dementsprechend hohe λ -Werte und niedrige λ -Gradienten auf. Die sich daran anschließende Verbrennung wird als sogenannte „Vorgemischten Verbrennungsphase“ bezeichnet. Durch den hohen Grad an homogen verteiltem Gemisch wird zwar wenig Ruß produziert, jedoch entsteht hier ein hoher Anteil an Stickoxiden, der innermotorisch nicht mehr abzusenken ist, [Mol07]. Charakterisierend für diesen Verbrennungsabschnitt ist auch der hohe Druckgradient, aufgrund des gut aufbereiteten und nahezu homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisches. Diese, als „Dieselschlag“ bezeichnete Verbrennung, die sehr schnell abläuft und damit einer Gleichraumverbrennung nahe kommt, ist ausschlaggebend für das charakteristische Geräusch des Dieselmotors („Diesel-Nageln“). Aufgrund der sehr schnellen und damit auch fast vollständigen Umsetzung des bisher eingespritzten Kraftstoffes wird diesem Verbrennungsabschnitt ein hoher Umsetzungsgrad zugeordnet. Ein hoher Anteil vorgemischte Verbrennung sorgt für einen niedrigen Kraftstoffverbrauch, jedoch wird gleichzeitig auch das Geräusch erhöht. Mittels einer Verschiebung des Einspritzzeitpunktes in



Richtung „spät“ kann der hohe Druckgradient reduziert werden und es entsteht eine sogenannte „weiche“ Verbrennung, [Mer01].

An einem NFZ-Motor mit einem Einspritzdruckniveau bis zu 2400 bar konnte in [Mar06] der Einfluss eines hohen Einspritzdrucks auf diesen Teil der Verbrennung gezeigt werden. Da hierbei sehr geringe AGR-Raten verwendet wurden, wuchs mit steigendem Einspritzdruck der Anteil der isochoren Verbrennung, was wiederum zu hohen Flammentemperaturen bzw. Stickoxidemissionen führte. Auch eine Steigerung des Geräusches durch eine Einspritzdruckanhebung konnte in [Mar06] ebenfalls dargestellt werden und spiegelt den „negativen“ Charakter einer Drucksteigerung wider. Auch die numerischen Ergebnisse in [Tao08] bis zu einem Einspritzdruck von 5000 bar zeigen diesen Effekt deutlich. mit steigendem Einspritzdruck erhöht sich der Anteil der vorgemischten Verbrennungsphase. Damit verbunden sind auch der Anstieg des Zylinderdruckgradienten und dementsprechend auch das Geräusch.

Da die Einspritzung über den Zündungsbeginn hinaus fortwährt (siehe **Abbildung 2.22**), wird ein Teil des Kraftstoffes während der Verbrennung in die Flamme eingespritzt. Der sich daran anschließende Verbrennungsabschnitt wird als „Diffusionsverbrennung“ bezeichnet und weist einen hohen mischungskontrollierten Charakter auf. Die während der Verbrennung ablaufende Gemischbildung beeinflusst maßgeblich den Verbrennungsablauf und die sich daran orientierende Schadstoffbildung. In diesem Verbrennungsabschnitt drehen sich die Verhältnisse im Vergleich zur vorgemischten Verbrennung um. Aufgrund der geringen Zeit, die für die Gemischbildung nun zur Verfügung steht, entstehen lokal sehr niedrige λ -Werte, da nicht genügend Sauerstoff mit dem Kraftstoff vermischt werden kann, [Mer01]. Die niedrigen Verbrennungsluftverhältnisse wirken sich positiv auf die Stickoxidemissionen aus, jedoch stellen diese fetten Bereiche einen guten „Nährboden“ für Ruß dar. Ein Großteil des Rußes wird somit während dieser Verbrennungsphase produziert. Die Reduzierung des Rußes während der mischungskontrollierten Diffusionsverbrennung ist auch ein Entwicklungsschwerpunkt bei der Emissionsreduzierung durch innermotorische Maßnahmen, [Mol07].

Folgend auf die mischungskontrollierte Verbrennung schließt sich während der Nachverbrennung die sogenannte reaktionskinetisch-kontrollierte Diffusionsverbrennung an (siehe **Abbildung 2.22**, Bereich III). Hierbei verlangsamen sich die chemischen Prozesse aufgrund des sinkenden Temperatur- und Druckniveaus im Brennraum derart, dass sie zu den Haupteinflussgrößen des Verbrennungsablaufes und der damit verbundenen Emissionsbildung werden. Aufgrund der für eine Verbrennung schlechter werdenden Prozessbedingungen nimmt die Produktion von Kohlenwasserstoffen zu. Weiterhin werden während dieser Verbrennungsphase auch Zwischenprodukte, hier insbesondere Ruß nachoxidiert und dementsprechend reduziert. Diese reaktionskinetisch-kontrollierte Diffusionsverbrennung ist daher entscheidend für die innermotorische Rußreduktion. Es können bei hohen Temperatur- und Druckbedingungen bis zu 90% des in der mischungskontrollierten Phase gebildeten Rußes während dieser Prozessphase wieder reduziert werden, [Mer01].

Eine Modellvorstellung zur dieselmotorischen Diffusionsverbrennung ist in **Abbildung 2.24** dargestellt. Dabei verbrennt das fette Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch (rosa Bereich in

Abbildung 2.24) am Rand des flüssigen Strahlkerns (dunkelroter Bereich) zu einer dünnen kraftstoffreichen Flammenzone stromabwärts (hellblauer Bereich). Die sich daraus entwickelnden Abgase, wie unverbrannte Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid und Partikel werden weiter stromabwärts transportiert und oxidieren schließlich mit der umgebenden Luft in einer dünnen Diffusionsflammenzone (orange Linie). Dabei entstehen neben CO_2 und Wasser auch Stickoxidemissionen, da im Flammenrandbereich sehr hohe Temperaturen vorliegen.

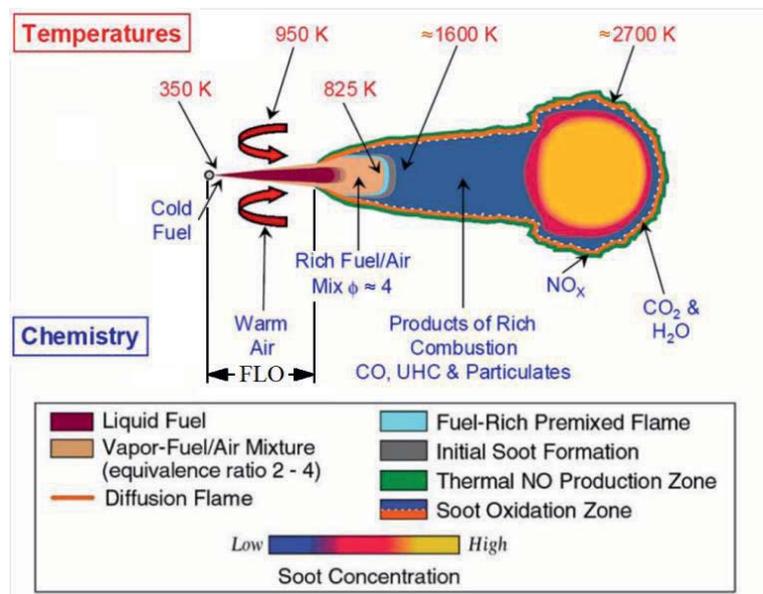


Abbildung 2.24: Modellvorstellung zur dieselmotorischen Diffusionsverbrennung, nach [Dec97]

Ein im Hinblick auf den Einspritzdruck interessanter Parameter in dieser Modellvorstellung ist der Abstand zwischen der Düse und der Diffusionsflamme, der sogenannte Flame Lift-off (FLO), [Fis11]. Der Flame Lift-off beeinflusst dabei maßgeblich die Entstehung des Rußes während der Diffusionsverbrennung. Durch eine Verlängerung des Flame Lift-offs kann in diesem Strahlbereich mehr Luft aufgenommen werden (siehe Kapitel 2.2.3) und das mittlere Luftverhältnis des Sprays vor dem Eintritt in die Reaktionszone sinkt, [Tao08]. [Fis11] erwähnt neben unterschiedlichen Einflussfaktoren auf die Länge des Flame Lift-offs auch die Spritzlochaustrittsgeschwindigkeit. Mit zunehmender Geschwindigkeit, z.B. hervorgerufen durch einen hohen Einspritzdruck, verlängert sich demnach der Flame Lift-off. [Fis11] beschreibt jedoch an dieser Stelle, dass sich eine Reduzierung der Ruß- bzw. Stickoxidemissionen nicht durch eine Einspritzdruckanhebung alleine erzielen lässt. Erst die Kombination mit einem höherem Ladedruck und der damit verbundenen proportionalen Ausdehnung des Flame Lift-offs führt in diesem Zusammenhang zu einer Reduzierung der Emissionen. Darüber hinaus steigt auch der Sättigungseinspritzdruck mit zunehmendem Ladedruck, was wiederum den Effekt der Emissionsreduzierung verstärkt.

Ähnliche Ergebnisse werden in [Mar06], jedoch auf einem deutlich geringeren Einspritzdruckniveau gezeigt. Auch hier wird aufgrund des höheren Strahlimpulses eine Zunahme der Flame Lift-off-Länge als Ursache für eine Erhöhung des lokalen Luftkraftstoffverhältnisses angenommen und eine Reduzierung der Emissionen gezeigt.



Resümee

Durch die Einspritzdruckerhöhung kann aufgrund der beschleunigten Einbringung des Kraftstoffes sowie der schnelleren Vermischung mit der Luft und der dadurch früheren Bildung eines zündfähigen Gemisches mit einer Verkürzung des Zündverzuges gerechnet werden. Auch die Verbrennung wird durch eine Steigerung des Einspritzdruckes beeinflusst. **Tabelle 2.2** fasst die Eigenschaften der Verbrennungsphasen eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung zusammen und stellt den Einfluss eines hohen Einspritzdruckes gegenüber.

Tabelle 2.2: Eigenschaften der Verbrennungsphasen eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung

Eigenschaften der Verbrennungsphasen eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung			
<i>Verbrennungsphase</i>	<i>I. Vorgemischte Verbrennungsphase</i>	<i>Diffusionsverbrennung</i>	
		<i>II. Mischungs-kontrolliert</i>	<i>III. Reaktionskinetisch-kontrolliert</i>
<i>Vorteil:</i>	- Geringe Rußproduktion - Senkt den Kraftstoffverbrauch	- Geringe Bildung von Stickoxidemissionen	- Rußabbau durch Nachoxidation
<i>Nachteil:</i>	- Hohe Stickoxidemissionen - Erhöhung des Geräusches	- Verstärkte Produktion von Rußemissionen	- Bildung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen
<i>Einfluss eines hohen Einspritzdrucks:</i>	Fördert die Gemischbildung und damit die vorgemischte Verbrennungsphase. Ein hoher Zylinderdruckgradient und hohe Stickoxidemissionen sind die Folge. Der Verbrauch kann reduziert werden.	Reduziert Rußemissionen, da mehr Kraftstoff durch den hohen Einspritzdruck aufbereitet und mit der Luft in einer kürzeren Zeit vermischt werden kann. Reduzierung der inhomogenen, „fetten“ Bereiche im Brennraum.	Senkt die Rußemissionen durch Steigerung der Turbulenz, [Mol07].

Aus **Tabelle 2.2** wird deutlich, dass der Einspritzdruck alle drei Phasen der Verbrennung beeinflusst. Auch auf die dritte Phase, während der kein Kraftstoff mehr eingespritzt wird, kann durch die vorhergehende Einspritzung mit hohem Einspritzdruck noch Einfluss genommen werden. Hier kann vor allem durch eine Steigerung der Turbulenz die Rußoxidation gefördert werden, [Mol07].

In der ersten Phase führt eine Erhöhung des Einspritzdruckes zwar zu einer Reduzierung des Verbrauches, jedoch werden gleichzeitig die Stickoxidemissionen erhöht. Der hohe Einspritzdruck fördert die Gemischbildung während der vorgemischten Verbrennungsphase und eine beschleunigte Verbrennung mit hohem Druckgradienten ist die Folge. Durch den hohen Einspritzdruck wird dieser Anteil der Verbrennung ausgeweitet, wie in [Bad99] gezeigt, mit den positiven Folgen einer Verbrauchsreduzierung und den negativen Folgen einer Geräuschsteigerung sowie höheren mechanischen Belastungen.

In der mischungskontrollierten Phase hingegen kann ein hoher Einspritzdruck vor allem die Produktion von Ruß durch Reduzierung der inhomogenen bzw. stark kraftstoffreichen



Bereiche vermindern. Durch die hohe kinetische Energie wird der Kraftstoff in einer kürzeren Zeit eingebracht, wodurch mehr Zeit für die Vermischung mit der Luft zur Verfügung steht. Wie in Kapitel 2.2 gezeigt, vergrößert sich das Sprayvolumen durch den stärkeren Impuls und ein größerer Anteil Luft im Brennraum wird durch das Spray erfasst. Auch wird durch den hohen Einspritzdruck das Ansaugen der Luft in Düsenhöhe durch den eindringenden Kraftstoffstrahl (Air-Entrainment, siehe Kapitel 2.2.3) verstärkt, was ebenfalls zu einer Verbesserung der Gemischbildung führt.

2.4 Emissionsbildung

Die Reduzierung der Schadstoffemissionen stellt zurzeit immer noch ein wesentliches Entwicklungsziel moderner Verbrennungskraftmaschinen dar, obwohl, wie in **Abbildung 2.25** deutlich an den Partikel- und Stickoxidemissionen zu erkennen, in den letzten zwei Jahrzehnten erhebliche Fortschritte auf diesem Gebiet erzielt werden konnten. Bedeutende treibende Faktoren sind die auf europäischer Ebene beschlossenen Emissionsgrenzwerte Euro 1 bis Euro 6, durch die die schädlichen Emissionen Kohlenwasserstoff (HC), Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x) und Partikel unterschiedlich stark beim Diesel- und Ottomotor limitiert sind.

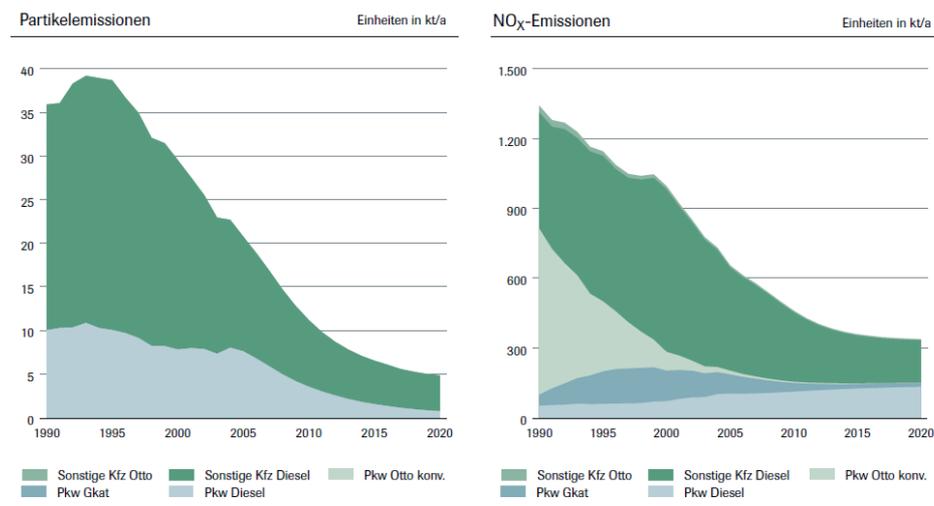


Abbildung 2.25: Entwicklung der Partikel- und Stickoxidemissionen in Deutschland im Zeitraum 1990-2020, nach [NN02]

Während sich beim Motor mit Fremdzündung der Schwerpunkt der Emissionsreduzierung auf die CO -, NO_x - und HC-Emissionen fokussiert, sind beim Dieselmotor die Reduzierung der Partikel- und Stickoxidemissionen von hoher Bedeutung. Insbesondere der dieselmotorisch geprägte PKW- und Nutzfahrzeugbereich trägt zur Gesamtemissionsbelastung in Bezug auf Partikel und Stickoxide verstärkt bei, siehe **Abbildung 2.25** und steht in den nächsten Jahren deshalb großen Herausforderungen diesbezüglich gegenüber. Der inhaltliche Schwerpunkt dieser Arbeit konzentriert sich daher auf die Reduzierung der Partikel- und Stickoxidemissionen, dessen Entstehung und Reduktion im Folgenden näher erläutert werden sollen. Für die Erläuterung der Mechanismen zur HC- und CO-Bildung sei auf die Literatur verwiesen, so z.B. [Mol07].



2.4.1 Mechanismen der Rußbildung

Die im Dieselmotor gebildeten Feinpartikel gehören zu dem Oberbegriff der Stäube bzw. Partikel, die als Luftschadstoffe maßgeblich die Qualität der Luft beeinflussen. Die Unterteilung der unterschiedlichen Staubarten kann nach ihrem aerodynamischen Durchmesser d_{Aero} (Durchmesser einer Kugel mit der Dichte $\rho=1 \text{ g/cm}^3$, welche die gleiche Sinkgeschwindigkeit aufweist, wie das betrachtete Teilchen, [Mol07]) erfolgen. Gesundheitsschädlich sind vor allem die Stäube mit einem aerodynamischen Durchmesser von bis zu $d_{\text{Aero}}=10 \text{ }\mu\text{m}$, die als Feinstäube bezeichnet werden. Je kleiner die Teilchengröße, desto weiter können sie in die Lunge des Menschen vordringen und Schäden anrichten. Ultrafeine Partikel, die ebenfalls während der Dieselerverbrennung produziert werden, können über die Lungenbläschen sogar in die Blutbahn vordringen und sich im Körper weiter verteilen, [Mol07].

Die aus dem Verbrennungsprozess entstehenden Partikel bestehen zu einem Großteil aus Ruß bzw. elementarem Kohlenstoff und daneben aus organischen Stoffen, wie z.B. Schmieröl-, Kraftstoff- und Wasserbestandteilen. Je nach Lastzustand und damit Verbrennungsluftverhältnis des Motors können die Anteile des elementaren Kohlenstoffes und der organischen Verbindungen der Partikel jedoch schwanken, wie in [Mer09] gezeigt wird, wobei mit steigender Last und damit verstärktem lokalem unterstöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Gemisch der Kohlenstoffgehalt steigt. Abhängig vom Schwefelgehalt des verwendeten Kraft- bzw. Schmierstoffes können auch noch geringe Anteile an Sulfat vorhanden sein.

Der Rußbildungsvorgang ist zurzeit noch nicht eindeutig erklärt, es existieren unterschiedliche Hypothesen. Diese sollen hier nicht näher erläutert werden, sind aber in [Mol07] sowie in [Pau01] beschrieben. Der grundsätzliche Bildungsvorgang dieser Hypothesen unterliegt jedoch ähnlichen Prozessen. Ausgehend von Kohlenstoff- bzw. Kohlenwasserstoffverbindungen wachsen diese in nur wenigen Mikrosekunden zu größeren Strukturen heran, um schließlich noch größere, sogenannte Primärpartikel zu bilden. Daraus entwickeln sich dann durch Agglomeration dreidimensionale Rußpartikel von über 1000 nm Größe.

Als Haupteinflussgrößen gelten bei der Rußbildung neben der Brennraumtemperatur das lokale Verbrennungsluftverhältnis sowie die Art der Einspritzung. In vorgemischten Verbrennungsphasen ist ein Temperaturbereich von $1500 \text{ K} < T < 1900 \text{ K}$, siehe [Mer09], im sehr niedrigen unterstöchiometrischen Bereich hinsichtlich der Rußbildung kritisch, siehe **Abbildung 2.26-links**. Bei einer nicht-vorgemischten Flamme hingegen nimmt die Rußbildung mit sinkendem Verbrennungsluftverhältnis solange zu, bis das zunehmende Temperaturniveau die Rußoxidation beschleunigt und die Rußproduktion durch Pyrolyse kompensiert wird bzw. sogar wieder zum Abbau führt. Dieser Oxidationsprozess findet auch während der Verbrennung statt, wie in **Abbildung 2.26-rechts** veranschaulicht. Zu Beginn der Verbrennung wird sehr viel Ruß produziert, der während der Haupt- und Nachverbrennung durch die Oxidation zum großen Teil wieder abgebaut werden kann, [Mer09]. Aus diesem Grund ist der im Abgas gemessene Ruß auch nur ein Bruchteil des während der Verbrennung maximal gebildeten.

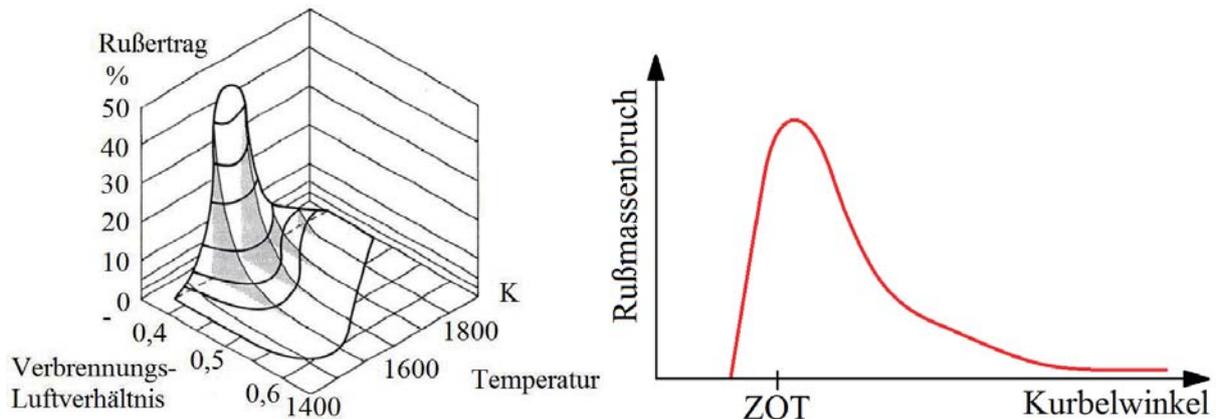


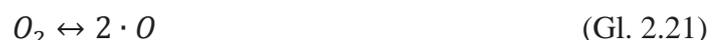
Abbildung 2.26: Rußertrag als Funktion vom lokalen Verbrennungsluftverhältnis λ und Temperatur; Zeitlicher Verlauf der Rußkonzentration im DI-Dieselmotor; [Mer09]

Nach [Pau01] ist die maximale Rußkonzentration auch von der Einspritzdauer abhängig. Ein Einspritzen in die Flamme führt zur Verdampfung des Kraftstoffes und somit zu unterstöchiometrischen Gebieten im Brennraum mit den Folgen einer verstärkten Rußproduktion. Durch eine feine Kraftstoffzerstäubung und eine gleichmäßigere, homogenere Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum kann die Rußbildung gering gehalten werden. Jedoch kann durch die hohe Zerstäubung die Verdampfung des Kraftstoffes beschleunigt und dabei ebenfalls wieder aufgrund der unterstöchiometrischen Zonen Ruß gebildet werden. Die hohe Zerstäubungsgüte kann neben einer Düsenlochverkleinerung vor allem durch die Anhebung des Einspritzdruckes und damit des Strahlimpulses realisiert werden (siehe Kapitel 2.2). Damit lässt sich gezielt, wie z.B. in [Fis11], [Pau01], [See06], [Tao08], [Thi09] und [Mar06] gezeigt, bei sonst konstanten Bedingungen der Ruß reduzieren mit den Folgen einer Stickoxiderhöhung, dem sogenannten Ruß/ NO_x -Trade-off. Durch gleichzeitige Erhöhung der AGR-Rate können die Stickoxidemissionen reduziert werden, siehe Kapitel 2.4.3.

2.4.2 Mechanismen der Stickoxidbildung

Die beim Verbrennungsvorgang entstehenden Stickoxide (NO_x) setzen sich zu einem großen Teil aus Stickstoffmonoxid (NO) und nur zu 5-15% (Dieselmotor) aus dem für die Lufthygiene relevanten Stickstoffdioxid (NO_2) zusammen, [Mol07]. Das aus der Verbrennung stammende NO reagiert in der Atmosphäre schnell zu NO_2 und kann zu Schleimhautreizungen führen sowie in Verbindung mit Feuchtigkeit ätzende Eigenschaften aufweisen.

Die Bildung von Stickoxiden und hier insbesondere das thermische NO kann über den 1946 entwickelten Zeldovich-Mechanismus beschrieben werden. Dabei treten die folgenden chemischen Reaktionen auf, [Mol07]:





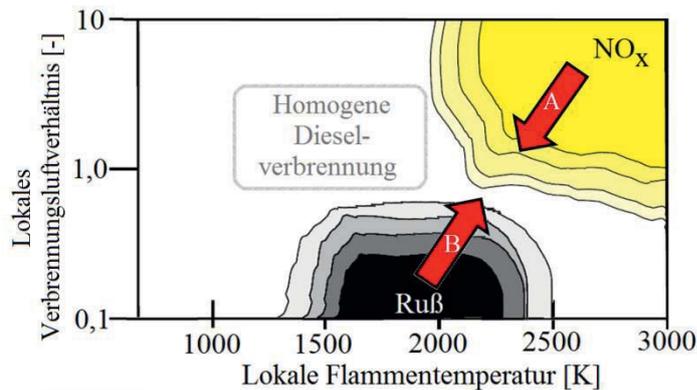
Aus Gleichung 2.22 wird deutlich, dass atomarer Sauerstoff eine bedeutende Voraussetzung zur Bildung von NO darstellt. Dieser kann jedoch erst ab Temperaturen oberhalb von 2200 K gebildet werden. Somit ist ein entscheidendes Kriterium bei der thermischen NO-Bildung das Vorhandensein hoher Spitzentemperaturen im Brennraum. Um den atomaren Sauerstoff bilden zu können, muss im Brennraum Luftüberschuss (siehe Gleichung 2.21) vorhanden sein. Gleichung 2.22 und 2.23 stellen dabei einen geschlossenen Kreislauf dar, d.h. mit dem gebildeten atomaren Sauerstoff aus der zweiten Gleichung kann die Reaktion mit Stickstoff wieder von vorne beginnen, [Mol07]. In kraftstoffreichen Zonen kann die thermische NO-Produktion noch über Gleichung 2.24 beschrieben werden.

Während das thermische NO_x bei der diffusionsgesteuerten Verbrennung (siehe Kapitel 2.3.2) entsteht, wird das sogenannte prompte NO_x während der vorgemischten Verbrennung bei Spitzentemperaturen von bis zu 2800 K produziert, [Pau01]. Nach [Fis11] ist die NO_x -Produktion stärker von der Brennraumspitztemperatur als vom Verbrennungsluftverhältnis abhängig. Obwohl der Luftüberschuss mit sinkendem λ abnimmt, nimmt durch die höheren Prozesstemperaturen die NO_x -Produktion bis zu einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=2$ stark zu, [Mol07]. Bei geringeren Verbrennungsluftverhältnisse als $\lambda=2$ steigen die Prozesstemperaturen zwar weiter an, jedoch steht nicht mehr genug Sauerstoff zur Verfügung, wodurch die Stickoxidemissionen nur noch unterproportional ansteigen. Es ergibt sich ein Maximum bei Dieselmotoren nahe $\lambda=1,1$. Somit ist ein verfolgungswürdiges Ziel bei der innermotorischen Reduzierung von Stickoxiden die Vermeidung von hohen Spitzentemperaturen bei der Verbrennung.

Die Erhöhung des Einspritzdruckes bei konstanten Randbedingungen führt zu einer verstärkten Produktion von Stickoxiden, wie z.B. in [Fis11], [Mar06] und [Tao08] gezeigt. Vielfach kann die Erhöhung der Stickoxidemissionen vor allem auf Zunahme der vorgemischten Verbrennung und die dort vorhandenen hohen Spitzentemperaturen zurückgeführt werden, was sich im Brennverlauf widerspiegelt. [Tao08] zeigt die Stickoxiderhöhung anhand numerischer Simulationen bis zu einem Einspritzdruck von 5000 bar vor allem zu Beginn der Verbrennung. Hier nehmen die Bereiche der Flamme mit Temperaturen von über 2200 K stark mit dem Einspritzdruck zu. Auch eine beschleunigte Bildung des NO mit steigendem Einspritzdruck ist zu Beginn der Verbrennung zu verzeichnen. Deutlich wird in dieser Ausarbeitung aber auch eine sinkende NO-Bildung mit zunehmendem Einspritzdruck im späten Bereich der Verbrennung. [Tao08] begründet diesen Effekt aufgrund der sich verkürzenden Einspritzdauer mit zunehmendem Einspritzdruck und der damit verbundenen besseren Gemischbildung. Dadurch reduziert sich die Brenndauer und es kommt in der Nachverbrennung zu einer schnelleren Reduzierung der Brennraumtemperaturen, wodurch weniger NO produziert wird.

2.4.3 Innermotorische Maßnahmen zur Reduzierung von Ruß- und Stickoxidemissionen

Zusammenfassend aus den beiden vorigen Kapiteln können neben weiteren Größen vor allem das lokale Verbrennungsluftverhältnis und die Flammentemperatur als entscheidende Einflussgrößen für die Ruß- und Stickoxidemissionsbildung herausgearbeitet werden. **Abbildung 2.27** zeigt die Bereiche der Emissionsbildung in Abhängigkeit dieser beiden Größen.



Maßnahmen zur Emissionsenkung:

- A:
- AGR-Rate \uparrow
 - Spätverstellung Spritzbeginn
 - Mehrfacheinspritzung/ Einspritzverlaufsformung
- B:
- Einspritzdruck \uparrow
 - Düsenlochdurchmesser \downarrow
 - Ladedruck \uparrow
 - Mehrfacheinspritzung/ Einspritzverlaufsformung

Abbildung 2.27: Emissionsbildung in Abhängigkeit vom lokalen Verbrennungsluftverhältnis und Flammentemperatur, nach [Mor10]; Maßnahmen zur Emissionsreduzierung

Deutlich zu erkennen ist der direkte Übergang zwischen den beiden Emissionsbildungsbereichen bei ca. 2200 K und einem fast stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis. Maßnahmen die hier greifen, führen gleichzeitig aus dem einen Bildungsbereich heraus und in den anderen Bereich automatisch hinein. Für die konventionellen Brennverfahren sind die am stärksten genutzten innermotorischen Maßnahmen und ihre Auswirkungen anhand zweier Pfeile dargestellt. Während die Mehrfacheinspritzung bzw. Einspritzverlaufsformung in beiden Richtungen wirken kann (siehe Kapitel 2.1.4), wurde in der Vergangenheit vor allem die Spätverstellung des Einspritzbeginns zur Reduzierung der lokalen Temperaturen und damit der Stickoxidemissionen genutzt. Dies war jedoch mit deutlichen Verbrauchsnachteilen, siehe [Fis11], verbunden. Eine effektivere Methode ist die Rückführung von Abgas in den Ansaugtrakt (Abgasrückführung, AGR). Dadurch wird ein Teil des Frischgases durch ein inertes Gas mit niedriger Sauerstoffkonzentration und höherer spezifischer Wärmekapazität ersetzt. Dies führt zur Reduzierung der Spitzentemperaturen während der Verbrennung und zu einer starken Absenkung der Stickoxidemissionen. Eine Variation der Sauerstoffkonzentration um nur 0,2 Prozentpunkte bewirkt schon eine Veränderung der Stickoxidemissionen um bis zu 10-15 Prozentpunkte, [Fis11]. Darüber hinaus entwickelt sich durch den Einsatz der AGR eine langsamere Verbrennung und eine Spätverschiebung des Brennbeginns aufgrund eines zunehmenden Zündverzugs, [Mol07]. Auch diese Effekte reduzieren die Spitzentemperaturen während der Verbrennung. Die langsame Verbrennung und die Verspätung des Brennbeginns verlagern jedoch die Verbrennung in die Expansionsphase, wodurch die Rußoxidation aufgrund der niedrigen Druck- und Temperaturbedingungen stark reduziert wird. Aufgrund des inertes Gases vergrößern sich während der Verbrennung die stark unterstöchiometrischen Bereiche und in Kombination mit der Verschiebung der Verbrennung in die Expansionsphase führt dies zu einem Anstieg der Rußemissionen. Aus diesen beiden gegenläufigen Zielen ergibt sich letztlich der sogenannte Ruß/NO_x-Trade-off. Dabei sinken mit zunehmender AGR-Rate die Stickoxidemissionen, bevor, ab einer bestimmten Rate, die Rußemissionen abrupt ansteigen. Diese „maximale Rate“ ist abhängig vom Betriebspunkt (Last und Drehzahl) sowie weiteren Größen, z.B. dem



Einspritzdruck oder Ladedruck. Eine Erhöhung der „maximalen Rate“ und eine damit verbundene weitere Absenkung der Stickoxidemissionen, bevor die Rußemissionen signifikant ansteigen, wird mit „zunehmender AGR-Verträglichkeit“ bezeichnet und trägt entscheidend zur gleichzeitigen Reduzierung von Ruß- und Stickoxidemissionen bei. Die Verschiebung der Verbrennung in die Expansionsphase sowie die Reduzierung der Brenngeschwindigkeit führen darüber hinaus zu einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs.

Durch eine Steigerung des Ladedruckes werden ebenfalls die Rußemissionen aufgrund der besseren Randbedingungen hinsichtlich der Rußoxidation reduziert. Auch diese Maßnahme führt jedoch zu einer Erhöhung der Spitzentemperaturen und zu einer Zunahme der Stickoxidemissionen.

An dieser Stelle wird deutlich, dass jede der hier vorgestellten Maßnahmen nur die Ruß- oder die Stickoxidemissionen reduziert und teilweise dann auch noch zur Erhöhung der jeweiligen anderen Emission führt, so z.B. der Einspritzdruck, der bei einer Erhöhung die Rußemissionen reduziert, die Stickoxide jedoch erhöht. Sinnvoll wären daher Maßnahmen, die beide Emissionen gleichzeitig reduzieren. Auf der einen Seite kann dies durch den Wechsel vom klassischen Diesel- auf ein alternatives Brennverfahren realisiert werden, so z.B. durch die homogene Dieselerverbrennung bzw. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI), siehe **Abbildung 2.27**. Dabei werden die Vorteile der Gleichraumverbrennung eines homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisches mit den Vorteilen der dieselmotorischen Selbstzündung und dem damit verbundenen hohen Verdichtungsverhältnis bzw. Wirkungsgrad kombiniert. Wie in **Abbildung 2.27** gezeigt, wird mit dem Übergang auf dieses Brennverfahren auch das Gebiet der hohen lokalen Flammentemperaturen bzw. niedrigen lokalen Verbrennungsluftverhältnisse umgangen, um damit die Bildung von Stickoxid- bzw. Rußemissionen zu verhindern. Um sehr hohe Zylinderdruckgradienten bzw. Spitzendrücke durch diese Art der Verbrennung zu vermeiden und gleichzeitig der Gemischbildung mehr Zeit einzuräumen, wird die Zylinderladung mit Abgas stark verdünnt, wodurch die Spitzentemperaturen und damit die Stickoxidemissionen reduziert werden und auf der anderen Seite der Zündverzögerung verlängert wird. Im Gegensatz zum konventionellen Brennverfahren muss hier mit sehr hohen AGR-Raten gearbeitet werden, wie in [Mor10] gezeigt wird. Diese hohen AGR-Raten und klopfähnliche Effekte bei hohem Mitteldruck erschweren wiederum eine Ausweitung des Betriebsbereiches der homogenen Dieselerverbrennung auf den Volllastbereich, [Tsc11].

Neben dem aufwendigen Einsatz von alternativen Brennverfahren bietet sich zur gleichzeitigen Reduzierung von Ruß- und Stickoxidemissionen die Kombination der einzelnen Maßnahmen, wie sie in **Abbildung 2.27** dargestellt sind, an. Hier kommt vor allem der Erhöhung der „maximalen AGR-Rate“, z.B. durch die Erhöhung des Einspritzdrucks, eine besondere Bedeutung zu. Durch die Steigerung des Strahlimpulses und die bessere Gemischbildung können die Rußemissionen gesenkt werden. Dadurch kann ein höherer Anteil an Abgas zurückgeführt werden, ohne dass die Rußemissionen signifikant ansteigen. Mit der höheren AGR-Rate ist dadurch dann eine Reduzierung der Stickoxidemissionen verbunden, siehe auch **Abbildung 2.28**.

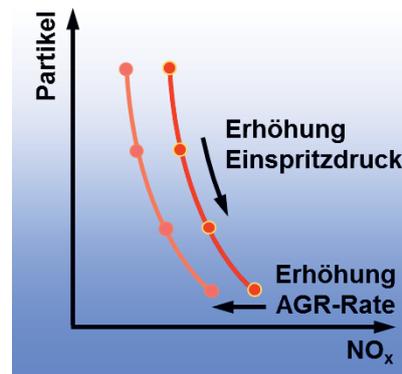


Abbildung 2.28: Schematische Darstellung der Partikel- und Stickoxidemissionsentwicklung bei Erhöhung des Einspritzdruckes und der AGR-Rate

Im Gegensatz zur homogenen Dieselerbrennung können hierbei die Vorteile auch bei hohen Lasten dargestellt werden, siehe z.B. [Fis11], [Mar06], [Tao08] und [Thi09]. Aus diesen Gründen und auch aufgrund der nicht ganz so aufwendigen Realisierung, verglichen mit dem Wechsel auf ein alternatives Brennverfahren, wurde in jüngster Vergangenheit die Anhebung des Einspritzdruckes in Kombination mit hohen AGR-Raten von der OEM- sowie Zulieferindustrie forciert, siehe Kapitel 2.1.2.

Resümee

Die teilweise sehr gegenläufigen Anforderungen bei der Senkung der Ruß- und Stickoxidemissionen in einem Dieselmotor mit Direkteinspritzung können effektiv erst durch die Kombination einzelner Maßnahmen erfüllt werden. Mit Hilfe einer Einspritzdruckanhebung lassen sich neben einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs auch die Rußemissionen verringern. Dies führt aufgrund des höheren Anteils an der vorgemischten Verbrennung zu einer Stickoxiderhöhung, der mit rückgeführtem Abgas entgegengewirkt werden kann. Die Erhöhung der AGR-Menge führt jedoch ab einer bestimmten Rate zu einer Erhöhung der Rußemissionen. Diese Rate kann durch Anhebung des Einspritzdruckes maximiert werden, wodurch die Stickoxidemissionen weiter reduziert werden können. Beide Maßnahmen helfen somit effektiv, die Emissionen bei konstantem Wirkungsgrad zu reduzieren.

2.5 Alternative Dieselkraftstoffe

Die Motivationsfaktoren zum Einsatz alternativer Kraftstoffe in Verbrennungskraftmaschinen sind neben der Verknappung fossiler Energieträger vor allem die Zunahme klimaschädlicher CO₂-Emissionen. Der prozentuale Anteil alternativer Kraftstoffe auf dem deutschen Markt hat in dem letzten Jahrzehnt zunächst stark zugenommen, obwohl die Steuererhöhung für Biodiesel, die „Tank-Teller-Diskussion“ über alternative Biokraftstoffe und schließlich die misslungene Einführung von E10-Kraftstoffen die Akzeptanz unter der deutschen Bevölkerung wesentlich einschränkte. Zurückzuführen ist diese Steigerung vor allem auf die Beimischung alternativer Kraftstoffe im konventionellen Diesel- und Benzinkraftstoff, die das Ziel der Bundesregierung, bis 2020 20 % der Energie aus nachwachsenden Rohstoffen bereitzustellen, unterstützen soll. Die zunehmende Verknappung fossiler Energieträger und



die weiterhin begrenzte Energiedichte von Traktionsbatterien für E-Fahrzeuge führen mittelfristig zu weiteren Impulsen für den verstärkten Einsatz alternativer Kraftstoffe in mobilen Energiewandlungsmaschinen. Derzeit stagniert allerdings der Anteil alternativer Kraftstoffe infolge des geringen Gesamtbedarfs bei Kraftstoffen und unklarer gesetzlicher Vorgaben.

Als flüssige Kraftstoffe für einen Verbrennungsmotor mit Selbstzündung eignen sich folgende Alternativen:

- Pflanzenöle
- Veresterte Pflanzenöle (Fettsäuremethylester)
- Hydrierte Pflanzenöle
- Fischer-Tropsch-Kraftstoffe fossiler Basis (z.B. Gas-to-Liquid (GtL) bzw. Coal-to-Liquid (CtL))
- Fischer-Tropsch-Kraftstoffe biogener Basis (z.B. Biomass-to-Liquid (BtL))
- Alkoholische Kraftstoffe (z.B. Ethanol).

Klassifizieren lassen sich demnach die flüssigen alternativen Kraftstoffe in pflanzenölbasierte sowie aus einem Synthesegas mittels Fischer-Tropsch-Synthese produzierte Kraftstoffe. Die alkoholischen Kraftstoffe, wie z.B. Ethanol, eignen sich bedingt für den Einsatz in einem Motor mit Selbstzündung aufgrund der hohen Oktanzahl und können nur in Kombination mit konventionellem Diesekraftstoff als sogenannter Blend-Kraftstoff bzw. unter Zuhilfenahme von Zündungsadditiven verwendet werden.

Für die nachfolgenden Untersuchungen wurden ein verestertes sowie hydriertes Pflanzenöl und ein Fischer-Tropsch-Kraftstoff auf fossiler Basis unter extrem hohen Einspritzdrücken untersucht. Diese Kraftstoffe und ihre Eigenschaften sollen im Folgenden kurz näher erläutert werden.

Verestertes Pflanzenöl aus Raps (Raps-Methyl-Ester, RME)

Dieser unter dem Begriff Biodiesel bekannte Kraftstoff gehört zu den Biokraftstoffen der sogenannten 1. Generation. Dies bedeutet, dass nur die ölhaltige Frucht der Pflanze (z.B. Rapsblüte) für die Produktion des Kraftstoffes genutzt wird und demnach mit einer schlechteren Gesamt-CO₂-Bilanz gerechnet werden muss im Vergleich zu Biokraftstoffen der zweiten Generationen, wie z.B. BtL. Neben Raps-, Jatoppha- und Soja- kann auch Palmöl genutzt werden; letzteres weist den höchsten Biomasseertrag pro Hektar auf, [NN03]. Aufgrund der Zumischung von bis zu 7 % Biodiesel zum konventionellen Diesekraftstoff, nimmt dieser Biokraftstoff den größten Marktanteil an alternativen Kraftstoffen in Deutschland ein. Auch die gelegentliche Nutzung von reinem Biodiesel in Nutzfahrzeugen trägt dazu bei.

Die Herstellung von Biodiesel wird durch die Umesterung (Ersatz von Glycerin durch Methanol im Ölmolekül) des Pflanzenöls mit Hilfe von Methanol realisiert. Dabei wird das Pflanzenölmolekül, das aus Glycerin und drei Fettsäureketten besteht, mittels Elektrolyse aufgespalten. Durch die Reaktion des Methanols mit den Fettsäureketten wird Fettsäuremethylester (C₁₉H₃₆O₂) produziert. Diese Verbindung stellt damit kein reines Kohlenwasserstoffmolekül dar, wie es z.B. bei BtL der Fall ist, sondern enthält dabei einen



Sauerstoffanteil von ca. 11%. Das überschüssige Glycerin kann in der Pharma- bzw. Lebensmittelindustrie weiter genutzt werden, [NN03].

Durch die Umesterung werden die Eigenschaften des Pflanzenöls, die einen Betrieb in modernen Dieselmotoren erschweren, wie z.B. die hohe Viskosität, verbessert. Durch zusätzliche Additive im Kraftstoff wird die Cetanzahl optimiert sowie der Cold-Filter-Plugging-Point weiter herabgesetzt. Aufgrund der Normung des Biodiesels durch die EN 14214 wird eine gleichmäßige Qualität des Kraftstoffes gewährleistet.

Hydriertes Pflanzenöl (Hydro treated Plant Oil, HVO)

Beim hydrierten Pflanzenöl wird im Gegensatz zum Biodiesel das verwendete Pflanzenöl nicht verestert sondern hydriert. Das Pflanzenölmolekül wird dabei aufgebrochen, alle Doppelbindungen beseitigt und der Sauerstoffanteil entfernt, [Kep07]. Dazu wird ein hoher Wasserstoffbedarf benötigt, der am besten durch eine Raffinerie gedeckt werden kann. Dabei kann das HVO auf zwei unterschiedliche Arten produziert werden:

- über einen in die Raffinerie integrierten Prozess, der ein Gemisch von HVO und konventionellen Dieselkraftstoff erzeugt (z.B. BP-Aral)
- über einen separaten Prozess, der reines HVO erzeugt (NesteOil), [Kep07].

Der zweite Prozess hat den Vorteil, dass das Kaltfließverhalten des Kraftstoffes positiv beeinflusst werden kann. Das hydrierte Pflanzenöl ist frei von Schwefel, Aromaten und Sauerstoff. Es kann eine große Anzahl an pflanzlichen und tierischen Fetten zur Produktion genutzt werden, so unter anderem die Jatrophanus, die ungenießbar ist und daher nicht in direkter Konkurrenz zur Lebensmittelproduktion steht. In [Wei08] wird die Biodieselproduktion mit der Hydrierung von Pflanzenölen bezüglich des Ausstoßes von Treibhausgasen verglichen. Während bei der Biodieselproduktion eine Reduzierung der CO₂-Emissionen gegenüber der Produktion von Dieselkraftstoff von ca. 36% erzielt werden kann, ist mit hydriertem Pflanzenöl eine Reduktion von bis zu 45% realisierbar.

Fischer-Tropsch-Kraftstoffe fossiler Basis (Coal-to-Liquid, CtL)

Fischer-Tropsch-Kraftstoffe sind vollsynthetische Kraftstoffe. Dabei wird aus Kohle (Coal-to-Liquid, CtL), Erdgas (Gas-to-Liquid, GtL) oder auch Biomasse (Biomass-to-Liquid, BtL) ein Synthesegas aus Kohlenmonoxid bzw. Wasserstoff produziert, das anschließend mit der Fischer-Tropsch-Synthese in flüssige Kohlenwasserstoffe umgewandelt wird:



Dabei können gezielt Kraftstoffkennwerte, wie z.B. die Siedetemperatur eingestellt werden, wodurch diese Kraftstoffe auch als Designerkraftstoffe bezeichnet werden. Fischer-Tropsch-Kraftstoffe bestehen darüber hinaus zu hohen Anteilen aus Paraffinen, wodurch sie eine hohe Cetanzahl und damit Zündwilligkeit aufweisen. Auch beinhalten sie im Gegensatz zum konventionellen Dieselkraftstoff nur wenige unterschiedliche Kohlenwasserstoffverbindungen.

Während GtL und CtL aus fossilen Rohstoffen produziert werden und dadurch einen hohen CO₂-Ausstoß erzeugen, können mit der Produktion und Verbrennung von BtL ein geschlossener CO₂-Kreislauf dargestellt werden. Dabei wird das durch die Verbrennung des



Kraftstoffes erzeugte Kohlendioxid über die für die Produktion benötigten Pflanzen mittels Photosynthese aus der Atmosphäre aufgenommen. Das Verfahren zur Produktion von flüssigen Kohlenwasserstoffen aus Biomasse wird derzeit nur in wenigen Produktionsanlagen vorwiegend in Deutschland mit nur geringen Produktionsmengen eingesetzt.

Aufgrund hoher Gas- und Kohlevorkommen in China wird hier vor allem das CtL-Verfahren für die Produktion von Kraftstoffen verwendet, obwohl der Wirkungsgrad dieses Verfahrens sehr niedrig ist, [Mor10].

Die Gewinnung eines Synthesegases aus Erdgas kann durch unterschiedliche Verfahren erfolgen, wobei die Dampf-Reformation am stärksten verbreitet ist, [Mor10]:



Dabei reagiert entschwefeltes Erdgas mit Wasser endotherm bei Temperaturen von 500°C-850°C. Die hohen Temperaturen werden durch die teilweise Verbrennung des Erdgases erzeugt. GtL wird mit Produktionsmengen von bis zu 2000 m³/h durch die Shell AG, z.B. in Malaysia produziert, [Tsc11]. GtL wird in Europa und in Teilen Asiens dem konventionellen Dieseldieselkraftstoff beigemischt und z.B. als V-Power-Diesel angeboten, [NN04]. Auch für den Betrieb von Verkehrsflugzeugen wurde GtL schon eingesetzt.

Tabelle 2.3: Charakteristische Eigenschaften der verwendeten Kraftstoffe, nach [NN05]

Charakteristische Eigenschaft	Einheit	Dieseldieselkraftstoff	Rapsmethylester	Hydriertes Pflanzenöl	Gas-to-Liquid-Kraftstoff
Abkürzung	-	Diesel	RME	HVO	GtL
Dichte (bei 15°C)	kg/m ³	834,6	883	779,6	779,4
Kinematische Viskosität (bei 40°C)	mm ² /s	2,9	4,5	3	2,7
Oberflächenspannung (bei 25 °C)	mN/m	27,7	31	24,7	26
Cetanzahl	-	55	53	82	74
Unterer Heizwert	[MJ/kg]	43	37,2	43,9	44,2
Siedepunkt/Siedebereich	°C	176,1 - 364	331-360	205...305	207 - 344
C/H-Verhältnis	%kg/%kg	6,45	6,28	5,6	5,6
Dampfdruck (bei 20°C)	Pa	53	20	< 1kPa	< 0,1 kPa
Sauerstoffgehalt	%kg/%kg	0	10,8	0	< 0,03
Aromatengehalt	%kg/%kg	< 11 ¹	0	< 0,2	0
Flammpunkt	°C	56	> 101°C	84	93
Grenzwert der Filtrierbarkeit (CFPP)	°C	-25	-16	-21	-11
Ester-Gehalt	%	0	> 99,0	0	0

¹ lt Dieselnorm EN 590

Tabelle 2.3 veranschaulicht die charakteristischen Eigenschaften der in dieser Arbeit verwendeten Kraftstoffe. Die Unterschiede und die daraus resultierenden Auswirkungen im Hinblick auf die Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung werden im weiteren Verlauf dieses Kapitels anhand der Diskussion charakteristischer Kraftstoffkennwerte gezeigt.

Dichte

Die Dichte eines Kraftstoffes ist vorwiegend abhängig von der molekularen Zusammensetzung der Hauptkomponenten Kohlenstoff und Wasserstoff im Kraftstoff. Diese können in unterschiedlichen ketten- (Paraffine oder Olefine), bzw. ringförmigen (Naphtene oder Aromaten) Verbindungen vorliegen. Weit mehr als 200 unterschiedliche Kohlenwasserstoffverbindungen befinden sich im Dieseldieselkraftstoff und beeinflussen dabei die



charakteristischen Eigenschaften, [Mol07]. Da die Dichte von Kohlenstoff erheblich höher ist als die von Wasserstoff, führt ein hoher Kohlenstoffgehalt im Kraftstoff zu einer höheren Dichte. Das bedeutet vor allem, dass langkettige Kohlenwasserstoffe bzw. Doppelbindungen (Aromaten und Olefine) die Dichte des Kraftstoffes erhöhen. Eine hohe Kraftstoffdichte führt auch zu einem hohen volumetrischen Heizwert bzw. zu einer erhöhten zugeführten Energie bei konstantem Einspritzvolumen und erhöht dabei die Motorleistung bzw. reduziert den volumetrischen Kraftstoffverbrauch bei konstanter Leistung, [Mol07].

Deutlich sind der **Tabelle 2.3** die höhere Dichte von RME und die niedrigere Dichte von HVO und GtL gegenüber dem konventionellen Dieseldieselkraftstoff zu entnehmen. Die geringe Dichte von HVO und GtL kann vor allem auf das niedrige Kohlenwasserstoffverhältnis dieser Kraftstoffe gegenüber dem konventionellen Diesel zurückgeführt werden. Der molekulare Aufbau von RME ($C_{19}H_{36}O_2$) führt hierbei zu einem höheren Kohlenstoffgehalt, wodurch die Dichte nochmals gegenüber dem konventionellen Dieseldieselkraftstoff ansteigt.

Viskosität

Die Viskosität ist die Eigenschaft eines fließfähigen Stoffsystems bei einer Verformung eine Spannung aufzunehmen, die nur von der Verformungsgeschwindigkeit abhängig ist, [Mol07]. Damit kann mit der Viskosität das Fließverhalten eines Fluids beschrieben werden. Je höher die Viskosität, um so zähflüssiger das Fluid. Definiert werden kann die Viskosität durch die dynamische Viskosität η_{Fluid} und die kinematische Viskosität ν_{Fluid} , die durch den Quotienten aus dynamischer Viskosität und Dichte definiert ist. Die Viskosität beeinflusst vor allem die Förderung des Kraftstoffes in der Einspritzpumpe, dem Rail und den Injektoren sowie auch die anschließende Zerstäubung durch die Einspritzdüse. Eine hohe Viskosität führt zu großen Tropfen, siehe [Kit05] und eine heterogene Gemischbildung, [Mor10].

Auch hier werden bei der Betrachtung von **Tabelle 2.3** wieder Unterschiede deutlich. Während GtL und HVO eine ähnliche Viskosität aufweisen wie Dieseldieselkraftstoff, ist diese bei RME deutlich höher. Da für den Veresterungsprozess, dessen Hauptaufgabe die Reduzierung der Viskosität des Pflanzenöles ist, Energie benötigt wird, und die DIN-Norm EN 14214 für veresterte Kraftstoffe ein Viskositätsbereich von $\eta=3,5-5 \text{ mm}^2/\text{s}$ vorgegeben wird, liegt die Viskosität des hier verwendeten Biodiesels im oberen Bereich der Norm bei $\eta=4,5 \text{ mm}^2/\text{s}$. Maßgeblich beeinflusst wird die Viskosität von RME durch den im Kraftstoff noch vorhandenen Rest an Glycerin, der während der Produktion nicht herausgetrennt werden konnte. Dadurch ist für RME eine schlechtere Zerstäubungsqualität zu erwarten im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen.

Oberflächenspannung

Die Oberflächenspannung nimmt vor allem auf die Zerstäubung des Kraftstoffes Einfluss. Durch eine hohe Oberflächenspannung bilden sich vor allem große Tropfen aus, da große Kräfte benötigt werden, um den Tropfen in kleinere aufzubrechen, [Des09]. Ziel ist jedoch eine möglichst große Tropfenoberfläche, also hohe Tropfenanzahl bei sehr kleinen Tropfendurchmessern zu erzielen, siehe Kapitel 2.2.1.

Die Oberflächenspannungen der hier verwendeten alternativen Kraftstoffe weichen zum konventionellen Dieseldieselkraftstoff ab. Vor allem RME weist dabei eine höhere



Oberflächenspannung auf, ähnlich zu [Bir95]. Hier konnte über einen weiten Temperaturbereich eine um ca. 13% höhere Oberflächenspannung von RME gegenüber konventionellem Dieselmotorkraftstoff nachgewiesen werden. GtL und HVO hingegen weist leicht niedrigere Spannungen auf. Somit sind mit RME größere und mit GtL bzw. HVO kleinere Tröpfchen im Spray zu erwarten, wie auch mit der empirischen Gleichung 2.19 gezeigt werden konnte. Analog zur Viskosität kann demnach mit RME von einer geringeren Zerstäubungsgüte im Vergleich zum konventionellen Kraftstoff bzw. GtL und HVO ausgegangen werden.

Heizwert/Brennwert

Der Heizwert beschreibt den Energieinhalt des Kraftstoffes und wird in oberer (auch als Brennwert bezeichnet) und unterer Heizwert eingeteilt. Der Brennwert wird dabei unter idealen Bedingungen und durch vollständige Verbrennung ermittelt. Nur gasförmiges Kohlendioxid und Schwefeldioxid liegt am Ende der Verbrennung vor, während der bei der Verbrennung entstandene Wasserdampf kondensiert ist. Die Kondensation des Wasserdampfes findet bei der motorischen Verbrennung nicht statt und kann auch nicht genutzt werden, wodurch der Brennwert für die Ermittlung des Energiegehaltes von Kraftstoffen nicht geeignet ist. Aus diesem Grund wird der untere Heizwert (heute üblicherweise nur noch als Heizwert bezeichnet) verwendet, der sich aus dem Brennwert, reduziert um die Kondensationswärme des Wasserdampfes, ergibt.

Da Wasserstoff einen fast viermal so hohen Heizwert besitzt als Kohlenstoff, sinkt mit zunehmendem C/H-Verhältnis der Heizwert des Kraftstoffes. Hierbei muss jedoch auch die Bindungsstruktur der Kohlenwasserstoffe im Kraftstoff berücksichtigt werden. Ein hoher Anteil z.B. an Aromaten im Kraftstoff reduziert den Heizwert.

Der Heizwert von RME unterscheidet sich stark vom konventionellen Dieselmotorkraftstoff. Ein hoher Kohlenstoffgehalt sowie das Vorhandensein von Sauerstoff im Kraftstoff führen zu dem niedrigeren Heizwert des Kraftstoffes gegenüber konventionellem Diesel. Bei konstantem Einspritzvolumen kompensiert die höhere Dichte des RME den niedrigen Heizwert.

Mit HVO und GtL sind leicht höhere Heizwerte im Vergleich zum konventionellen Dieselmotorkraftstoff nach **Tabelle 2.3** feststellbar. Dies kann auf das niedrigere C/H-Verhältnis dieser Kraftstoffe gegenüber dem konventionellen Dieselmotorkraftstoff (siehe **Tabelle 2.3**) zurückgeführt werden und den damit verbundenen hohen Wasserstoffgehalt. Aufgrund der niedrigeren Dichten von HVO und GtL könnte dieser leicht höhere Heizwert jedoch im Hinblick auf eine höhere Leistung bzw. geringeren Kraftstoffverbrauch kompensiert werden.

Cetanzahl

Die Cetanzahl spielt bei einem Motor mit Selbstzündung eine entscheidende Rolle, da hiermit die Zündwilligkeit des Kraftstoffes (siehe Kapitel 2.3.2) beschrieben wird. Dabei spiegelt eine hohe Cetanzahl eine hohe Zündwilligkeit des Kraftstoffes wider, die zu einem kurzen Zündverzug führt. Langkettige und unverzweigte Kohlenwasserstoffverbindungen im Kraftstoff steigern die Cetanzahl, da diese im Gegensatz zu kompakten und ringförmigen



Verbindungen aufgrund ihrer Molekülgröße thermisch instabil und dementsprechend reaktionsfreudiger sind.

Ermittelt wird die Cetanzahl eines Kraftstoffes an einem genormten Einzylindermotor mit variablem Verdichtungsverhältnis (in Deutschland auch als BASF-Motor bezeichnet, [Mol07]). Durch die Dieselkraftstoffnorm EN 590 ist eine Mindest-Cetanzahl von 51 vorgeschrieben. Eine zu geringe Cetanzahl führt zu langen Zündverzügen und verschlechtert das Kaltstart-, Abgas- bzw. Geräuschverhalten, [Mol07]. Andererseits kann vor allem für eine starke Homogenisierung, wie sie z.B. bei der homogenen Dieselverbrennung benötigt wird, eine niedrige Cetanzahl zielführend sein. Dadurch erhöht sich der Zündverzug und die Zeit für die Gemischbildung wird erhöht.

Die sehr hohe Cetanzahl und damit Zündwilligkeit von hydriertem Pflanzenöl (siehe **Tabelle 2.3**) wird durch den hohen Anteil an gesättigten paraffinischen Kohlenwasserstoffverbindungen im Kraftstoff erzielt, [Oja08]. Auch bei GtL wird durch die Fischer-Tropsch-Synthese ein Kraftstoff mit hohem Paraffin-Anteil hergestellt, wodurch ebenfalls die Cetanzahl höher als beim konventionellen Dieselkraftstoff ist. Die Cetanzahl des RME liegt leicht unterhalb des Dieselkraftstoffes.

Siedeverhalten

Da Kraftstoffe aus einer Vielzahl von unterschiedlichen Kohlenwasserstoffverbindungen bestehen, weisen diese keinen Siedepunkt sondern einen Siedebereich auf. Bei konventionellen Dieselkraftstoffen liegt dieser Bereich zwischen 170°C und 380°C, abhängig von den im Kraftstoff enthaltenen Kohlenwasserstoffverbindungen. Dabei steigt mit zunehmender Kohlenstoffanzahl im Kraftstoff dessen Siedetemperatur, [Tsc11]. Das motorische Verhalten kann durch den Siedebereich beeinflusst werden. Ein hoher Anteil niedrigsiedender Komponenten im Kraftstoff verbessert das Kaltstartverhalten, während hochsiedende Komponenten zu starker Ölverdünnung führen kann bzw. die Schadstoffemissionen verschlechtern können, [Mol07].

Aus **Tabelle 2.3** und **Abbildung 2.29** wird deutlich, dass vor allem RME stark von den anderen Kraftstoffen abweicht.

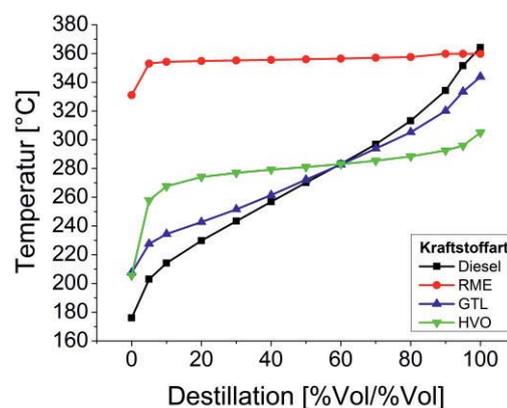


Abbildung 2.29: Siedekennlinien der in dieser Arbeit verwendeten Kraftstoffe; Diesel, GtL, HVO: [NN05]; RME: [Bra08]



Das hier verwendete RME weist dabei einen extrem engen Siedebereich von nur 30 K auf, der erst ab über 330°C beginnt. Zurückzuführen ist dieser hohe Siedebeginn auf den hohen Kohlenstoffgehalt im Kraftstoff. Auch dass im RME hauptsächlich nur C19-Moleküle vorhanden sind erklärt den engen Siedebereich. Das hydrierte Pflanzenöl hingegen weist einen etwas größeren Siedebereich von ca. $\Delta T=100$ K auf, da hier Isoparaffine von C12 bis C18 vorhanden sind. Deutlich zu erkennen ist die Verschiebung der Siedekurve von HVO gegenüber RME zu niedrigeren Temperaturen und der nicht ganz so steile Anstieg der Siedekurve wie bei Diesel und GtL. Im GtL kommen noch einige höher siedende Kohlenwasserstoffkomponenten zum Einsatz, wodurch das Siedende gegenüber HVO nochmals um 40 K steigt.

Resümee

Die Eigenschaften alternativer Kraftstoffe können sich, wie in diesem Kapitel gezeigt, mehr oder weniger stark voneinander unterscheiden. Damit direkt verbunden sind unterschiedliche Auswirkungen auf das Motorverhalten. Ein langfristiges Ziel sollte daher die Anpassung der Kraftstoffeigenschaften an moderne Motorenkonzepte und deren Anwendung sein, z.B. mit Hilfe eines Pflichtenhefts zur Einführung neuer Kraftstoffe, wie in [Tsc08] vorgestellt wurde.

Dass dieses Ziel schon teilweise durch die Kraftstoffhersteller verfolgt wird bzw. die Eigenschaften sogar gegenüber dem Dieselmotorkraftstoff verbessert werden, zeigt der Vergleich der Kraftstoffeigenschaften des in dieser Arbeit untersuchten Biokraftstoffes der 1. Generation RME, mit den Eigenschaften des HVOs. Durch den Hydrierungsprozess kann der enge Siedebereich des Pflanzenöls, der bei RME noch vorliegt, sehr gut an den von konventionellem Dieselmotorkraftstoff angepasst werden. Auch der für eine gute Verbrennung bedeutende Parameter Cetanzahl sowie der Heizwert konnten beim HVO gegenüber dem Dieselmotorkraftstoff weiter optimiert werden. Diese Anpassung der Eigenschaften wird noch besser mit den synthetischen Kraftstoffen erzielt, wie der Vergleich mit dem hier verwendeten GtL zeigt.

2.6 Hochdruckeinspritzung alternativer Dieselmotorkraftstoffe

In den vorangegangenen Kapiteln wurde der Einfluss des Einspritzdruckes in Bezug auf die einzelnen Phasen der Kraftstoffeinbringung, Gemischbildung, Verbrennung und schließlich Emissionsbildung gezeigt. Dabei wurden Literaturstellen genutzt, so z.B. [Fis11] oder [Lee05], die mit einem Einspritzdruck bis zu 3000 bar konventionellen Dieselmotorkraftstoff im Hinblick auf die Gemischbildung bzw. Verbrennung untersuchten. Für die alternativen Kraftstoffe existieren Veröffentlichungen mit weitaus geringeren Einspritzdruckniveaus, wie **Abbildung 2.30** verdeutlicht.

Die dieser Abbildung zu Grunde liegenden Quellenangaben stammen aus den Literaturrecherchen mehrerer Studienarbeiten während der Projektphase „Extreme Hochdruckeinspritzung alternativer Kraftstoffe für Dieselmotoren“ des Verbundprojektes COmpetence in MObility (COMO). Hierzu wurden insgesamt ca. 100 Literaturquellen aus SAE-Paper, Tagungsberichten sowie Zeitungartikeln aus dem Zeitraum 2006-2011 ausgewertet und hinsichtlich des maximalen Einspritzdruckes überprüft. Dabei wurde in den



wenigsten Veröffentlichungen der Einfluss des Einspritzdrucks in Bezug auf alternative Kraftstoffe untersucht.

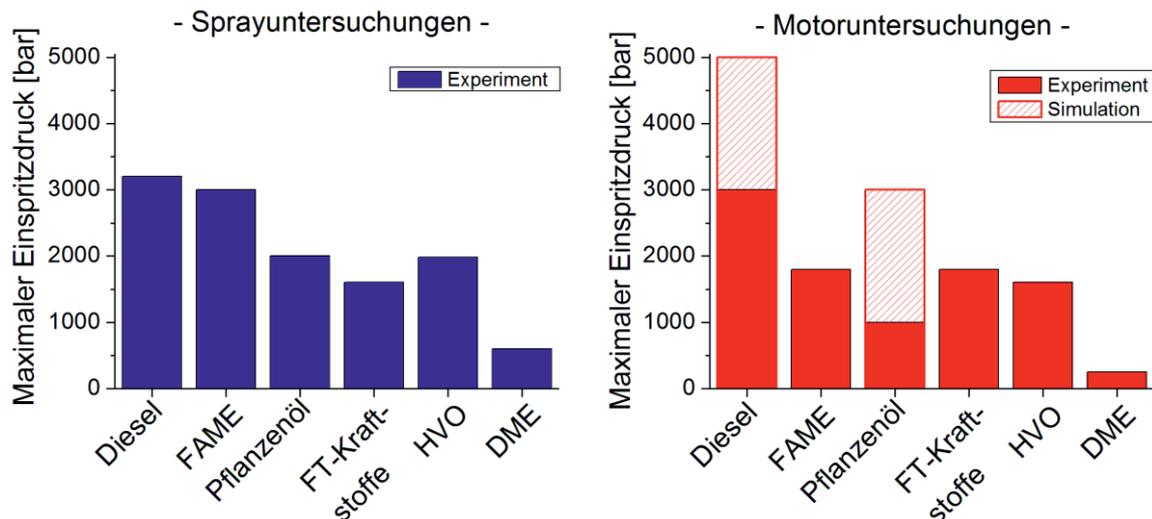


Abbildung 2.30: Angaben zum Einspritzdruck, veröffentlichter Untersuchungen konventioneller und alternativer Dieselkraftstoffe

Deshalb konnte auch vor allem bei den Pflanzenöluntersuchungen häufig nicht direkt auf den maximalen Einspritzdruck geschlossen werden, sondern über den Motor bzw. das verwendete Einspritzsystem musste das mögliche Einspritzdruckniveau angenommen werden. Die in **Abbildung 2.30** dargestellten Ergebnisse stellen die gefundenen Veröffentlichungen bis Ende 2011 dar. Im Zuge der Steigerung des Einspritzdruckniveaus aktueller Serieneinspritzsysteme haben die Zahl dieser Untersuchungen vor allem im Bereich der Sprayuntersuchungen in jüngster Vergangenheit zugenommen.

Während der konventionelle Dieselkraftstoff im Hinblick auf Spray- und Motoruntersuchungen bis zu einem Einspritzdruck von 3000 bar relativ gut untersucht wurde, sind vor allem bei den alternativen Dieselkraftstoffen vorwiegend Untersuchungen bis zu einem Serieneinspritzdruck von 1800 bar durchgeführt worden. Nennenswert ist an dieser Stelle vor allem die Literaturquelle [Wan10], bei der Sprayuntersuchungen bis zu einem Einspritzdruckniveau von 3000 bar mit FAME-Kraftstoffen (Fetty-Acid-Methyl-Ester-Kraftstoff, Fettsäure-Methyl-Ester-Kraftstoff) aus Altspeiseresten und Palmöl durchgeführt wurden. Dieses Paper dient in der Ergebnisauswertung dieser Arbeit als Vergleich zu den hier vorgestellten Ergebnissen zu FAME-Kraftstoffen aus Rapsöl. Darüber hinaus wird in einer weiteren Veröffentlichung, siehe [Rua08] die Verbrennung von reinem Pflanzenöl aus Erdnuss, Lein- und Baumwollsaamen mit einem Einspritzdruck bis zu 3000 bar untersucht. Dabei handelt es sich um eine 1D-Simulation mit 3D-Kopplungselementen, mit denen ein Einzylindermotor mit 2,3 l Hubraum simuliert wurde. Hierbei wurde bei einem Einspritzdruck von 2000 bar eine schnellere Diffusionsverbrennung von Pflanzenölen festgestellt als bei konventionellem Dieselkraftstoff. Mit zunehmendem Einspritzdruck und somit verbesserter Zerstäubung aufgrund der kleineren Tröpfchen, nähert sich bei einem Einspritzdruck von 3000 bar der Heizverlauf der Pflanzenöle dem Heizverlauf von Dieselkraftstoff bei 2000 bar an. Mit einer Steigerung des Druckes auf 3000 bar wird auch eine Reduzierung des Geräusches bei der Verbrennung der Pflanzenöle unter das Niveau des



Geräusches bei der Verbrennung von konventionellem Dieselmotorkraftstoff bei 2000 bar erreicht. Eine Absenkung des maximalen Zylinderdrucks bei der Verbrennung von Pflanzenölen, die mit sehr hohen Einspritzdrücken eingespritzt werden, wird dafür von den Autoren verantwortlich gemacht. Auch der Zündverzögerung kann mit der Steigerung des Einspritzdruckes auf 3000 bar bei der Einspritzung von Pflanzenölen auf das Niveau von Dieselmotorkraftstoff bei 2000 bar gebracht werden. Für die weitere Diskussion in dieser Arbeit, sind die Ergebnisse aus [Rua08] insofern von Bedeutung, da das unterschiedliche Verbrennungsverhalten von Pflanzenölen auf die hohe Viskosität des Kraftstoffes zurückzuführen ist. Da in dieser Arbeit zwar kein Pflanzenöl untersucht, dafür aber ein durch Veresterung veredeltes Rapspflanzenöl RME eingesetzt wurde, und dieser Kraftstoff ebenfalls über eine höhere Viskosität gegenüber konventionellem Dieselmotorkraftstoff verfügt, können die in [Rua08] gezeigten Simulationsergebnisse hilfreich für die weitere Diskussion sein.

Schließlich soll an dieser Stelle noch eine Literaturquelle erwähnt werden, bei der schon 2004 Untersuchungen mit Dieselmotorkraftstoff bis zu 2600 bar durchgeführt wurden. Die Sprayuntersuchungen in [Jeo05] wurden mit einem modifizierten Injektor, bestehend aus Düsenhalter, Mehrlochdüse und einer Druckfeder durchgeführt. Ab einem bestimmten Düsendruck öffnet dadurch die Düsennadel ohne Ansteuerung eines Magnetventils. Hierbei konnte ab einem Einspritzdruck von 2000 bar keine weitere Senkung des mittleren Sauter-Durchmessers (SMD) der erfassten Tropfen im Spray detektiert werden, was auf eine eingegrenzte Zerstäubungsfähigkeit bei hohen Einspritzdrücken hinweist. Dieses Ergebnis ist für die Untersuchungen in dieser Arbeit insofern von Bedeutung, da die hier verwendeten Kraftstoffe auf dieses asymptotische Verhalten des SMD der erfassten Tropfen im Spray bei hohen Einspritzdrücken untersucht und ggf. bestätigt werden soll.

Resümee

Zusammenfassend lässt sich an dieser Stelle somit festhalten, dass auf dem Gebiet der Höchstdruckeinspritzung mit Einspritzdrücken höher als 2000 bar in der jüngeren Vergangenheit einige Untersuchungen durchgeführt worden sind, diese sich jedoch verstärkt auf konventionelle Kraftstoffe beschränken. Eine umfassende Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung mit Höchstdruck eingespritzter alternativer Dieselmotorkraftstoffe der 1. und 2. Generation, die zurzeit Verwendung finden bzw. in naher Zukunft eingesetzt werden, ist bisher nicht bekannt geworden.



3 Versuchsträger, Messtechnik und methodische Vorgehensweise

Für die Untersuchung der Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung stehen unterschiedliche Werkzeuge, wie sie in der folgenden Abbildung zusammengefasst sind, zur Verfügung.

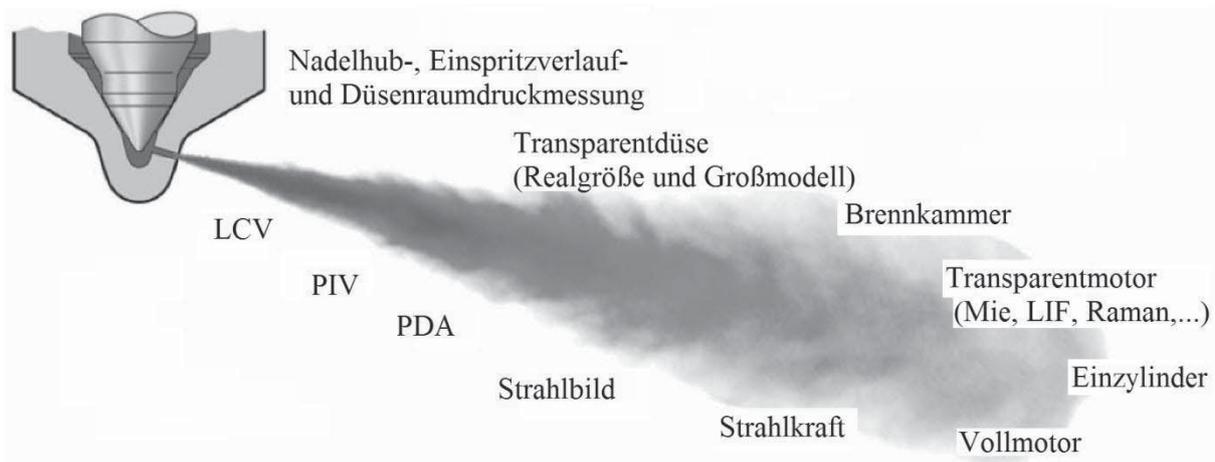


Abbildung 3.1: Werkzeuge für die Untersuchung der Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung, nach [Mol07]

Das Spektrum der Tools reicht dabei von der Analyse des hydraulischen Vorgangs im Injektor mittels Nadelhub- und Einspritzverlaufsmessung über die Erfassung der Strömungsprozesse in der Düse sowie des Sprayaufbruchs mit Hilfe der Transparentdüse bzw. Druckkammer bis hin zur Untersuchung der Verbrennung und Emissionsbildung im Transparent-, Einzyylinder- und Vollmotor. Durch die Anwendung optischer Lasermesstechnik und der dazugehörigen Methoden, wie z.B. Phasen Doppler Anemometrie (PDA) oder Particle Image Velocimetry (PIV) können zeitlich und örtlich hochaufgelöst Daten erfasst werden. Die Anwendung der hier dargestellten Werkzeuge und Methoden unterliegt dabei keiner hierarchischen Struktur. Auch können Ergebnisse aus jedem einzelnen Bereich schon bedeutende Erkenntnisse liefern. Die unterschiedlichen Tools ergänzen sich vielmehr und die aus den verschiedenen Bereichen gewonnenen Ergebnisse können je nach Aufgabenstellung getrennt oder miteinander verknüpft ausgewertet werden.

Im Folgenden werden die in dieser Arbeit verwendeten Versuchsträger, die notwendige Messtechnik und verwendeten Kraftstoffe sowie das methodische Vorgehen erläutert.

3.1 Einspritzsystem zur Höchstdruckerzeugung

Das „Herzstück“ dieses Projektes stellt das höchstdruckfähige Einspritzventil dar. Die Robert Bosch GmbH stellte einen Vorserieninjektor für die Untersuchungen zur Verfügung, mit dem sich ein maximaler Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse}}=2500$ bar erzielen lässt, siehe **Abbildung 3.2**. Bei dem Injektor handelt es sich um ein intern hydraulisch übersetztes Einspritzventil der CRIN4s-LD Baureihe, das für den leichten Nutzfahrzeugbereich bestimmt ist und damit einen etwas größeren Schaftdurchmesser aufweist als ein Pkw-Injektor.

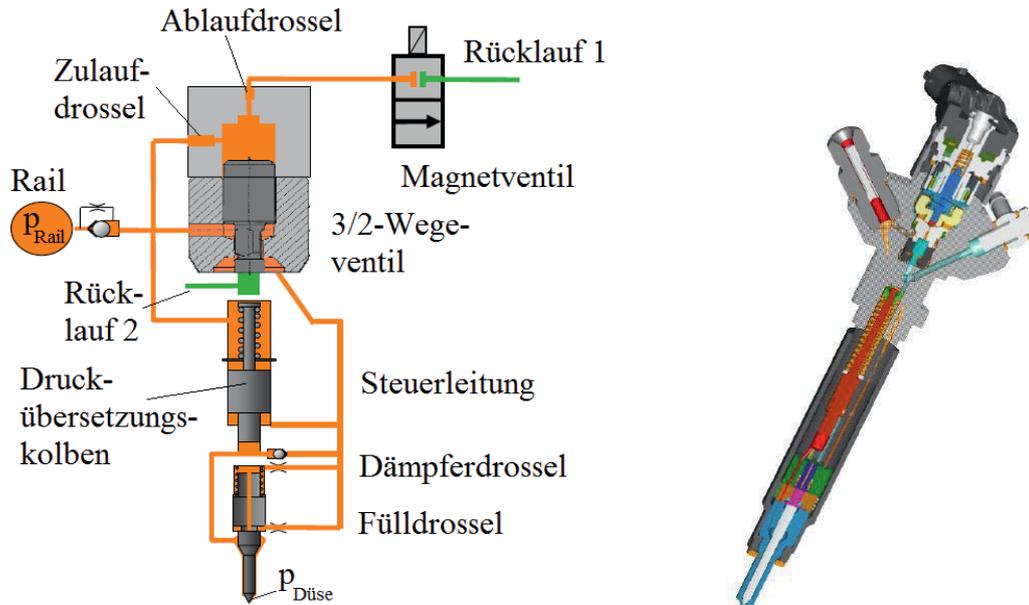


Abbildung 3.2: Prinzipieller Aufbau und CAD-Modell des CRIN4s-LD-Injektors, [Bre09]

Der Injektor ist ähnlich aufgebaut wie ein Einspritzventil ohne Druckübersetzung und funktioniert auch nach dem in Kapitel 2.1.1 beschriebenen servohydraulischen Prinzip. Erweitert wird diese Funktionsweise um ein 3/2-Wegeventil, und einen Druckübersetzungskolben, mit denen der Höchstdruck erzielt wird.

Bei geschlossenem Magnetventil wird dabei aufgrund des Raildrucks, der von oben auf das 3/2-Wegeventil (volle Kreisfläche) und von unten (Kreisringfläche) wirkt, das 3/2-Wegeventil nach unten gedrückt und damit der Rücklauf 2 verschlossen. Dadurch wirkt im gesamten Leitungssystem des Injektors der Raildruck; der Druckübersetzungskolben befindet sich aufgrund der Federkraft in seiner Ausgangsposition und die Düsennadel wird in ihren Sitz gedrückt, siehe **Abbildung 3.2-links**.

Wird das Magnetventil geöffnet, baut sich der Druck über den Rücklauf 1 ab und das 3/2-Wegeventil öffnet den Rücklauf 2, wodurch der Druck in den Steuerleitungen abgebaut wird. Da auf der Rückseite des Druckübersetzungskolbens noch der Raildruck anliegt (Zulaufdrossel) und in den Steuerleitungen der Druck aufgrund des geöffneten Rücklaufs 2 abgebaut wird, bewegt sich der Kolben entgegen der Federkraft in Richtung Düse und der Druck im Düsenraum steigt über den Raildruck an. Mit abnehmendem Druck in den Steuerleitungen und zunehmendem Druck im Düsenraum aufgrund der Übersetzung wird die Düsennadel geöffnet und es kommt zur Einspritzung, während der sich abwärts bewegende Druckübersetzungskolben weiter den Düsenraumdruck erhöht.

Durch das Schließen des Magnetventils erhöht sich der Druck im Bereich oberhalb des 3/2-Wegeventils. Dies führt zur Abwärtsbewegung des 3/2-Wegeventils und zum Schließen des Rücklaufs 2. Daraufhin steigt der Druck in den Steuerleitungen und der Druckübersetzungskolben wird in seiner Bewegung verzögert. Die zunehmende resultierende Kraft auf der Kreisringfläche des Übersetzungskolbens und die Federkraft bewirken eine Aufwärtsbewegung des Kolbens. Damit endet die Druckübersetzung und die Düsennadel schließt aufgrund des sich einstellenden Raildrucks in den Steuerleitungen. Eine ausführliche grafische Darstellung des Einspritzvorgangs ist dem Anhang 6.1 zu entnehmen.



Aufgrund der internen Druckübersetzung ergeben sich einige Vorteile aber auch Randbedingungen, die für die Untersuchungen und spätere Diskussion der Ergebnisse von Bedeutung sind. Hauptvorteil dieses Injektorkonzepts ist der vergleichsweise geringe Raildruck, der benötigt wird, um im Düsenraum den Höchstdruck zu erzielen. Hierbei gilt es jedoch zu berücksichtigen, dass der Injektor nur für einen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse}}=2500$ bar ausgelegt ist. Für die Untersuchungen während des Projektes konnte der Injektor mit einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse}} = 3300$ bar kurzzeitig beaufschlagt werden. Aufgrund des geringen Raildrucks können weitere Serienbauteile, wie z.B. Rail und Einspritzleitungen, verwendet werden, was für den Einsatz am Motorprüfstand vorteilhaft ist.

Eine Randbedingung, die vor allem bei den Motoruntersuchungen eine bedeutende Rolle spielt, ist die minimale Ansteuerdauer des Injektors, die eingehalten werden muss, um den maximalen Düsenraumdruck bei vorgegebenem Raildruck zu erzielen, siehe **Abbildung 3.3-links**.

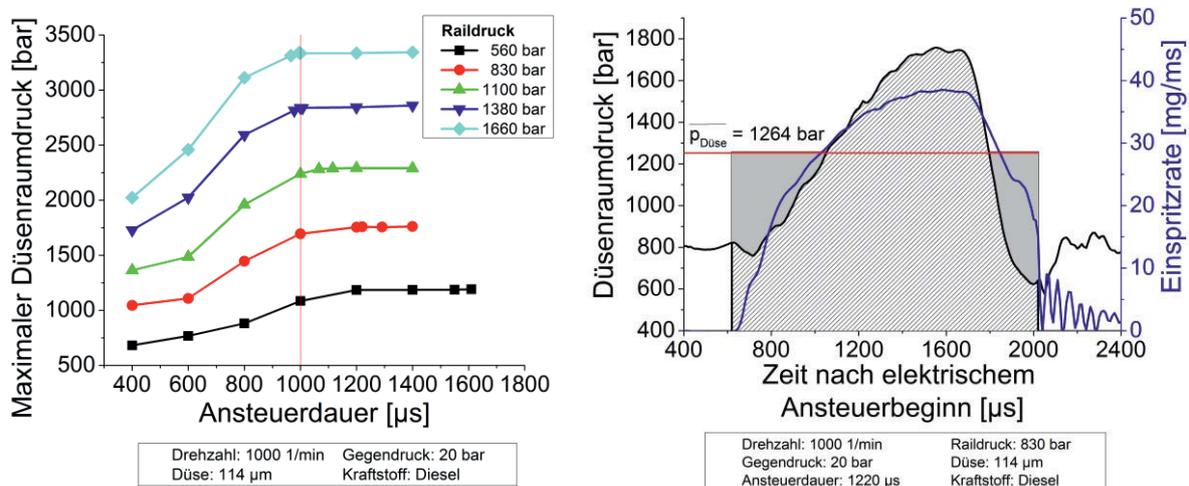


Abbildung 3.3: Maximaler Düsenraumdruck des CRIN4s-LD in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer und Bestimmung mittlerer Düsenraumdruck

Um einen maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse}}=3300$ bar zu erzielen, muss bei einem Raildruck von $p_{\text{Rail}}=1.660$ bar der Injektor mindestens $t_{\text{Period}}\approx 1000$ μs angesteuert werden. Erst ab dieser Ansteuerdauer kann sich aufgrund der Druckübersetzung während der Öffnungsphase der Düsennadel der maximale Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse}}=3300$ bar einstellen. Geringere Ansteuerdauerzeiten führen zu einem niedrigeren maximalen Düsenraumdruck, da einerseits der Übersetzungskolben zur Erzeugung des maximalen Drucks einen Mindestweg zurücklegen muss und andererseits über die schon geöffnete Düsennadel der Düsenraumdruck während der Übersetzung wieder leicht abgebaut wird, vgl. Anhang 6.1. Diese Mindestansteuerdauer definiert für die motorischen Untersuchungen auch die geringste Last, bei der ein maximaler Düsenraumdruck von z.B. $p_{\text{Düse}}=3300$ bar bei vorgegebenem Raildruck realisiert werden kann, siehe Kapitel 3.5.

Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurde der Raildruck in festen Schritten verändert. Aus **Tabelle 3.1** können für die somit definierten Raildrücke die maximal erreichbaren Düsenraumdrücke entnommen werden. Da ein strömungsgünstigeres Rail sowie eine kurze Einspritzleitung und eine Düse mit einem kleineren Düsenloch verwendet wurden,



ergeben sich vor allem bei niedrigen Raildrücken leicht höhere Übersetzungsverhältnisse als 2:1. Diese nehmen jedoch mit höheren Raildrücken ab, da die Leckageverluste bei hohen Düsenraumdrücken aufgrund der Aufweitung der Dichtspalte zunehmen.

Aufgrund der Druckübersetzung herrscht im Düsenraum zu Einspritzbeginn der Raildruck, der im Laufe der Einspritzung bis zum maximalen Düsenraumdruck verstärkt wird. Um eine Vergleichbarkeit zu nicht-druckübersetzten Systemen zu erlangen, wurde neben dem maximalen auch ein mittlerer Düsenraumdruck wie im **Abbildung 3.3-rechts** gezeigt mit folgender Formel ermittelt:

$$\overline{p_{Düse}} = \frac{1}{\Delta t} \int_{Einspritzbeginn}^{Einspritzende} p_{Düse}(t) dt \quad (\text{Gl. 3.1})$$

Tabelle 3.1: Düsenraumdruck bei vorgegebenen Raildruck, mit 114µm-Düse

Raildruck [bar]	Max. Düsenraumdruck [bar]	Übersetzungsverhältnis [-]	Mittlerer Düsenraumdruck [bar]
560	1190	2,17 : 1	≈ 860
830	1760	2,15 : 1	≈ 1260
1100	2280	2,12 : 1	≈ 1620
1380	2820	2,05 : 1	≈ 2010
1660	3340	2,03 : 1	≈ 2400

Dieser gibt das mittlere konstante Druckniveau im Düsenraum an, das während der Einspritzphase herrscht. Der maximal mittlere Düsenraumdruck beträgt dabei $\overline{p_{Düse}}=2400$ bar und liegt damit ca. 900 bar unterhalb des maximalen Drucks von $p_{Düse, \max}=3340$ bar. Der Unterschied zwischen maximalem und mittlerem Düsenraumdruck nimmt mit sinkenden Raildrücken zwar zu, die relative Abweichung ändert sich jedoch nur geringfügig (von ca. 15 % bei $p_{Rail}=560$ bar bis 22% bei $p_{Rail}=1660$ bar, siehe **Tabelle 3.1**). Zur theoretischen Bestimmung druckabhängiger Kennzahlen (z.B. Mittlerer Sauterdurchmesser, Zündverzug) soll der mittlere Düsenraumdruck verwendet werden. Für die Darstellung der Ergebnisse wird der maximale Düsenraumdruck verwendet, da aufgrund der Nutzung einer Einlochdüse für die Druckkammeruntersuchungen die Düsenraumdrücke auf diese maximalen Drücke angepasst wurden (siehe Kapitel 3.4).

Der höchstdruckfähige Injektor wurde für die folgenden Untersuchungen mit zwei unterschiedlichen Düsen verwendet, deren charakteristische Kennwerte **Tabelle 3.2** zeigt:



Tabelle 3.2: Spezifikation der verwendeten Einspritzdüsen

Bezeichnung	Düse 114	Düse 119
Düsenlochdurchmesser [μm]	114	119
Düsentyp	Mini-Sackloch, konisch	
Anzahl Löcher [-]	7	
Nadelhub [mm]	0,25	
Höhenwinkel [$^\circ$]	158	156
Spritzlochlänge [mm]	0,95	1,05
A-Maß [-]	1,35	1,37
Hydraulischer Durchfluss [$\text{cm}^3/30\text{s}/100\text{ bar}$]	284 – 296	315
k-/ks-Faktor [-]	1,5 (ks)	

Für die hydraulischen, motorischen sowie die Druckkammeruntersuchungen wurde die Düse 114 verwendet, da diese bis zu Einspritzdrücken von $p_{\text{Düse}}=2500\text{ bar}$ ausgelegt ist. Die Düseninnengeometrie der Düse 114 ist jedoch während der motorischen Untersuchungen (siehe Kapitel 4) mehrfach beschädigt worden, so dass die Düse gegen eine neue ausgetauscht werden musste. Da der Düsenkörper nicht mehr produziert wird, wurde für einen Teil der motorischen Untersuchungen die Düse 119 verwendet, die eine ähnliche Geometrie wie die Düse 114 aufweist.

3.2 Messsystem zur Einspritzmengen- und –verlaufsanalyse

Zur Erfassung des hydraulischen Einspritzvorgangs und hier insbesondere des Einspritzverlaufs und der –menge kommen unterschiedliche Systeme zum Einsatz. Die Bandbreite der zu Grunde liegenden Messprinzipien erstreckt sich über mechanische, elektrische (kapazitiv und induktiv) sowie optische Messverfahren und werden ausführlich in [Ker08] diskutiert.

Bei aktuellen Einspritzindikatoren werden auf Basis der Druckänderung durch die Einspritzung in einem geschlossenen Behälter, der Einspritzverlauf und die eingespritzte Menge bestimmt. Das in dieser Arbeit verwendete Messsystem Injection Analyzer (IA) der IAV basiert auf diesem Einspritzindikator, der seinen Ursprung in den 60er Jahren hat und von Wilhelm Bosch, siehe [Bos64], entwickelt wurde. Dabei ist der geschlossene Behälter als eine Rohrschleife ausgeführt (siehe **Abbildung 3.4**), an dessen einen Ende der Injektor einspritzt.

Die eingespritzte Menge erzeugt eine Druckwelle in der mit Kraftstoff gefüllten Rohrschleife, die über einen zeitlich hochauflösenden Druckaufnehmer (z.B. piezoelektrisch), der sich in der Nähe des Injektors befindet, erfasst werden kann. Über diesen Druckverlauf kann mit der folgenden Beziehung die Einspritzrate ermittelt werden:

$$\dot{q} = \frac{A_{\text{Rohr}}}{c} \cdot p(t). \quad (\text{Gl. 3.2})$$



Mit Hilfe des Integrals über die Einspritzrate wird die eingespritzte Masse berechnet:

$$q = \frac{A_{\text{Rohr}}}{c} \cdot \int p(t) dt. \quad (\text{Gl. 3.3})$$

Um Reflexionen der Druckwelle, die sich auf das Drucksignal auswirken und es verfälschen können, vom eigentlichen Drucksignal zeitlich zu trennen, befindet sich hinter dem Druckaufnehmer die Rohrschleife (siehe **Abbildung 3.4**). Zur Simulation des Brennraumdruckes während der Einspritzung im Motor kann der Kraftstoffdruck in der Rohrschleife mit Hilfe eines durch Stickstoff vorgespannten Regelkolbens eingestellt werden.

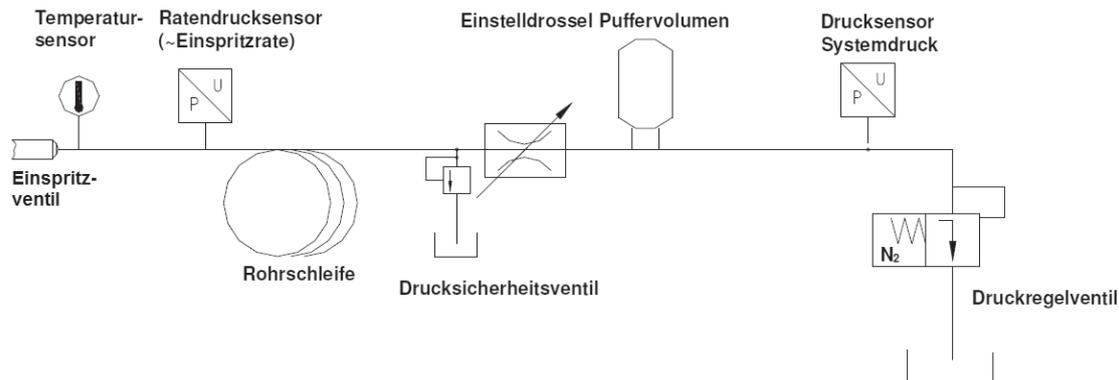


Abbildung 3.4: Schematischer Aufbau des Injection Analyzers, nach [NN06]

Weiterhin gilt es zu beachten, dass die Schallgeschwindigkeit des untersuchten Kraftstoffes von der Temperatur und dem Druck in der Rohrschleife abhängt und damit die Berechnung der Einspritzrate und –masse stark beeinflusst. Dazu ist in der Messkette ein Temperatur- sowie Systemdrucksensor installiert (siehe **Abbildung 3.4**). Über ein druck- und temperaturabhängiges Schallgeschwindigkeitskennfeld des zu untersuchenden Kraftstoffes passt der IA automatisch die Einspritzrate an veränderte Bedingungen an. Für die in dieser Arbeit untersuchten Kraftstoffe wurden Schallgeschwindigkeitskennfelder von der Flucon GmbH für den zu untersuchenden Druck- und Temperaturbereich ermittelt.

Für die Untersuchung wurde der Höchstdruckinjektor an den Injection Analyzer adaptiert. Über eine fremdgetriebene Common-Rail Pumpe vom Typ CP3 und ein Serien-Rail wurde der Injektor mit hochverdichtetem Kraftstoff versorgt. Der Injektor wurde mit einem Forschungssteuergerät FI^{2RE} der IAV GmbH (siehe Kapitel 3.5) angesteuert. Für unterschiedliche Kraftstoffe und Einspritzdrücke wurden dabei Einspritzmengenkennfelder und gleichzeitig die zugehörigen Ratenverläufe vermessen, siehe **Tabelle 3.3**:

Tabelle 3.3: Versuchsparmeter für die Einspritzmengen- und Einspritzverlaufsanalyse

Raildruck [bar]	560, 830, 1100, 1380 und 1660 bar
Ansteuerdauer [μs]	400 – 1400 μs (200 μs -Schritten)
Gegendruck [bar]	60
Vorlauftemperatur Kraftstoff [$^{\circ}\text{C}$]	25

Diese Parameter wurden auch bei der Erfassung des Nadelhubs und des Düsenraumdrucks (siehe Kapitel 3.3) verwendet.



3.3 Messsystem zur Nadelhub- und Düsenraumdruckerfassung

Für die Erfassung des Nadelhubs kommt ein Wirbelstromsensor zum Einsatz, der in einem Adapter eingeklebt ist, der wiederum zwischen Düse und Nadelhubmodul installiert wird, siehe **Abbildung 3.5-links**.

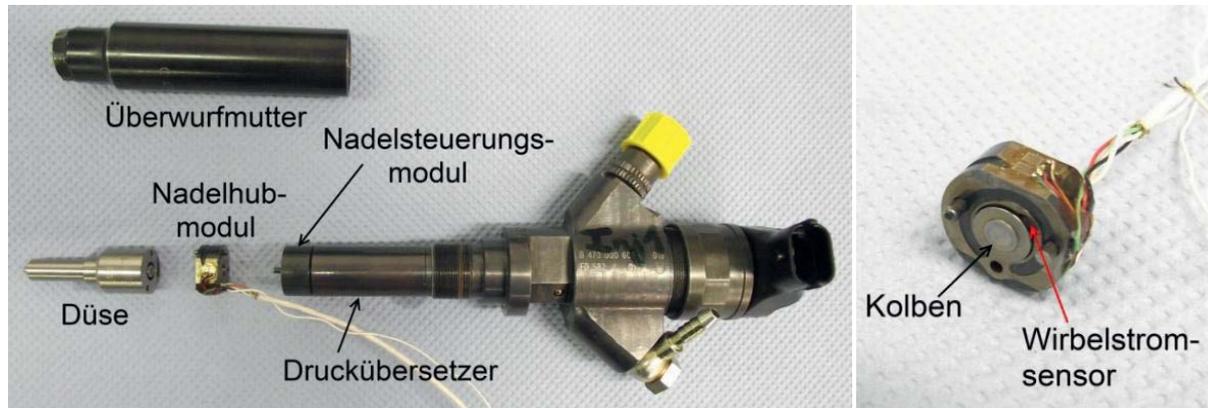


Abbildung 3.5: Einbau Nadelhubsensor und Nadelhubmodul

Der Adapter besteht dabei aus einem Grundkörper mit einer Passbohrung, in der ein Kolben frei beweglich integriert ist, siehe **Abbildung 3.5-rechts**. Diese Kolbenbewegung wird über den Wirbelstromsensor erfasst, an einen Messverstärker (Micro-Epsilon) übergeben und dann als analoges Signal weiterverarbeitet. Die Bewegung der Düsennadel wird dabei über den Kolben direkt abgegriffen, da die Nadel flächenbündig an der Kolbenoberseite aufliegt.

Mit Hilfe eines Briedenadapters und einem zeitlich hochauflösenden Drucksensors (Kistler 4067 A5000) für Drücke bis 5000 bar wird der Düsenraumdruck gemessen, siehe **Abbildung 3.6**. Dazu wurde eine Bohrung mit einem Durchmesser von $d=1,5\text{mm}$ in den Düsenkörper erodiert, welche koaxial zur Durchgangsbohrung des Briedenadapters ausgerichtet ist.

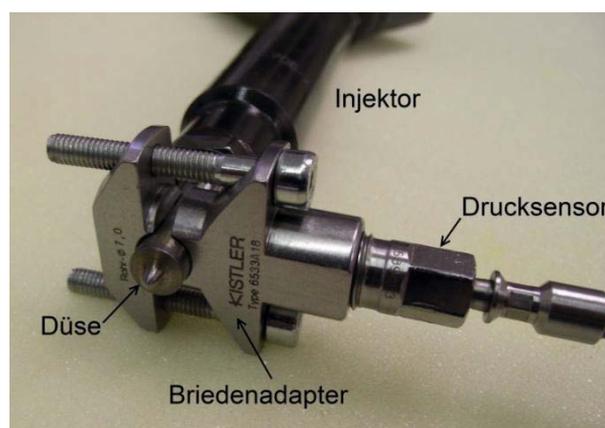


Abbildung 3.6: Aufbau zur Messung des Düsenraumdrucks



3.4 Druckkammer und optische Messtechnik

Bei der Untersuchung der otto- sowie dieselmotorischen Gemischbildung bzw. Verbrennung wird dem Einsatz einer Druckkammer eine hohe Bedeutung beigemessen. Mit der Druckkammer können unter hohen reproduzierbaren Bedingungen im Hinblick auf Temperatur und Druck die Vorgänge im Brennraum zum Zeitpunkt der Einspritzung bzw. Verbrennung dargestellt und mit optischer Messtechnik untersucht werden. Aufgrund eines möglichst einfachen und variablen Aufbaus der Kammer ist die Untersuchung der Einspritzung und Gemischbildung unter realen Bedingungen jedoch mit Einschränkungen verbunden. So ist die Luftzuführung über Drall- und Tumblekanäle, wie sie im Vollmotor vor allem zur Verbesserung der Gemischbildung und Homogenisierung eingesetzt wird, nur schwer umsetzbar. Auch die Beeinflussung der Luft bzw. des Kraftstoff-Luft-Gemisches durch einen bewegten Kolben kann mit einer Druckkammer nicht dargestellt werden. Hierfür bieten sich Untersuchungen an einem Transparentmotor bzw. Einhubtriebwerk an. Trotz dieser Einschränkungen wird die Druckkammer vor allem für Untersuchungen verstärkt in Forschungseinrichtungen eingesetzt, [Für11].

Im Folgenden sollen der Aufbau dieser Druckkammer sowie die für die weiteren Untersuchungen notwendigen optischen Messsysteme vorgestellt werden.

3.4.1 Versuchsträger

Zur optischen Erfassung des Spraybildes unter motorähnlichen Bedingungen wurde eine bestehende Druckkammer auf den dieselmotorischen Betrieb umgebaut. Dabei handelt es sich um eine „kalte Kammer“, mit der Untersuchungen zur Gemischbildung und nicht zur Verbrennung vorgenommen werden, siehe **Abbildung 3.7**.

Die Druckkammer hat ein Volumen von $V_{\text{Kammer}}=13$ Liter und besteht aus einem Grundkörper mit vier seitlichen Fenstern die jeweils einen Durchmesser von 80 mm haben. Für PDA-Untersuchungen ist eines der Fenster unter einem Winkel von 70° zu den anderen Fenstern angeordnet. Diese Fenster dienen auch der Aufnahme spezieller Adapter für den Einbau des Höchstdruckinjektors, siehe folgende Unterkapitel.

Im Kammerdeckel wird über radiale Zulaufbohrungen die konditionierte Luft bzw. Stickstoff in die Kammer eingelassen. Die/der zugeführte Luft/Stickstoff kann dabei von einem vor der Druckkammer installierten Lufterhitzer auf bis zu $T_{\text{Kammer}}=500^\circ\text{C}$ erhitzt werden. Ein Dreizylinder-Hubkolbenkompressor verdichtet die Luft in der Druckkammer bis zu einem Druck von $p_{\text{Kammer}}=60$ bar. Um die dabei auftretenden Druckschwingungen zu reduzieren, ist zwischen dem Kompressor und der Kammer ein Ausgleichsvolumen von 500 Liter angeordnet.

Für die hier vorgestellten Ergebnisse wurde die Dichte zum Zeitpunkt der Einspritzung im Brennraum aus den Motorergebnissen ermittelt. Die Temperatur in der Kammer wurde auf $T_{\text{Kammer}}=50^\circ\text{C}$ während der Untersuchungen konstant gehalten und der Kammerdruck so angepasst, dass sich eine Dichte analog zur Dichte im Brennraum zum Zeitpunkt der Einspritzung ergibt. Aufgrund der niedrigen Temperatur in der Kammer erfolgen die Untersuchungen unter nicht verdampfenden Bedingungen. Dies hat nach [Fis11]



Abweichungen z.B. in der Penetration, die unter ähnlichen Bedingungen wie in dieser Arbeit ermittelt wurde, von ca. 9-13 % zur Folge.

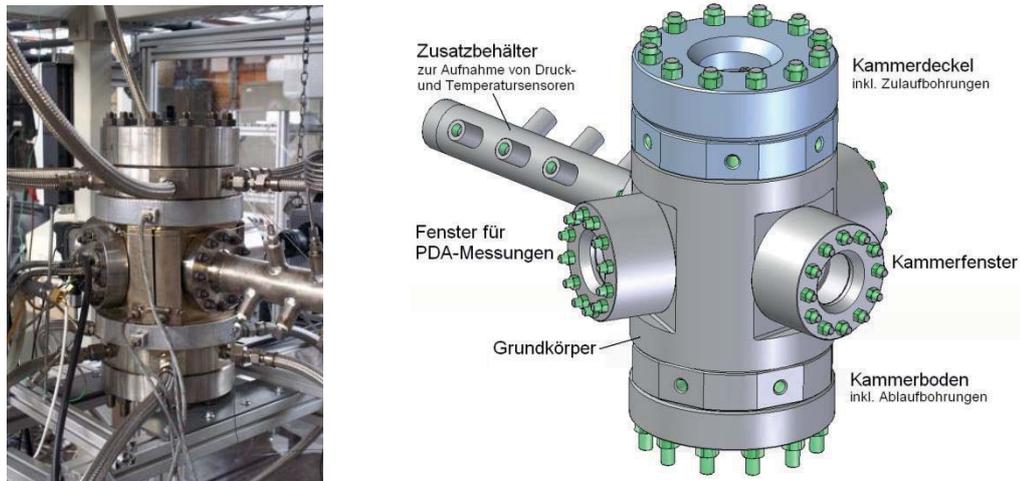


Abbildung 3.7: Foto und CAD-Bild der eingesetzten Hochdruck-/temperaturkammer

An den Gasdurchfluss in der Kammer werden hohe Anforderungen gestellt. Auf der einen Seite soll ein schneller Abtransport des zerstäubten Kraftstoffes nach Beendigung der Einspritzung realisiert werden, um damit die Zeit zwischen den Messungen möglichst gering zu halten. Andererseits sollte die Strömungsgeschwindigkeit des Gases gering sein, um das Spray während der Einspritzung nicht zu beeinflussen. Für die in dieser Arbeit dargestellten Untersuchungen wurde ein Volumenstrom von $\dot{Q} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$ gewählt.

Durch den Kammerboden kann über radiale Bohrungen das Gas aus der Kammer strömen. Mit Hilfe eines Industriesaugers wird dabei der flüssige Kraftstoff aus dem Kraftstoff-Luft-Gemisch getrennt.

Für die makro- und mikroskopischen Untersuchungen kommt das Einspritzsystem, bestehend aus CRIN4s-LD-Injektor, Rail und CP3-Pumpe wie in Kapitel 3.1 beschrieben zum Einsatz. Um eine Benetzung der Kammerfenster mit Kraftstoff zu verhindern und da mehrere Spraykeulen die PDA-Messung stark beeinflussen würden, wurden sechs Löcher einer Düse 114 mittels Laserschweißen verschlossen. Dadurch besteht die Möglichkeit, nur einen Strahl zu untersuchen. Damit verbunden ist auch der Vorteil, makroskopische Größen, wie z.B. den Spraywinkel sehr genau bestimmen zu können, da der Strahl mit einer höheren Pixelauflösung erfasst werden kann, im Vergleich zur Untersuchung von allen sieben Strahlen. Hierbei gilt es jedoch zu beachten, dass sich die Strömungsverhältnisse vor allem im Sacklochbereich bei einer Einlochdüse von einer Mehrlochdüse unterscheiden. Die einzelnen Tendenzen bei Einspritzdruckerhöhung unter der Verwendung alternativer Kraftstoffe, die sich bei diesen Untersuchungen ableiten lassen, sind jedoch auf eine Mehrlochdüse übertragbar.

Da mit der Einlochdüse ein geringer Düsendurchfluss realisiert wird und dies eine Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks durch die Druckübersetzung nach sich zieht, wurden die maximalen Düsenraumdrücke mit der Einlochdüse durch Herabsetzen des Raildrucks auf die Verhältnisse der Mehrlochdüse angepasst.



3.4.2 Makroskopische Spraystruktur

Die Erfassung der makroskopischen Spraystruktur erfolgt nach dem sogenannten Auflichtverfahren. Dabei wird der Sprühstrahl durch eine starke Lichtquelle angestrahlt und mit einer Hochgeschwindigkeitskamera erfasst. Dieses Verfahren hat den Vorteil, dass mit einem sehr einfachen Messaufbau gute Ergebnisse hinsichtlich der Erfassung von Sprayparametern, wie z.B. der Penetration bzw. des Spraywinkels erzielt werden können. Auf der anderen Seite kann jedoch nur die äußere und zum größten Teil gasförmige Struktur des Sprays optisch erfasst werden und nicht, wie z.B. bei Schatten/Schlierenmessverfahren, zwischen einem flüssigen Strahlkern und der gasförmigen Phase des Kraftstoffsprays unterschieden werden.

Für diese Untersuchungen wurde ein optisches Hochgeschwindigkeitskamera-System der Firma LaVision verwendet. Dabei handelt es sich um eine "Speed-Star-Camera 6" mit einer maximalen Auflösung von 1024x1024 Pixel bei einer Aufnahmezeit von $f=5,4$ kHz. Die maximale Aufnahmezeit bei der kleinsten Auflösung beträgt $f=150$ kHz. Das erfasste Bild wird dabei auf einen lichtempfindlichen Chip mit der Größe von $20 \times 20 \mu\text{m}$ gespeichert, der eine Auflösung von 12 Bit besitzt.

Die vorgestellten Ergebnisse zur makroskopischen Spraystruktur wurden mit einer Aufnahmezeit von $f=20$ kHz und 100 Bildaufnahmen pro Einspritzung erfasst. Damit konnte auch bei hohen Einspritzdrücken und dementsprechend hohen Penetrationen der gesamte Sprühstrahl mit einer Auflösung von 1024x192 Pixel aufgenommen werden. Um eine statistische Sicherheit zu erlangen, wurden insgesamt jeweils 20 Einspritzungen gemittelt.

Die Berechnung charakteristischer Größen auf Basis der erfassten Hochgeschwindigkeitsbilder erfolgte mit der Software Davis 7.2. Die Software vergleicht einen vorgegebenen Schwellwert mit den Pixelintensitäten der Bildaufnahme und leitet daraus die Kontur des Spraybilds ab. Es lassen sich damit die Penetration, der Spraywinkel, der Durchmesser zu einer bestimmten axialen Position im Sprühstrahl und der maximale Durchmesser bestimmen.

Zur Ermittlung des Sprayvolumens konnte die Software nicht herangezogen werden. Es wurde deshalb in Matlab eine neue Routine formuliert. Dabei wird aus den Rohbilddateien der Highspeedkamera für jede Zeile die Intensitäten der einzelnen Bildpunkte mit einem vorgegebenen Schwellwert verglichen, siehe **Abbildung 3.8-links**, und die Anzahl der Pixel, die über diesem Schwellwert liegen, ermittelt. Daraus lässt sich der Durchmesser in Abhängigkeit der axialen Position berechnen.

Mit Hilfe geometrischer Funktionen und der Kenntnis der Pixelgröße in mm, lassen sich damit das Volumen eines „Scheibenstücks“, siehe **Abbildung 3.8-rechts** in Abhängigkeit von der Position x ermitteln. Durch Aufsummieren der Scheibenstücke kann in guter Näherung das Gesamtvolumen des Sprays bestimmt werden. Da jedoch aus einer ebenen Abbildung ein dreidimensionales Spraybild abgeleitet wird, kann das berechnete Volumen nur näherungsweise mit dem realen Volumen des Sprays übereinstimmen. Die Literatur, z.B. [Des06], gibt für diese Modelldarstellung des Sprayvolumens einen Fehler von 4% an.

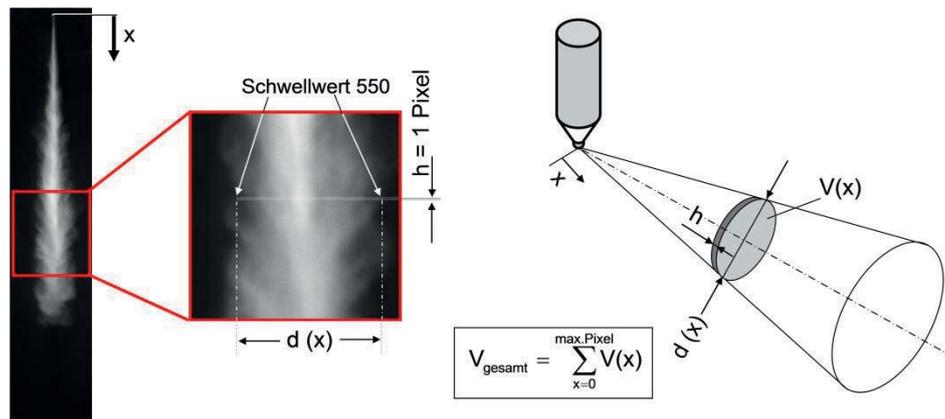


Abbildung 3.8: Bestimmung des Sprayvolumens

Neben der Penetration werden in dieser Arbeit der Spraywinkel sowie das Sprayvolumen zur Diskussion der makroskopischen Sprayparameter herangezogen.

3.4.3 Mikroskopische Spraygrößen

Zur Erfassung von Spraygrößen auf mikroskopischer Ebene eignen sich vorwiegend optische Messverfahren aus der Strömungsmesstechnik [Nit06], da hiermit vor allem berührungs- und störungsfrei das Spray untersucht werden kann. Messsonden hingegen, wie z.B. Hitzdraht- oder Drucksensoren, die in das Spray eingebracht werden müssen, beeinflussen das Strömungsverhalten des Sprays und sind daher für diese Messaufgabe ungeeignet. Ein geringer Bauraum dieser Sensoren würde den Einfluss auf das Spray reduzieren, jedoch würde sich dies wieder negativ auf die Sensitivität der Sensoren und schließlich auf das Messsignal auswirken.

Das für diese Untersuchungen eingesetzte laseroptische Messverfahren zur simultanen Bestimmung des Tropfendurchmessers und der –geschwindigkeit ist die Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA), die eine Erweiterung der Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) darstellt und mit der speziell die Geschwindigkeit komplexer Strömungsvorgänge gemessen werden kann. Eine genaue Beschreibung dieser laseroptischen Messtechnik wird im Anhang 6.2 beschrieben.

In **Abbildung 3.9** ist der Messaufbau für die PDA-Untersuchungen als CAD-Schnitt dargestellt. Der Injektor ist dabei in einem Adapter integriert, der gleichzeitig die Kühlung des Einspritzventils ermöglicht. Um den größtmöglichen Fensterbereich auszunutzen, wurde der Injektor in einem Winkel von 27° zur horizontalen Achse eingebaut. Zur einfachen und übersichtlichen Darstellung der Messpositionen im Spray wurde das Koordinatensystem ebenfalls um diesen Winkel gedreht, siehe **Abbildung 3.9-rechts**.

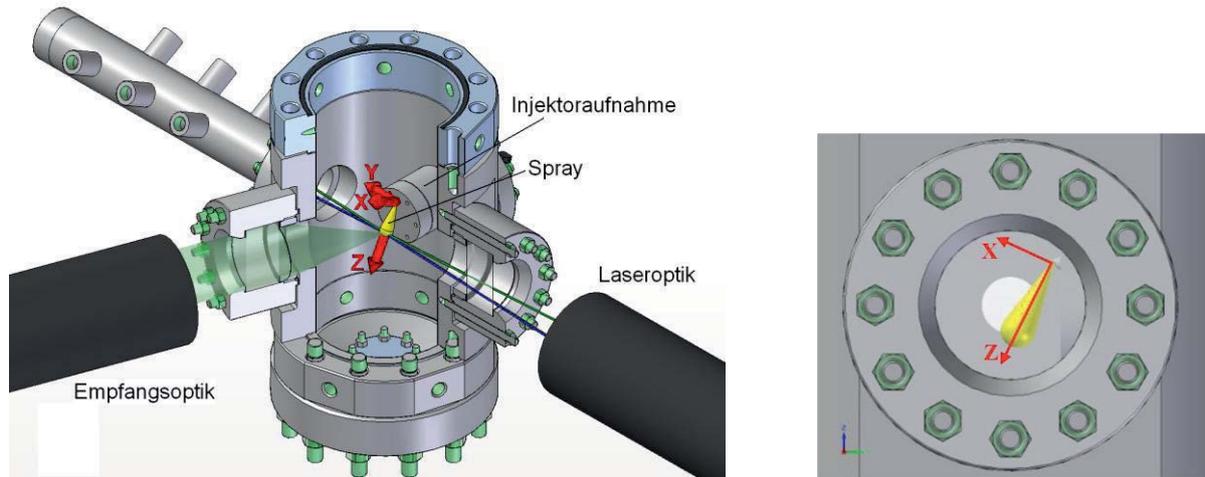


Abbildung 3.9: PDA-Messaufbau zur Erfassung mikroskopischer Spraygrößen

Beide Optiken sind gemeinsam auf einer linearen Traverse installiert. Die Sendeeinheit und die Empfangseinheit können somit in allen drei Raumrichtungen mit einer minimalen Schrittweite von $l=0,1$ mm bewegt werden.

Das hier verwendete PDA-System der Firma Dantec ist ein 2D-High-Dense-System mit einem 112 mm Fiber-PDA Empfangsmodul. Die Brennweite des Empfängers beträgt 310 mm. Als Laser wird ein Argon-Ion-Laser mit 6 Watt Leistung verwendet. Mit diesem Messaufbau lassen sich Tropfendurchmesser von 0 bis $40 \mu\text{m}$ und -geschwindigkeiten bis zu 100 m/s erfassen.

Tabelle 3.4: Randbedingungen zur PDA-Untersuchung

Messverfahren	Non-Hardware-Koinzidenz
Anzahl valider Daten pro Messpunkt [-]	10000
Axiale Position z von der Düsen Spitze [mm]	20, 25, 30
Radiale Position x von der Strahlachse [mm]	3,4 und 5

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse wurden in Non-Hardware-Koinzidenz gemessen, das bedeutet, dass der erfasste Durchmesser und die Geschwindigkeit von unterschiedlichen Tropfen stammen können.

Diese Messung bedingt, dass alle vier verwendeten Laserstrahlen ungehindert in die Kammer eingeleitet werden. Dadurch wird der Messbereich in axialer Richtung zur Sprayachse auf minimal 20 mm bis maximal 40 mm Entfernung zum Düsenloch reduziert. Mehr als 10000 Partikel, die validen Daten entsprechen, wurden bei jeder axialen und radialen Position im Spray untersucht. Für die axiale Richtung z, siehe **Abbildung 3.9-rechts** wurden für die hier vorgenommenen Untersuchungen drei Positionen angefahren. Auf jeder axialen Position wurden dazu noch drei Positionen in radialer x-Richtung angefahren.



3.5 Einzylindermotorprüfstand

In der Entwicklungsprozesskette moderner Verbrennungskraftmaschinen stellt der Einzylindermotor ein bedeutendes Werkzeug zwischen den Untersuchungen an einer Druckkammer bzw. Transparentmotor und dem Vollmotor dar. Während bei der Druckkammer und auch bei dem Transparentmotor einige Einschränkungen hinsichtlich seriennaher Bedingungen (z.B. Luftführung bei der Druckkammer oder z.B. Kolbenmuldengeometrie beim Transparentmotor) berücksichtigt werden müssen, sind die Untersuchungen am Einzylindermotor hiervon weniger betroffen. Darüber hinaus zeichnet sich das Einzylinderaggregat durch eine hohe Reproduzierbarkeit der gewonnenen Messergebnisse gegenüber einem Vollmotor aus, da sich die thermodynamischen Randbedingungen exakt einstellen lassen. Auch die fehlenden Quereinflüsse durch die nicht befeuerten Zylinder tragen hierzu bei. Die Störanfälligkeit dieses Aggregats ist ebenfalls geringer als beim Mehrzylindermotor und Fehler lassen sich schneller finden. In ökonomischer Hinsicht bieten sich ebenfalls Vorteile. Der geringe Verbrauch führt zu niedrigeren Kraftstoffkosten und es wird aufgrund des Einzylinderbetriebs weniger Messensorik benötigt.

Demgegenüber steht jedoch meistens ein Mehraufwand hinsichtlich der Auslegung und Fertigung eines Massenausgleichs, spezieller Ansaug- und Abgaskrümmen, des Einsatzes von Konditioniersystemen für Kühlwasser, Motoröl, Ladeluft sowie Kraftstoff und schließlich der Applizierung eines Serien- bzw. sogar Einsatz eines Forschungssteuergeräts. Auch ist die Übertragbarkeit der effektiven Messgrößen vom Einzylindermotor auf den Vollmotor eher kritisch anzusehen, da die Reibleistung aufgrund der meist fehlenden Kolben und Ventile der nicht befeuerten Zylinder sich von der Reibleistung des Vollmotors unterscheidet. Schließlich unterscheiden sich die Strömungsverhältnisse im Saugrohr eines Einzylindermotors häufig von denen in einem Vollmotor aufgrund der stillgelegten Ventile bzw. Kolben sowie der angepassten Saugrohrgeometrie.

Trotz dieser Einschränkungen konnte in [Mor10] mit einem ähnlichen Einzylinderaggregat wie es in dieser Arbeit Verwendung findet, ein Vergleich der indizierten Emissionen mit einem Vollmotor gezeigt werden. Dabei wurde eine Abweichung von unter 5% festgestellt.

Tabelle 3.5: Technische Daten des Einzylindermotors

Bezeichnung	Volkswagen, 2,0l TDI, umgerüstet auf Einzylinderbetrieb
Hub [mm]	95,5
Bohrung [mm]	81
Verdichtungsverhältnis [-]	16:1
Leistung Vollmotor [kW]	103 bei 4000 1/min
Zylinderkopf	3-Ventil Kopf
Kolbenmulde	ω -Mulde



Für die hier vorgestellten Untersuchungen wurde ein Volkswagen 2,0l TDI-Motor auf Einzylinderbetrieb umgerüstet. Dazu wurden drei Pleuel und Kolben entfernt, um nur den ersten Zylinder schwungradseitig zu befeuern. Um die freien rotierenden Massenkräfte um 100% und die oszillierenden Massenkräfte um 50% zu reduzieren, wurden zusätzliche Ausgleichsgewichte an der Kurbelwelle montiert. Das Einzylindertriebwerk wird vollständig über Konditioniersysteme für das Kühlwasser, Motoröl und Ladeluft betrieben (siehe Anhang 6.3). Das Öl bzw. Kühlwasser kann dabei auf $T=90^{\circ}\text{C}$ aufgeheizt werden, bevor der Motor befeuert wird. Damit wird der Verschleiß des Aggregates möglichst gering gehalten und eine hohe Reproduzierbarkeit der Ergebnisse ist über einen weiten Messzeitraum möglich. Luftseitig kommt dabei ein Klauenverdichter zum Einsatz, mit dem Ladedrücke bis $p_{\text{Lade}}=2,8$ bar möglich sind sowie ein wassergekühlter Ladeluftkühler, mit dem die Ladetemperatur auf $T_{\text{Lade}}=40^{\circ}\text{C}$ temperiert wird. Auch die Hochdruckerzeugung des Kraftstoffes wird über eine CP3-Pumpe, die über einen Elektromotor angetrieben wird, ermöglicht. Über einen Wärmetauscher wird die Kraftstofftemperatur auf $T=40^{\circ}\text{C}$ konditioniert. Um Raildruck-schwankungen zu minimieren, wurden ein Serienrail und ein Rail mit einem größeren Volumen ($V=150\text{ cm}^3$) eingesetzt. Dies verbessert auch die Kraftstoffverbrauchsmessung mittels einer AVL-Kraftstoffwaage. Neben der Ladedruckregelung wird auch der Abgasgegendruck über eine Abgasklappe geregelt, um den Einfluss des Turboladers zu berücksichtigen. Die Abgasklappe ist vor dem Abzweig zur AGR-Strecke integriert, wodurch eine Niederdruck-AGR realisiert wurde. In diesem Pfad ist ein Partikelfilter installiert, um den Verdichter vor Schäden zu schützen. Die Ansaugdrosselklappe zu Beginn des Luftpfades wird angesteuert, wenn die Menge über das AGR-Ventil nicht ausreicht, um die gewünschte AGR-Menge darzustellen. Mit Hilfe einer Abgasmessanlage im Ansaugstrang sowie der Messanlage in der Abgasstrecke können die jeweiligen CO_2 -Konzentrationen ermittelt werden. Über das Verhältnis dieser beiden Werte lässt sich mit einer sehr hohen Reproduzierbarkeit die AGR-Rate einstellen. Die Rußemissionen werden über ein Smoke-Meter im Abgasstrang ermittelt. Stickoxid-, Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoff und das Verbrennungsluftverhältnis wird über eine AVL-AMA i60 Anlage erfasst.

Neben vielen niederfrequent erfassten Messgrößen für Druck, Temperatur und Durchfluss wird mit einer sehr hohen zeitlichen Auflösung der Ansaug-, Abgasgegen- und Zylinderdruck erfasst. In Kombination mit einem Kurbelwinkelmarkengeber lassen sich über diese Größen dann weitere Motorbetriebsgrößen, z.B. der indizierte Mitteldruck ermitteln. Für einen Betriebspunkt werden bei den niederfrequenten Messgrößen 3000 Werte pro Messgröße aufgezeichnet und gemittelt, während für die indizierten Messgrößen 1000 Arbeitszyklen ausgewertet werden.

Gesteuert wird der Einzylindermotor über ein FI^{2RE}-Forschungssteuergerät der IAV GmbH. Mit diesem System lassen sich vollkommen frei von anderen Betriebsgrößen der Ansteuerbeginn und die Einspritzmenge einstellen. Auch der Raildruck und die Ansaug- und Abgasklappe werden ebenfalls über dieses System angesteuert. Um geringe Messzeiten beim Einstellen eines Betriebspunktes zu gewährleisten, wird über das Forschungssteuergerät der indizierte Mitteldruck und die Verbrennungsschwerpunktlage geregelt. Weitere Angaben zur Prüfstands- und Messtechnik sowie der prinzipielle Prüfstands Aufbau sind dem Anhang 6.3 und 6.4 zu entnehmen.



Wie in Kapitel 3.1 schon gezeigt, benötigt der verwendete, intern hochdruckübersetzte Injektor eine bestimmte Mindestansteuerdauer, um einen maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse}}=3000$ bar zu realisieren. Diese Ansteuerdauer definiert für die motorischen Untersuchungen die minimale Last, ausgedrückt im indizierten Mitteldruck p_{mi} , bei dem dieser hohe Düsenraumdruck noch dargestellt wird. Aus Voruntersuchungen ergab sich bei einer Drehzahl von $n=2000$ 1/min ein indizierter Mitteldruck von $p_{\text{mi}}=14,3$ bar, der damit unter Berücksichtigung eines Ladedrucks von $p_{\text{Lade}}=1,6$ bar als Standardbetriebspunkt definiert wurde.

Für die in Kapitel 4 dargestellten Ergebnisse wurde die Verbrennungsschwerpunktlage auf $\alpha_{50\%}=10^\circ\text{KW}$ nach ZOT konstant gehalten. Wie im Anhang 6.5 gezeigt, wird für diesen Motor im Bereich $\alpha_{50\%}=8-10^\circ\text{KW}$ nach ZOT ein guter Kompromiss zwischen den divergierenden Zielen einer Stickoxidemissions-, Verbrauchs- und Geräuschreduzierung erreicht. Aufgrund der konstanten Verbrennungsschwerpunktlage wird zu unterschiedlichen Zeitpunkten der Kraftstoff eingespritzt (siehe Anhang 6.5), wodurch sich die Brennraumbedingungen hinsichtlich Druck und Temperatur während der Einspritzung unterscheiden. Dieses Vorgehen gewährleistet jedoch eine Optimierung der Verbrennung durch den hohen Einspritzdruck und den Einsatz alternativer Kraftstoffe bei einem optimalen Ansteuerbeginn im Hinblick auf niedrigen Verbrauch sowie geringere Emissionen und Geräusche.

Neben der Einspritzdruckerhöhung, die in erster Linie die Rußemissionen entscheidend reduziert, sollen mit Hilfe von rückgeführtem Abgas die Stickoxidemissionen verringert werden. Wie in **Tabelle 3.6** dargestellt, wurden für die vergangenen europäischen Abgasnormen für PKW-Dieselfahrzeuge die Ruß- und Stickoxidemissionen in einem fast konstanten Verhältnis von ungefähr 1:10 reduziert.

Tabelle 3.6: Ruß- und NO_x -Emissionsgrenzwerte bzw. Verhältnis für unterschiedliche europäische Abgasnormen, [Fis11]

	Russ [g/km]	NO_x	Russ/ NO_x [-]
EU1	0,196	1,36 ¹	1:7
EU2	0,1	0,9 ¹	1:9
EU3	0,05	0,5	1:10
EU4	0,025	0,25	1:10
EU5	0,005	0,18	1:36
EU6	0,005	0,08	1:16
¹ $\text{NO}_x + \text{HC}$			

Dieses Verhältnis wird nach [Fis11] auch in einem weiten Kennfeldbereich aktueller EU5-Dieselmotoren zur Applikation genutzt. Aus diesen Gründen wurde für die im Folgenden, unter dem Einsatz von rückgeführtem Abgas gezeigten Ergebnisse ebenfalls ein Ruß/ NO_x -Verhältnis von 1:10 angestrebt. Da sich dieses Verhältnis am Prüfstand nicht exakt einstellen



ließ, wurde die AGR-Rate bei konstantem Einspritzdruck von 0% sukzessiv erhöht bis ein Verhältnis von Ruß- zu Stickoxidemissionen von über 1:5 erzielt wurde. Um eine hohe Genauigkeit der Messergebnisse zu erzielen, wurden in der Nähe des 1:10-Verhältnisses mehrere Messpunkte aufgenommen und diese linear interpoliert. In Kapitel 4 werden die Ergebnisse ohne und mit AGR gezeigt. Sofern nicht anders beschrieben, ist mit der Bezeichnung „mit AGR“ der Motorbetrieb mit der Höhe an rückgeführtem Abgas gemeint, bei dem sich im jeweiligen Betriebspunkt ein Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10 einstellt.

Um die Messergebnisse besser interpretieren zu können, wurde im Vorfeld zu den Untersuchungen eine Fehleranalyse der verfolgungswürdigsten eingestellten, messbaren Größen (z.B. Drehzahl, Last oder AGR-Rate...) und der gemessenen Ergebnisgrößen (z.B. Ruß-, Stickoxidemissionen oder Verbrauch...) durchgeführt, siehe auch Anhang 6.6. Mit der Fehleranalyse können Aussagen über die Genauigkeit sowie Reproduzierbarkeit dieser Größen gemacht werden. Dazu wurde ein Betriebspunkt insgesamt zehnmal nacheinander mit und ohne AGR zu unterschiedlichen Tageszeiten angefahren und die Stellgrößen sowie Messergebnisse analysiert. Als Kriterium für die Beurteilung dient der Variationskoeffizient v :

$$v = \frac{\sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}}{\bar{x}} \quad (\text{Gl. 3.4})$$

Dieser setzt die Standardabweichung ins Verhältnis zum statistischen Mittelwert \bar{x} einer Messreihe und gibt damit normiert die Streuung des Messwertes x_i um den arithmetischen Mittelwert \bar{x} in Prozent an.

Um Aussagen über die Genauigkeit bzw. Reproduzierbarkeit der Messergebnisse bzw. eingestellten Größen treffen zu können, werden zwei Variationskoeffizienten bestimmt:

- 1). Aus den Messwerten jeder einzelnen Messung wird ein Variationskoeffizient und im Anschluss daran das arithmetische Mittel der Koeffizienten bestimmt. Damit ergeben sich Aussagen über die Genauigkeit einer Messung.
- 2). Aus den Messwerten jeder einzelnen Messung wird das arithmetische Mittel und im Anschluss daran der Variationskoeffizient der Mittelwerte bestimmt. Damit können Aussagen über die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse getroffen werden.

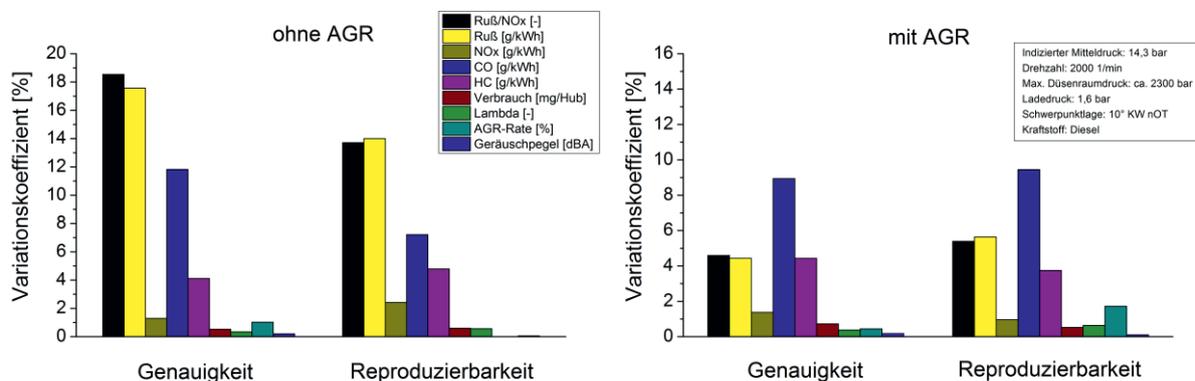


Abbildung 3.10: Variationskoeffizienten für unterschiedliche Messgrößen beim Motorbetrieb ohne und mit AGR



Deutlich sind aus **Abbildung 3.10** die hohen Variationskoeffizienten bei der Messung der Emissionen Ruß, Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoff zu entnehmen. Die hohen Koeffizienten bei der Ruß- und Kohlenwasserstoffmessung sind vor allem auf die sehr niedrigen Konzentrationen zurückzuführen. Vor allem bei der Rußmessung wird dies deutlich. Ohne AGR tritt in diesem Betriebspunkt fast kein Ruß auf, so dass geringste Abweichungen von einer Nullmessung schon zu hohen Variationskoeffizienten führen. Im Betrieb mit AGR reduziert sich der Variationskoeffizient bei der Reproduzierbarkeit auf nur noch ca. $v=5\%$, in Bezug auf die Genauigkeit auf nur $v=4\%$. Die Variationskoeffizienten der Kohlenmonoxidmessungen fallen dagegen mit und ohne AGR relativ hoch aus. Hier könnte die Empfindlichkeit des Messverfahrens im Hinblick auf geringe Veränderungen während der Gemischbildung und Verbrennung von Zyklus zu Zyklus eine mögliche Rolle spielen.

Neben diesen Emissionen fallen die Variationskoeffizienten der übrigen Messgrößen weitaus geringer aus. Die Diskussion der Variationskoeffizienten für die gestellten Größen sind dem Anhang 6.6 zu entnehmen. Für die im Folgenden diskutierten Messgrößen soll auf die Unterschiede, die innerhalb dieser Variationskoeffizienten liegen, nicht näher eingegangen werden.

4 Experimentelle Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der experimentellen Versuche vorgestellt. Dabei werden im ersten und zweiten Unterkapitel die Ergebnisse zu einem definierten Motorbetriebspunkt präsentiert. Ziel dabei ist es, den Einfluss eines hohen Einspritzdrucks auf die Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung der untersuchten alternativen Kraftstoffe systematisch zu untersuchen. Hierbei stehen die Ergebnisse der Motoruntersuchungen im Vordergrund der Diskussion, während die Ergebnisse aus den hydraulischen sowie Druckkammer-Untersuchungen zur Erklärung gefundener Phänomene dienen sollen. Neben den Motorergebnissen, die bei einem Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10 aufgenommen wurden, werden auch Ergebnisse von Motoruntersuchungen ohne AGR herangezogen, um den prinzipiellen Einfluss des Einspritzdrucks, vor allem auf die Emissionsbildung aufzuzeigen.

Neben den Untersuchungen mit einem festen Motorbetriebspunkt werden im dritten Teil dieses Kapitels die Ergebnisse zur Variation der Düsengeometrie, der Motorlast und -drehzahl sowie des Ladedrucks gezeigt. Damit soll das Potenzial zur Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen mit Hilfe eines hohen Einspritzdrucks und dem Einsatz von alternativen Kraftstoffen bezogen auf einen weiten Motorbetriebsbereich aufgezeigt werden.

4.1 Einfluss des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart auf die Ruß- und Stickoxidemissionen

Mit **Abbildung 4.1-links** wird deutlich, dass mit Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks eine Reduzierung der Emissionen für die hier untersuchten Kraftstoffe im Ruß/Stickoxidverhältnis von 1:10 erzielt werden kann.

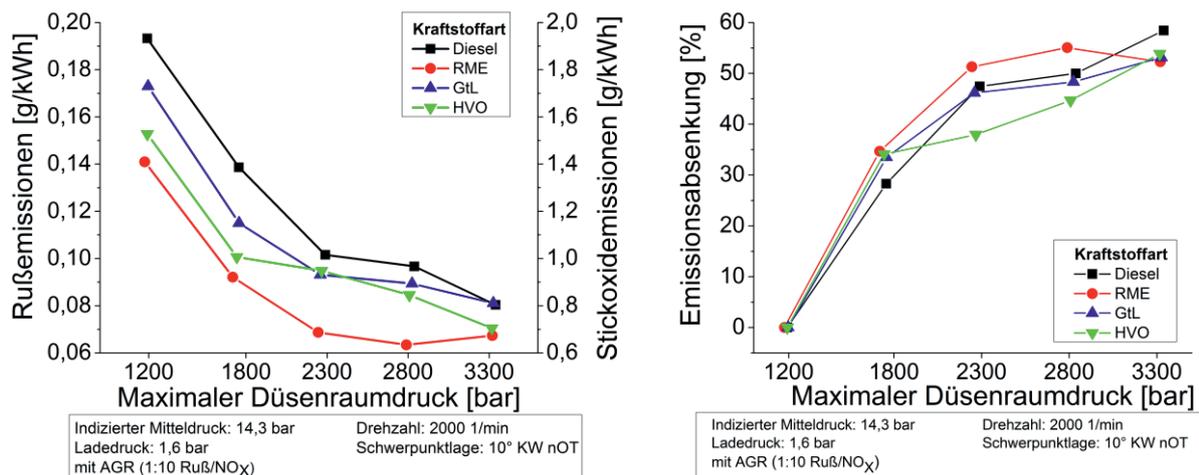


Abbildung 4.1: Links: Ruß- und Stickoxidemissionen bei Erhöhung des Einspritzdrucks im 1:10-Betrieb; Rechts: Prozentuale Emissionsabsenkung bei Variation der Kraftstoffart und des Einspritzdrucks

Ebenfalls zeigt diese Grafik, dass die Unterschiede in den absoluten Emissionsniveaus für RME und Diesel sich über der Einspritzdruckerhöhung kaum verändern. Mit RME sind über



die Druckerhöhung die niedrigsten Emissionen festzustellen, während mit Dieselkraftstoff die höchsten Emissionen detektiert werden. Die hoch zündwilligen Kraftstoffe GtL und HVO liegen zwischen den Emissionsniveaus der beiden Kraftstoffe mit den niedrigeren Cetanzahlen.

In **Abbildung 4.1-rechts** ist die prozentuale Emissionsabsenkung für die unterschiedlichen Kraftstoffe dargestellt. Dabei sind die stärksten Reduzierungen mit den ersten beiden Druckerhöhungen von $p_{Düse,max}=1200$ bar auf 1800 bar bzw. von $p_{Düse,max}=1800$ bar auf 2300 bar für die hier untersuchten Kraftstoffe detektierbar. Über einem Einspritzdruck von $p_{Düse,max}=2300$ bar können die Emissionen nicht mehr so stark reduziert werden, wie bei den ersten beiden Druckschritten.

Auch bilden sich bei einem Düsenraumdruck von über $p_{Düse,max}=1800$ bar unterschiedliche Tendenzen hinsichtlich der Emissionsabsenkung zwischen den Kraftstoffen aus. Der hohe Einspritzdruck wirkt sich bei den hoch zündwilligen Kraftstoffen und hier insbesondere bei HVO, zwischen 1800 und 2300 bar nicht ganz so stark auf eine Emissionsreduzierung aus wie mit Diesel und RME. Bei den sehr hohen maximalen Düsenraumdrücken wird mit HVO jedoch mit jedem Druckschritt eine verstärkte Emissionsabsenkung gegenüber den anderen Kraftstoffen detektiert. Auch kann mit GtL bei sehr hohen Düsenraumdrücken eine weniger starke Absenkung der Emissionen verglichen mit den übrigen Kraftstoffen festgestellt werden. Während mit Diesel und den hoch zündwilligen Kraftstoffen über 2800 bar noch eine Absenkung der Emissionen erzielt werden kann, wird mit RME sogar eine Emissionszunahme detektiert. Mit den hier untersuchten Kraftstoffen kann eine durchschnittliche Emissionsreduzierung von bis zu 55% über die Einspritzdruckerhöhung erzielt werden.

Neben der Senkung der Rußemissionen können aufgrund der zunehmenden AGR-Verträglichkeit mit steigendem Einspritzdruck auch die Stickoxidemissionen simultan reduziert werden. Der dabei zugrunde liegende Einfluss wird in **Abbildung 4.2-links** anhand der gemessenen AGR-Rate (bei einem Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10) für jeden einzelnen Kraftstoff deutlich.

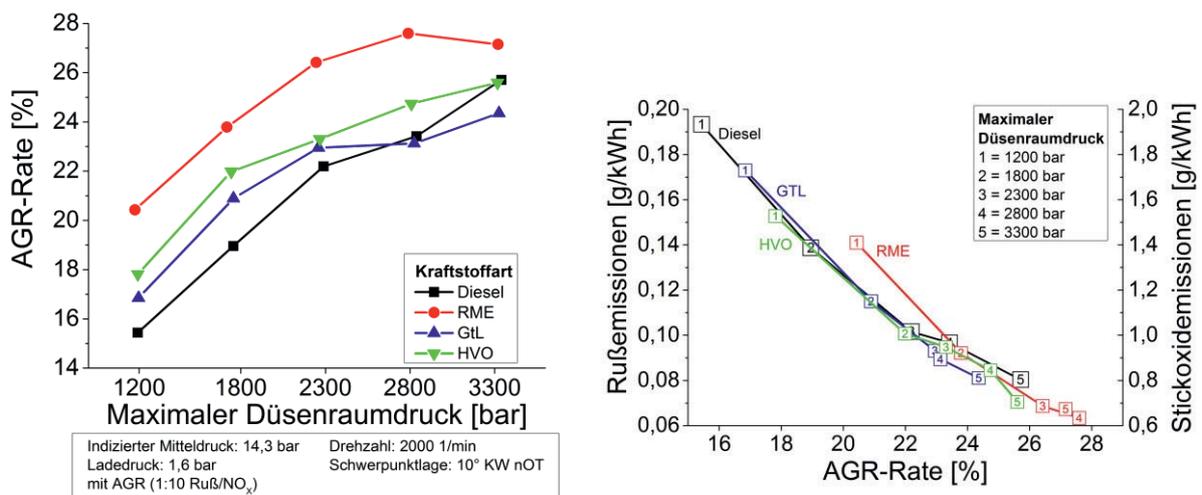


Abbildung 4.2: Links: AGR-Zunahme bei Erhöhung des Einspritzdruckes im 1:10-Betrieb; Rechts: Ruß- und Stickoxidemissionen bei Variation der AGR-Rate für unterschiedliche Kraftstoffe



Dabei ist eine Zunahme der AGR-Rate mit steigendem Einspritzdruck für jeden Kraftstoff zu erkennen. Der Vergleich dieses Bildes mit **Abbildung 4.1-links** zeigt die Abhängigkeit zwischen Senkung der Emissionen und Zunahme der AGR-Rate. Mit RME werden die geringsten Emissionen bei gleichzeitig höchsten AGR-Raten erreicht, während mit Dieselmotorkraftstoff die höchsten Emissionen bei niedrigsten AGR-Raten gemessen werden konnten. Somit kann an dieser Stelle schon festgestellt werden, dass die Höhe der AGR-Verträglichkeit maßgeblich die Senkung der Ruß- und Stickoxidemissionen beeinflusst und damit verantwortlich für das unterschiedliche Emissionsverhalten zwischen den Kraftstoffen ist. Dies ist in **Abbildung 4.2-rechts** noch einmal dargestellt, in dem anstatt des maximalen Düsenraumdrucks die gemessene AGR-Rate gegenüber den Emissionen aufgetragen wurde.

Deutlich zu erkennen ist hierbei, dass die Reduzierung der Emissionen bis zu einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar (Punkt 3) für die Kraftstoffe Diesel, GtL und HVO einen ähnlichen linearen Verlauf aufweisen und nur geringe absolute Unterschiede zwischen den Kurvenverläufen festzustellen sind. Ab $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar unterscheiden sich die Kurvenverläufe leicht voneinander. Mit RME ist an dieser Stelle vor allem bei niedrigen Düsenraumdrücken ein abweichendes Emissionsverhalten zu den übrigen Kraftstoffen in Abhängigkeit von der AGR-Rate detektierbar. Besonders fällt hierbei die weniger starke Zunahme der AGR-Verträglichkeit mit GtL über 2300 bar auf.

Mit der Auswertung der Emissionsuntersuchungen können an dieser Stelle Tendenzen bei der Erhöhung des Einspritzdruckes und unter Verwendung alternativer Kraftstoffe festgestellt werden:

- 1). Mit den Kraftstoffen werden bei gleichem Einspritzdruck unterschiedliche Emissionsniveaus erzielt, die mit zunehmendem Einspritzdruck erhalten bleiben und eine starke Abhängigkeit von der AGR-Verträglichkeit aufweisen.
- 2). Mit allen Kraftstoffen ist eine „Sättigung“ in der Emissionsreduzierung mit zunehmendem Einspritzdruck festzustellen, das bedeutet, dass die Emissionen mit zunehmendem Druck nur noch unterproportional reduziert werden bzw. sogar leicht zunehmen.
- 3). Über einen maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar wird ein unterschiedliches Emissionsverhalten zwischen den Kraftstoffen deutlich.

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels sollen anhand der Auswertung der Hydraulik- Spray- und Brennverfahrensuntersuchungen mögliche Ursachen für diese Tendenzen hergeleitet werden.

4.1.1 Hydraulische Untersuchungen

Im Folgenden werden die Ergebnisse zu den hydraulischen Untersuchungen diskutiert. Bei der Diskussion des Einflusses des maximalen Düsenraumdrucks werden dazu die elektrischen Ansteuerdauern des Injektors aus den Motoruntersuchungen herangezogen.

Um die hydraulischen Ergebnisse mit den Motorergebnissen vergleichen zu können, werden auch hier die Last und Drehzahl konstant gehalten, d.h. mit jeder Einspritzdruckerhöhung wird die Ansteuerdauer reduziert. Damit die hydraulischen Ergebnisse gezielt nur auf den Einfluss der Kraftstoffart ausgewertet werden können, wird für jede Kraftstoffart die gleiche Ansteuerdauer (Basis: Dieselmotorkraftstoff) bei gegebenem Einspritzdruck eingestellt. Aufgrund



einer besseren Übersichtlichkeit wird bei der Diskussion des Kraftstoffeinflusses nur der niedrigste und höchste Einspritzdruck dargestellt. Erwähnenswert hierbei ist, dass der Nadelhubverlauf nur bis zu einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=2800$ bar messtechnisch aufgenommen werden konnte.

Erwartungsgemäß steigt der maximal erreichbare Düsenraumdruck mit steigendem Raildruck an. Wie anhand **Tabelle 3.1** schon gezeigt wurde, nimmt jedoch die effektive Druckübersetzung mit steigendem Einspritzdruck von 2,17:1 (560 bar Raildruck) auf 2,03:1 (1660 bar Raildruck) leicht ab, da die Leckageverluste bei hohen Düsenraumdrücken aufgrund der Aufweitung der Dichtspalte zunehmen. Auch die Verkürzung der Ansteuerdauer mit steigendem Düsenraumdruck und die damit verbundenen Einschränkungen bei der Druckübersetzung könnten hierbei vor allem bei den hohen maximalen Düsenraumdrücken eine Rolle spielen und die effektive Druckübersetzung reduzieren.

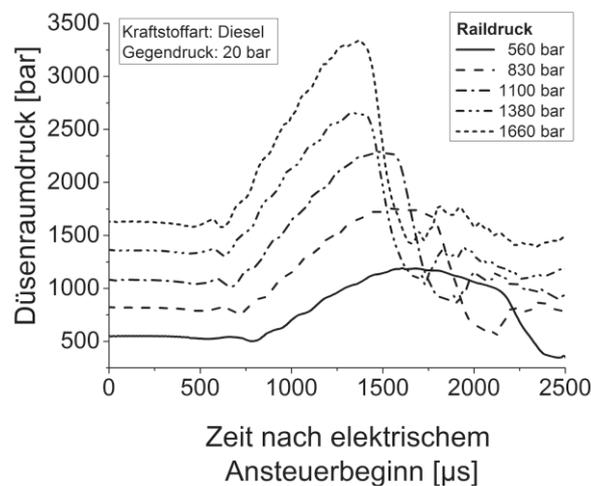


Abbildung 4.3: Düsenraumdruckverlauf bei Variation des Einspritzdrucks und Dieselkraftstoff, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck

Deutlich wird aus **Abbildung 4.3** die leichte Zunahme der Ansteuerdauer bei 1660 bar Raildruck gegenüber 1380 bar Raildruck. Dies lässt auf den Einfluss der Kavitation im Motorbetrieb schließen und soll im weiteren Verlauf der Arbeit diskutiert werden.

Es sind geringe Unterschiede im Düsenraumdruckverlauf bei Variation der Kraftstoffart und konstantem Einspritzdruck und Ansteuerdauer in **Abbildung 4.4** zu erkennen. Nur der hochviskose Kraftstoff RME weicht leicht bei dem niedrigen Einspritzdruck im **Abbildung 4.4-links** von den anderen Düsenraumdruckverläufen ab. Der etwas spätere Beginn des Druckaufbaus mit RME lässt sich durch die höhere Viskosität erklären. Dadurch fließt durch die Rücklaufdrossel, das 3/2-Wegeventil und die Steuerleitungen (siehe Anhang 6.1) der Kraftstoff weniger schnell ab und der Druckaufbau beginnt mit einer leichten Verzögerung. Dieser Einfluss ist bei einem hohen Raildruck und dementsprechend hohen Düsenraumdruck nicht mehr zu erkennen, siehe **Abbildung 4.4-rechts**. Dafür wirkt sich der hohe Druck in Kombination mit der hohen Viskosität von RME leicht verzögernd auf den Druckabbau im Düsenraum zum Ende der Einspritzung aus.

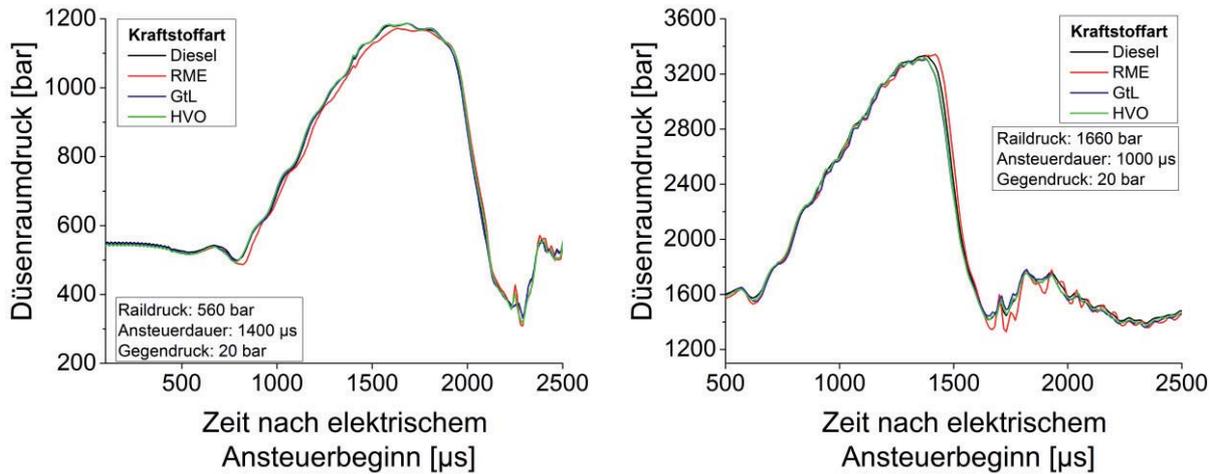


Abbildung 4.4: Links: Düsensraumdruckverlauf bei Variation der Kraftstoffart für einen niedrigen Einspritzdruck; Rechts: Düsensraumdruckverlauf bei Variation der Kraftstoffart für einen hohen Einspritzdruck

Auch die ansteigende Flanke des Nadelhubverlaufs nimmt erwartungsgemäß mit zunehmendem Düsensraumdruck stärker zu, siehe **Abbildung 4.5-links**. Der maximale Nadelhub wird dabei nicht direkt am Ende der Hubphase erreicht, sondern verzögert sich um eine kurze Verweildauer.

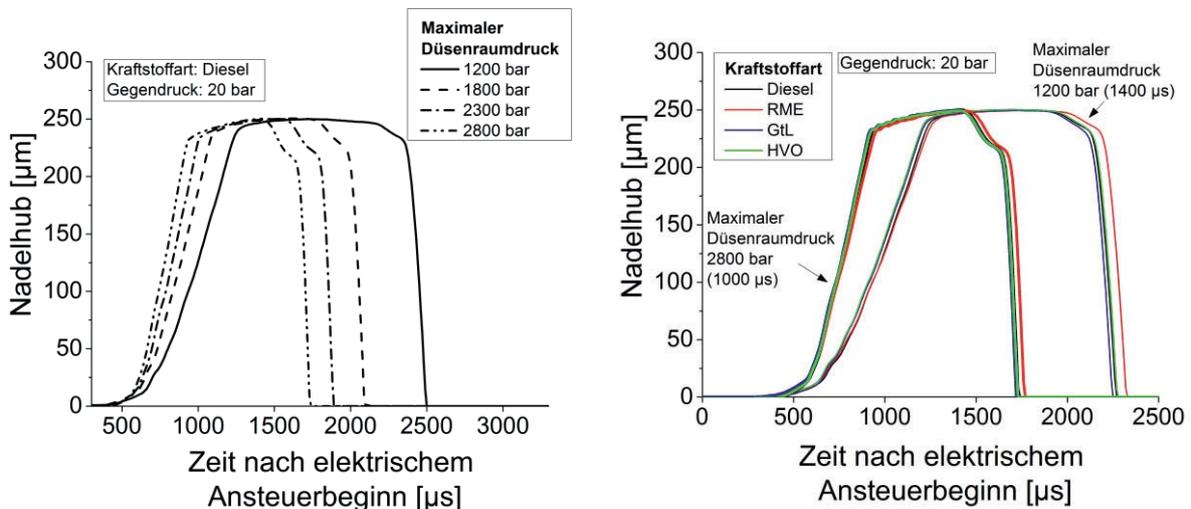


Abbildung 4.5: Links: Nadelhubverlauf bei Variation des Einspritzdrucks, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Nadelhubverlauf bei Variation der Kraftstoffart und für zwei unterschiedliche Einspritzdrücke

Diese Phase zwischen Ende der ansteigenden Flanke der Nadelhubbewegung und dem Erreichen des maximalen Nadelhubs wirkt sich mit zunehmendem Einspritzdruck stärker aus, siehe **Abbildung 4.5-links**. Aufgrund der kürzeren Einspritzphase mit zunehmendem Düsensraumdruck wird der maximale Nadelhub bei sehr hohen Drücken erst am Ende der Einspritzung erreicht. Eine mögliche Erklärung könnte hierbei die Dämpferdrossel (siehe Anhang 6.1) bieten. Bei sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten kann der Kraftstoff nicht schnell genug über die Dämpferdrossel abfließen und der Nadelhub wird kurz vor dem Erreichen des Maximums dadurch abgebremst. In diesem Zusammenhang wird auch deutlich,



dass die Zeit, in der die Düse komplett geöffnet ist, mit zunehmendem Druck und dementsprechend verkürzter Ansteuerdauer, sich immer stärker verkürzt. Auch bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse, max}}=2800$ bar ist die Düse noch komplett geöffnet.

Der Vergleich der Nadelhubverläufe der Kraftstoffe untereinander für einen niedrigen und einen extrem hohen Einspritzdruck, siehe **Abbildung 4.5-rechts**, zeigt analog zu den Düsenraumdruckuntersuchungen geringfügige Unterschiede zwischen den Kraftstoffen. Nur ein Unterschied des RME gegenüber den anderen Kraftstoffen ist zu erkennen. Das verzögerte Öffnen der Nadel bzw. Erreichen des maximalen Nadelhubs sowie das verspätete Schließen der Nadel mit RME wird hierbei deutlich. Da sich das späte Nadelschließen bei einem niedrigen und hohen Einspritzdruck einstellt, kann dieser Effekt nicht alleine über den Düsenraumdruck beschrieben werden. Hier spielt die hohe Viskosität des Kraftstoffes wieder eine Rolle. Das nicht so starke Abfließen des RME über die Dichtspalte im Vergleich zu Diesekraftstoff, und das verzögerte Befüllen des düsenrückseitigen Steuerraums über die Fülldrossel führt zu einer längeren Öffnungsphase der Düsenadel. Auch wird in diesem Zusammenhang deutlich, dass sich mit zunehmendem Einspritzdruck der Unterschied im Nadelschließverhalten zwischen RME und den anderen Kraftstoffen aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeiten reduziert.

Neben dem Nadelschließverhalten kann bei RME auch eine leichte Verzögerung der Öffnung der Düsenadel, vorwiegend beim niedrigen Raildruck, festgestellt werden. Dies lässt sich auf der einen Seite durch den etwas niedrigeren Düsenraumdruck mit RME bei diesem Raildruckniveau zurückführen, siehe **Abbildung 4.4-links**. Andererseits führt das verzögerte Abfließen des Kraftstoffes über die Dämpferdrossel zu einer zusätzlichen Verzögerung der Nadelhubbewegung kurz vor dem oberen Anschlag.

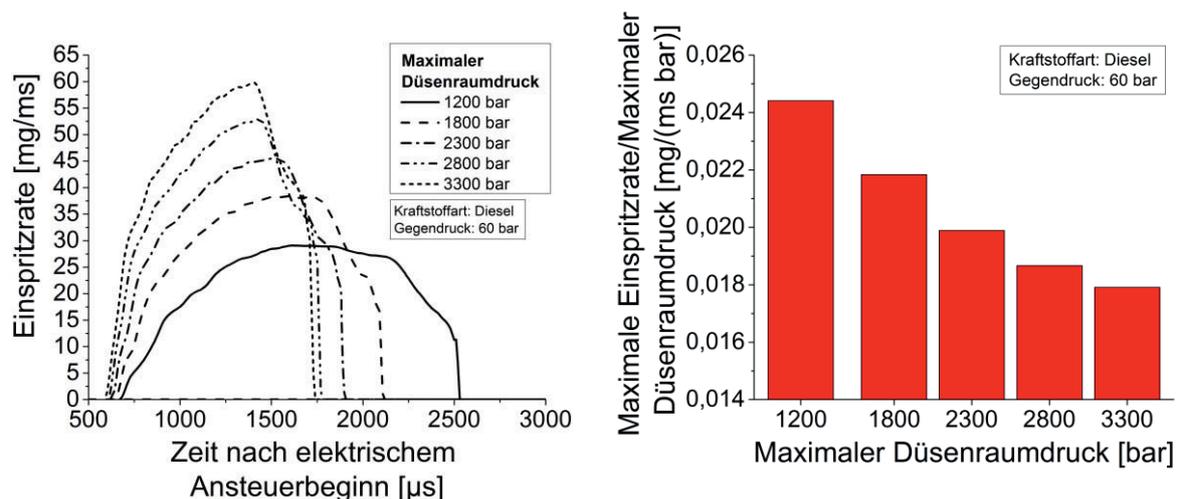


Abbildung 4.6: Links: Einspritzratenverlauf bei Variation des Einspritzdrucks, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Maximale Einspritzrate bezogen auf den maximalen Düsenraumdruck

Mit zunehmendem Düsenraumdruck ist eine Zunahme der maximalen Einspritzrate, wie in **Abbildung 4.6-links** dargestellt, zu erwarten. Nach Bernoulli nimmt jedoch aufgrund des Wurzelausdrucks in Gleichung 2.1 die Strömungsgeschwindigkeit nur unterproportional mit dem maximalen Düsenraumdruck zu. Das Verhältnis aus maximaler Einspritzrate und



maximalen Düsenraumdruck sinkt somit mit steigendem Einspritzdruck, siehe **Abbildung 4.6-rechts**. Dies ist auch der Grund für die nicht proportionale Abnahme der Ansteuerdauer im Vergleich zum zunehmenden Einspritzdruck, siehe **Abbildung 4.6-links**.

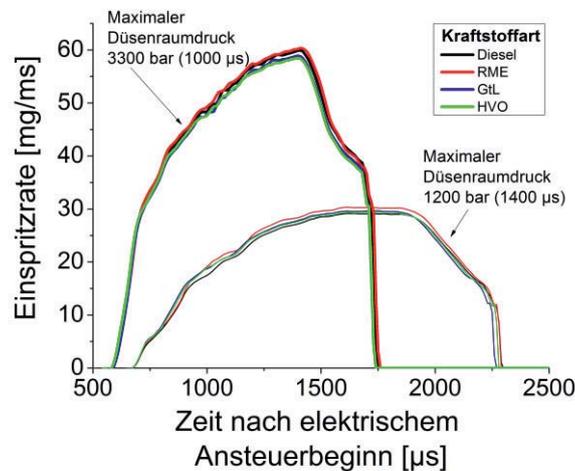


Abbildung 4.7: Einspritzratenverlauf bei Variation der Kraftstoffart und für zwei unterschiedliche Einspritzdrücke

Der Vergleich der Einspritzraten zwischen den Kraftstoffarten ist in **Abbildung 4.7** dargestellt. Auch hier sind wieder nur leichte Unterschiede zwischen den Kraftstoffen feststellbar. Auffallend ist hierbei, dass die Unterschiede im Düsenraumdruck- und Nadelhubverlauf mit RME gegenüber Dieselkraftstoff bei niedrigen Einspritzdrücken zu Beginn und während der Nadelöffnung in der Einspritzrate dagegen nicht mehr zu erkennen sind.

Vor allem im Bereich der maximalen Einspritzrate ist eine leicht erhöhte Einspritzrate mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen beim niedrigen Einspritzdruck zu erkennen, siehe auch **Abbildung 4.8-links**.

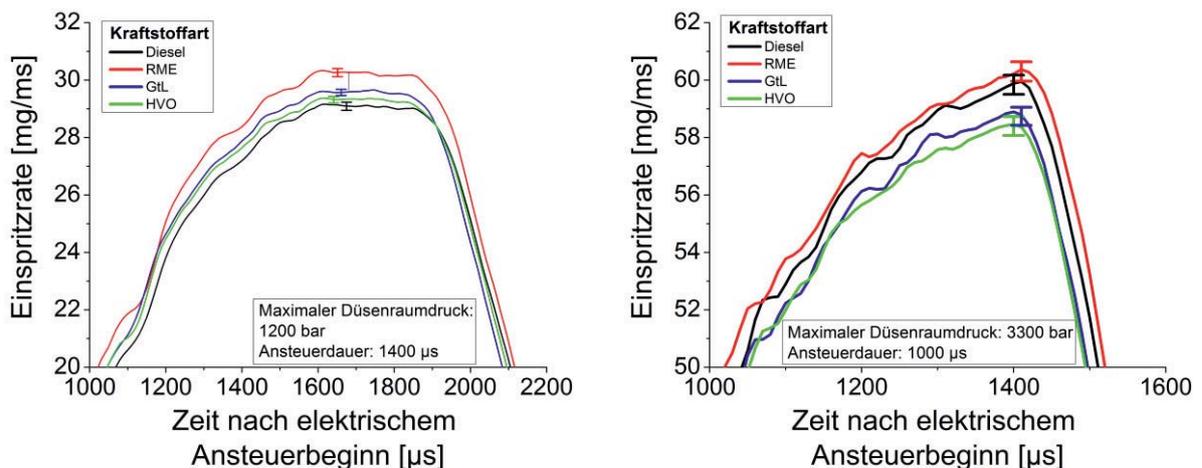


Abbildung 4.8: Links: Vergrößerter Bereich der Einspritzratenverläufe bei Variation der Kraftstoffart für einen maximalen Einspritzdruck von $p_{\text{Düse,max}} = 1200 \text{ bar}$, Rechts: Vergrößerter Bereich der Einspritzratenverläufe bei Variation der Kraftstoffart für einen maximalen Einspritzdruck von $p_{\text{Düse,max}} = 3300 \text{ bar}$



Anhand der Vertrauensbereiche in **Abbildung 4.8-links** ist der Unterschied zwischen den maximalen Einspritzraten für RME einerseits und den maximalen Raten der übrigen Kraftstoffe, die hierbei sehr eng nebeneinander liegen, auf der anderen Seite zu erkennen. Die erhöhte Einspritzrate mit RME wird auch durch die Literatur bestätigt, siehe [Pre02] und [Des09]. Da der Düsenraumdruck- und auch der Nadelhubverlauf als Ursache für die erhöhte maximale Rate mit RME ausgeschlossen werden können, müssen andere Größen hierauf Einfluss nehmen. Die höhere Dichte sowie die Oberflächenspannung des RME werden durch die Software bzw. das jeweilig hinterlegte Schallgeschwindigkeitsfeld berechnet und beeinflussen die Einspritzrate demnach nicht, siehe [Deg11]. Damit kann auch hier wieder die höhere Viskosität des RME als Ursache für die höhere Einspritzrate herangezogen werden. Die geringere Leckage über die Dichtspalte führt zu einem verstärkten Durchfluss des Kraftstoffes über die Düsenlöcher und somit zu der erhöhten maximalen Einspritzrate.

Deutlich wird auch mit dem Vergleich in **Abbildung 4.8-rechts**, dass mit höherem Einspritzdruck der Unterschied in der maximalen Einspritzrate zwischen RME und Diesekraftstoff abnimmt. Der Vergleich beider Abbildungen zeigt zudem eine stärkere Zunahme der Rate mit RME und insbesondere Diesekraftstoff im Vergleich zu GtL und HVO. In **Abbildung 6.7.1** (Anhang 6.7) ist dazu die maximale Einspritzrate bei Variation des Einspritzdrucks und den aus den Motoruntersuchungen verwendeten Ansteuerdauern dargestellt. Die Kurven schneiden sich bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar, wodurch der Einfluss der Einspritzdrucks und der Kraftstoffart auf die maximale Einspritzrate einfacher abgelesen werden kann. Die maximale Einspritzrate steigt dabei für die Kraftstoffe Diesel und RME stärker mit der Druckerhöhung gegenüber den hochzündwilligen Kraftstoffen GtL und HVO. Dies lässt auf eine stärkere Kavitationsneigung bei dem Einsatz von GtL und HVO schließen, die bei gleicher Ansteuerdauer dementsprechend zu einer Reduzierung der eingespritzten Masse führt. Anhand Gleichung 2.3 wird deutlich, dass die Kavitationsneigung mit zunehmendem Dampfdruck des Fluids zunimmt. Der Dampfdruck steht in einem direkten Zusammenhang zur Molekülstruktur. Kleine und leichte Moleküle haben einen höheren Dampfdruck als große und schwere Moleküle, [NN07]. Da die hier untersuchten Kraftstoffe aus einer Vielzahl von unterschiedlichen Kohlenwasserstoffen bestehen, kann somit keine Aussage zur Höhe des Dampfdruckes gemacht werden. Aus dem Kohlenwasserstoffverhältnis, das für Diesel und RME höher ist als für die hochzündwilligen Kraftstoffe HVO und GtL, siehe **Tabelle 2.3**, kann jedoch indirekt auf einen höheren Dampfdruck mit diesen Kraftstoffen geschlossen werden. Dieser kann wiederum zu der stärkeren Kavitationsneigung führen.

Die maximale Einspritzrate ist ausschlaggebend für die Gesamtmenge. Dieser Einfluss wird auch in **Abbildung 4.9** anhand des Einspritzmengenkennfeldes deutlich.

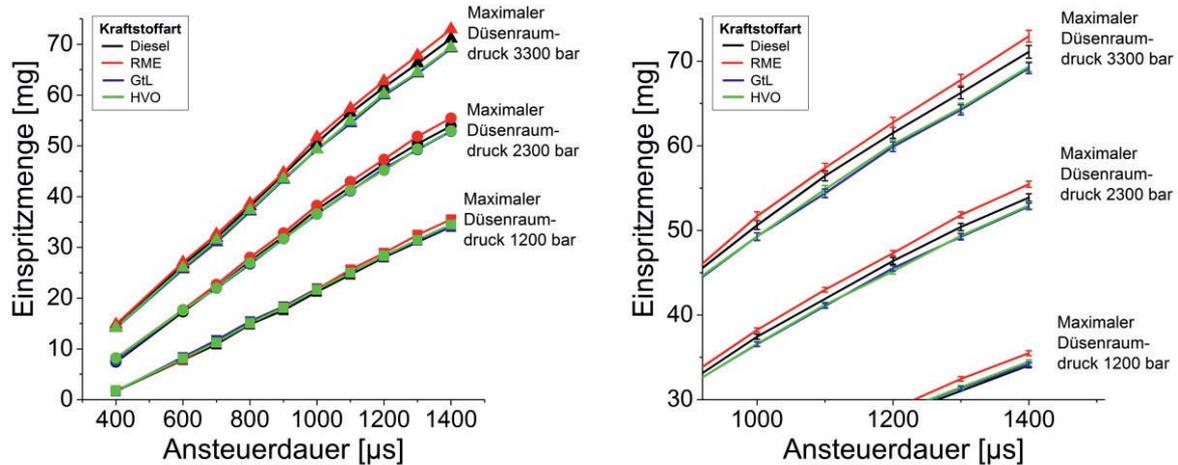


Abbildung 4.9: Links: Einspritzmenge bei Variation der Kraftstoffart und Ansteuerdauer für drei verschiedene Einspritzdrücke; Rechts: Einspritzmenge bei Variation der Kraftstoffart, vergrößert im Bereich hoher Einspritzdrücke und Ansteuerdauern

Da mit der Ansteuerdauer der maximale Düsenraumdruck steigt, siehe **Abbildung 3.3**, sind vor allem bei den hohen Ansteuerzeiten Unterschiede in der Gesamteinspritzmenge zwischen RME und Diesel einerseits und GtL und HVO auf der anderen Seite, siehe **Abbildung 4.9-rechts**, zu erkennen. Die dreifache Standardabweichungen der Messergebnisse sind dabei als Fehlerbalken eingezeichnet. Während bei 1200 bar und der höchsten Ansteuerdauer mit GtL und HVO eine höhere Einspritzmenge gegenüber Diesel festgestellt wird, kann bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse}}=3300$ bar mit Diesel eine um ca. 2 mg höhere Menge gegenüber den hoch zündwilligen Kraftstoffen detektiert werden.

Resümee zu den hydraulischen Untersuchungen

Mit den Ergebnissen aus den hydraulischen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass die Einbringung des Kraftstoffes bei sehr hohen Einspritzdrücken beschleunigt erfolgt. Die effektive Druckübersetzung des Einspritzventils sinkt dabei mit zunehmendem Düsenraumdruck, da die Aufweitung der Dichtspalte zu höherer Leckage führt.

Erwartungsgemäß wirkt sich der Einspritzdruck stärker auf die hydraulischen Vorgänge im Injektor aus als die Kraftstoffeigenschaft. Der Düsenraumdruckverlauf verändert sich durch die Kraftstoffart geringfügig. Mit RME kann eine Verspätung des Druckauf- und -abbaus aufgrund der höheren Viskosität dieses Kraftstoffes festgestellt werden. Dies führt ebenfalls zu einem verspäteten Öffnen und einer etwas längeren Öffnungsphase der Nadel beim Betrieb mit diesem Kraftstoff. Durch die Erhöhung des Einspritzdrucks werden diese Effekte reduziert. Auch ist eine leicht höhere maximale Rate mit RME detektierbar, da aufgrund der höheren Viskosität, der Kraftstoff verstärkt über die Düsenlöcher und weniger durch die Dichtspalte abfließt.

Schließlich wird mit GtL und HVO bei zunehmendem Einspritzdruck und hoher Ansteuerdauer eine weniger starke Zunahme der maximalen Einspritzrate und Einspritzmenge erfasst als mit RME und Dieselkraftstoff. Dies lässt auf eine etwas stärkere Kavitationsneigung mit den hoch zündwilligen Kraftstoffen schließen.



Da ein weitgehend ähnlich hydraulisches Verhalten bei den Kraftstoffen feststellbar ist, kann damit das unterschiedliche Emissionsniveau nicht beschrieben werden. Auch die Sättigung der Emissionsabsenkung bei sehr hohen Einspritzdrücken ist mit den Ergebnissen der hydraulischen Untersuchungen allein nicht zu erklären.

4.1.2 Makroskopische Sprayanalyse

Zur Analyse der makroskopischen Sprayentwicklung ist in **Abbildung 4.10** die Penetration, also die maximale Ausdehnung des Sprays in axialer Richtung dargestellt.

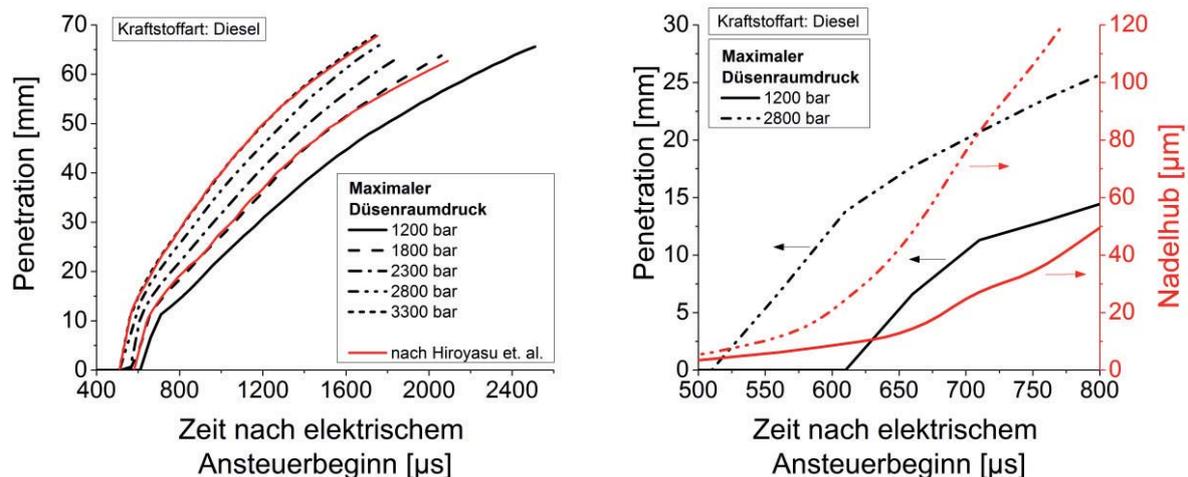


Abbildung 4.10: Links: Penetrationsverlauf für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Ausschnitt des Penetrations- und Nadelhubverlaufs für zwei unterschiedliche Einspritzdrücke, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck

Neben der gemessenen Penetration sind auch die berechneten Penetrationsverläufe nach Hiroyasu (Gleichung 2.12-2.14) für einen maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=1800$ bar und 3300 bar eingezeichnet. Dabei wurden diese Penetrationsverläufe aus dem gemessenen Düsenraumdruck und einem mittleren Kammerdruck berechnet.

Vor allem bei dem hohen Einspritzdruck ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem berechneten und gemessenen Penetrationsverlauf. Gut zu erkennen ist der frühere Einspritzbeginn aufgrund der schnelleren Öffnung der Düsenadel mit zunehmendem Einspritzdruck. Dabei fällt auf, dass der lineare Verlauf der Penetration, der dem primären Strahlaufbruch zugeordnet wird, bei niedrigen Düsenraumdrücken deutlich ausgeprägter erscheint und eine Unstetigkeit zum folgenden Penetrationsverlauf dadurch entsteht. Mit zunehmendem Einspritzdruck ist der Übergang vom linearen zum anschließenden Penetrationsverlauf gleichmäßiger. Dies ist vor allem auf die Nadelsitzdrosselung zurückzuführen. Hierbei wird aufgrund der hohen Drosselverluste die Strömung in der Düse stark abgebremst und die Kraftstofftropfen werden mit einer sehr niedrigen kinetischen Energie in den Brennraum eingebracht. In **Abbildung 4.10-rechts** ist die Öffnung der Düsenadel der Penetration gegenübergestellt. Deutlich zu erkennen ist die schnellere Öffnung der Nadel mit einem hohen Einspritzdruck gegenüber einem niedrigen und die sich daraus ableitende kürzere Phase der Nadelsitzdrosselung.



Der Vergleich der Penetrationen für die unterschiedlichen Einspritzdrücke zeigt, dass sich mit zunehmendem Düsenraumdruck die maximale Ausdehnung des Sprays nicht proportional zur Erhöhung des Einspritzdrucks verhält. Auch hier spielt die Ausflussformel nach Bernoulli (Gleichung 2.1) wieder eine Rolle. Die Steigerung des Düsenraumdruckes bewirkt eine unterproportionale Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit im Düsenloch aufgrund des Wurzelausdrucks in Gleichung 2.1. Weiterhin wird durch den höheren Druck die Zerstäubungsgüte aufgrund der zunehmenden Turbulenz im Spray erhöht und der Anteil radialer Geschwindigkeitskomponenten der Tropfen erhöht sich mit zunehmendem Düsenraumdruck.

Deutlich wird auch anhand des Vergleichs zwischen **Abbildung 4.3** und **Abbildung 4.10-links**, dass die Penetration nach der zeitlichen Überschreitung des maximalen Düsenraumdrucks während der Einspritzung aufgrund der fehlenden kinetischen Energie leicht abnimmt. Dies ist vor allem bei einem niedrigen Einspritzdruckniveau zu erkennen, während bei den hohen Düsenraumdrücken aufgrund der schnellen Nadelschließphase die Penetration nur geringfügig beeinflusst wird.

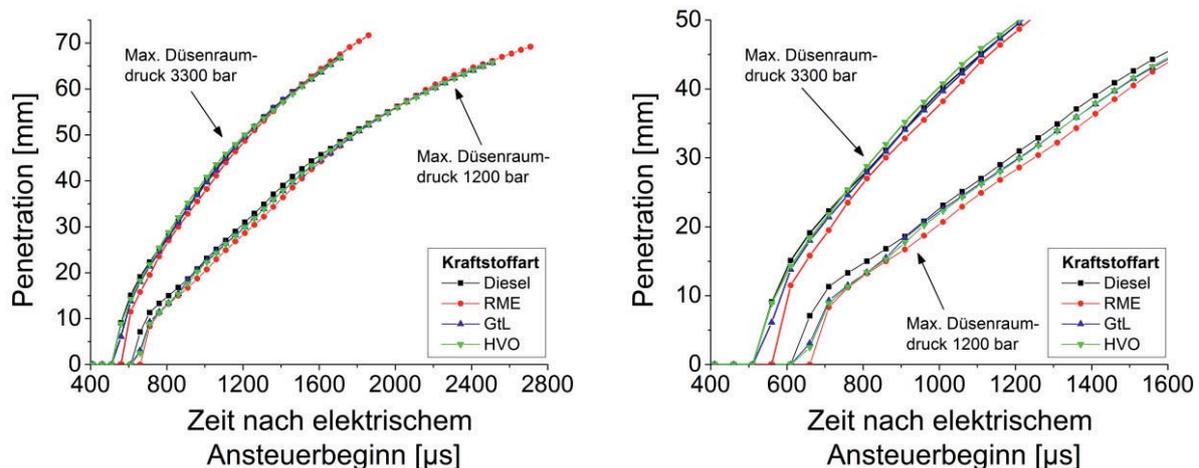


Abbildung 4.11: Links: Penetrationsverlauf bei Variation der Kraftstoffart und für zwei unterschiedliche Einspritzdrücke, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Bereich des Penetrationsverlaufs vergrößert zu Beginn der Einspritzung

Der Vergleich der Penetrationsverläufe zwischen den Kraftstoffen für einen niedrigen und einen sehr hohen Düsenraumdruck zeigt leichte Unterschiede. Zu Beginn der Einspritzung, siehe **Abbildung 4.11-rechts**, ist vor allem bei RME eine geringere Penetration zu Beginn und in der ersten Hälfte der Einspritzung zu verzeichnen. Die leicht verspätet detektierte Penetration lässt sich auf das verzögerte Öffnungsverhalten sowie dem späteren Erreichen des maximalen Nadelhubs zurückführen, siehe Kapitel 4.1.1.

Die geringere Penetration mit RME wird jedoch schnell wieder kompensiert und in der zweiten Hälfte der Einspritzung bis zum Einspritzende liegt bei beiden Einspritzdrücken sogar eine leicht höhere Penetration mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen vor. Die stärkere Zunahme der Penetration mit RME lässt sich einerseits auf die leicht höhere maximale Einspritzrate mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen zurückführen, siehe Kapitel 4.1.1. Aber auch die größeren Tropfen aufgrund der höheren Viskosität und Oberflächenspannung



des Kraftstoffes (siehe Kapitel 4.1.3), die dementsprechend eine höhere kinetische Energie erfahren und somit weiter fliegen, führen zu einer stärkeren Penetration mit RME, siehe auch [Des09].

Abbildung 4.12 zeigt den zeitlichen Verlauf des Spraywinkels für Dieselkraftstoff mit zunehmendem Düsenraumdruck. Hierbei fällt das frühere Detektieren des Spraywinkels mit zunehmendem Einspritzdruck auf. Aus der **Abbildung 4.12-rechts** wird das Verhalten des Spraywinkels in Abhängigkeit vom Düsenraumdruck deutlich. Bei geringen Einspritzdrücken liegt zu Beginn der Einspritzung ein großer Spraywinkel vor, der im weiteren Verlauf der Einspritzung abnimmt. Im Bereich der hohen Einspritzdrücke hingegen liegt zu Beginn ein kleinerer Winkel vor, der mit zunehmendem Druck weiter ansteigt.

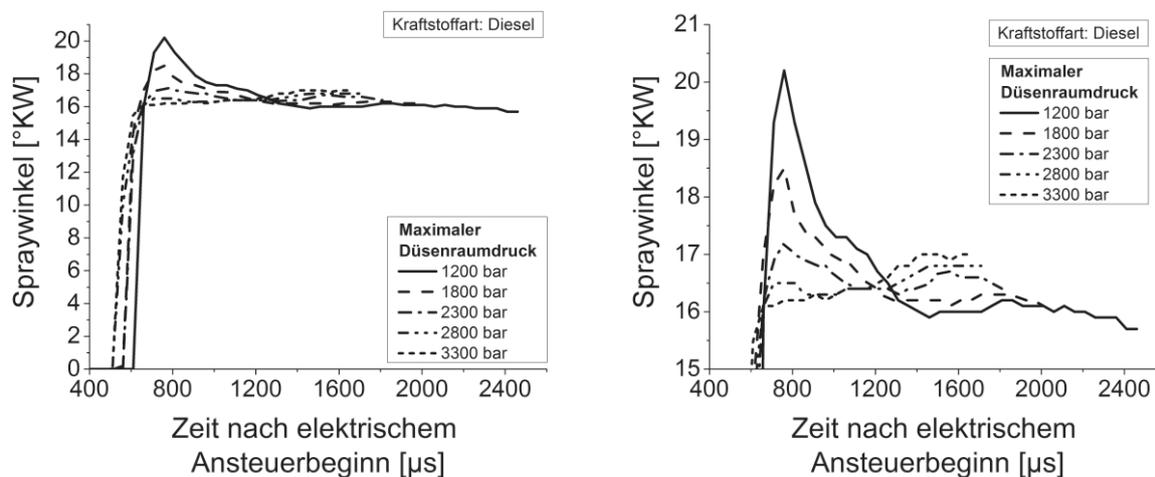


Abbildung 4.12: Links: Spraywinkelverlauf bei Variation des Einspritzdrucks, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Vergrößerter Bereich des Spraywinkelverlaufs

Durch die Gegenüberstellung des Nadelhub- bzw. Düsenraumdruckverlaufs mit dem zeitlichen Verlauf des Spraywinkels, siehe **Abbildung 4.13** kann dieser Effekt erklärt werden. Aus **Abbildung 4.13-links** ist anhand des Nadelhubverlaufs deutlich zu erkennen, dass der große Spraywinkel bei geringen Einspritzdrücken während der Nadelsitzdrosselphase vorliegt. Bis zum Erreichen des maximalen Nadelhubs reduziert sich der Spraywinkel zunehmend. Aufgrund der Sitzdrosselung wird dem Fluid im Düsenloch die kinetische Energie entzogen und die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes am Düsenlochaustritt sinkt stark. Die flüssigen Kraftstofftropfen treffen dabei mit niedriger Geschwindigkeit auf das ruhende Gas. Hierbei werden sie stark abgebremst und dringen nicht weit genug in die Gasatmosphäre ein. Die folgenden schnellen Tropfen bewirken beim Auftreffen auf die langsameren Tropfen eine radiale Bewegung nach außen, was mit einer Zunahme des Spraywinkels einhergeht.

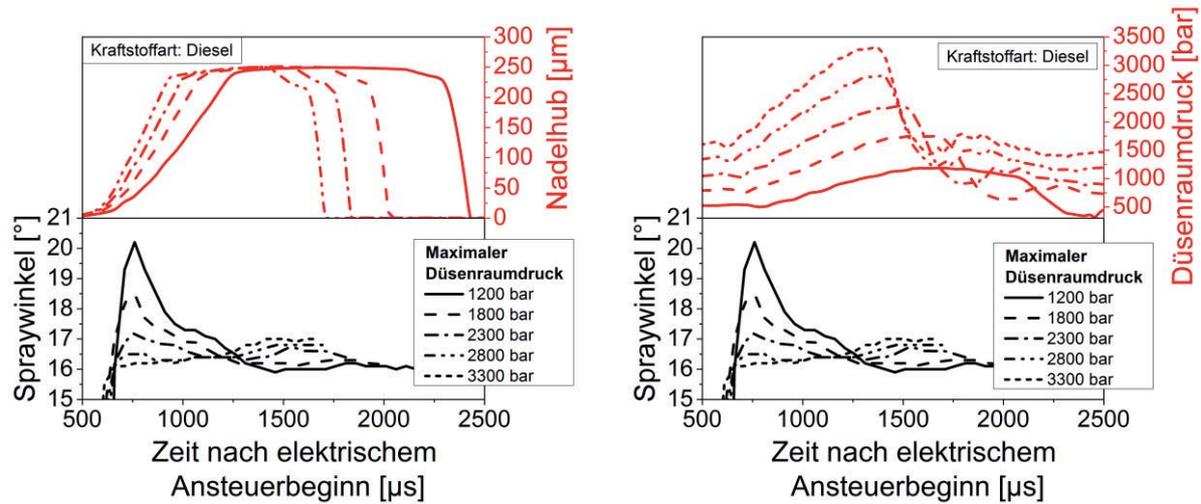


Abbildung 4.13: Links: Spraywinkel- und Nadelhubverlauf bei Variation des Einspritzdrucks, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Spraywinkel- und Düsenraumdruckverlauf bei Variation des Einspritzdrucks, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck

Mit Erhöhung des Einspritzdrucks nimmt die kinetische Energie der Strömung im Düsenloch zu und durch die beschleunigte Öffnung der Düse wird der Düsenlochquerschnitt schneller freigegeben. Beides zusammen führt zu einer höheren Austrittsgeschwindigkeit am Düsenloch bzw. der in den Brennraum eindringenden Kraftstofftropfen. Diese erfahren infolge der ruhenden Gasatmosphäre wiederum eine Verzögerung aufgrund von Reibung, dringen jedoch wegen ihrer höheren kinetischen Energie in die Gasatmosphäre weiter ein, siehe **Abbildung 4.10-links**. Dadurch wird mehr Raum für die folgenden Tropfen geschaffen und es kommt zu keiner Erhöhung des Spraywinkels.

Die Zunahme des Spraywinkels während der Einspritzung bei hohen Düsenraumdrücken lässt sich mit der **Abbildung 4.13-rechts** erklären. Hierbei wird deutlich, dass vor allem während des Düsenraumdruckaufbaus und hier speziell im Bereich der maximalen Düsenraumdrücke eine Zunahme des Spraywinkels detektiert wird. Dies könnte nach [Lei08] ein Indiz für Kavitation sein. Die Strömung verhält sich dabei wie in einem Diffusor aufgrund der Totwassergebiete im Bereich der Düseneinlaufkante. Die leicht nach außen wirkenden Geschwindigkeitskomponenten bewirken dabei eine Vergrößerung des Spraywinkels.

Ein großer Spraywinkel wird vor allem mit dem hochviskosen Kraftstoff RME zu Beginn und in der ersten Hälfte der Einspritzung festgestellt, siehe **Abbildung 4.14-links**:

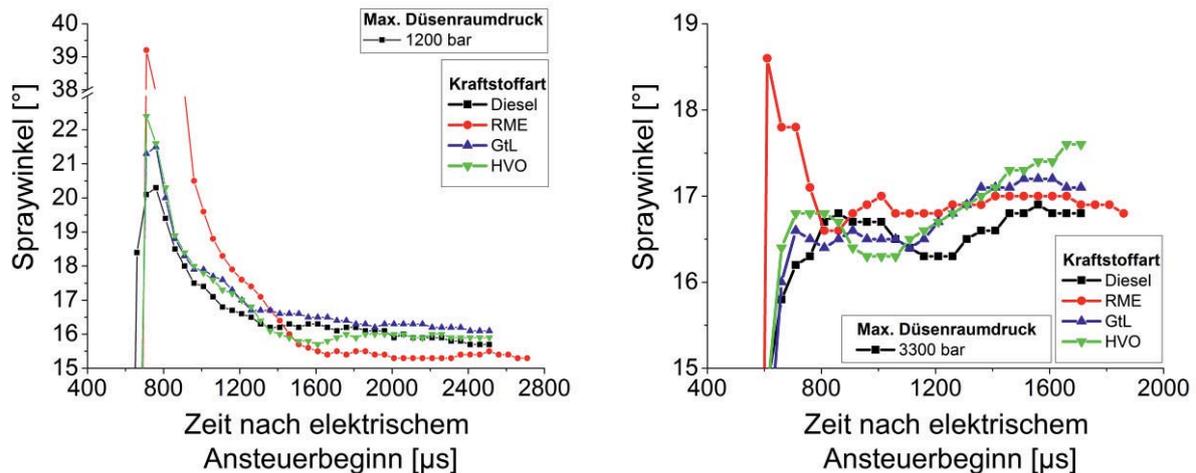


Abbildung 4.14: Links: Spraywinkelverlaufs bei Variation der Kraftstoffart für einen niedrigen Einspritzdruck, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Spraywinkelverlauf bei Variation der Kraftstoffart für einen hohen Einspritzdruck, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck

Hierbei wirken sich die charakteristischen Eigenschaften des Kraftstoffes, insbesondere die Viskosität, auf den Sprayaufbruch und damit auch auf den Spraywinkel während der Nadelsitzdrosselphase (vgl. **Abbildung 4.5**) aus. Es ist in der Phase der Nadelsitzdrosselung mit RME davon auszugehen, dass der Kraftstoff im Düsenloch aufgrund der hohen Viskosität stärker verzögert wird im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen. Aufgrund der geringeren Austrittsgeschwindigkeit bewegen sich die Tropfen des RME nicht weit von der Düse weg. Dies spiegelt auch die geringe Penetration zu Beginn der Einspritzung mit RME wider, siehe **Abbildung 4.11-links**. Die nachfolgenden Tropfen treffen verstärkt auf diese langsamen Tropfen und führen zu einer stärkeren radialen Bewegung der Tropfen mit RME in Richtung Sprayrand und somit zu den hohen Spraywinkeln zu Beginn der Einspritzung. Eine Steigerung des Düsenraumdrucks und eine damit verbundene Verkürzung der Nadelsitzdrosselphase führen bei RME zu einer intensiven Reduzierung der Spraywinkel zu Beginn der Einspritzung, der jedoch immer noch deutlich höher im Vergleich zu den restlichen Kraftstoffen ausfällt.

Mit zunehmender Einspritzzeit, siehe **Abbildung 4.14**, reduziert sich der Spraywinkel mit RME stark. Dies ist auf die größeren und damit auch schwereren Tropfen (hohe Viskosität und Oberflächenspannung) mit RME zurückzuführen. Dadurch weisen die Tropfen eine hohe axiale, aber niedrige radiale Geschwindigkeitskomponente während ihrer Flugzeit auf, wie in **Abbildung 4.14** anhand der Penetration gezeigt, und ein schlankeres Spray bildet sich aus. Dies wird durch die Literatur bestätigt, siehe [Des09]. Mit steigendem Einspritzdruck und den damit verbundenen höheren Geschwindigkeiten ist dieser Einfluss, wie anhand **Abbildung 4.14-rechts** zu sehen, nicht mehr zu erkennen. Der kleine Spraywinkel mit RME bei dem niedrigen Einspritzdruck und ab 1600 μs bis zum Spritzende erhöht sich beim hohen Düsenraumdruck stärker im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen.

Während bei niedrigen Einspritzdrücken der Spraywinkel mit zunehmender Einspritzzeit reduziert wird, steigt bei hohen Einspritzdrücken für die hier betrachteten Kraftstoffe dieser bis zum Einspritzende leicht an, so dass sich am Ende der Einspritzung im Mittel für alle



Kraftstoffe ein um ca. $1,5^\circ$ größerer Spraywinkel mit dem höheren Einspritzdruck ausbildet. Deutlich wird in diesem Zusammenhang auch die starke Zunahme der Spraywinkel bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar mit GtL und HVO während des Erreichens des maximalen Düsenraumdrucks bis zum Einspritzende. Dies bestätigt die Annahme der stärker ausgebildeten Kavitation mit GtL und vor allem HVO, siehe Kapitel 4.1.1.

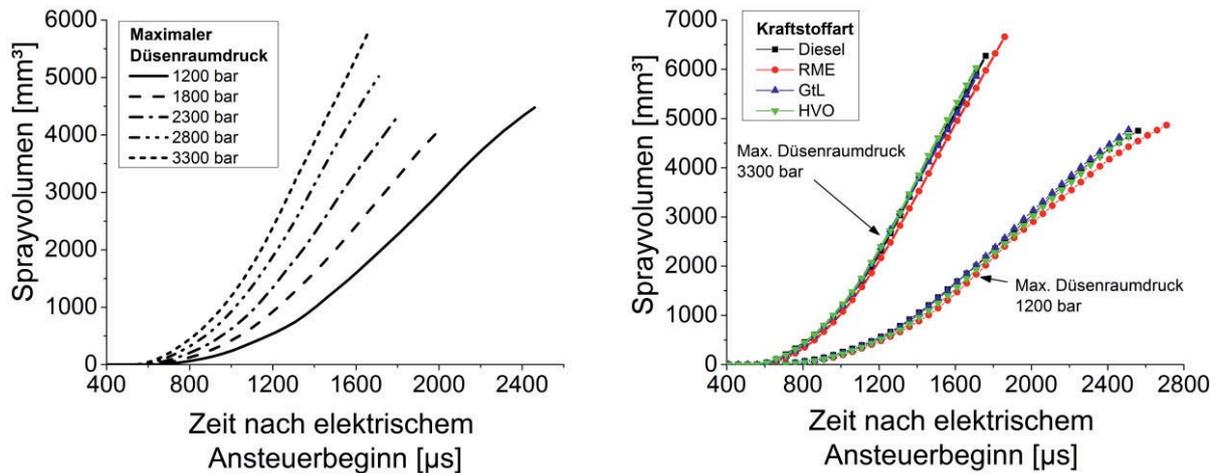


Abbildung 4.15: Links: Sprayvolumenverlauf bei Variation des Einspritzdrucks, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Sprayvolumenverlauf bei Variation der Kraftstoffart für zwei Einspritzdrücke, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck

Erwartungsgemäß führt die Erhöhung der Penetration bzw. des Spraywinkels mit zunehmendem Düsenraumdruck zu einer Zunahme des Sprayvolumens, wie in **Abbildung 4.15-links** zu sehen. Die sehr lange Schließphase bei der Einspritzung mit dem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar und die damit verbundene Reduzierung des Düsenraumdrucks bzw. Impulses führt zu einem unterproportionalen Verlauf des Sprayvolumens zum Spritzende. Mit steigendem Einspritzdruck verkürzt sich aufgrund der hohen Nadelschließgeschwindigkeit die Schließzeit und die Ausbildung einer unterproportionalen Sprayvolumenentwicklung ist nicht mehr sichtbar.

Unterschiede zwischen den Kraftstoffen können vor allem mit RME festgestellt werden, siehe **Abbildung 4.15-rechts**. Das unterproportionale Verhalten des Sprayvolumens bei niedrigen Einspritzdrücken im Bereich des langsamen Nadelschließens bildet sich verstärkt mit RME aus, da der Injektor im Motorbetrieb mit RME aufgrund des geringen Heizwertes länger angesteuert werden muss. Vor allem die geringere Penetration mit RME führt zu einem reduzierten Sprayvolumen zu Beginn und in der ersten Hälfte der Einspritzung. Der Einfluss des hohen Spraywinkels gegenüber den anderen Kraftstoffen auf das Sprayvolumen wird vollständig durch die geringe Penetration kompensiert.

In der zweiten Hälfte bis zum Ende der Einspritzung erhöht sich die Penetration mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen aufgrund des Einflusses der großen und schwereren Tropfen (längere Flugbahn), wodurch sich gleichzeitig der Spraywinkel stark reduziert. Das Spray wird somit länger, und gleichzeitig schmaler, wodurch sich ein niedrigeres Sprayvolumen gegenüber den anderen Kraftstoffen einstellt. Es scheint jedoch, dass im



Vergleich zum Dieseldraftstoff mit zunehmendem Einspritzdruck das Spray mit RME stärker zunimmt.

Mit HVO wird ebenfalls eine stärkere Zunahme des Sprayvolumens gegenüber Dieseldraftstoff festgestellt, siehe **Abbildung 4.16-links**. Dies lässt sich vor allem auf die leicht stärkere Zunahme der Penetration mit HVO, siehe **Abbildung 4.11**, zurückführen. Das Zerstäubungsverhalten von Diesel und GtL hingegen weist ein sehr ähnliches Verhalten auf und unterscheidet sich durch die Erhöhung des Einspritzdruckes nur geringfügig voneinander.

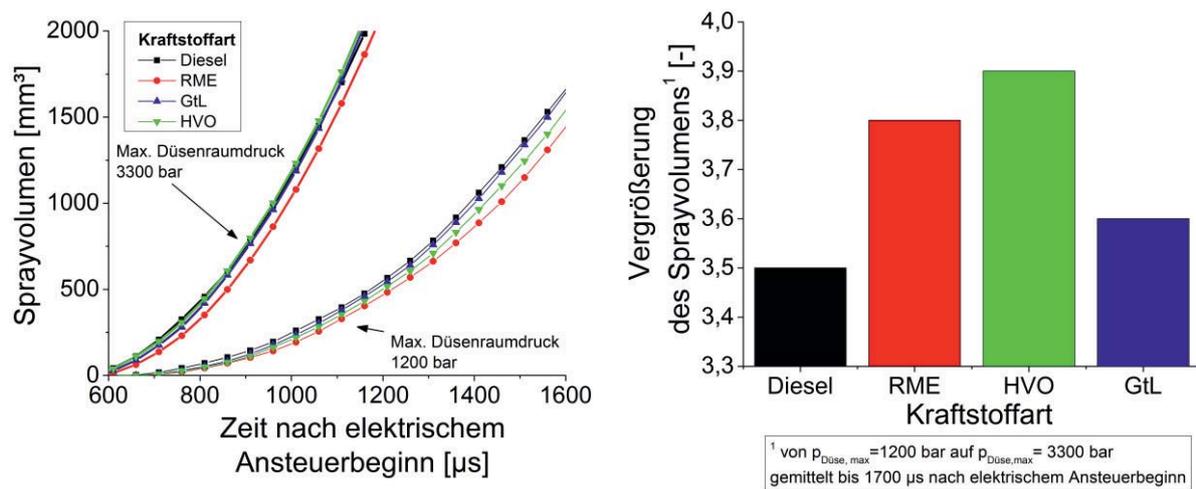


Abbildung 4.16: Links: Sprayvolumenverlauf bei Variation der Kraftstoffart und für zwei unterschiedliche Einspritzdrücke, vergrößerter Bereich zu Einspritzbeginn, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Vergrößerung des Sprayvolumens bei $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar auf $p_{\text{Düse,max}}= 3300$ bar gemittelt bis 1700 μs nach elektrischem Ansteuerbeginn

Somit wird mit den hochviskosen Kraftstoffen HVO und RME eine stärkere Zunahme des Sprayvolumens gegenüber Dieseldraftstoff und GtL detektiert, siehe **Abbildung 4.16-rechts**. Aufgrund der Zunahme des Volumens wird durch das erzeugte Spray mehr Brennraumluft erfasst, welche mit dem Kraftstoff vermischt werden kann. Diese stärkere Luftausnutzung hat eine Abmagerung des lokalen Gemisches zur Folge und führt zu einem geringeren Anteil inhomogener Kraftstoff-/Luftgebiete im Brennraum, die eine Reduzierung der Rußemissionen zur Folge haben. Darüber hinaus kann durch die stärkere Luftausnutzung im Motor wiederum mehr AGR aufgenommen werden (bei konstanten Rußemissionen), womit die Stickoxidemissionen reduziert werden. Um Aussagen über die Luftausnutzung der Kraftstoffe während der Einspritzung machen zu können, wird die Beziehung zur Ermittlung der Kraftstoffmassenkonzentration x_K nach [Des09] herangezogen:

$$x_K = \frac{m_K}{m_T} = \frac{m_K}{m_K + \rho_{\text{Gas}} \left(V_T - \frac{m_K}{\rho_K} \right)} \quad (\text{Gl. 4.1})$$

Damit kann aus dem ermittelten Sprayvolumen V_T , der gemessenen Einspritzmenge m_K für eine Einlochdüse und der Gas- sowie Kraftstoffdichte ρ_{Gas} bzw. ρ_K die Kraftstoffmassenkonzentration im Spray berechnet werden. Diese Berechnung kann angewendet werden, da das Sprayvolumen in der Druckkammer und die Einspritzmenge am Injection Analyzer unter den gleichen, also nicht-verdampfenden Bedingungen, gemessen wurde.

Durch Umstellen der Gleichung mit Hilfe der Beziehung

$$m_T = m_K + m_{Gas} \quad (\text{Gl. 4.2})$$

wird die Luftmassenkonzentration x_{Gas} im Spray bestimmt:

$$x_{Gas} = \frac{m_{Gas}}{m_T} = 1 - \frac{m_K}{m_T} = 1 - \frac{m_K}{m_K + \rho_{Gas} \left(V_T - \frac{m_K}{\rho_K} \right)} \quad (\text{Gl. 4.3})$$

Die Luftmassenkonzentration im Spray spiegelt dabei ein Maß für die Luftausnutzung wider.

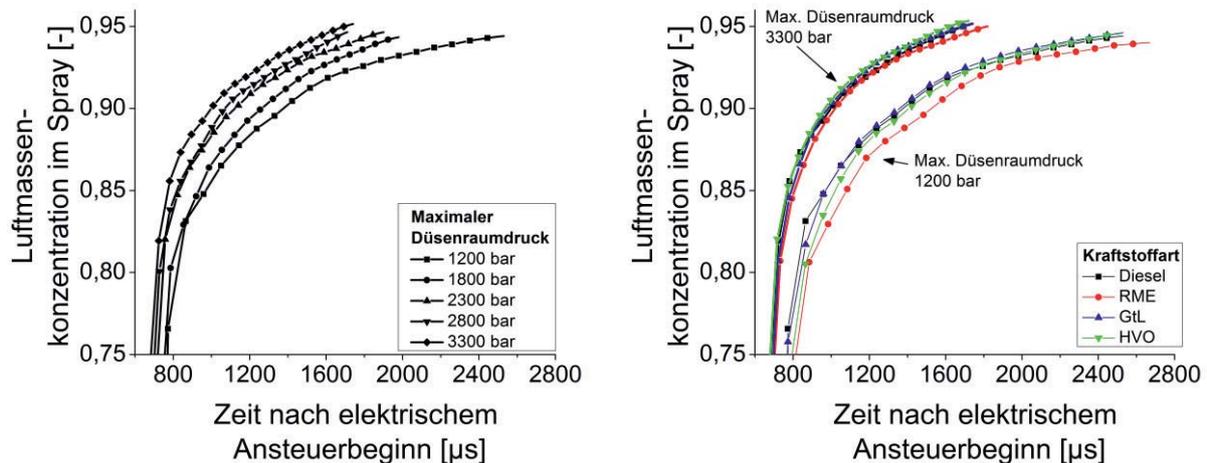


Abbildung 4.17: Links: Verlauf der Luftmassenkonzentration bei Variation des Einspritzdrucks für Dieselkraftstoff, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Rechts: Verlauf der Luftmassenkonzentration bei Variation der Kraftstoffart und für zwei unterschiedliche Einspritzdrücke, Ansteuerdauer nach Motorbetrieb bei konstantem indiziertem Mitteldruck

Aufgrund der überproportional starken Zunahme des Sprayvolumens im Vergleich zum eingespritzten Kraftstoffvolumen besteht das Spray schon kurz nach dem Einspritzbeginn zu mehr als 80% aus Brennraumluft, siehe **Abbildung 4.17-links**. Mit fortschreitender Zeit nach Beginn der Einspritzung strebt die Luftmassenkonzentration gegen den Wert 1, da die Gasmasse aufgrund des zunehmenden Volumens stärker zunimmt als die Kraftstoffmasse, siehe Gleichung 4.3. Deutlich wird in diesem Zusammenhang auch, dass die Luftmassenkonzentration mit Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks nicht proportional weiter steigt, sondern sich ein Sättigungsbereich vor allem bei den letzten beiden Druckerhöhungen im Bereich der voll geöffneten Nadel einstellt. Dies könnte ein Indiz für die Sättigungsgrenze (siehe **Abbildung 4.1-rechts**) der Emissionsreduzierung mit steigendem Druck sein.

Das unterschiedliche Einspritz- und Zerstäubungsverhalten zwischen den Kraftstoffen wirkt sich auf die Luftmassenkonzentration im Spray, siehe **Abbildung 4.17-rechts**, aus. Aufgrund der hohen Viskosität stellt sich vor allem bei niedrigen Einspritzdrücken mit RME eine höhere maximale Einspritzrate bzw. -menge gegenüber den übrigen Kraftstoffen ein, siehe Kapitel 4.1.1. Hinzu kommt, ebenfalls viskositätsbedingt und vor allem bei niedrigen Einspritzdrücken, das geringe Sprayvolumen mit RME gegenüber den übrigen Kraftstoffen. Die größere Kraftstoffmenge bzw. das geringe Sprayvolumen bei niedrigen Einspritzdrücken wirken sich in einer niedrigeren Luftmassenkonzentration mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen nach Gleichung 4.3 aus, siehe **Abbildung 4.17-rechts** und hierzu auch [Des09].

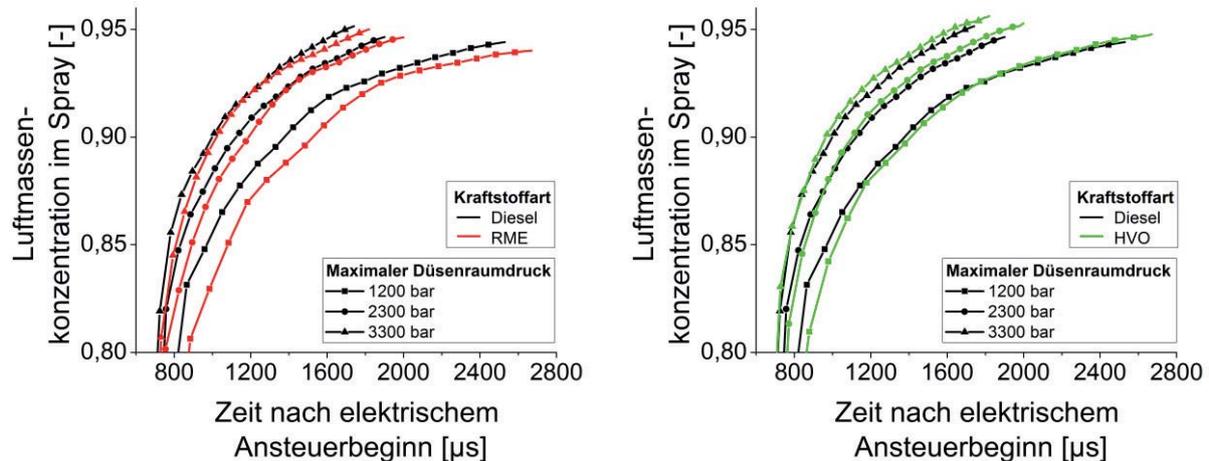


Abbildung 4.18: Links: Verlauf der Luftmassenkonzentration mit Diesel und RME für drei unterschiedliche Einspritzdrücke; Rechts: Verlauf der Luftmassenkonzentration mit Diesel und HVO für drei unterschiedliche Einspritzdrücke

Aufgrund der stärkeren Zunahme des Sprayvolumens und der Reduzierung der Einspritzmasse mit steigendem Einspritzdruck von RME gegenüber Dieseldieselkraftstoff, siehe Kapitel 4.1.2 reduziert sich der Unterschied in der Luftmassenkonzentration zwischen RME und Dieseldieselkraftstoff, wie **Abbildung 4.18-links** deutlich zeigt. Obwohl mit HVO eine noch stärkere Zunahme des Sprayvolumens mit Erhöhung des Einspritzdruckniveaus in diesen Untersuchungen detektiert wurde, siehe **Abbildung 4.16-rechts**, steigt die Einspritzrate aufgrund von möglichen Kavitationserscheinungen nicht so stark mit steigendem Einspritzdruck wie mit Diesel. Somit unterscheidet sich die Luftmassenkonzentration zwischen Dieseldieselkraftstoff und HVO weniger bei der Erhöhung des Einspritzdrucks im Vergleich zum RME-Kraftstoff, siehe **Abbildung 4.18-rechts**.

Resümee zur makroskopischen Sprayanalyse

Analog zu den hydraulischen Ergebnissen konnte ein stärkerer Einfluss des Einspritzdrucks gegenüber den charakteristischen Kraftstoffeigenschaften auf die makroskopischen Sprayparameter festgestellt werden. Mit den hier untersuchten Kraftstoffen konnte mit steigendem Einspritzdruck eine Zunahme der Penetration und auch des Spraywinkels sowie schließlich des Sprayvolumens festgestellt werden. Dies wiederum resultiert in einer Erhöhung der durch das Spray erfassten Luft, die in dieser Arbeit als Luftmassenkonzentration bezeichnet wird. Hierbei wurde deutlich, dass die Luftmassenkonzentration im Zeitbereich der maximalen Düsenöffnung mit zunehmendem Einspritzdruck nur unterproportional zunimmt. Dies könnte ein Indiz für die Sättigung der Emissionsreduzierung, siehe **Abbildung 4.1-rechts**, mit zunehmendem Einspritzdruck sein.

Obwohl sich der Einspritzdruck auf das makroskopische Sprayverhalten innerhalb der Kraftstoffe sehr ähnlich auswirkt, konnte insbesondere ein Unterschied zwischen dem hochviskosen Kraftstoff RME gegenüber Dieseldieselkraftstoff herausgearbeitet werden. Mit RME kann das bei niedrigen Einspritzdrücken festgestellte geringe Sprayvolumen, mit steigendem Einspritzdruck stärker erhöht werden als mit Dieseldieselkraftstoff. Dies wirkt sich wiederum in einer stärkeren Zunahme der Luftmassenkonzentration von RME gegenüber Diesel aus.



Die Unterschiede in der Luftmassenkonzentration im Spray zwischen Diesel, GtL und HVO sowie das zu der Entwicklung der Emissionen gegenläufige Verhalten der Luftausnutzung von RME bei niedrigen Einspritzdrücken (geringere Luftausnutzung als Dieselkraftstoff aber niedrigste Emissionen) führen an dieser Stelle jedoch zu der Feststellung, dass auch mit dem hier gemessenen makroskopischen Sprayverhalten die absoluten Emissionsunterschiede zwischen den Kraftstoffen bei konstantem Einspritzdruck nicht beschrieben werden können.

4.1.3 Mikroskopische Sprayanalyse

Bevor auf die Ergebnisse des mittleren Sauterdurchmessers für das gesamte Spray eingegangen wird, soll im Folgenden die Entwicklung des mittleren Sauterdurchmessers in Abhängigkeit der radialen und axialen Position im Spray bei Erhöhung des Einspritzdrucks für Dieselkraftstoff diskutiert werden.

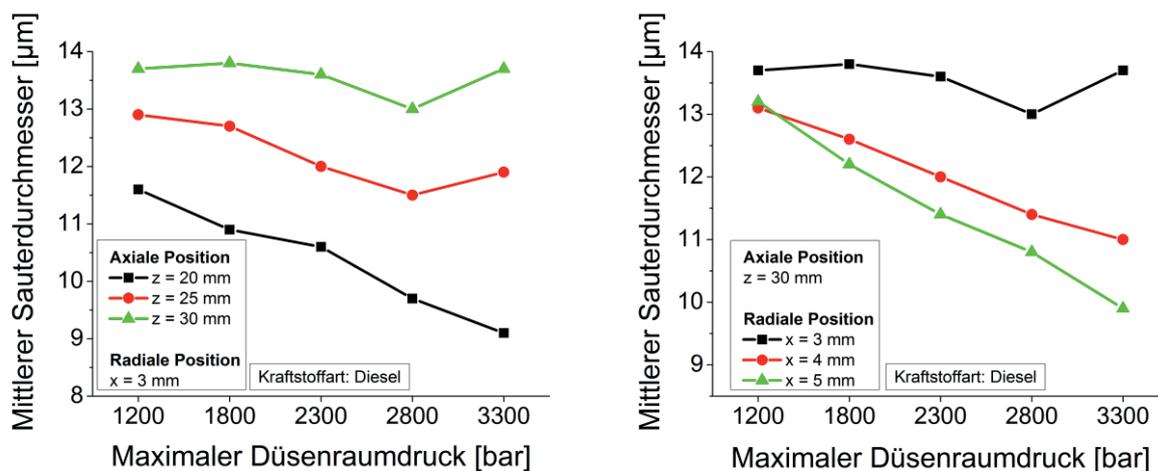


Abbildung 4.19: Links: Mittlerer Sauterdurchmesser der Tropfen bei Variation der axialen Position im Spray und für unterschiedliche maximale Düsenraumdrücke für Dieselkraftstoff; Rechts: Mittlerer Sauterdurchmesser der Tropfen bei Variation der radialen Position im Spray und für unterschiedliche maximale Düsenraumdrücke

Deutlich ist in **Abbildung 4.19-links** die Abhängigkeit des mittleren Sauterdurchmessers von der axialen Position im Spray bei allen Einspritzdrücken zu erkennen. Mit steigendem Abstand vom Düsenlochaustritt steigt der mittlere Sauterdurchmesser der Tropfen an. Mit zunehmendem Durchmesser steigt die Masse der Tropfen, die wiederum einen weiteren Weg zurücklegen und deshalb verstärkt stromabwärts im Spray detektiert werden. Die kleineren Tropfen hingegen, die eine niedrigere kinetische Energie aufweisen, werden durch den Kammerdruck stärker abgebremst und somit im düsen nahen Bereich verstärkt erfasst. Hinzu kommen Koaleszenz-Effekte vor allem im düsenfernen Bereich, die das Detektieren großer Tropfen stromabwärts unterstützen.

Weiterhin wird durch **Abbildung 4.19-links** deutlich, dass die Reduzierung des Tropfendurchmessers aufgrund des zunehmenden Einspritzdrucks verstärkt im düsen nahen Bereich detektiert wird. Stromabwärts wird hingegen nur eine leichte Reduzierung der Tropfendurchmesser mit steigendem Druck erfasst. Damit wird deutlich, dass die sich aufgrund der Erhöhung des Einspritzdrucks ausbildenden, kleineren Tröpfchen stark abgebremst werden und sich im Bereich der Düsen spitze aufhalten. Koaleszenzeffekte könnten ebenfalls diesen Effekt verstärken.



Auch eine radiale Abhängigkeit der Tropfendurchmesser im Spray ist deutlich in **Abbildung 4.19-rechts** festzustellen. Je weiter von der Sprayachse entfernt, umso geringer wird der mittlere Sauterdurchmesser der erfassten Tropfen bei gleichem Einspritzdruck. Die größten Tropfen sind demnach im Bereich der Strahlachse ($x=0$ mm) bzw. um den flüssigen Strahlkern zu finden. Die kleinen Tropfen werden beim Austreten aus der Düse stark abgebremst und erfahren durch den Impulsaustausch mit den nachfolgenden größeren Tropfen eine starke radiale Bewegung in Richtung Sprayrand. Auch mit zunehmendem Einspritzdruck bildet sich dieser Effekt weiter aus. Dabei sind analog zur Betrachtung des mittleren Sauterdurchmessers in Abhängigkeit von der axialen Position auch hier wieder Unterschiede festzustellen. In Strahlkernnähe wirkt sich die Erhöhung des Einspritzdrucks nicht so stark auf eine Reduzierung des Tropfendurchmessers aus, wie im Bereich des Sprayrands. Die sich aufgrund der Erhöhung des Einspritzdrucks ausbildenden kleineren Tropfen befinden sich somit nicht nur in Düsenaustrittsnähe, sondern verstärkt auch am Sprayrand.

Der Vergleich beider Bilder in **Abbildung 4.19** zeigt deutlich eine Abhängigkeit des mittleren Sauterdurchmessers vom maximalen Düsenraumdruck für alle Positionen im Spray.

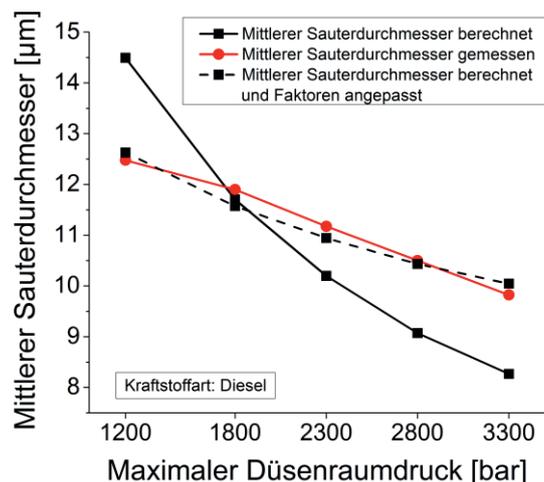


Abbildung 4.20: Mittlerer Sauterdurchmesser für Dieselkraftstoff gemessen sowie berechnet nach [Elk82]

Die Mittelung der an den verschiedenen axialen und radialen Positionen im Spray erfassten Tropfendurchmesser ergibt einen fast linearen Verlauf, im Gegensatz zum berechneten mittleren Sauterdurchmesser nach Formel 2.19, siehe **Abbildung 4.20**. Ursache für den Unterschied zwischen den berechneten und gemessenen Tropfendurchmesser ist der Exponent im Ausdruck für den Einspritzdruck in Gleichung 2.19, der sich aus der Abhängigkeit des mittleren Sauterdurchmessers von der Reynolds- und Weberzahl ergibt. Nach [Lev89] gibt es für dieseltypische Injektoren unterschiedliche Gleichungen für die Bestimmung des mittleren Sauterdurchmessers, wobei der Exponent zwischen $-0,135$ und $-0,54$ variiert. Auch [Elk82] ermittelt diesen Exponenten empirisch aus Messwerten.

Durch Anpassen des Exponenten (von $-0,54$ auf $-0,22$) in dieser Arbeit, sowie die kraftstoffabhängige Veränderung des Umrechnungsfaktors in Gleichung 2.19, konnte für Diesel eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten erzielt werden, siehe gestrichelte Kurve in **Abbildung 4.20**. Dies bedeutet, dass mit Dieselkraftstoff eine fast lineare



Abhängigkeit zwischen Tropfendurchmesser und Einspritzdruck festgestellt wird und auch bei hohen Einspritzdrücken eine weitere Reduktion der Tropfendurchmesser, entgegen der Literatur, z.B. [Lee05], festzustellen ist.

Mit der Reduzierung des Exponenten für die Druckabhängigkeit in Gleichung 2.19, stimmen auch die berechneten mittleren Sauterdurchmesser für die hier untersuchten weiteren Kraftstoffe gut mit den Messwerten überein, vergleiche Punkte mit Balken in **Abbildung 4.21-links**.

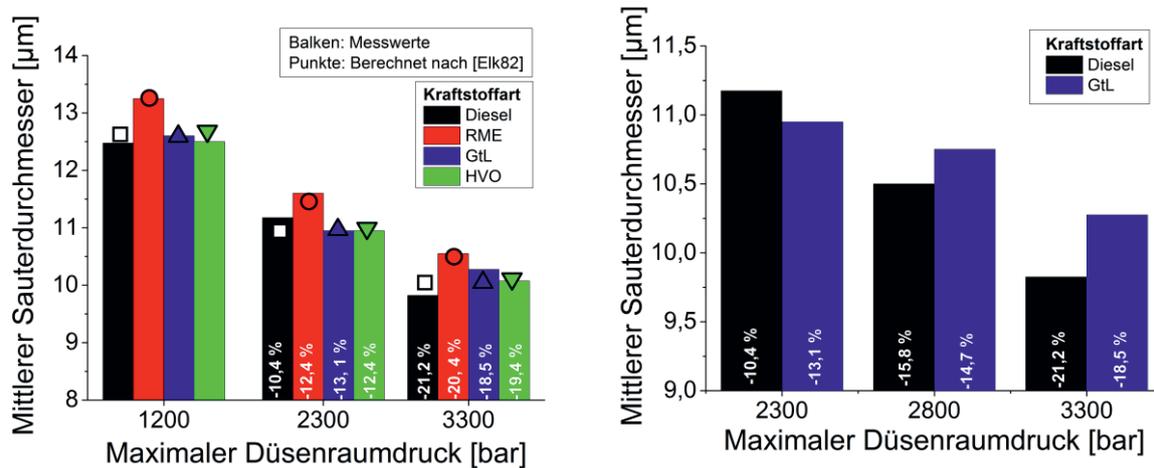


Abbildung 4.21: Links: Gemessene und nach [Elk82] berechnete mittlere Sauterdurchmesser für unterschiedliche Kraftstoffe und drei Einspritzdrücke sowie Angabe der prozentualen Absenkung des mittleren Sauterdurchmessers; Rechts: Mittlerer Sauterdurchmesser für Diesel und GtL bei drei Einspritzdrücken

Über die Erhöhung des Einspritzdrucks ist für alle Kraftstoffe eine Reduzierung von durchschnittlich ca. 20% des mittleren Sauterdurchmessers festzustellen, siehe prozentuale Angaben in **Abbildung 4.21-links**. Analog zur Berechnung werden über die hier untersuchten Einspritzdrücke mit RME die größten Tropfen im Spray erfasst. Ausschlaggebend hierfür ist vor allem die hohe Viskosität bzw. auch Oberflächenspannung gegenüber Diesel, GtL und HVO, siehe **Tabelle 2.3**. Darüber hinaus fällt auf, dass mit GtL über einen maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar der Tropfendurchmesser weniger stark sinkt, im Vergleich zum Dieselmotorkraftstoff, siehe **Abbildung 4.21-rechts**. Das damit verbundene geringere Zerstäubungsvermögen mit zunehmendem Einspritzdruck bei dem Einsatz von GtL könnte dabei eine Ursache für die weniger starke Aufnahme von AGR im Betrieb mit einem Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10 über einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar sein, siehe **Abbildung 4.2**. Um diesen möglichen Zusammenhang etwas genauer zu untersuchen, ist in **Abbildung 4.22-links** der mittlere Sauterdurchmesser der AGR-Rate bei Variation der Kraftstoffart und für drei Einspritzdruckniveaus gegenübergestellt.

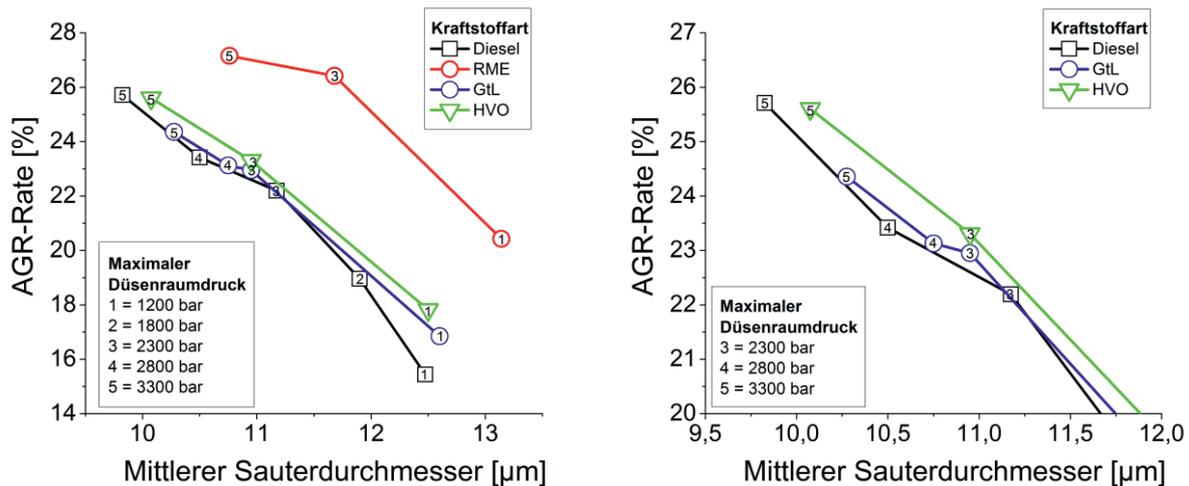


Abbildung 4.22: Links: AGR-Rate in Abhängigkeit des mittleren Sauterdurchmessers bei Variation der Kraftstoffart und des Einspritzdrucks; Rechts: Vergrößerter Bereich

Deutlich ist der Unterschied zwischen RME und den Kraftstoffen Diesel, GtL und HVO zu erkennen, d.h. hier nimmt der hohe Sauerstoffgehalt bei RME noch zusätzlichen Einfluss auf die Aufnahmefähigkeit von rückgeführtem Abgas. Bei genauerer Betrachtung der Kraftstoffe Diesel, GtL und HVO fällt auf, dass im unteren Einspritzdruckbereich ($p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar) die AGR-Rate ebenfalls von weiteren Größen beeinflusst wird, da mit ähnlich großen Tropfendurchmessern unterschiedliche AGR-Raten detektiert werden. Mit zunehmendem Einspritzdruck scheinen diese Quereinflüsse sich weniger stark auf die Aufnahmefähigkeit von AGR auszuwirken und der Einspritzdruck bzw. der davon abhängige Tropfendurchmesser nimmt stärkeren Einfluss auf die AGR-Rate, siehe **Abbildung 4.22-rechts**. Deutlich zu erkennen ist dabei der große Tropfendurchmesser mit Diesel bei $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar und dementsprechend niedriger AGR-Rate. Durch die Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks auf $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar sinkt mit Dieselkraftstoff der Tropfendurchmesser am stärksten und dementsprechend kann die höchste AGR-Verträglichkeit detektiert werden.

In diesem Zusammenhang ist auch die weniger starke Reduzierung des Tropfendurchmessers mit GtL bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks auf $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar zu erkennen. Dadurch steigt die AGR-Verträglichkeit mit GtL weniger stark an, mit der Folge einer reduzierten Senkung der Emissionen gegenüber Diesel und HVO bei diesem hohen Einspritzdruckniveau, siehe **Abbildung 4.1**. Aufgrund der geringen Viskosität weist GtL eine niedrige Ohnesorge-Zahl gegenüber den anderen Kraftstoffen auf, siehe **Abbildung 2.12** in Kapitel 2. Demnach wären eigentlich geringere Kräfte nötig, um den Kraftstoff in kleinere Tröpfchen zu spalten, d.h. mit GtL müsste über dem Einspritzdruckbereich die stärksten Reduzierungen der Tropfendurchmesser zu detektieren sein. Da sich die Kraftstoffdaten Oberflächenspannung und Dichte, siehe **Tabelle 2.3**, die für den Zerstäubungsprozess eine Rolle spielen zwischen HVO und GtL kaum wesentlich unterscheiden, wird an dieser Stelle angenommen, dass die hier verwendete Düsengeometrie eine weitere Tropfenverkleinerung des GtL bei hohen Einspritzdrücken limitiert. Dafür spricht auch, dass der maximale Düsenraumdruck, die sich ausbildende Einspritzrate und auch das makroskopische Sprayverhalten mit GtL sich nur geringfügig von Diesel und HVO unterscheiden.



Resümee zur mikroskopischen Sprayanalyse

Die Erhöhung des Einspritzdrucks wirkt sich im Spray unterschiedlich stark aus. Die Reduzierung des mittleren Sauterdurchmessers konnte vorwiegend in Düsennähe und am Sprayrand festgestellt werden. Stromabwärts und im Bereich der Sprayachse wurden dabei die größten Tropfen detektiert, die kaum durch die Erhöhung des Einspritzdrucks an Größe verloren. Mit der Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks um mehr als $\Delta p_{\text{Düse}}=2000$ bar konnte der mittlere Sauterdurchmesser um durchschnittlich 20% reduziert werden. Dabei wird für Dieselkraftstoff keine Sättigung in der Reduzierung des Tropfendurchmessers mit Erhöhung des Einspritzdrucks festgestellt.

Analog zu den Ergebnissen der makroskopischen Untersuchungen können Unterschiede zwischen den Kraftstoffen vor allem zwischen RME und den übrigen Kraftstoffen detektiert werden. Aufgrund der hohen Viskosität und Oberflächenspannung werden mit RME größere Tropfen detektiert. Mit den Kraftstoffen Diesel, GtL und HVO konnte bei den hohen Düsenraumdrücken eine Abhängigkeit zwischen Tropfendurchmesser und AGR-Verträglichkeit festgestellt werden. Dabei ergab sich für GtL eine schwächere Reduzierung des mittleren Sauterdurchmessers, die zu einer nicht ganz so starken Erhöhung der AGR-Verträglichkeit im Vergleich zu Diesel und HVO führt. Dies wiederum äußert sich in einer schwächeren Absenkung der Emissionen mit GtL im Vergleich zu Diesel und HVO bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar.

Die sehr großen Tropfendurchmesser mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen und die geringeren Unterschiede im Tropfendurchmesser zwischen Diesel, GtL und HVO führen analog zu den makroskopischen Untersuchungen auch hier wieder zu der Feststellung, dass die absoluten Emissionsunterschiede zwischen den Kraftstoffen bei konstantem Einspritzdruck nicht mit dem gemessenen mikroskopischen Sprayverhalten beschrieben werden können.

4.1.4 Brennverfahrensuntersuchung

Neben den hydraulischen sowie den Untersuchungen zur makro- und mikroskopischen Spraycharakteristik stellt ein weiterer Teil dieser Arbeit die Analyse des Brennverfahrens dar. Mit den hierbei diskutierten Betriebsgrößen, wie z.B. Zündverzug oder Heizratenverlauf können zusätzliche Aussagen hinsichtlich der Bildung von Ruß- und Stickoxidemissionen in Abhängigkeit vom Einspritzdruck und der Kraftstoffart gemacht werden. Im Folgenden wird zum besseren Verständnis der Ergebnisse auch der Motorbetrieb ohne AGR berücksichtigt.

In **Abbildung 4.23-links** sind der nach [Bad99] berechnete Zündverzug sowie die gemessenen Zündverzüge am Motor ohne und mit rückgeführtem Abgas für Dieselkraftstoff bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks dargestellt. Der Vergleich der gemessenen Zündverzüge mit dem in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Arrhenius-Ansatz zeigt eine, im Hinblick auf den tendenziellen Verlauf, relativ gute Übereinstimmung. Die zunehmende Verspätung des Brennbeginns mit steigendem Einspritzdruck aufgrund der beschleunigten Umsetzung des Kraftstoffes und die damit verbundene Verspätung des Einspritzbeginns (konstante Verbrennungsschwerpunktlage) führen zwar zu höheren Drücken und Temperaturen während der Einspritzung, diese sind jedoch nicht für eine Verkürzung des Zündverzugs

verantwortlich, wie in **Abbildung 6.7.2** (Anhang 6.7) anhand der Zündverzüge bei konstantem Einspritzdruck aber variierenden Ansteuerbeginn gezeigt wird.

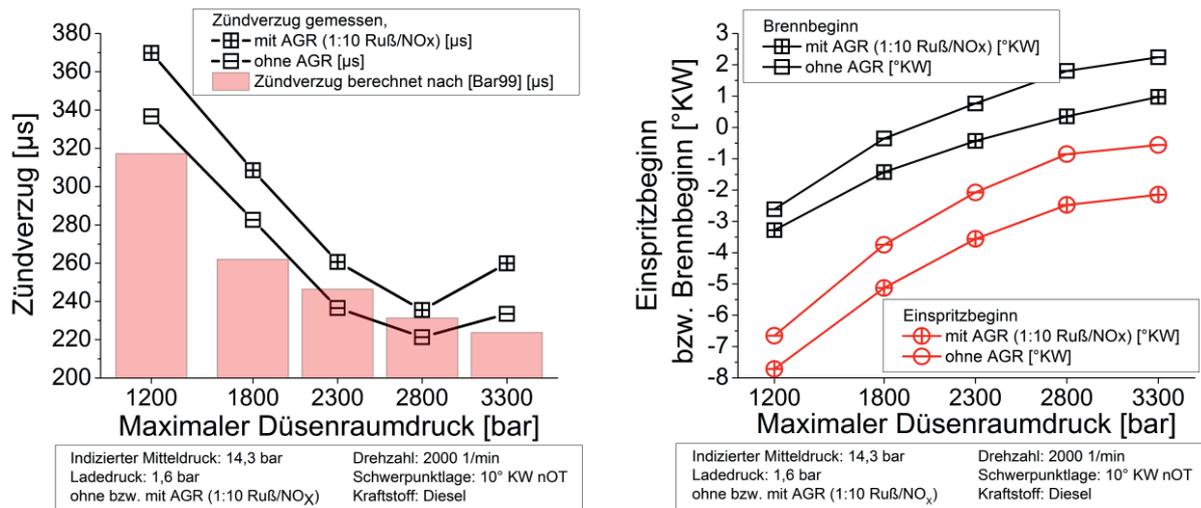


Abbildung 4.23: Links: Zündverzögerung für Dieselkraftstoff in Abhängigkeit vom maximalen Düsenraumdruck ohne und mit AGR sowie berechnet nach [Bad99]; Rechts: Einspritz- und Brennbeginn für Dieselkraftstoff in Abhängigkeit vom maximalen Düsenraumdruck ohne und mit AGR

Somit fördern die beschleunigte Einbringung des Kraftstoffes, die Reduzierung des Tropfendurchmessers sowie die Vergrößerung des Sprayvolumens mit steigendem Einspritzdruck die Gemischbildung und erzeugen in einem kürzeren Zeitraum ein zündfähiges Gemisch, wodurch der Zündverzögerung zunehmend sinkt.

Dabei ist deutlich zu erkennen, dass ohne rückgeführtes Abgas der Zündverzögerung kleiner ist als im Betrieb mit AGR über dem gesamten Einspritzdruckbereich. Durch den Einsatz von rückgeführtem Abgas wird die Verbrennungsgeschwindigkeit reduziert. Dies bedeutet bei einer konstanten Verbrennungsschwerpunktlage, dass sich der Brennbeginn mit AGR in Richtung früh verschiebt, siehe **Abbildung 4.23-rechts**. Auch der Einspritzbeginn wandert mit dem Einsatz von rückgeführtem Abgas in Richtung früh, da aufgrund des AGR-Einflusses die Bedingungen für eine Zündung (z.B. reduzierter Sauerstoffgehalt) verschlechtert werden und mehr Zeit für die Gemischbildung bis zur Selbstzündung benötigt wird.

Der Verlauf der Kurven für den Brenn- und Einspritzbeginn, siehe **Abbildung 4.23-rechts**, zeigt leicht unterschiedliche Entwicklungen im Betrieb ohne und mit AGR bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks bis $p_{\text{Düse,max}}=2800$ bar. Während der Brennbeginn im Betrieb mit AGR und zunehmendem Einspritzdruck sich weniger stark Richtung spät verschiebt, folgt der Einspritzbeginn diesem Trend nicht ganz so stark. Daraus lässt sich ableiten, dass sich die zunehmende AGR-Rate auf den Brennbeginn stärker auswirkt (Verbrennung verzögert und früherer Brennbeginn), als auf den Einspritzbeginn (schlechtere Zündbedingungen). Damit wird der Zündverzögerung im Betrieb mit AGR durch die Erhöhung des Einspritzdrucks stärker reduziert als im Betrieb ohne rückgeführtes Abgas, siehe **Abbildung 4.23-links**.

Mit jedem Druckschritt wird der Zündverzögerung weniger stark reduziert. Bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar steigt der Zündverzögerung sogar wieder an. Zur



Erklärung dieses Effektes ist in **Abbildung 4.24-links** die elektrische Ansteuerdauer in Abhängigkeit vom maximalen Düsenraumdruck und dem Brennbeginn dargestellt.

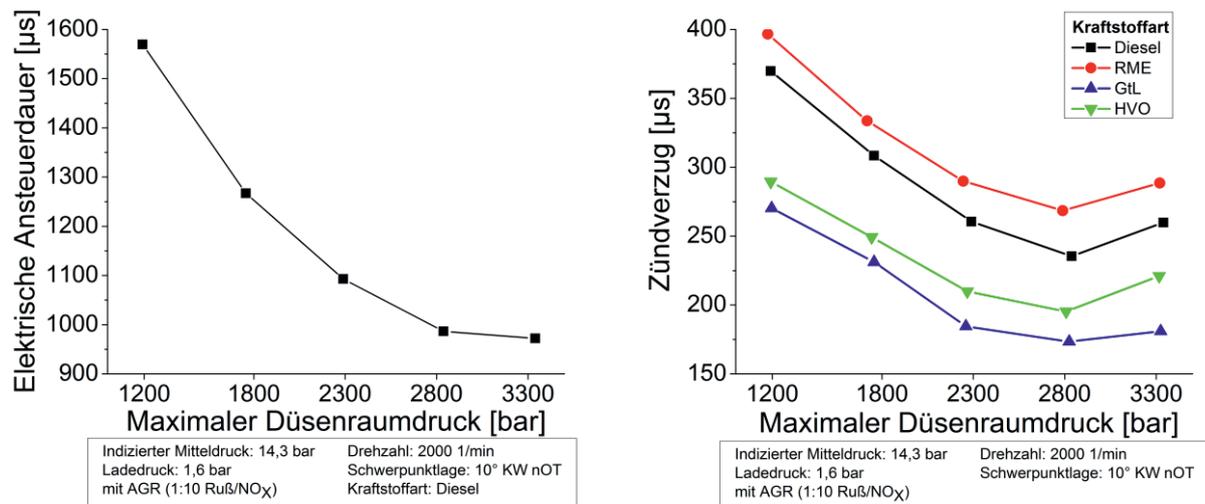


Abbildung 4.24: Links: Elektrische Ansteuerdauer in Abhängigkeit vom maximalen Düsenraumdruck und Brennbeginn für Dieselkraftstoff; Rechts: Zündverzug in Abhängigkeit vom maximalen Düsenraumdruck bei Variation der Kraftstoffart

Mit zunehmendem Einspritzdruck und der damit verbundenen Verspätung des Brennbeginns wird die Verbrennung immer stärker in den Expansionsbereich verschoben, wodurch der Wirkungsgrad sinkt und die Ansteuerdauer dadurch leicht steigt. Auch die Zunahme der AGR-Rate mit steigendem Einspritzdruck bei konstanter Last führt ebenfalls zu einer Erhöhung der Ansteuerdauer. Dies wird jedoch stark durch den Einfluss der zunehmenden Einspritzrate, siehe **Abbildung 4.6-links**, mit steigendem Einspritzdruck und der damit verbundenen Reduzierung der Ansteuerdauer kompensiert, so dass bei Erhöhung des Einspritzdrucks eine Absenkung der Ansteuerdauer die Folge ist. Deutlich wird dieser Effekt an der linearen Abhängigkeit zwischen Brennbeginn (direkt proportional zur zunehmenden Verlagerung der Verbrennung in den Expansionsbereich) und der elektrischen Ansteuerdauer, siehe **Abbildung 4.24-links**.

Über einen maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2800$ bar wird dieses lineare Verhalten unterbrochen, d.h. obwohl durch den höheren Einspritzdruck eine Zunahme der Einspritzrate realisiert wird, siehe **Abbildung 4.6-links**, und dementsprechend eine Absenkung der elektrischen Ansteuerdauer die Folge sein sollte, nimmt diese kaum ab. Da die Zunahme der AGR-Rate und auch die Verlagerung der Verbrennung in den Expansionsbereich bei der Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks von $p_{\text{Düse,max}}=2800$ auf 3300 bar nicht stärker im Vergleich zu den anderen Druckerhöhungen erscheint, muss hier noch ein weiterer Einfluss auf die nicht mehr so starke Absenkung der Ansteuerdauer vorliegen. Dies könnte ein Hinweis für verstärkte Kavitation im Düsenloch bei diesem hohen Düsenraumdruck sein, wodurch der Querschnitt des Düsenlochs bis zum Austritt derart stark eingeschnürt wird, dass der Düsendurchfluss reduziert wird und dies sowie die Verschiebung der Verbrennung in den Expansionsbereich bzw. der Einfluss der zunehmenden AGR-Rate die Absenkung der Ansteuerdauer aufgrund der zunehmenden Rate überkompensieren.



Durch den geringeren Düsendurchfluss aufgrund von Kavitationserscheinungen und der gleichzeitig konstanten Verbrennungsschwerpunktlage verspätet sich der Einspritzbeginn mit zunehmendem Druck kaum noch, siehe **Abbildung 4.23-rechts**. Da das Sprayvolumen bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar gegenüber 2800 bar noch weiter zunimmt und dies ein Hinweis für eine Zunahme der Zerstäubung ist, siehe **Abbildung 4.15-links**, sollte die Verbrennung weiter beschleunigt werden. Dies führt bei einer konstanten Verbrennungsschwerpunktlage zu einer Verspätung des Brennbeginns und erhöht dabei den Zündverzug.

In **Abbildung 4.24-rechts** ist der Zündverzug in Abhängigkeit vom maximalen Düsenraumdruck bei der Variation der Kraftstoffart dargestellt. Erwartungsgemäß ergeben sich für die stark zündwilligen Kraftstoffe (GtL und HVO) kürzere Zündverzüge als für die Kraftstoffe mit niedriger Cetanzahl (Diesel und RME). Entgegen der Erwartung stellt sich mit HVO jedoch ein längerer Zündverzug als mit GtL ein, obwohl HVO die höhere Cetanzahl aufweist, siehe **Tabelle 2.3**. Beide Kraftstoffe werden zu fast exakt gleichen Zeitpunkten und somit Brennraumbedingungen eingespritzt. Dies liegt die Vermutung nahe, dass neben der Cetanzahl weitere Kraftstoffkennwerte den Zündverzug maßgeblich beeinflussen. Nach [Pis01] können für einen zunehmenden Zündverzug ein hoher Aromatengehalt verantwortlich sein. Aus **Tabelle 2.3** geht hervor, dass mit HVO ein etwas höherer Aromatengehalt im Kraftstoff vorliegen kann. Auch die höhere Viskosität mit HVO (siehe **Tabelle 2.3**) kann nach [Pis01] ebenfalls für einen längeren Zündverzug verantwortlich sein. Schließlich kann das unterschiedliche Siedeverhalten, siehe **Abbildung 2.29**, zwischen GtL und HVO eine Rolle nach [Pis01] spielen. Dadurch verdampft bei gleichen Bedingungen GtL etwas früher und die Zündung kann eher eingeleitet werden als mit HVO.

Mit der letzten Druckerhöhung ist die Zunahme des Zündverzugs mit GtL weniger stark ausgeprägt als mit den anderen Kraftstoffen. Dabei verspätet sich mit GtL der Brennbeginn im Vergleich zu HVO nicht ganz so stark, wodurch von einer langsameren Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches auszugehen ist, da die Verbrennungsschwerpunktlage konstant gehalten wird. Dies wird deutlich in der in **Abbildung 6.7.3** (Anhang 6.7) gezeigten integralen Heizrate. Zu Beginn läuft die Verbrennung mit GtL im Vergleich zum HVO bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar langsamer ab, obwohl mit GtL eine niedrigere AGR-Rate vorliegt. Die sich weniger stark reduzierenden Tropfendurchmesser und das weniger stark zunehmende Sprayvolumen mit GtL bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2800$ bar auf 3300 bar resultiert in eine langsamere Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches zu Beginn der Verbrennung und somit zu einem verfrühten Brennbeginn im Vergleich zu HVO aufgrund der konstant gehaltenen Verbrennungsschwerpunktlage.

Bei der Betrachtung der Kraftstoffe in **Abbildung 4.24-rechts**, fällt auf, dass sich die Reduzierung der Zündverzüge bei Erhöhung des Einspritzdrucks innerhalb der niedrig und hoch zündwilligen Kraftstoffe ähnlich untereinander entwickeln. Dazu sind in der folgenden **Abbildung 4.25** die Kurven für RME, GtL und HVO so verschoben, dass sich die Kurven beim maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar treffen und die Achsenskalierung mit $\Delta t=200 \mu\text{s}$ für alle Kraftstoffe konstant gehalten wurde. Mit zunehmendem Einspritzdruck wird der Zündverzug mit GtL und HVO weniger stark reduziert als mit den niedrig

zündwilligen Kraftstoffen. Das bedeutet, dass mit zunehmender Zündwilligkeit der Kraftstoffe, der Einspritzdruck weniger stark den Zündverzug beeinflusst. Es scheint, als ob ein Sättigungsverhalten im Hinblick auf die Reduzierung des Zündverzugs durch die Erhöhung des Einspritzdrucks bei sehr zündwilligen Kraftstoffen auftritt. Durch eine Erhöhung des Einspritzdrucks kann der Zündverzug zwar noch reduziert werden, aber nicht mehr so stark wie bei den weniger zündwilligen Kraftstoffen.

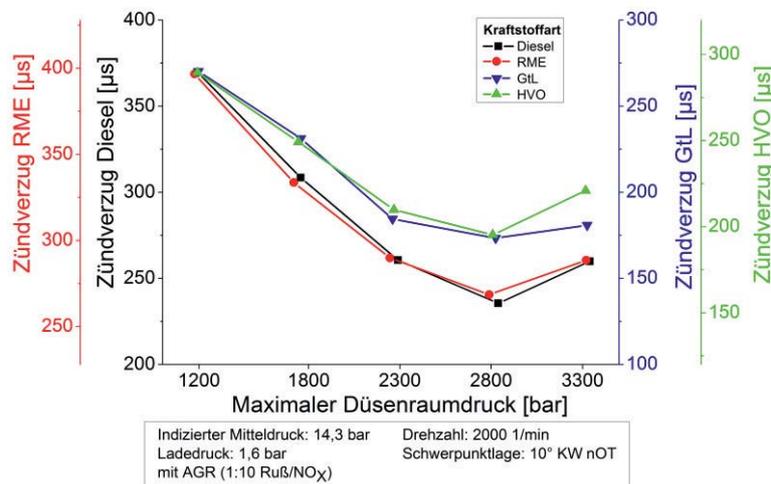


Abbildung 4.25: Zündverzug in Abhängigkeit vom Einspritzdruck und Kraftstoffart, Kurven bei $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar zusammengelegt

Dass hierfür die unterschiedlichen AGR-Raten nicht alleine verantwortlich sind, zeigt der Vergleich mit **Abbildung 6.7.4** (Anhang 6.7), in dem der Zündverzug im Betrieb ohne AGR aufgetragen ist. Hierbei ist immer noch ein Unterschied in der Entwicklung des Zündverzugs vor allem zwischen Diesel und den hoch zündwilligen Kraftstoffen im hohen Einspritzdruckbereich zu erkennen. Die erhöhte AGR-Rate mit RME gegenüber den übrigen Kraftstoffen, siehe **Abbildung 4.2-links**, wirkt sich hierbei hemmend auf die Reduzierung des Zündverzugs mit steigendem Einspritzdruck aus. Dadurch verschwindet der Unterschied in der Reduzierung des Zündverzugs mit zunehmendem Einspritzdruck bei RME gegenüber den hoch zündwilligen Kraftstoffen im Betrieb ohne AGR. Diese weniger starke Abnahme des Zündverzugs mit zunehmendem Einspritzdruck beim Einsatz hoch zündwilliger Kraftstoffe kann sich neben den Emissionen insbesondere auch auf den Geräuschpegel auswirken.

Mit sinkendem Zündverzug sollte die eingebrachte und aufbereitete Kraftstoffmenge aufgrund der kürzeren zur Verfügung stehenden Zeit abnehmen. Dies wird jedoch, wie in **Abbildung 4.26-links** dargestellt, durch den höheren Einspritzdruck kompensiert, so dass mit steigendem Einspritzdruck eine Zunahme des Sprayvolumens zum Brennbeginn darstellbar ist. Dabei wird mit AGR aufgrund des längeren Zündverzugs, siehe **Abbildung 4.23-links**, ein größeres Sprayvolumen generiert als beim Betrieb ohne AGR. Aufgrund der intensiveren Zunahme des Zündverzugs beim Motorbetrieb mit AGR steigt das Sprayvolumen bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar noch einmal stärker an. Der Vergleich zwischen dem Motorbetrieb ohne und mit AGR zeigt insgesamt einen tendenziell ähnlichen Verlauf, der im unteren Einspritzdruckbereich stärker vom Einspritzdruck als der AGR-Rate abhängt. Wie in Kapitel 2.3.2 beschrieben, kann somit davon ausgegangen werden, dass durch den höheren Anteil an aufbereitetem Kraftstoff zu Beginn der Verbrennung die Rußemissionen reduziert

werden können, da dieser Anteil Kraftstoff nicht in der späteren mischungskontrollierten und rußfördernden Diffusionsverbrennung verbrannt wird.

In **Abbildung 4.26-rechts** ist das Sprayvolumen bis Brennbeginn bei Variation der Kraftstoffart dargestellt. Deutlich ist die starke Abhängigkeit vom Zündverzug zwischen den Kraftstoffen zu erkennen, das bedeutet, dass die Kraftstoffe mit dem längsten Zündverzug hierbei auch das größte Sprayvolumen zu Beginn der Verbrennung aufweisen.

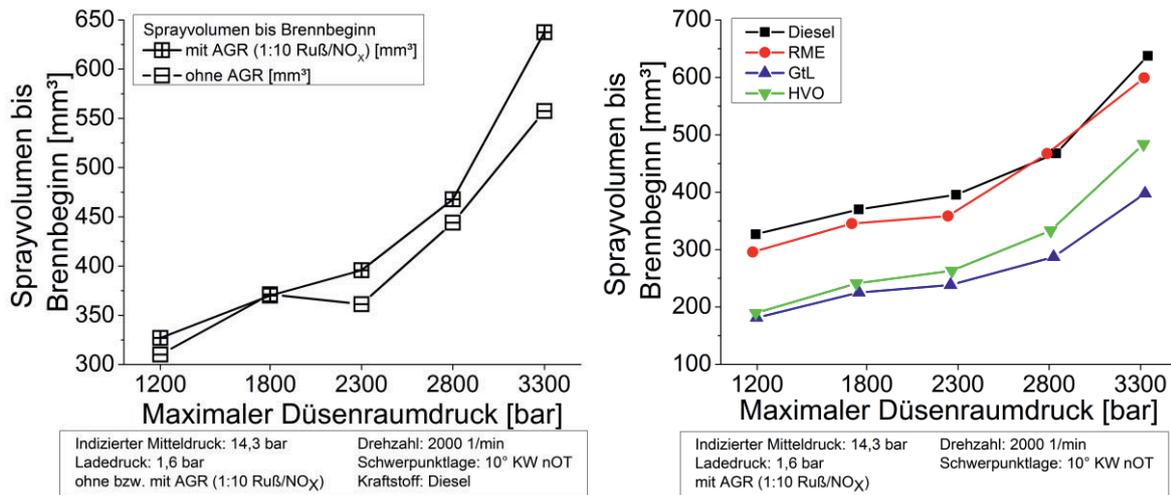


Abbildung 4.26: Links: Sprayvolumen bis Brennbeginn in Abhängigkeit vom maximalen Düsenraumdruck für Dieselkraftstoff mit und ohne AGR; Rechts: Sprayvolumen bis Brennbeginn in Abhängigkeit vom maximalen Düsenraumdruck bei Variation der Kraftstoffart

Auch der zunehmende Unterschied im Sprayvolumen zu Brennbeginn zwischen GtL und den übrigen Kraftstoffen bei sehr hohen Einspritzdrücken, ist auf die weniger starke Zunahme des Zündverzugs bzw. auch des Sprayvolumens mit GtL zurückzuführen, siehe **Abbildung 4.16**. Darüber hinaus ist erkennbar, dass sich das geringe Sprayvolumen von RME gegenüber Diesel zum Einspritzbeginn stärker auswirkt, siehe **Abbildung 4.16-links**, als der höhere Zündverzug. Somit liegt mit RME zu Brennbeginn ein leicht niedrigeres Sprayvolumen besonders bei niedrigen Einspritzdrücken vor.

Analog zum Sprayvolumen zu Brennbeginn gibt es auch leichte Unterschiede zwischen den Kraftstoffen im Hinblick auf die Luftmassenkonzentration im Spray zu Beginn der Verbrennung, siehe **Abbildung 4.27-links**. Deutlich spielen auch hier die Cetanzahl und damit der Zündverzug eine entscheidende Rolle. Bei den zündwilligeren Kraftstoffen GtL und HVO steht bis zur Selbstzündung weniger Zeit zur Verfügung, wodurch das Spray weniger stark ausgebildet ist und es zu einer etwas geringeren Luftmassenkonzentration im Spray verglichen mit Diesel und RME kommt.

Die Abhängigkeit der Luftmassenkonzentration im Spray vom maximalen Düsenraumdruck ist nur tendenziell zu erkennen, da, wie in **Abbildung 4.27-rechts** gezeigt, das Spray zum Zeitpunkt des Brennbegins schon stark mit Luft gesättigt und die Luftmassenkonzentration in einen asymptotischen Verlauf übergegangen ist. Die Unterschiede des Anteils im Spray gelöster Luft sind daher nur gering und nehmen bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar noch einmal zu.

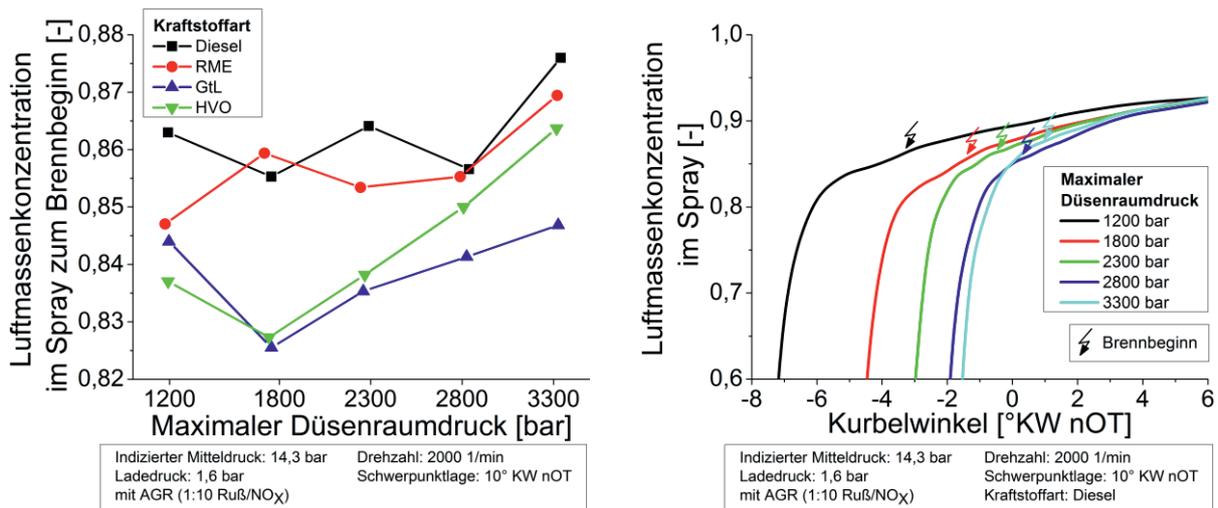


Abbildung 4.27: Links: Luftmassenkonzentration im Spray zu Brennbeginn bei Variation der Kraftstoffart und Einspritzdruck; Rechts: Luftmassenkonzentration im Spray für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks;

Somit findet die Selbstzündung fast unabhängig vom Einspritzdruck in einem Bereich der Luftmassenkonzentration im Spray von $0,85 < x_{\text{Gas}} < 0,9$ statt. Durch Berücksichtigung des stöchiometrischen Luftbedarfs kann mit Gleichung 4.1 und 4.2 das Verbrennungsluftverhältnis im Spray ermittelt werden:

$$\frac{\frac{1}{x_K} - 1}{L_{\min}} = \frac{\frac{m_T}{m_K} - 1}{L_{\min}} = \frac{\frac{m_T - m_K}{m_K}}{L_{\min}} = \frac{m_L}{m_K \cdot L_{\min}} = \lambda_{\text{Spray}} \quad (\text{Gl. 4.4})$$

Damit ergibt sich analog zur Luftmassenkonzentration ein ähnliches Bild, siehe **Abbildung 4.28**.

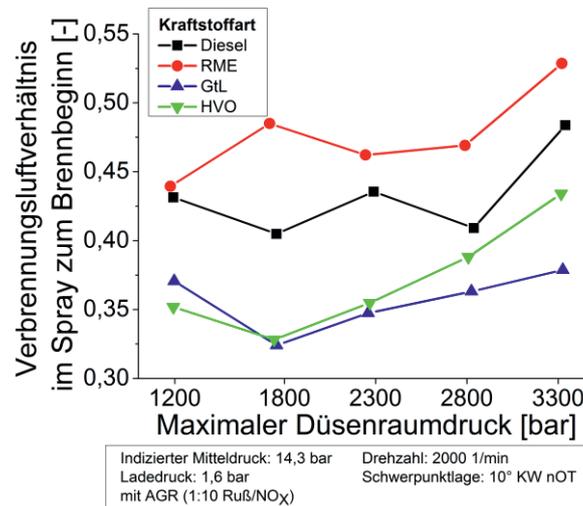


Abbildung 4.28: Verbrennungsluftverhältnis zum Brennbeginn bei Variation der Kraftstoffart und des Einspritzdrucks

Das Verbrennungsluftverhältnis zu Brennbeginn ist weniger stark vom Einspritzdruck und dafür stärker von der Zündwilligkeit des Kraftstoffes abhängig. Auch ergibt sich eine tendenzielle Zunahme des Verbrennungsluftverhältnisses mit steigendem Einspritzdruck für die hier untersuchten Kraftstoffe. Auch ist die schwächere Zunahme des

Verbrennungsluftverhältnisses im Spray zu Brennbeginn mit GtL gegenüber den anderen Kraftstoffen bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar wieder zu erkennen. Aufgrund des niedrigeren stöchiometrischen Luftbedarfs von RME stellt sich ein etwas höheres Verbrennungsluftverhältnis im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen für jeden Einspritzdruck ein.

Die Zunahme des Einspritzdrucks und die damit verbundene Erhöhung des Sprayvolumens bzw. der aufbereiteten Kraftstoffmenge zum Brennbeginn wirken sich deutlich in der vorgemischten Verbrennung aus, siehe ersten Peak der Heizrate in **Abbildung 4.29-links**. Dies wird z.B. auch in [Tao08] gezeigt. Trotz der Verschiebung der Verbrennung in den Expansionsbereich mit zunehmendem Einspritzdruck wird das Gemisch in einer kürzeren Zeit mit höheren Zylinderdruckgradienten und dementsprechenden Heizraten in der vorgemischten und der Diffusionsverbrennung umgesetzt. Der Einfluss eines größeren Brennraumvolumens auf die Verbrennung und die damit verbundenen reduzierten Heizraten, siehe [Wen06], werden durch die beschleunigte Verbrennung aufgrund des hohen Einspritzdrucks vollständig kompensiert.

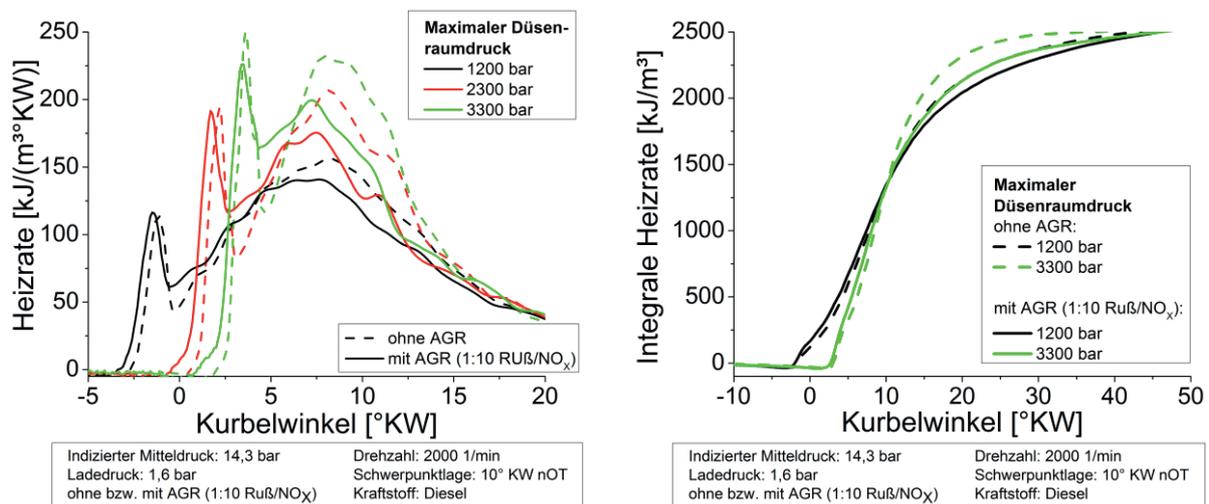


Abbildung 4.29: Links: Heizratenverlauf für Dieselkraftstoff für drei unterschiedliche maximale Düsenraumdrücke im Betrieb mit bzw. ohne AGR; Rechts: Integraler Heizratenverlauf für Dieselkraftstoff für zwei unterschiedliche maximale Düsenraumdrücke, im Betrieb mit bzw. ohne AGR

Auch zeigt sich in **Abbildung 4.29-links**, dass mit zunehmendem Einspritzdruck das Maximum der Heizrate während der vorgemischten Verbrennung stärker steigt, als das Maximum der Heizrate während der Diffusionsverbrennung und ab einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar dieses sogar überschreitet.

Der zunehmende Anteil aufbereiteten Kraftstoffes vor der Verbrennung, siehe **Abbildung 4.26**, führt zu diesem verstärkten Anstieg. Im Hinblick auf die Emissionen ist die Zunahme der vorgemischten Verbrennung hauptverantwortlich für den Anstieg der Stickoxide und gleichzeitig mit einer leichten Reduzierung der Rußemissionen verbunden, siehe **Abbildung 4.30-links**.

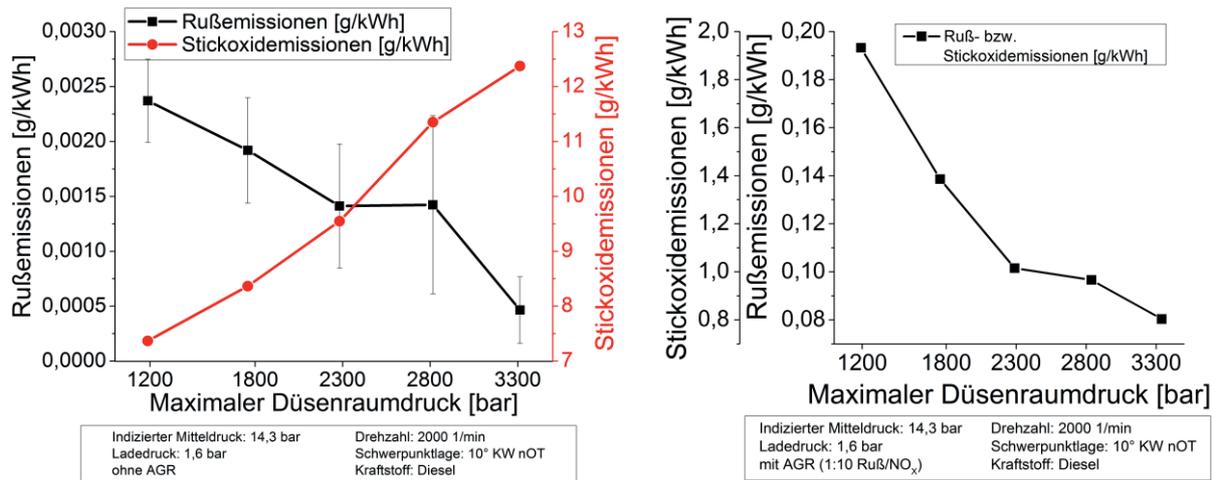


Abbildung 4.30: Links: Ruß- und Stickoxidemissionen für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks, ohne AGR; Rechts: Ruß- und Stickoxidemissionen für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks mit AGR

Hierbei gilt es jedoch zu beachten, dass beim Motorbetrieb ohne AGR in diesem Betriebspunkt die Rußemissionen schon auf sehr geringem Niveau und innerhalb der Messtoleranz liegen (siehe Vertrauensbereich in **Abbildung 4.30-links**). Eine tendenzielle Reduzierung der Rußemissionen vor allem zwischen den Druckschritten des maximalen Düsenraumdrucks von $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar auf 2300 und 3300 bar ist zu erkennen.

Durch den Einsatz von rückgeführtem Abgas sinken die Maxima der vorgemischten leicht und der Diffusionsverbrennung sehr stark ab, siehe **Abbildung 4.29-links**. Hierbei reduzieren sich die Heizraten während der mischungskontrollierten Diffusionsverbrennung vor allem im Bereich um die maximale Heizrate. Die damit verbundenen geringeren Drücke und Temperaturen führen zu einer verstärkten Produktion der Rußemissionen. Aber auch die Heizraten in der Abbrandphase werden reduziert, siehe **Abbildung 4.29-links**, wodurch ebenfalls das Druck- und Temperaturniveau während der Verbrennung gesenkt und damit die Nachoxidation der Rußpartikel reduziert wird.

Verbunden mit der Reduktion der maximalen Heizraten, nimmt auch die Geschwindigkeit der Verbrennung im AGR-Betrieb ab, zu erkennen an den niedrigeren Gradienten der Kurven mit AGR gegenüber ohne AGR in **Abbildung 4.29-rechts**. Dadurch wird ein Großteil des Kraftstoffes bei niedrigeren Drücken und Temperaturen im Expansionsbereich verbrannt, siehe hierzu stellvertretend die Brennraumdrücke und -temperaturen beim 90%-Umsatzpunkt in **Abbildung 4.31**.

Das Rückführen von Abgas hat neben der Reduzierung der Stickoxid- somit auch eine verstärkte Erhöhung der Rußemissionen zur Folge, siehe **Abbildung 4.30-rechts**. Der Vergleich mit **Abbildung 4.30-links** zeigt, dass die Rußemissionen gegenüber dem Betriebspunkt ohne AGR von durchschnittlich $\dot{m}_{\text{Ruß, ohne AGR}}=0,0015$ g/kWh auf einen mittleren Wert von $\dot{m}_{\text{Ruß, mit AGR}}=0,12$ g/kWh gestiegen sind. Die Stickoxidemissionen konnten jedoch gleichzeitig um mehr als 88% von $\dot{m}_{\text{NO}_x, \text{ ohne AGR}}=9,8$ g/kWh auf $\dot{m}_{\text{NO}_x, \text{ mit AGR}}=1,2$ g/kWh gesenkt werden.

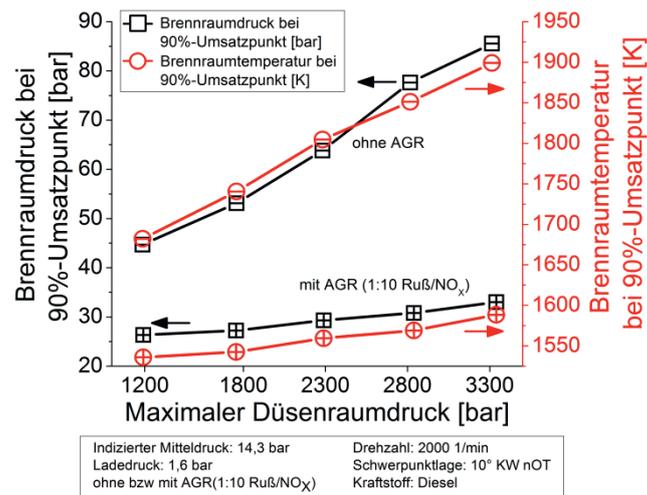


Abbildung 4.31: Brenndruck und -temperatur bei 90% Umsatzpunkt für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks im Betrieb ohne und mit AGR

Mit zunehmendem Einspritzdruck und der damit verbundenen stärkeren Rückführung von Abgas, siehe **Abbildung 4.2**, werden die maximale Heizrate der vorgemischten und Diffusionsverbrennung sowie die Heizraten der Ausbrandphase noch stärker reduziert. Obwohl, wie in **Abbildung 4.26** gezeigt, das aufbereitete Sprayvolumen bei dem Motorbetrieb mit AGR bei hohen Einspritzdrücken steigt, kann dieses nicht als Erhöhung der vorgemischten Verbrennungsphase detektiert werden. Der Einfluss des rückgeführten Abgases auf die Verzögerung der Verbrennung wirkt hierbei dominierend über die aufgrund des zunehmenden Zündverzugs beim Betrieb mit AGR verbundene größere Kraftstoffmenge, die vor Brennbeginn aufbereitet ist. Dies ist daran zu erkennen, dass der erste Peak der Heizrate mit AGR bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar niedriger ist als im Betrieb ohne rückgeführtes Abgas.

Auch der Übergang zur Diffusionsverbrennung sowie der Anstieg zum Maximum der Diffusionsverbrennung reduzieren sich zunehmend mit steigendem Einspritzdruck, siehe **Abbildung 4.29-links**. Dabei wird deutlich, dass eine klare Unterscheidung zwischen vorgemischter und Diffusionsverbrennung in diesem Motorbetriebspunkt mit zunehmendem Einspritzdruck und rückgeführtem Abgas immer schwieriger wird. Es ist vorstellbar, dass aufgrund der zunehmenden Zündverzugszeit (hohe AGR-Rate) und des beschleunigten Einbringens des Kraftstoffes (hoher Einspritzdruck), der komplette Kraftstoff während der Zündverzugszeit eingebracht und nicht mehr während der Verbrennung eingespritzt wird. Die Diffusionsverbrennung geht dann bei sehr hohen Einspritzdrücken und AGR-Raten in eine reine vorgemischte Verbrennung über. Diese Verbrennung wäre dann mit niedrigen Rußemissionen verbunden (keine Diffusionsverbrennung) und würde geringe Stickoxidemissionen aufweisen (hohe AGR-Rate). Die starke Verdünnung der Ansaugluft mit rückgeführtem Abgas und das beschleunigte Einbringen von Kraftstoff zur Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches ist als homogene Dieselerbrennung (HCCI, Homogeneous Charge Compression Ignition) bekannt und verfolgt, analog zu dieser Arbeit, die simultane Reduzierung von Ruß- und Stickoxidemissionen in einem direkteinspritzenden Dieselmotor, siehe [Tsc11] und [Mor10].

Aufgrund der Reduktion der maximalen Heizraten während der Diffusionsverbrennung kann von einer starken Zunahme der Rußemissionen ausgegangen werden. Auch die Abbrandphase reduziert sich ebenfalls stärker bei hohen Einspritzdrücken, wodurch weniger Rußemissionen nachträglich oxidiert werden können. Darüber hinaus ist in **Abbildung 4.31** deutlich die Reduzierung der Brennraumdrücke und -temperaturen, die für eine Nachoxidation der Rußemissionen von hoher Bedeutung sind, bei Brennende mit zunehmendem Einspritzdruck und AGR-Rate zu erkennen. Der Einfluss des Einspritzdrucks im Hinblick auf eine stärkere Zerstäubung und Erhöhung der Luftmassenkonzentration im Spray, siehe Kapitel 4.1.2 und 4.1.3 kompensiert diesen Effekt, so dass die Ruß- und Stickoxidemissionen um fast 60% von $p_{Düse,max}=1200$ auf 3300 bar gesenkt werden, siehe **Abbildung 4.30-rechts**.

Mit zunehmendem Einspritzdruck kann für die hier untersuchten Kraftstoffe ebenfalls eine Zunahme der vorgemischten und Diffusionsverbrennung festgestellt werden, siehe **Abbildung 4.32-links**. Das stärker aufbereitete Gemisch der Kraftstoffe mit einer niedrigen Cetanzahl (Diesel und RME) zu Brennbeginn, siehe **Abbildung 4.26-rechts**, macht sich im Heizverlauf anhand einer intensiveren Vormischverbrennung bemerkbar.

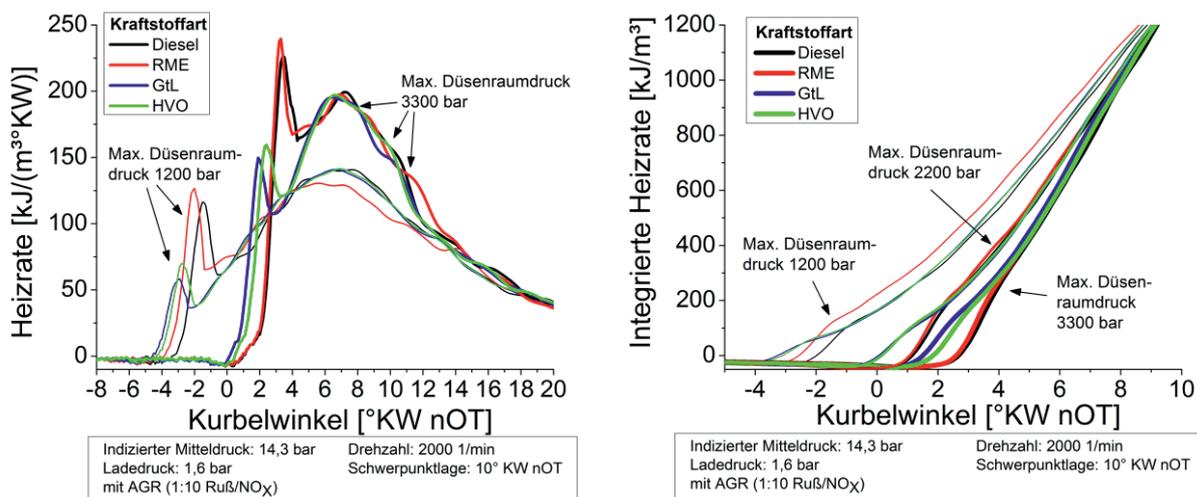


Abbildung 4.32: Links: Heizratenverlauf bei Variation der Kraftstoffart und für zwei unterschiedliche maximale Düsenraumdrücke; Rechts: Integraler Heizratenverlauf bei Variation der Kraftstoffart und für zwei unterschiedliche maximale Düsenraumdrücke

Anhand **Abbildung 4.25** konnte eine unterschiedliche Entwicklung des Zündverzugs mit steigendem Einspritzdruck zwischen niedrig und hoch zündwilligen Kraftstoffen gezeigt werden. Dies wirkt sich in der vorgemischten Verbrennung stark aus, wie in **Abbildung 4.32-rechts** gezeigt werden kann. Deutlich ist dabei die sehr stark verzögerte Verbrennung mit GtL und HVO bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=1200$ bar gegenüber der Verbrennung von Dieselpkraftstoff zu erkennen. Bei dem hohen Einspritzdruck hingegen nimmt die integrale Heizrate bei beiden Kraftstoffen stärker zu als beim Dieselpkraftstoff. Der weniger stark abnehmende Zündverzug aufgrund des späteren Brennbeginns mit GtL und HVO führt somit zu einer beschleunigten Verbrennung im Vergleich zum Dieselpkraftstoff. Deutlich wird in diesem Zusammenhang auch die nicht ganz so starke Umsetzung der vorgemischten Verbrennung mit GtL verglichen mit HVO aufgrund des geringeren Sprayvolumens zu Brennbeginn (Zündverzug mit GtL geringer als mit HVO), siehe **Abbildung 4.26-rechts**.



Anhand **Abbildung 4.32-rechts** ist eine stärkere Verspätung des Brennbeginns mit RME bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks um $\Delta p_{\text{Düse,max}}=1000$ bar im Vergleich zum Dieselmotorkraftstoff zu erkennen. Während bei dem niedrigen Einspritzdruck die Verbrennung mit RME langsamer gegenüber der Verbrennung von Dieselmotorkraftstoff abläuft und diese viel früher beginnt, wird schon bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2200$ bar eine ähnlich schnelle Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches erzielt wie bei Dieselmotorkraftstoff. Dass dieser Effekt nicht auf die unterschiedlichen AGR-Raten zurückzuführen ist, zeigt **Abbildung 6.7.5** (Anhang 6.7), in dem der integrierte Heizverlauf im Betrieb ohne AGR gezeigt wird. Auch hier wird bei dem niedrigen Einspritzdruck ein früherer Brennbeginn mit RME aufgrund der langsameren Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches detektiert als mit dem Dieselmotorkraftstoff. Mit dem RME wird auch im Betrieb ohne rückgeführtes Abgas eine stärkere Verspätung des Brennbeginns mit zunehmendem Einspritzdruck im Vergleich zum Dieselmotorkraftstoff detektiert.

Neben dem Brennbeginn und der vorgemischten Verbrennung fallen bei genauerer Betrachtung der Diffusionsverbrennung Unterschiede zwischen den Kraftstoffen bei Variation des Einspritzdrucks, siehe **Abbildung 4.32-links**, auf. Um diese genauer zu beschreiben, wurden die mittlere Steigung m_{Zu} des zunehmenden Anteils (Minimum nach der vorgemischten Verbrennung bis Maximum Heizrate) und m_{Ab} des abnehmenden Anteils (Maximum Heizrate bis 90%-Umsatzpunkt) der Diffusionsverbrennung ermittelt, siehe **Abbildung 6.7.6** (Anhang 6.7). In **Abbildung 4.33-links** sind die prozentualen Veränderungen dieser mittleren Steigungen bei Erhöhung des Einspritzdrucks gezeigt. Die Basis für die Ermittlung der prozentualen Veränderungen bildet dabei die mittleren Steigungen beim niedrigsten maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar.

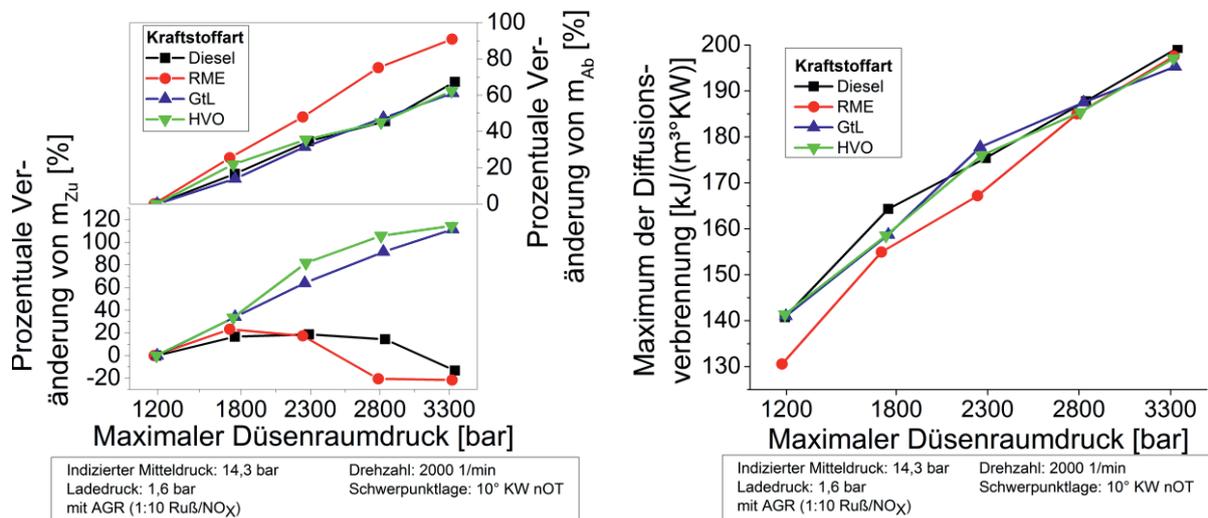


Abbildung 4.33: Links: Prozentuale Veränderung der mittleren Steigung des zunehmenden Anteils m_{Zu} und des abnehmenden Anteils m_{Ab} der Diffusionsverbrennung bei Variation des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart; Rechts: Maximum der Diffusionsverbrennung bei Variation des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart

Dabei wird deutlich, dass mit den hoch zündwilligen Kraftstoffen GtL und HVO der Anstieg der Diffusionsverbrennung m_{Zu} mit steigendem Einspritzdruck viel stärker zunimmt, als mit den Kraftstoffen mit niedriger Cetanzahl, siehe linkes unteres Bild in **Abbildung 4.33**. Die Verbrennung von GtL und HVO wird also in diesem Bereich gegenüber Diesel und RME



extrem stark beschleunigt. Dies bedeutet, dass die Reaktionen innerhalb der Diffusionsflamme viel schneller ablaufen müssen. Die Durchmischung von Luft und Kraftstoff wird erschwert und unterstöchiometrische Bereiche sind hier die Folge, wodurch eine Zunahme der Rußemissionen erwartet wird, siehe hierzu auch [Wen06]. Vor allem mit HVO wird ab einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=1800$ bar ein überproportionaler Anstieg von m_{Zu} ermittelt, der für die unterproportionale Abnahme der Emissionen unter anderem verantwortlich sein könnte, siehe **Abbildung 4.1-rechts**.

Mit Diesel und RME werden geringere Veränderungen von m_{Zu} mit zunehmendem Einspritzdruck detektiert. Aufgrund des hohen Zündverzugs und der starken vorgemischten Verbrennung mit diesen Kraftstoffen, ist hierbei ein geringerer Anstieg bis zur maximalen Heizrate notwendig. Bei extrem hohen Düsenraumdrücken von mehr als $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar sind mit Diesel und RME sogar Reduzierungen der mittleren Steigungen m_{Zu} festzustellen. Die Reduzierungen der mittleren Steigungen m_{Zu} bei Erhöhung des Einspritzdrucks kann die Produktion der Rußemissionen während dieser Phase hemmen. Insbesondere für Dieseldieselkraftstoff kann dies die Emissionsentwicklung, siehe **Abbildung 4.1-rechts**, positiv beeinflussen. Für RME scheint jedoch ein Quereinfluss vorzuliegen, durch den die Emissionen nicht reduziert, sondern sogar mit dem letzten Druckschritt erhöht werden.

Auffällig ist vor allem die starke Erhöhung der mittleren Steigungen m_{Ab} mit zunehmendem Einspritzdruck bei RME. Dies resultiert aus der stärkeren Zunahme der maximalen Heizrate im Diffusionsbereich mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen, siehe **Abbildung 4.32-links**. Ab einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2800$ bar wird dabei mit RME eine ähnlich hohe maximale Heizrate in der Diffusionsverbrennung ermittelt, wie mit den anderen Kraftstoffen, siehe **Abbildung 4.33-rechts**. Dass der Unterschied im Heizratenverlauf zwischen Diesel und RME nicht auf die unterschiedlichen Entwicklungen der AGR-Rate zurückzuführen ist, zeigt **Abbildung 6.7.7** (Anhang 6.7). Auch im Betrieb ohne rückgeführtes Abgas wird eine stärkere Zunahme des Maximums der Diffusionsverbrennung festgestellt.

Der Vergleich der Heizraten von Diesel und RME bei Erhöhung des Einspritzdrucks lässt die Annahme zu, dass ein Zusammenhang zwischen der Entwicklung der Luftmassenkonzentration und der Verbrennung bestehen könnte. In **Abbildung 4.34-links** ist daher der direkte Vergleich zwischen integrierter Heizrate und Luftmassenkonzentration dieser beiden Kraftstoffe bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks dargestellt.

Der Unterschied in der Luftmassenkonzentration zwischen Diesel und RME bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar ist hierbei nicht so deutlich zu erkennen, wie in **Abbildung 4.18-links**, da die Einspritzung mit RME deutlich früher als mit Diesel beginnt. Würde die Einspritzung mit Diesel und RME zum gleichen Zeitpunkt starten, so wäre der Unterschied zwischen den Luftmassenkonzentrationen vor allem beim niedrigen Einspritzdruck offensichtlicher, siehe gepunktete rote Linie in **Abbildung 4.34-links**.

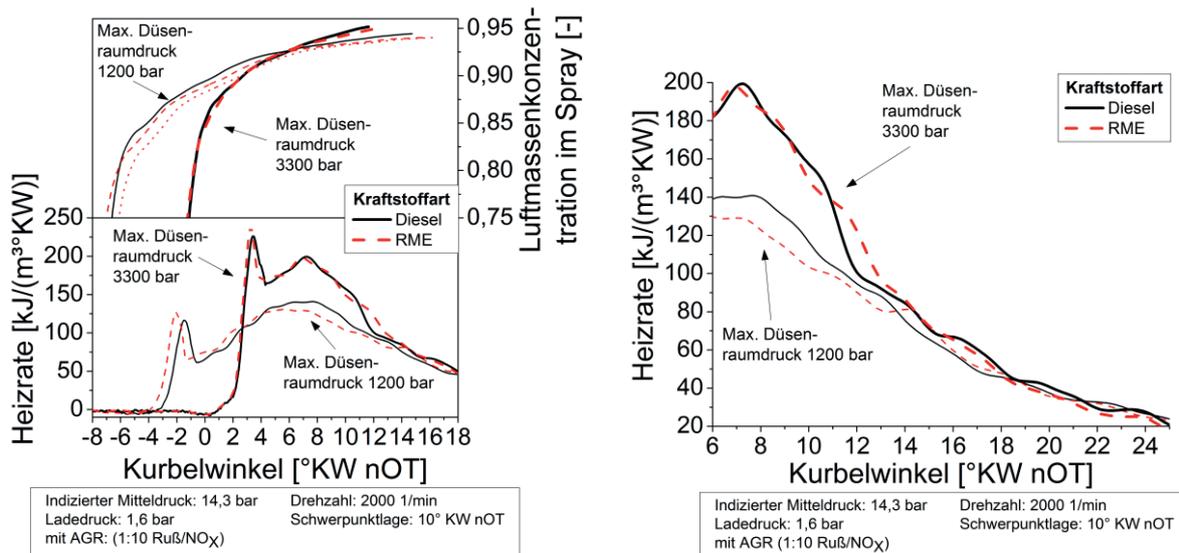


Abbildung 4.34: Links: Luftmassenkonzentration im Spray und Heizratenverlauf für Diesel und RME für zwei unterschiedliche Einspritzdrücke; Rechts: Heizratenverlauf für Diesel und RME für zwei unterschiedliche Einspritzdrücke im Bereich der Ausbrandphase

Bei dem niedrigen Einspritzdruck sind vor allem in der diffusionsgesteuerten Verbrennung und auch in der Ausbrandphase Unterschiede in der Luftmassenkonzentration zwischen Diesel und RME erkennbar. Bei dem hohen Einspritzdruck und der gleichen Luftmassenkonzentration während der vorgemischten und der Diffusionsverbrennung zwischen Diesel und RME unterscheiden sich auch die Heizraten, vor allem im Diffusionsbereich beider Kraftstoffe weniger voneinander. Es scheint, als ob der niedrige Sauerstoffgehalt im Spray mit RME bei niedrigen Einspritzdrücken, hervorgerufen durch das geringe Sprayvolumen, vor allem die Diffusionsverbrennung verzögert.

Die stärkere Erhöhung des Maximums der Diffusionsverbrennung mit RME, siehe **Abbildung 4.34-links**, fördert eine stärkere Nachoxidation der Rußemissionen. Deutlich ist in diesem Zusammenhang auch der kurzzeitige Anstieg der Heizrate mit RME am Ende der Diffusionsverbrennung bei 12 °KW nOT bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar zu erkennen. Aufgrund der Nadelsitzdrosselung entwickelt sich eine stark turbulente Strömung im Düsenloch, die eine kurzzeitige Erhöhung der Heizrate zur Folge hat.

Dieser Effekt auf die Heizrate scheint bei dem hochviskosen RME ausgeprägter zu sein, als bei dem Dieselkraftstoff, siehe **Abbildung 4.34-rechts** und führt zu der in **Abbildung 4.33-links** gezeigten höheren prozentualen Veränderung der mittleren Steigung m_{Ab} . Mit zunehmendem Einspritzdruck und der damit verbundenen stärkeren Erhöhung der maximalen Heizrate von RME im Vergleich zu Dieselkraftstoff nimmt dieser Unterschied stärker zu. Während bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar nur ein Unterschied in den Heizraten von $8 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{KW})$ vorliegt, ist bei $p_{\text{Düse,max}}=3300$ bar ein Unterschied von $25 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{KW})$ festzustellen.

Somit fördern die stärkere Zunahme des Sprayvolumens und der Luftmassenkonzentration bei Erhöhung des Einspritzdrucks die Energieumsetzung während der Verbrennung von RME stärker, als die des Dieselkraftstoffes. Die intensivere Zunahme der maximalen Heizrate, die höheren Heizraten am Ende der Einspritzung und die stärkere Veränderung des abfallenden



Ratenverlaufs während der Ausbrandphase sind ein Indiz für die überproportionale Reduzierung der Emissionen mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen, siehe **Abbildung 4.1-rechts**.

Zur abschließenden Untersuchung des Brennverfahrens soll noch ein im Hinblick auf die Auswirkungen durch eine Einspritzdruckerhöhung verfolgungswürdiger Parameter, der Flame Lift-off, also der Abstand zwischen Düsenkuppe und Diffusionsflamme untersucht werden. Für dessen Berechnung wird die auf Basis von Druckkammeruntersuchungen ermittelte Gleichung nach [Pic05] verwendet:

$$FLO = C \cdot T_u^{-3,74} \cdot \rho_z^{-0,85} \cdot d_{Düse,aus}^{0,34} \cdot c_v \cdot v_{Austritt} \cdot (L_{St,O_2} + 1) \quad (Gl. 4.5)$$

$$L_{St,O_2} = L_{St} \cdot \frac{\psi_{O_2,Luft}}{\psi_{O_2,Z}} = L_{St} \frac{\psi_{O_2,Luft}}{(1-x_{AGR}) \cdot \psi_{O_2,Luft} + x_{AGR} \cdot \psi_{O_2,A}} = \frac{L_{St} \cdot \psi_{O_2,Luft}}{0,21 + x_{AGR} \cdot (\psi_{O_2,A}^{-0,21})} \quad (Gl. 4.6)$$

Dabei wird angenommen, dass die Temperatur des unverbrannten Teils der Zylinderladung T_U der Umgebungstemperatur, also der Brennraumtemperatur zum Zeitpunkt der Einspritzung entspricht. Für die Dichte der Zylinderladung ρ_z wird die Brennraumdichte während der Einspritzung angenommen. Die Austrittsgeschwindigkeit des Sprays aus der Düse kann nach Bernoulli aus dem Unterschied zwischen Düsenraum- und Brennraumdruck bei Berücksichtigung der Kraftstoffdichte bestimmt werden, siehe Gleichung 2.1. In Gleichung 4.5 wird dabei noch der Geschwindigkeitskoeffizient c_v berücksichtigt, der aus dem Verhältnis von Strömungskoeffizient c_d und Flächenkontraktionskoeffizient c_a ermittelt wird. Da für diese Untersuchung eine strömungsoptimierte Düse (Düse 114) mit einem ks-Wert von 1,5 verwendet wurde, siehe **Tabelle 3.2**, kann ein Flächenkontraktionskoeffizient von $c_a=1,0$ angenommen werden, siehe [Fis11]. Mit einem Strömungskoeffizienten von $c_d=0,86$ ergibt sich $c_v=0,86$. Zur Bestimmung des FLO werden die Brennraumtemperatur T_u und die Brennraumdichte ρ_z während des für die Ausbildung des FLO entscheidenden Zeitraums zwischen Brennbeginn und Einspritzende gemittelt. Die Kraftstoffdichte wird dabei als konstant angenommen, da die Berücksichtigung einer Änderung durch die Temperatur- und Druckerhöhung aufgrund der Kompression des Kraftstoffes nach [Fis11] einen Unterschied in der Dichte von ca. 2% ausmacht. Für die Konstante C wird ein Wert von $7,04 \cdot 10^8$ nach [Pic05] gewählt.

Der stöchiometrische Luftbedarf der Zylinderladung L_{St,O_2} berechnet sich aus dem stöchiometrischen Luftbedarf des Kraftstoffes und dem Verhältnis aus dem Sauerstoffanteil in der Luft $\psi_{O_2,Luft}$ und in der Zylinderladung $\psi_{O_2,Z}$, wobei in diese Größe die AGR-Rate x_{AGR} sowie der Sauerstoffanteil im Abgas $\psi_{O_2,A}$ noch mit einfließt, siehe Gleichung 4.6.

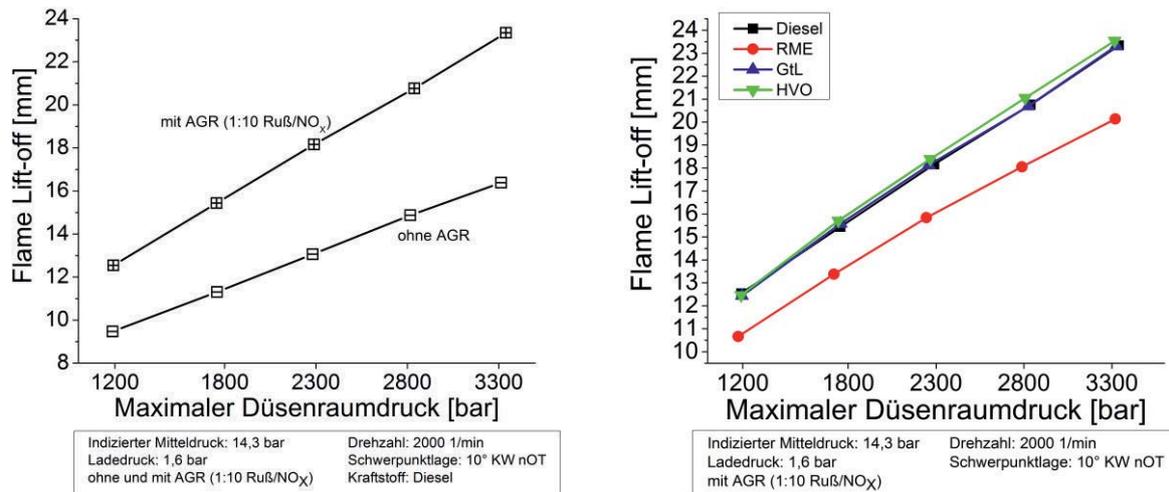


Abbildung 4.35: Links: Flame Lift-off bei Variation des Einspritzdrucks im Betrieb ohne und mit AGR; Rechts: Flame Lift-off bei Variation des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart

Erwartungsgemäß und durch die Literatur bestätigt, siehe z.B. [Fis11], kann mit steigendem Einspritzdruck eine Zunahme des FLO ermittelt werden, da die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes am Düsenloch v_{Austritt} zunimmt. Durch die Vergrößerung des FLO ist somit auch bei diesen Untersuchungen von einer Zunahme der Luftansaugung im Spray auszugehen, mit denen die Rußemissionen abgesenkt werden.

Mit rückgeführtem Abgas stellt sich ein höherer FLO ein, siehe **Abbildung 4.35-rechts**, der auch mit zunehmendem Einspritzdruck und damit steigender AGR-Rate aufgrund des 1:10 Ruß/NO_x-Verhältnisses, stärker steigt als im Betrieb ohne rückgeführtes Abgas. Grund hierfür ist die Zunahme des stöchiometrischen Luftbedarfs der Zylinderladung L_{St,O_2} , da der Sauerstoffanteil im Zylinder $\psi_{\text{O}_2, \text{Z}}$ mit steigender AGR-Rate sinkt, siehe Gleichung 4.6.

Der sich einstellende FLO bei der Verbrennung alternativer Kraftstoffe zeigt ein ähnliches Bild. Auch hier wird mit steigendem Einspritzdruck eine Zunahme des FLO für alle Kraftstoffe festgestellt. Unterschiede ergeben sich vor allem mit RME, bei dem ein niedriger FLO gegenüber den anderen Kraftstoffen ermittelt wird, der mit zunehmendem Einspritzdruck sogar weniger stark steigt. Der niedrigere FLO mit RME entsteht einerseits aufgrund des geringen stöchiometrischen Luftbedarfs L_{St} des Kraftstoffes (hoher Sauerstoffgehalt, siehe **Tabelle 2.3**), wodurch sich ein niedriger stöchiometrischer Luftbedarf im Zylinder ausbildet. Der Einfluss der höheren AGR-Raten auf den FLO, mit denen der Motor bei Verwendung von RME betrieben werden konnte, wird durch den Einfluss des geringen stöchiometrischen Luftbedarfs vollständig kompensiert.

Auf der anderen Seite führt die niedrigere Düsenlochaustrittsgeschwindigkeit, hervorgerufen durch die höhere Kraftstoffdichte, zu einer Reduzierung der FLOs mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen. Die nicht ganz so starke Zunahme des FLOs mit RME gegenüber Dieselmotorkraftstoff lässt sich dabei auf die weniger stark zunehmende AGR-Rate zurückzuführen, siehe **Abbildung 4.2-links**.

Nach der Beurteilung des FLOs wäre mit RME von einer reduzierten Aufnahme von Sauerstoff in diesen Untersuchungen auszugehen. Auch der zunehmende Einspritzdruck und die damit verbundene erhöhte AGR-Rate sollten bei RME aufgrund des niedrigeren FLOs zu



höheren absoluten Emissionen und einer niedrigeren Absenkung mit zunehmendem Einspritzdruck führen. Die Emissionsentwicklung in **Abbildung 4.1** widerlegt jedoch die Aussagefähigkeit des FLOs. Somit wird an dieser Stelle deutlich, dass mit dem FLO allein die Emissionen beim Betrieb mit alternativen Kraftstoffen und zunehmendem Einspritzdruck nicht beschrieben werden können. Die Dichte und der stöchiometrische Luftbedarf der Kraftstoffe, die bei der Berechnung des FLOs berücksichtigt werden, reichen nicht aus, um die Emissionsunterschiede zwischen den Kraftstoffen darstellen zu können. Die grundlegende Tendenz einer stärkeren Luftausnutzung mit steigendem Einspritzdruck beschreibt der FLO hingegen für alle hier eingesetzten Kraftstoffarten.

Resümee zu den Brennverfahrensuntersuchungen

Durch eine Einspritzdruckerhöhung bis $p_{\text{Düse, max}}=2800$ bar konnte mit den hier untersuchten Kraftstoffen eine signifikante Abnahme des Zündverzugs aufgrund der schnelleren Einbringung und Aufbereitung des Kraftstoffes festgestellt werden. Bei der letzten Druckerhöhung im Düsenraum auf $p_{\text{Düse, max}}=3300$ bar ist mit allen Kraftstoffen hingegen eine Zunahme des Zündverzugs detektierbar, die sich auf Kavitationserscheinungen zurückführen lässt. Mit GtL wurde bei dem maximalen Düsenraumdruck ein geringerer Zündverzug zu den anderen Kraftstoffen ermittelt, der durch das abweichende Zerstäubungsverhalten bei diesem Druck auftritt. Weiterhin konnte mit den hoch zündwilligen Kraftstoffen GtL und HVO ein Sättigungsverhalten in der Reduzierung des Zündverzugs gezeigt werden. Da der Zündverzug mit GtL und HVO schon sehr niedrig ist, wirkt der zunehmende Einspritzdruck zwar reduzierend auf den Zündverzug beim Einsatz dieser Kraftstoffe, jedoch nicht so stark wie bei den niedrig zündwilligen Kraftstoffen Diesel und RME.

Aufgrund ähnlicher Sprayvolumenentwicklungen zwischen den Kraftstoffen sind das Sprayvolumen sowie die Luftmassenkonzentration zu Brennbeginn stark abhängig vom Zündverzug. Somit ist vor allem bei sehr hohen Düsenraumdrücken eine Abweichung des GtL zu den anderen Kraftstoffen festzustellen, da der Zündverzug hier am stärksten abweicht. Auswirkungen auf die Heizrate und hier vor allem in der vorgemischten Verbrennung von GtL im Vergleich zu HVO sind bei hohen Einspritzdrücken nicht festzustellen. Hier scheint der frühere Brennbeginn mit GtL sich auf die vorgemischte Verbrennung zusätzlich auszuwirken.

Mit den hier untersuchten Kraftstoffen konnte sowohl eine Intensivierung der vorgemischten als auch insbesondere der rußfördernden Diffusionsverbrennung mit zunehmendem Einspritzdruck bei gleichzeitiger Erhöhung der AGR-Rate festgestellt werden, die sich in eine simultane Reduzierung von Ruß- und Stickoxidemissionen äußert. Deutlich ist hierbei eine stärkere Zunahme der Diffusionsverbrennung mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen bei Erhöhung des Einspritzdrucks festzustellen, die sich auf das verstärkte Zerstäubungsverhalten dieses hochviskosen Kraftstoffes und der damit verbundenen stärkeren Zunahme des Sprayvolumens zurückführen lässt. Auch eine intensivere Zunahme der Ausbrandphase im Bereich der Nadelsitzdrosselung bei hohen Einspritzdrücken mit RME gegenüber Dieselkraftstoff konnte detektiert werden. Diese beiden Aspekte tragen unter anderem zur überproportionalen Reduzierung der Emissionen mit RME gegenüber Diesel bei.

Die Einspritzdruckerhöhung bei den hoch zündwilligen Kraftstoffen GtL und HVO hat eine starke Beschleunigung der mischungskontrollierten Diffusionsverbrennung zur Folge, bei der



es zu einer stärkeren Ausbildung von heterogenen Kraftstoff-Luft-Gemischen im Brennraum kommen kann. Dies hat unter anderem eine schwächere Absenkung der Emissionen im Vergleich zu den Kraftstoffen mit einer niedrigen Zündwilligkeit zur Folge.

Mit dem FLO konnte mit zunehmendem Einspritzdruck eine deutliche Zunahme der Luftausnutzung der Kraftstoffe festgestellt werden. Deutliche Unterschiede im FLO ergeben sich mit RME aufgrund des geringen stöchiometrischen Luftbedarfs L_{St} und der niedrigen Düsenlochaustrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes aufgrund der hohen Dichte. Mit zunehmendem Einspritzdruck nimmt der FLO mit RME weniger stark im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen zu, da die AGR-Rate bei höheren Drücken nicht mehr so stark steigt. Die Entwicklung des FLO mit RME zeigt, dass die Emissionsentwicklungen bei Erhöhung des Einspritzdrucks nicht beschrieben werden können.

Übertragung der Ergebnisse auf die Emissionsentwicklung

Mit den bisher gezeigten Ergebnissen konnten die relativen Emissionsabsenkungen beschrieben werden. So korreliert z.B. das abweichende Emissionsverhalten des GtL mit der limitierten Reduzierung des Tropfengrößenspektrums bei sehr hohen Einspritzdrücken. Auch lässt sich die Sättigung der Emissionsreduzierung bei sehr hohen Einspritzdrücken auf die weniger starke Zunahme der Luftmassenkonzentration zurückführen.

Die Zunahme der Emissionen mit RME bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=3300$ bar konnte mit den bisher gezeigten Ergebnissen jedoch nicht beschrieben werden. Aus der Literatur, siehe [Fis11], ist ein ähnliches Verhalten der Emissionen bei Erhöhung des Einspritzdrucks für Dieselmotoren bekannt. Hierbei konnte bei der Erhöhung der Last und konstantem Ladedruck ebenfalls die Tendenz von zunehmenden Emissionen bei Erhöhung des Einspritzdrucks gezeigt werden. Leider werden in [Fis11] keine Ursachen für dieses Emissionsverhalten aufgezeigt. Mit zunehmender Last und bei konstantem Ladedruck nimmt das Verbrennungsluftverhältnis, wie in [Fis11] gezeigt, deutlich ab. Der Vergleich mit der Entwicklung des Verbrennungsluftverhältnisses der Kraftstoffe für diesen Betriebspunkt, siehe **Abbildung 6.7.8** (Anhang 6.7), zeigt deutlich die zusätzliche Absenkung bei RME gegenüber den anderen Kraftstoffen aufgrund des hohen Sauerstoffgehalts. Es scheint, als ob ähnlich zu den Untersuchungen in [Fis11] für jeden Betriebspunkt ein Verbrennungsluftverhältnis existiert, unterhalb dessen eine Erhöhung des Einspritzdrucks keine signifikante Reduzierung bzw. sogar eine Anhebung der Emissionen bewirkt. Aufgrund der höheren Drehzahl, des späteren Brennbeginns sowie der höheren Lade- und Abgasgedrücke scheint dieses Verbrennungsluftverhältnis in [Fis11] im Vergleich zu diesen Untersuchungen bei höheren Werten zu liegen. Dadurch konnten die Emissionen beim Einsatz von RME trotz der reduzierten Steigung m_{zu} der Heizratenverläufe bei hohen Einspritzdrücken nicht weiter reduziert werden, wie z.B. beim Einsatz von Dieselmotoren, vergleiche **Abbildung 4.1-rechts** mit **Abbildung 4.33-links unten**.

Neben dem Emissionsverhalten der Kraftstoffe bei sehr hohen Einspritzdrücken ist auch die Ursachenfindung zu den unterschiedlichen absoluten Emissionsniveaus zwischen den Kraftstoffen bei gleichem Einspritzdruck interessant. Da sich das hydraulische und auch das makro- sowie mikroskopische Sprayverhalten nur geringfügig zwischen den Kraftstoffen unterscheidet, kann es nicht als Erklärung für die absoluten Emissionsunterschiede herangezogen werden. Auch die Unterschiede im Brennverhalten erklären zwar das Verhalten



bei Erhöhung des Einspritzdrucks, können jedoch nicht die absoluten Emissionsniveaus beschreiben. Mit **Abbildung 4.2** konnte die starke AGR-Abhängigkeit der absoluten Emissionsunterschiede zwischen den Kraftstoffen gezeigt werden. Somit ist an dieser Stelle interessant, wie sich vor allem die Ruß- aber auch die Stickoxidemissionen bei gleichgestellter AGR-Rate verhalten. Dazu sind in **Abbildung 4.36** die Ruß- und Stickoxidemissionen der Kraftstoffe bei drei verschiedenen maximalen Düsenraumdrücken und einer, zum jeweiligen Einspritzdruck, konstanten AGR-Rate dargestellt.

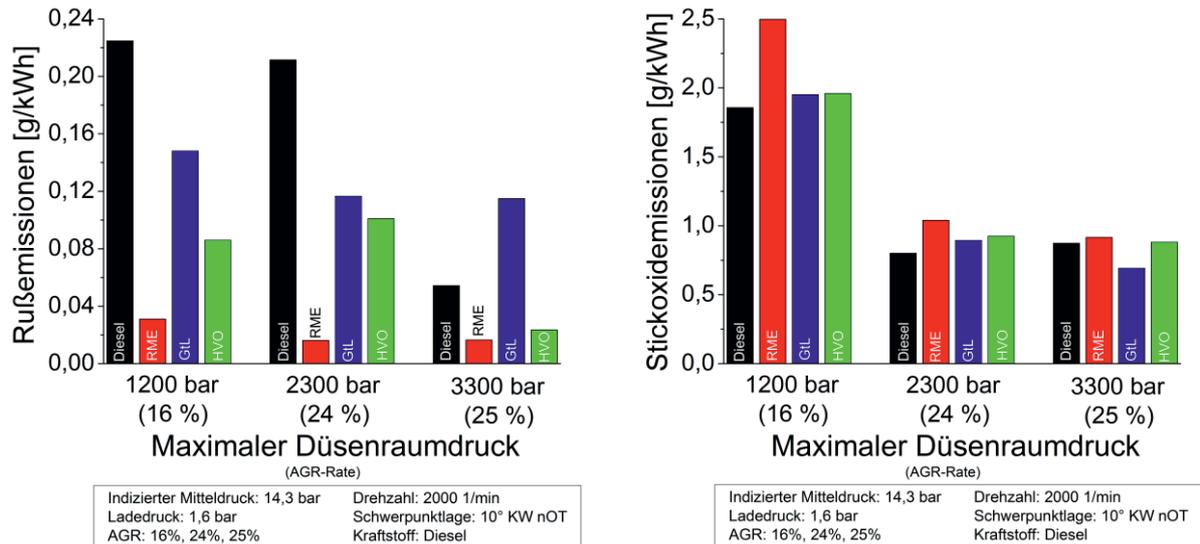


Abbildung 4.36: Links: Rußemissionen bei Variation der Kraftstoffart und für drei maximale Düsenraumdrücke bei konstanter AGR-Rate; Rechts: Stickoxidemissionen bei Variation der Kraftstoffart und für drei maximale Düsenraumdrücke bei konstanter AGR-Rate

Deutlich ist hierbei das ähnliche Rußemissionsverhalten zwischen den Kraftstoffen zur **Abbildung 4.1-links** zu erkennen. Während mit RME die geringsten Rußemissionen erzielt werden, schneidet der konventionelle Dieselmotorkraftstoff am schlechtesten ab. Die hochzündwilligen Kraftstoffe HVO und GtL liegen dazwischen, wobei mit HVO geringere Rußemissionen erzeugt werden als mit GtL. Auch hier wird noch einmal deutlich, dass mit GtL ab einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar keine nennenswerte Senkung der Rußemissionen festgestellt werden kann. Das bedeutet, dass diese AGR-Menge schon zu einer verstärkten Zunahme der Rußemissionen beim Einsatz von GtL beiträgt. Dies bestätigt die Annahme der nicht mehr so stark reduzierenden Tropfendurchmesser mit GtL gegenüber den anderen Kraftstoffen, siehe **Abbildung 4.22**, die zu einer eingeschränkten AGR-Verträglichkeit bei hohen Einspritzdrücken führt.

Im Hinblick auf die Stickoxidemissionen fallen die sehr hohen Emissionen mit RME bei dem niedrigen Einspritzdruck gegenüber den anderen Kraftstoffen auf, siehe **Abbildung 4.36-rechts**. Mit zunehmendem Druck reduziert sich dieser Unterschied und bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar und 3300 bar wird mit den Kraftstoffen ein ähnliches Emissionsniveau erreicht. Analog zur **Abbildung 4.1-rechts** sinken mit steigendem Einspritzdruck die Stickoxidemissionen von RME stärker im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen. Dabei zeigt sich auch, dass ab $p_{\text{Düse,max}}=2300$ bar mit Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks um 1000 bar die Rußemissionen bis auf den Betrieb mit GtL noch gesenkt

werden können, die sich dabei ergebende Erhöhung der Stickoxidemissionen gerade durch die geringe Anhebung der AGR-Rate kompensiert werden kann.

Mit der Anhebung des Einspritzdrucks und bei Einstellung einer konstanten AGR-Rate zwischen den Kraftstoffen ist somit ein ähnliches Rußemissionsverhalten zu erkennen, wie im 1:10 Betrieb des Motors.

Somit sind die absoluten Emissionsunterschiede weder auf das hydraulische, makro- noch mikroskopische Sprayverhalten bzw. die Bedingungen bei der Verbrennung zurückzuführen. Die Ursachen zu den absoluten Emissionsunterschieden bei konstantem Einspritzdruck lassen sich damit nur noch in den Kraftstoffeigenschaften wiederfinden. Eine Ursache für die sehr niedrigen Rußemissionen mit RME, siehe **Abbildung 4.36-links**, die bei konstanter AGR-Rate gemessen wurden und die auch durch die Literatur bestätigt werden, siehe [Tsc11], [Müt10], ist der hohe Sauerstoffgehalt des Kraftstoffes, siehe **Tabelle 2.3**. Dadurch ist es möglich, den Motor mit der höheren AGR-Rate zu betreiben, um die Stickoxidemissionen zu reduzieren und ohne dass es zu einem signifikanten Anstieg des Rußes kommt. Die geringen Rußemissionen beim Betrieb mit GtL und HVO gegenüber Diesel lassen sich auf die Aromatenfreiheit dieser Kraftstoffe gegenüber dem Dieselkraftstoff zurückführen. Aufgrund der Doppelbindungen und der damit verbundenen hohen thermischen Stabilität weisen Aromaten eine geringe Zündwilligkeit und Neigung zur chemischen Reaktion auf. Darüber hinaus entspricht der molekulare Aufbau der Aromaten der ringförmigen Grundstruktur von Rußpartikeln und stellt dementsprechend einen idealen Nährboden zum Aufbau eines Rußpartikels dar, siehe [Mol07]. Aromatenfreie Kraftstoffe sind daher zur Lösung des Ruß/NO_x-Problems anzustreben. Auch im RME sind keine Aromaten enthalten, womit auch hier im Ruß/NO_x-Trade-off nach [Müt10] nochmals niedrigere Emissionen als synthetische Kraftstoffe (z.B. GtL) dargestellt werden können.

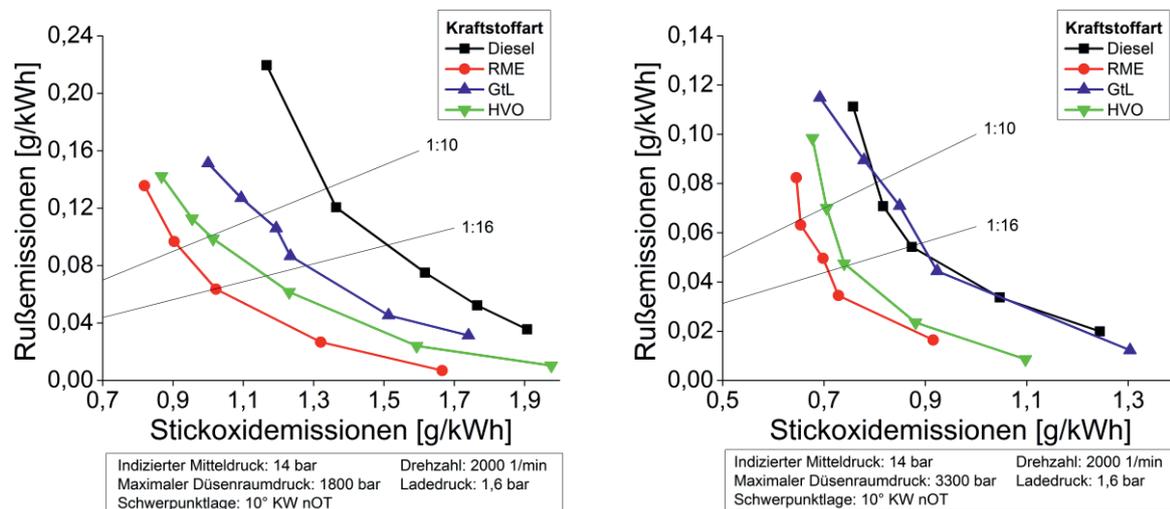


Abbildung 4.37: Links: Ruß/NO_x-Trade-off bei Variation der Kraftstoffart für einen maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse,max}}=1800$ bar (linkes Bild) und 3300 bar (rechtes Bild)

Dass dieses Emissionsverhalten zwischen den Kraftstoffen auch für andere Ruß/NO_x-Verhältnisse seine Gültigkeit beibehält, ist den beiden Bildern in **Abbildung 4.37** zu entnehmen. Dabei ist die Erhöhung der Kurvengradienten mit zunehmendem Einspritzdruck im Bereich des Ruß/NO_x-Verhältnisses von 1:10 zu erkennen. Das bedeutet, dass eine geringe



Reduzierung der Stickoxidemissionen mit einer viel stärkeren Steigerung der Rußemissionen verbunden ist. Geringste Mengen AGR sorgen hierbei für eine signifikante Zunahme der Rußemissionen. Erst bei niedrigeren Ruß/NO_x-Verhältnissen und damit auch geringeren AGR-Raten nehmen die Gradienten bei hohen Einspritzdrücken wieder ab.

Aufgrund der fast parallelen Verläufe der Kurven, insbesondere bei dem niedrigen Einspritzdruck, ist ein ähnliches Emissionsverhalten für die unterschiedlichen Kraftstoffe auch bei dem für EURO-6 relevanten Emissionsverhältnis von 1:16, siehe **Tabelle 3.6**, zu erkennen.

Bei dem hohen maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse, max}}=3300$ bar wird das in diesem Kapitel diskutierte schlechtere Emissionsverhalten mit GtL bei hohen Einspritzdrücken auch für die geringeren Ruß/NO_x-Verhältnisse deutlich. Während beim niedrigeren Druckniveau die Emissionen mit GtL stark unterhalb der Emissionen des Dieseldiesels liegen, befinden sich diese bei $p_{\text{Düse, max}}=3300$ bar in der Nähe bzw. auch leicht oberhalb der Emissionen vom Dieseldiesel, was auf die schlechte Zerstäubungsgüte dieses Kraftstoffes bei hohen Drücken zurückzuführen ist, siehe Kapitel 4.1.3.

4.2 Einfluss des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart auf weitere Motoreigenschaften

Neben der Diskussion der Ruß- und Stickoxidemissionen, die einen wesentlichen Bestandteil dieser Arbeit darstellen, sollen im Folgenden weitere Motoreigenschaften, die bei der Entwicklung moderner Dieselmotoren eine entscheidende Rolle spielen, diskutiert werden.

4.2.1 Kraftstoffverbrauch

In erster Linie ist dabei der Kraftstoffverbrauch erwähnenswert, denn damit lassen sich direkt klimaschädliche CO₂-Emissionen wirkungsvoll reduzieren. Bei der Diskussion des Kraftstoffverbrauchs ist dabei zu beachten, dass aufgrund des Betriebs eines Einzylindermotors, der Verbrauch sich von dem eines Vollmotors unterscheidet, da Nebenaggregate, wie z.B. Common-Rail-, Öl- bzw. Kühlwasserpumpe fremdangetrieben werden. Auch der Wegfall der Reibungsverluste der übrigen, ohne Kolben betriebenen Zylinder, resultiert ebenfalls in einem weiteren Unterschied zwischen den Verbräuchen beider Aggregate.

In **Abbildung 4.38-links** ist die am Motorprüfstand ermittelte Einspritzmenge pro Arbeitsspiel für Dieseldiesel in Abhängigkeit vom Einspritzdruck dargestellt.

Dabei kann für Dieseldiesel eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von 2% (ohne AGR) und ca. 3% (mit AGR) bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks von $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar auf 3300 bar festgestellt werden. Deutlich ist dabei der höhere Verbrauch im Motorbetrieb mit AGR gegenüber ohne AGR zu erkennen. Durch die Verzögerung des Verbrennungsablaufs verlängert sich die Brenndauer und ein zunehmender Anteil der Verbrennung findet in der Expansion statt, siehe **Abbildung 4.29**. Dadurch wird der Wirkungsgrad reduziert und der Kraftstoffverbrauch steigt gegenüber dem Betrieb ohne rückgeführtes Abgas, siehe **Abbildung 4.38-rechts**.

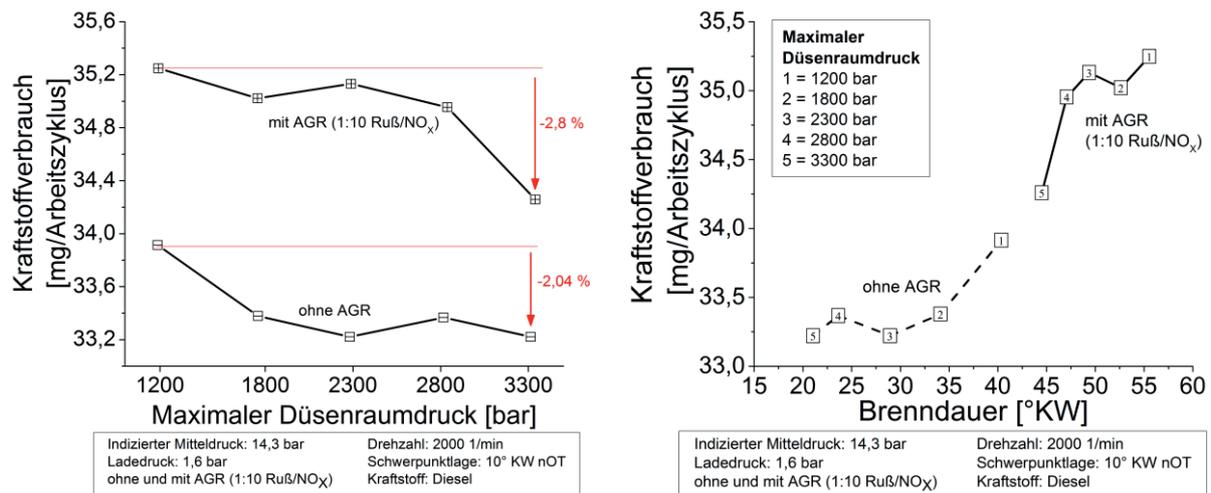


Abbildung 4.38: Links: Kraftstoffverbrauch für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und im Betrieb mit und ohne AGR; Rechts: Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Brenndauer für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und im Betrieb mit und ohne AGR

Auch nimmt die AGR-Rate stärker Einfluss auf die Brenndauer. Während beim Betrieb ohne AGR die Dauer um fast 19°KW durch die Erhöhung des Einspritzdrucks reduziert wird, kann sie im Betrieb mit AGR nur um 11°KW gesenkt werden. Trotzdem ist im Motorbetrieb mit AGR eine ähnlich starke Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs zu erkennen, gegenüber dem Betrieb ohne AGR. Zurückzuführen ist dies auf die nicht ganz so starke Verspätung des Brennbeginns mit zunehmendem Einspritzdruck bei dem Betrieb mit AGR gegenüber ohne AGR, siehe **Abbildung 4.23-rechts**.

Die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch die Erhöhung des Einspritzdrucks könnte sich stärker auswirken, wenn zu einem konstanten Zeitpunkt der Kraftstoff eingespritzt würde. Dadurch würde bei niedrigen Einspritzdrücken der Einspritzbeginn Richtung spät verschoben, sofern der Einspritzbeginn für den maximalen Einspritzdruck gegenüber dem Betrieb mit konstanter Verbrennungsschwerpunktlage gleich bleibt, siehe **Abbildung 6.8.1** (Anhang 6.8). Aufgrund des längeren Brennverlaufs bei niedrigem Einspritzdruck gegenüber dem Betrieb mit konstanter Verbrennungsschwerpunktlage würde ein größerer Teil der Verbrennung in der Expansionsphase stattfinden und damit den Wirkungsgrad verschlechtern, siehe [Mol07], mit dem Resultat eines höheren Kraftstoffverbrauchs.

Mit zunehmenden Einspritzdruck und AGR-Rate kann für die hier untersuchten Kraftstoffe eine Absenkung des Verbrauches bei gleichzeitig reduzierten Emissionen, vergleiche hierzu **Abbildung 4.1-links**, festgestellt werden. Der geringere Verbrauch der hoch zündwilligen Kraftstoffe GtL und HVO gegenüber Diesel und RME ist auf den höheren Heizwert zurückzuführen. Der hohe Sauerstoffgehalt mit RME führt zu einem weiteren, deutlichen Anstieg des Verbrauches gegenüber Dieselkraftstoff. Trotz des geringeren Heizwertes von HVO gegenüber GtL wird mit diesem Kraftstoff ein niedriger Verbrauch gemessen. Der höhere vorgemischte Anteil mit HVO, siehe **Abbildung 4.32-rechts**, kompensiert anscheinend den Einfluss des geringeren Heizwertes mit GtL.



Von $p_{Düse,max}=1200$ bar auf 3300 bar kann mit den hier untersuchten Kraftstoffen eine unterschiedlich starke Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs festgestellt werden, siehe **Abbildung 4.39-links**.

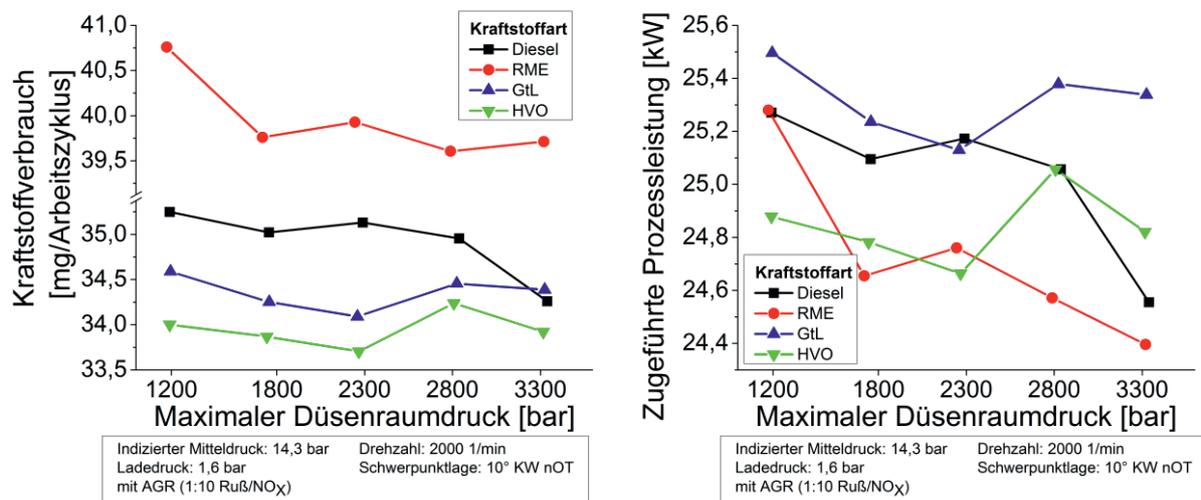


Abbildung 4.39: Links: Kraftstoffverbrauch bei Variation der Kraftstoffart und des Einspritzdrucks; Rechts: Zugeführte Prozessleistung bei Variation der Kraftstoffart und des Einspritzdrucks

Während mit RME eine Reduzierung um 2,5% ermittelt wird, reduziert sich der Verbrauch der hoch zündwilligen Kraftstoffe GtL und HVO nur um ca. 0,6% bzw. 0,3 %. Auffallend ist dabei die Zunahme des Verbrauchs bei beiden Kraftstoffen bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=2800$ bar. Auch für Diesel und RME wird ebenfalls bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=2300$ bar eine leichte Erhöhung des Verbrauchs detektiert. Alle vier Kraftstoffe zünden bei diesen maximalen Düsenraumdrücken bei 0,5° KW vor OT. Somit ist davon auszugehen, dass der Einfluss des höheren Einspritzdrucks vollständig durch den Einfluss der zunehmenden Verspätung des Brennbeginns auf den Kraftstoffverbrauch bei diesen maximalen Düsenraumdrücken kompensiert wird.

Um den Einfluss des unterschiedlichen Heizwertes der Kraftstoffe auf den Verbrauch zu eliminieren, wird die zugeführte Prozessleistung nach folgender Gleichung herangezogen:

$$\dot{W} = \dot{m}_K \cdot H_U. \quad (\text{Gl. 4.5})$$

Damit lässt sich, wie in **Abbildung 4.39-rechts** gezeigt, die Leistung generieren, die zur Erreichung der definierten Betriebsparameter Last und Drehzahl mit dem jeweiligen Kraftstoff notwendig ist.

Durch dieses Vorgehen reduzieren sich die Unterschiede zwischen den Kraftstoffen und die Kurven liegen dichter zusammen. Dabei stellt sich die tendenziell niedrigste zugeführte Prozessleistung über die Einspritzdruckvariation mit RME ein. Mit diesem Kraftstoff ist somit der effektivste Prozess realisierbar, da die abgegebene Prozessleistung aufgrund des konstant gehaltenen Betriebspunkts für jeden Kraftstoff gleich ist. Demgegenüber wird mit GtL die durchschnittlich höchste zugeführte Leistung über die Einspritzdruckvariation benötigt, um den Prozess darzustellen.

4.2.2 CO- und HC-Emissionen

Neben den Ruß- und Stickoxidemissionen spielen die Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen beim Dieselmotor eine untergeordnete Rolle, da aufgrund des hohen Luftverhältnisses diese Emissionen kaum entstehen bzw. durch die Abgasnachbehandlung effizient reduziert werden können.

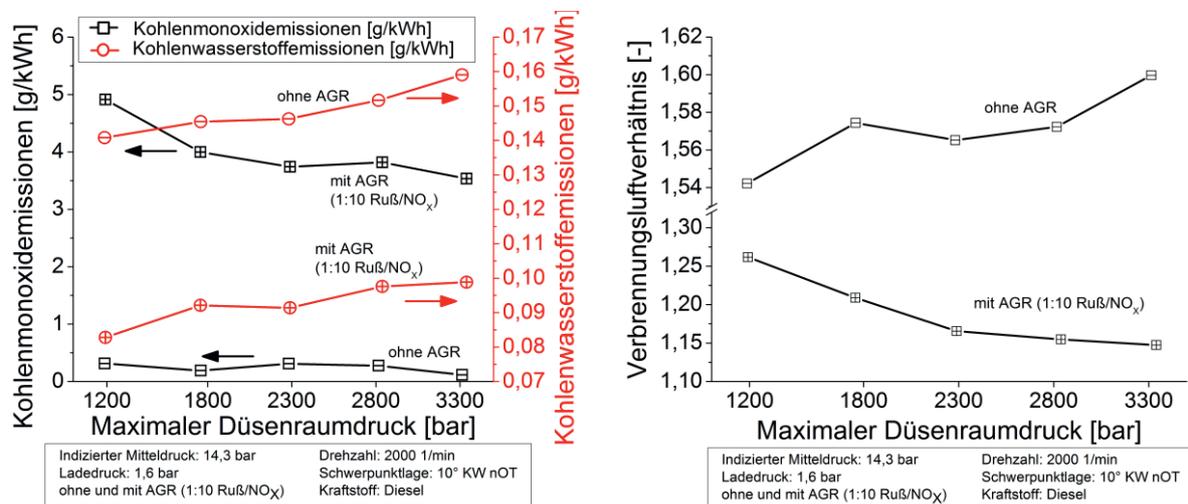


Abbildung 4.40: Links: Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen für Dieselmotor bei Variation des Einspritzdrucks und im Betrieb mit und ohne AGR; Rechts: Verbrennungsluftverhältnis für Dieselmotor bei Variation des Einspritzdrucks, im Betrieb mit und ohne AGR

Ohne den Einsatz von AGR werden sehr geringe Konzentrationen von Kohlenmonoxid im Abgas detektiert, siehe **Abbildung 4.40-links**. Durch das magere Verbrennungsluftverhältnis (siehe **Abbildung 4.40-rechts**) und die relativ hohe Last bzw. Temperatur in diesem Betriebspunkt (siehe **Abbildung 4.31**) kommt es zu einer fast vollständigen Oxidation von CO zu CO₂. Trotz des sehr niedrigen Emissionsniveaus sinken die Kohlenmonoxidemissionen mit weiterer Erhöhung des Einspritzdrucks um über 60%. Die Steigerung der Turbulenz durch den zunehmenden Einspritzdruck und das Erzeugen eines größeren Sprayvolumens mit der damit verbundenen Erhöhung der Luftmassenkonzentration, siehe **Abbildung 4.17-links**, sowie die Erhöhung der Verbrennungstemperaturen, siehe **Abbildung 4.31**, sind für diese Emissionsabsenkung mit verantwortlich. Auch die tendenzielle Entwicklung des Verbrennungsluftverhältnisses im Betrieb ohne AGR gibt das Verhalten der Kohlenmonoxidemissionen bei Erhöhung des Einspritzdrucks wieder.

Mit Einbindung der AGR-Rate wird dem Kraftstoff weniger Sauerstoff zur Verfügung gestellt, siehe **Abbildung 4.40-rechts**, im Vergleich zum Betrieb ohne AGR. Auch nimmt die Temperatur aufgrund der verschleppten Verbrennung stark ab, siehe **Abbildung 4.31**. Dadurch kommt es zu einer starken Zunahme der Kohlenmonoxidemissionen im Vergleich zum Betrieb ohne AGR, die durch die Erhöhung des Einspritzdrucks um 28% abgesenkt werden können. Trotz der zunehmenden AGR-Rate mit Erhöhung des Einspritzdrucks und der damit verbundenen Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses, siehe **Abbildung 4.40-rechts**, können die Kohlenmonoxidemissionen weiter reduziert werden. Die Zunahme der Temperatur mit steigendem Druck, auch im Betrieb mit AGR, siehe **Abbildung 4.31**, ist förderlich für eine Nachoxidation und damit Reduzierung der Kohlenmonoxidemissionen.



Aber auch hier wird wieder eine zunehmend intensivere Vermischung der Brennraumluft mit dem eingespritzten Kraftstoff bei Erhöhung des Einspritzdrucks für die Reduzierung der Kohlenmonoxidemissionen verantwortlich sein.

Bei den unverbrannten Kohlenwasserstoffen wird ein sehr geringes Emissionsniveau festgestellt. In diesem Teillastbetriebspunkt verdampft der Kraftstoff ausreichend und die hohen Temperaturen während der Verbrennung führen zu einem sehr hohen Umsetzungsgrad mit einem geringen Anteil an Kohlenwasserstoffemissionen. Obwohl mit zunehmendem Einspritzdruck höhere Brennraumtemperaturen und -drücke realisiert werden, siehe **Abbildung 4.31**, und die Zerstäubungsgüte verbessert wird, nehmen die HC-Emissionen entgegen den Erwartungen leicht zu. Die mit zunehmendem Einspritzdruck höheren Temperaturen und Drücke sowie die verstärkte Zerstäubung sollten die HC-Emissionen eigentlich reduzieren. Die Zunahme der HC-Emissionen mit steigendem Einspritzdruck wird dabei im Betrieb ohne sowie mit AGR festgestellt. Hierbei fällt deutlich auf, dass der Betrieb ohne AGR höhere unverbrannte Kohlenwasserstoffemissionen erzeugt, als mit AGR, was auch in [Mor10] gezeigt werden konnte. Die HC-Emissionen können für diesen Betriebspunkt um durchschnittlich 37% durch die Zumischung von AGR abgesenkt werden. Dies widerspricht ebenfalls den Erwartungen, da durch die Zumischung von AGR die Drücke und Temperaturen während der Verbrennung absinken und sich somit die Bedingungen für eine Verdampfung und vollständige Verbrennung des Kraftstoffes verschlechtern. Auch wird ein Großteil des Kraftstoffes im Betrieb mit AGR im späten Expansionsbereich, also bei niedrigeren Temperaturen und Drücken umgesetzt im Vergleich zum Betrieb ohne AGR, siehe **Abbildung 4.29-rechts**. Dies scheint jedoch aufgrund des hohen Lastpunktes auf die Bildung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen keinen Einfluss zu nehmen.

Somit ergibt sich mit der Steigerung des Einspritzdrucks sowie bei der Reduzierung der AGR-Rate eine Zunahme der HC-Emissionen, die sich möglicherweise auf eine gemeinsame Ursache zurückführen lässt. Der steigende Einspritzdruck und die Reduzierung der AGR-Rate haben beide eine Beschleunigung der Verbrennung, siehe **Abbildung 4.29**, zur Folge. Für eine ausreichende Verdampfung und Gemischbildung während der Verbrennung steht dadurch zunehmend weniger Zeit zur Verfügung mit der möglichen Folge einer Erhöhung der unverbrannten HC-Emissionen.

Der Vergleich zwischen den Kraftstoffen, siehe **Abbildung 4.41-links**, zeigt über den gesamten Einspritzdruckbereich tendenziell erhöhte Kohlenmonoxidemissionen mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen. Dies lässt sich auf das geringe Sauerstoffangebot beim Betrieb mit RME aufgrund der erhöhten AGR-Rate zurückführen. Dies wird deutlich bei dem Vergleich der Emissionen bei konstanter AGR-Rate und konstantem Einspritzdruck für jede Kraftstoffart, siehe **Abbildung 6.8.2** (Anhang 6.8). Hier sind wieder sehr geringe Emissionen mit RME festzustellen.

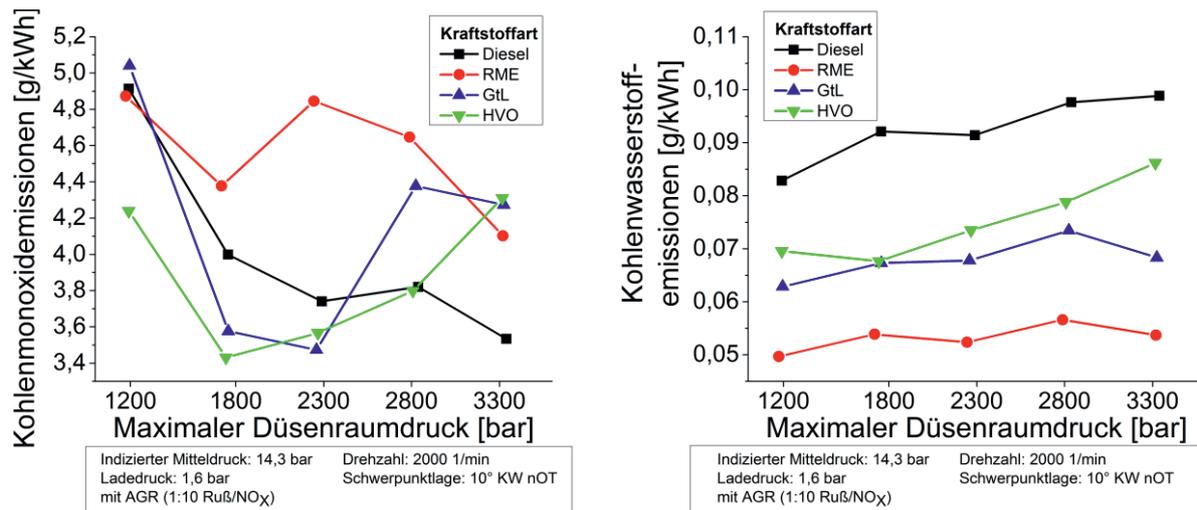


Abbildung 4.41: Links: Kohlenmonoxidemissionen bei Variation der Kraftstoffart und des Einspritzdrucks; Rechts: Kohlenwasserstoffemissionen bei Variation der Kraftstoffart und des Einspritzdrucks

Bei der Variation der Kraftstoffart und des Einspritzdrucks zeigt sich deutlich, dass mit der ersten Druckerhöhung von $p_{\text{Düse, max}}=1200$ bar auf 1800 bar mit jedem Kraftstoff die stärkste Reduzierung der Kohlenmonoxidemissionen erreicht wird. Somit kann bei 1200 bar von einer schlechten Vermischung von Luft und Kraftstoff ausgegangen werden, die sich mit zunehmendem Einspritzdruck verbessert. Auch werden trotz der hohen Cetanzahl und damit Zündwilligkeit mit GtL und HVO keine geringeren Emissionen gegenüber Diesel und RME detektiert. In diesem Zusammenhang fällt ein unterschiedliches Verhalten zwischen den hoch zündwilligen Kraftstoffen und denen mit einer niedrigen Cetanzahl auf. Während mit Diesel und RME ein tendenzielles Absinken der Kohlenmonoxidemissionen festzustellen ist, kann mit GtL und HVO ab einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse, max}}=2300$ bar sogar eine Zunahme der Emissionen detektiert werden. Eine Erklärung hierzu kann über die unterschiedliche Entwicklung der Heizratenverläufe der Kraftstoffe und hier insbesondere mit dem zunehmenden Anstieg der Diffusionsverbrennung, siehe **Abbildung 4.33-links**, gegeben werden. Aufgrund der sehr hohen Diffusionsraten und extrem starken Beschleunigung der Verbrennung noch während der Einspritzung erfolgt nur eine unzureichende Vermischung der Luft mit dem eingespritzten Kraftstoff (geringe Luftausnutzung) und es kommt zu lokal fetten Gebieten, die eine Produktion der Kohlenmonoxidemissionen fördern.

Der Vergleich der HC-Emissionsniveaus zwischen den Kraftstoffen zeigt ein ähnliches Bild zu den Rußemissionen. Mit Dieseldieselkraftstoff werden die höchsten Emissionen an Kohlenwasserstoffe gemessen während mit RME die geringsten Emissionen nachgewiesen werden können, obwohl dieser Kraftstoff einen hohen Siedebereich aufweist und das geringste Verbrennungsluftverhältnis detektiert wird, siehe **Abbildung 6.7.14** (Anhang 6.7). Die sehr zündwilligen Kraftstoffe GtL und HVO liegen im Emissionsniveau dazwischen. Auch bei einer konstanten AGR-Rate, siehe **Abbildung 6.8.2** (Anhang 6.8), werden ähnliche Unterschiede zwischen den Emissionsniveaus detektiert, wodurch sich das HC-Emissionsverhalten nicht auf die unterschiedlichen AGR-Raten zurückführen lässt. Somit können analog zu den Rußemissionen auch hier die Kraftstoffeigenschaften als Ursache herangezogen werden. Der hohe Aromatengehalt von Dieseldieselkraftstoff reduziert dabei die



Zündwilligkeit des Kraftstoffes und führt dementsprechend zu höheren HC-Emissionen während mit den sehr zündwilligen Kraftstoffen HVO und GtL aufgrund der Aromatenfreiheit und der hohen Cetanzahl niedrigere Kohlenwasserstoffemissionen detektiert werden. Die niedrigen Emissionen mit RME über dem gesamten Druckbereich sind aufgrund des hohen Sauerstoff- und dementsprechend niedrigeren HC-Gehaltes im Kraftstoff zu erwarten gewesen. Dadurch kann von einer stärkeren Umsetzung des Kraftstoffes ausgegangen werden, siehe auch [Mun09].

Auch mit Erhöhung des Einspritzdrucks ergibt sich für die hier untersuchten Kraftstoffe eine leicht tendenzielle Zunahme der unverbrannten Kohlenwasserstoffe. Diese ist bei einem hohen Emissionsniveau (z.B. mit Dieselkraftstoff) etwas stärker ausgeprägt als bei einem niedrigen, z.B. mit RME.

4.2.3 Geräuschpegel

Erwartungsgemäß steigt mit zunehmendem Einspritzdruck der aus dem Zylinderdruckverlauf berechnete Verbrennungsgeräuschpegel (mittels Indiziersystem Indicom von AVL) an, siehe **Abbildung 4.42-links**.

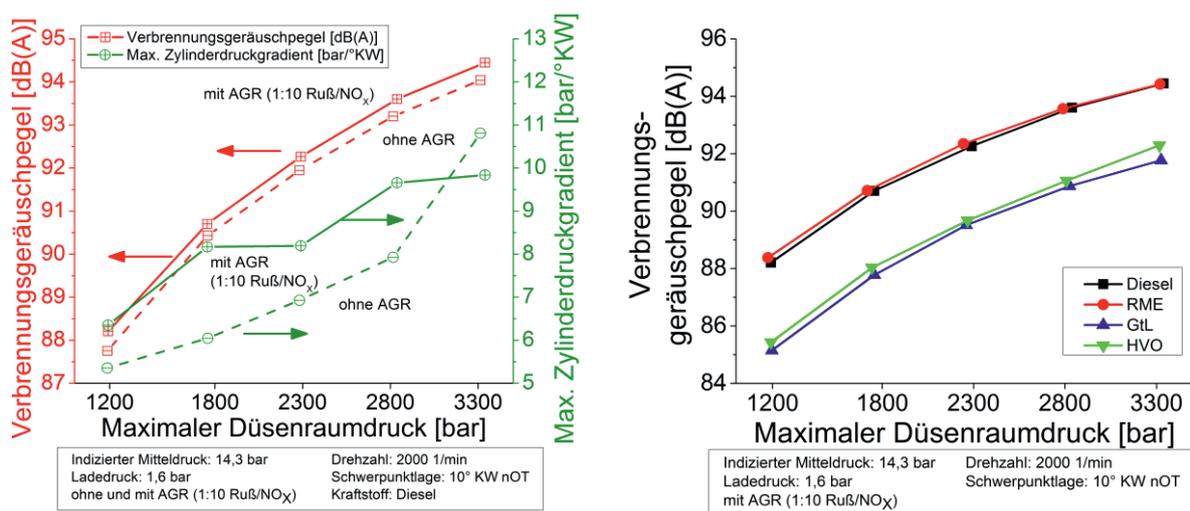


Abbildung 4.42: Links: Verbrennungsgeräuschpegel und maximaler Zylinderdruckgradient für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und im Betrieb mit und ohne AGR; Rechts: Verbrennungsgeräuschpegel bei Variation des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart

Das dabei zu Brennbeginn vorliegende größere aufbereitete Gemisch wird schlagartig umgesetzt und führt zu einer zunehmenden Ausbildung der vorgemischten Verbrennung (siehe **Abbildung 4.29-links**) mit einer dementsprechenden Zunahme des maximalen Zylinderdruckgradienten. Auch hierbei ist die stärkste Zunahme des Verbrennungsgeräuschpegels bei der ersten Druckerhöhung des maximalen Düsenraumdrucks von $p_{Düse,max}=1200$ bar auf 1800 bar detektierbar. Da sich im Betrieb mit rückgeführtem Abgas der Zündverzug verlängert und sich das Sprayvolumen zu Brennbeginn dadurch erhöht, siehe **Abbildung 4.26-links**, kommt es zu einer Zunahme des Verbrennungsgeräuschpegels. Auch hierbei ist über dem gesamten Einspritzdruckbereich bis zu einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=3300$ bar ein höherer maximaler Zylinderdruckgradient detektierbar.



Die Unterschiede im Verbrennungsgeräusch zwischen den hier untersuchten Kraftstoffen lassen sich auf die Cetanzahl und den damit verbundenen unterschiedlichen Zündverzug zurückführen, siehe **Abbildung 4.42-rechts**. Die hoch zündwilligen Kraftstoffe HVO und GtL zünden mit kurzem Verzug, wodurch im Vergleich zu Diesel und RME weniger Kraftstoff zu Brennbeginn aufbereitet vorliegt. Die Umsetzung dieser geringeren aufbereiteten Menge führt zu niedrigeren Zylinderdruckgradienten zu Beginn der Verbrennung und zu einem dementsprechend niedrigeren Verbrennungsgeräusch.

Trotz der höheren Cetanzahl von HVO wird ein stärkerer Geräuschpegel festgestellt. Dies untermauert die Ergebnisse zu den unterschiedlichen Zündverzügen bei Erhöhung des Einspritzdrucks zwischen GtL und HVO, siehe **Abbildung 4.24-rechts** sowie die Unterschiede im Sprayvolumen zu Brennbeginn, siehe **Abbildung 4.26-rechts**. Damit verbunden ist auch der Unterschied im Geräuschpegel zwischen GtL und HVO beim maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=3300$ bar sowie die Pegelannäherung zwischen Diesel und RME mit zunehmendem maximalen Düsenraumdruck.

Durch die Erhöhung des Einspritzdrucks kann mit den hoch zündwilligen Kraftstoffe HVO und GtL eine leicht stärkere Zunahme des Geräuschpegels gegenüber Diesel und RME detektiert werden. Dies unterstreicht die sättigende Reduzierung des Zündverzugs der Kraftstoffe mit einer hohen Cetanzahl, siehe **Abbildung 4.25**, gegenüber den niedrig zündwilligen Kraftstoffen.

Mit zunehmendem Einspritzdruck von $p_{Düse,max}=1200$ auf 3300 bar erhöht sich der Geräuschpegel um durchschnittlich 6 dB(A) für die hier untersuchten Kraftstoffe. Hierbei gilt es jedoch zu beachten, dass im Motorbetrieb aufgrund der unterschiedlichen Auswirkungen einer Mehrfacheinspritzung bei Variation der Kraftstoffart nur eine reine Haupteinspritzung für diese Untersuchung verwendet wurde. Somit besteht ein großes Potenzial zur Reduzierung des Geräusches über die Nutzung einer oder mehrerer Voreinspritzungen.

Resümee

Aufgrund des Motorbetriebs mit konstanter Verbrennungsschwerpunktlage verspätet sich mit zunehmendem Einspritzdruck der Brennbeginn und ein zunehmend größerer Teil der Verbrennung findet in der Expansionsphase statt. Der damit verbundene reduzierte Wirkungsgrad kompensiert den Einfluss des zunehmenden Einspritzdrucks auf den Kraftstoffverbrauch. Trotzdem ist mit zunehmendem Einspritzdruck neben der Ruß- und Stickoxidemissionsreduzierung auch eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs mit den hier untersuchten Kraftstoffen möglich. Dabei kann mit RME die stärkste Reduzierung um 2,5% und mit GtL und HVO eine Reduzierung um nur 0,6% bzw. 0,3% bei einer Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks von $p_{Düse,max}=1200$ bar auf 3300 bar realisiert werden.

Bei den Entwicklungen der Kohlenmonoxidemissionen kann vor allem mit den hoch zündwilligen Kraftstoffen ab einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=2300$ bar eine Erhöhung der CO-Emissionen detektiert werden, die sich auf die überproportional starke Zunahme der Geschwindigkeit der mischungskontrollierten Diffusionsverbrennung mit diesen Kraftstoffen zurückführen lässt.

Aufgrund des hohen Lastpunktes wird mit den hier untersuchten Kraftstoffen ein sehr niedriges HC-Emissionsniveau detektiert, das mit steigendem Einspritzdruck leicht zunimmt.



Die Unterschiede im HC-Emissionsniveau zwischen den Kraftstoffen können auch bei konstanten AGR-Raten detektiert werden und lassen sich demnach auf die Kraftstoffeigenschaften, und hier insbesondere auf die Zündwilligkeit zurückführen.

Schließlich kann für die hier untersuchten Kraftstoffe eine gleich starke Zunahme des Geräuschpegels bei Erhöhung des Einspritzdrucks festgestellt werden. Die hoch zündwilligen Kraftstoffe weisen dabei erwartungsgemäß einen geringeren Geräuschpegel auf als die Kraftstoffe mit niedriger Cetanzahl. Mit zunehmendem Einspritzdruck erhöht sich das Geräusch bei dem Einsatz von HVO und GtL etwas stärker gegenüber Diesel und RME aufgrund der nicht so starken Reduzierung des Zündverzugs dieser Kraftstoffe.

4.3 Düsen-/Betriebspunktvariation

Um das Potenzial der Einspritzdruckerhöhung in Kombination mit dem Einsatz alternativer Dieselmotorkraftstoffe auch in einem weiten Betriebsbereich aufzuzeigen, werden im Folgenden die Ergebnisse zur Last-, Drehzahl- und Ladedruckvariation präsentiert. **Abbildung 4.43** stellt anhand des Kennfelds des für diese Untersuchungen verwendeten Motors die vorgenommene Last-, Drehzahl und Ladedruckvariation dar. Zur Darstellung des Einflusses auch im Betriebsbereich des Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) wurde die Last auf einen indizierten Mitteldruck von $p_{mi}=8,3$ bar reduziert.

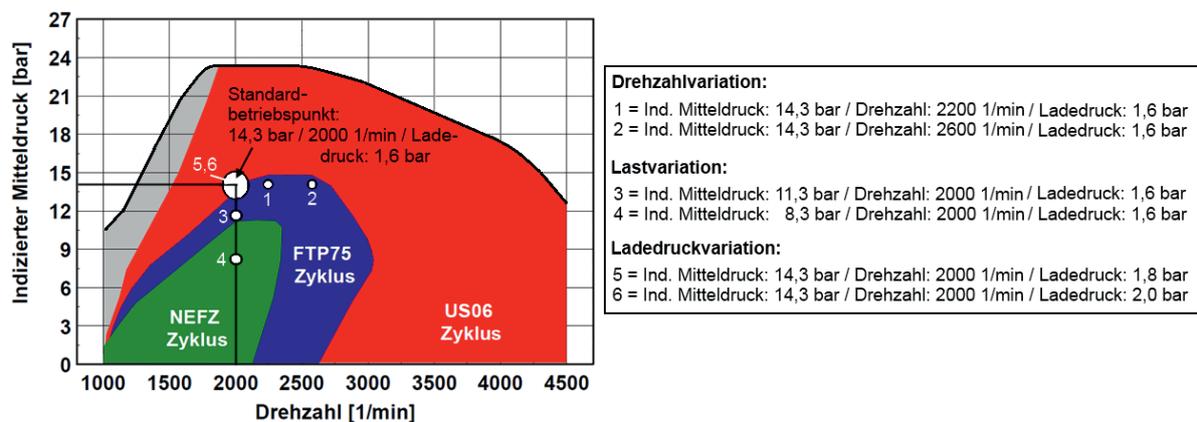


Abbildung 4.43: Motorkennfeld nach [Mor10] mit Standardbetriebspunkt und Betriebspunkte zur Last-, Drehzahl und Ladedruckvariation

Um dabei den Messaufwand gering zu halten, wurden die Untersuchungen nur mit drei unterschiedlichen Raildruckniveaus (560, 1160 und 1660 bar) durchgeführt. Darüber hinaus erfolgten diese Untersuchungen mit der Düse 119, um bei einer irreversiblen Veränderung der Düsengeometrie durch Kavitation, die Düse austauschen zu können. Um diese Ergebnisse mit denen in Kapitel 4.1 und 4.2 gezeigten vergleichen zu können, wird im ersten Teil dieses Kapitels die Ruß- und Stickoxidemissionsentwicklung dieser Düse, der Düse 114 gegenübergestellt.

4.3.1 Düsenvariation

Wie in Kapitel 4.1 schon gezeigt, liegen im Betrieb ohne AGR mit der Düse 114 die Rußemissionen sehr dicht an der Nachweisgrenze des Messgerätes. Trotz dieses niedrigen Niveaus kann noch eine tendenzielle Absenkung durch die Einspritzdruckerhöhung

festgestellt werden. Im Gegensatz dazu wird mit der Düse 119 ein relativ hohes Emissionsniveau detektiert, das jedoch bei einem maximalen Düsenraumdruck von über $p_{Düse,max}=3000$ bar in den Bereich des Emissionsniveaus mit der Düse 114 abgesenkt werden kann, siehe **Abbildung 4.44-links**.

Dabei sinken mit der Düse 119 die Rußemissionen durch die Anhebung des maximalen Düsenraumdrucks von $p_{Düse,max}=1100$ auf 2200 bar mit 82% überproportional im Vergleich zur Düse 114 (ca. 41%). In **Abbildung 6.9.1** (Anhang 6.9) sind dazu die Heizraten für die hier verwendeten Düsen bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=1100$ und 2200 bar dargestellt. Dabei wird beim niedrigen Einspritzdruck deutlich, dass mit der Düse 119 die Verbrennung zum gleichen Zeitpunkt wie mit der Düse 114 beginnt, jedoch die Heizrate in der vorgemischten Phase langsamer zunimmt. Das Maximum der vorgemischten Phase fällt mit der Düse 119 etwas stärker aus als mit der Düse 114.

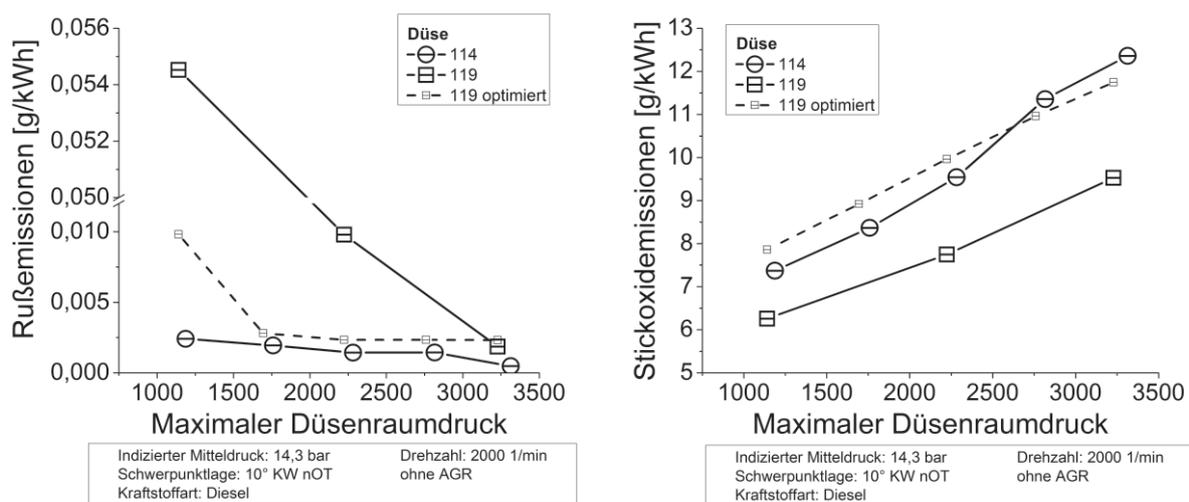


Abbildung 4.44: Links: Rußemissionen bei Variation des Einspritzdrucks und der Einspritzdüsengeometrie unter Verwendung von Dieseldieselkraftstoff, ohne AGR; Rechts: Stickoxidemissionen bei Variation des Einspritzdrucks und der Einspritzdüsengeometrie unter Verwendung von Dieseldieselkraftstoff, ohne AGR

Auch findet in der Ausbrandphase eine stärkere Verbrennung mit der Düse 114 statt, die ein Indiz für geringe Rußemissionen ist. Durch die Erhöhung des Einspritzdrucks um $\Delta p_{Düse,max}=1100$ bar nehmen die Heizraten während der vorgemischten Phase annähernd gleich stark zu. Darüber hinaus verschiebt sich die Verbrennung mit der Düse 119 etwas stärker Richtung spät, so dass die maximale Diffusionsverbrennung zum gleichen Zeitpunkt wie mit der Düse 114 stattfindet. In der anschließenden Ausbrandphase können zwischen beiden Düsen noch Unterschiede festgestellt werden, die zu den Unterschieden im Rußemissionsniveau zwischen den Düsen bei diesem Einspritzdruck führen, siehe **Abbildung 4.44-links**.

Neben der Düsenlochlänge, dem -durchmesser und damit auch dem Düsendurchfluss unterscheiden sich die beiden Düsen geringfügig im Höhenwinkel. Da der Höhenwinkel der Düse 119 um 2° kleiner ist als der der Düse 114, wurde mittels einer dickeren Dichtscheibe zwischen Injektor und dem Zylinderkopf die Injektorspitze im Brennraum zurückversetzt. Dadurch sollten die um 2° dichter zusammenstehenden Spraykeulen wieder an der gleichen Position auf dem Kolben auftreffen und sich eine ähnliche Gemischbildung mit der Luft wie mit der Düse 114 ausbilden, siehe auch [Fis11]. Diese mit „Düse 119 optimiert“ bezeichnete



Düsenvariation wurde in diesen Untersuchungen nur mit Diesel durchgeführt und wird daher auch nur in diesem Kapitel diskutiert.

Mit dieser Maßnahme konnten die Rußmissionen auf ein ähnliches Niveau wie mit der Düse 114 auch schon bei niedrigen Einspritzdrücken abgesenkt werden, siehe **Abbildung 4.44-links**. Durch die Anpassung der Einspritzstrahlen auf den geänderten Höhenwinkel wird bei einem niedrigen Einspritzdruck der Heizratenverlauf der optimierten Düse 119 in Richtung früh verschoben, siehe **Abbildung 6.9.1** (Anhang 6.9). Mit zunehmendem Einspritzdruck verspätet sich die Verbrennung mit der Düse 119 nicht ganz so stark, wie mit der Düse 114, so dass die Kurven dichter beieinander liegen. Eine stärkere Ausbrandphase ist mit der Düse 114 immer noch zu erfassen, wodurch die auch bei diesen Einspritzdrücken noch etwas geringeren Rußmissionen gegenüber der optimierten Düse 119 resultieren. Zurückzuführen ist dies auch auf den kleineren Düsenlochdurchmesser sowie Düsendurchfluss der Düse 114. Damit werden kleinere Tropfen und eine längere Einspritzdauer realisiert. Die leicht stärkere Zerstäubung und der längere Sprayimpuls führen zu der Verspätung der maximalen Diffusionsverbrennung und einer etwas stärkeren Ausbrandphase, siehe **Abbildung 6.9.1** (Anhang 6.9). Damit wird deutlich, wie entscheidend die Düsen- und Kolbenmuldengeometrie im Hinblick auf eine niedrige Rußemissionsbildung ist. Erst eine Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks um über $\Delta p_{\text{Düse,max}}=2000$ bar reduziert die Rußmissionen auf das Niveau der Düse 119 mit optimierter Einbaulage, siehe **Abbildung 4.44-links**.

Neben den Rußmissionen wirken sich die unterschiedlichen Düsengeometrien auch auf die Stickoxidemissionen aus, siehe **Abbildung 4.44-rechts**. Aufgrund der kürzeren Brenndauer mit der Düse 114 und dem damit höheren Anteil der Verbrennung bei hohen Brennraumtemperaturen und -drücken werden mit dieser Düse höhere Stickoxidemissionen über den hier untersuchten Einspritzdruckbereich detektiert. Dies kann auch durch die geringere vorgemischte Verbrennung, siehe **Abbildung 6.9.1, linke Abbildung** (Anhang 6.9), nicht kompensiert werden.

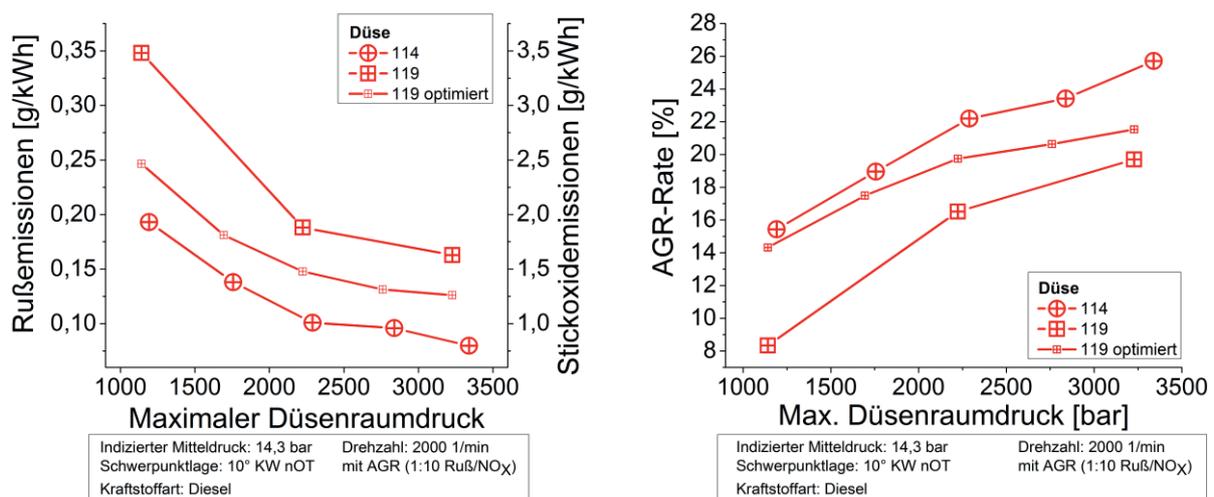


Abbildung 4.45: Links: Ruß- und Stickoxidemissionen bei Variation des Einspritzdrucks und der Einspritzdüsengeometrie unter Verwendung von Dieselkraftstoff im Betrieb mit AGR; Rechts: AGR-Rate bei Variation des Einspritzdrucks und der Einspritzdüsengeometrie unter Verwendung von Dieselkraftstoff im Betrieb mit AGR



Analog zu den Ergebnissen ohne rückgeführtes Abgas wird im Betrieb mit AGR ein ähnliches und zwischen den Düsengeometrien deutlicheres Emissionsverhalten festgestellt. Die Düse mit dem kleinsten Lochdurchmesser weist hierbei für jeden hier untersuchten Einspritzdruck die geringsten Emissionen im 1:10-Betrieb auf, während mit der Düse 119 die höchsten Emissionen detektiert werden, siehe **Abbildung 4.45-links**. Das im Hinblick auf den Strahlursprung angepasste Düsenvorstehmaß befindet sich zwischen diesen Emissionsniveaus. Deutlich wird auch in diesem Zusammenhang die Abhängigkeit der Emissionen von der AGR-Verträglichkeit, siehe **Abbildung 4.45-rechts**.

Das Potenzial zur Emissionsreduzierung mittels der Einspritzdruckanhebung ist dabei leicht unterschiedlich. Während mit der Düse 119 über den gesamten Druckbereich eine Reduzierung der Emissionen von 53% und mit der Düse 114 von 59% erzielt werden, können mit der optimierten Düse 119 die Emissionen nur um 48% gesenkt werden. Die Veränderung der geometrischen Position der Düse wirkt bei sehr hohen Einspritzdrücken sättigend auf die AGR-Verträglichkeit und damit auch auf die Emissionsreduzierung.

Auch mit den hier untersuchten Kraftstoffen kann mit der Düse 114 ein niedrigeres Emissionsniveau realisiert werden als mit der Düse 119, **Abbildung 4.46-links**. Ebenfalls stellen sich ähnliche Emissionsniveaus zueinander ein, d.h. auch mit der Düse 119 werden mit Dieselmotorkraftstoff die höchsten und mit RME die niedrigsten Emissionen gemessen, während die hoch zündwilligen Kraftstoffe GtL und HVO dazwischen liegen.

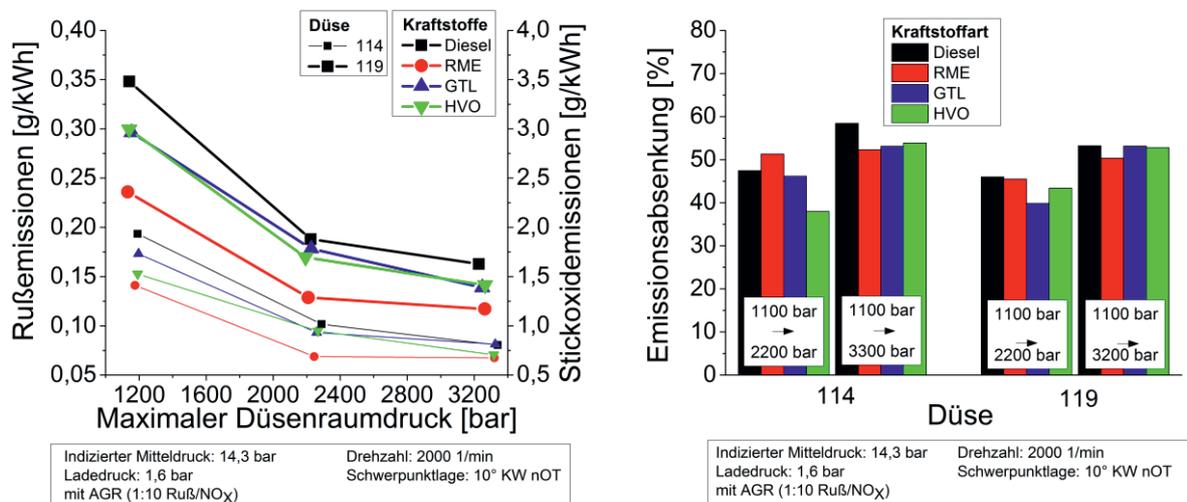


Abbildung 4.46: Links: Ruß- und Stickoxidemissionen bei Variation des Einspritzdrucks, der Einspritzdüsengeometrie und Kraftstoffart im Betrieb mit AGR; Rechts: Prozentuale Absenkung der Emissionen für unterschiedliche Kraftstoffe bei Variation des Einspritzdrucks und Düsengeometrie im Betrieb mit AGR

Deutlich wird dabei, dass mit RME die Emissionsreduzierung durch die Druckerhöhung von $p_{\text{Düse,max}}=2200$ bar auf 3200 bar mit der Düse 119 stärker ausfällt als mit der Düse 114. Mit der Düse 114 wurde mit RME eine Sättigung in der Emissionsreduzierung bei sehr hohen Einspritzdrücken festgestellt, siehe Kapitel 4.1, die sich anhand der Literatur auf ein extrem niedriges Verbrennungsluftverhältnis zurückzuführen lässt. Durch die geringere mögliche AGR-Rate mit der Düse 119, **Abbildung 4.45-rechts**, stellt sich bei gleichen Bedingungen ein höheres Verbrennungsluftverhältnis mit dieser Düse für alle hier untersuchten Kraftstoffe im Vergleich zur Düse 114 ein, wodurch mit RME (niedrigste Verbrennungsluftverhältnis)



keine Sättigung der Emissionsreduzierung bzw. sogar Zunahme der Emissionen festgestellt werden kann.

Auch kann mit RME und der Düse 119 eine stärkere Zunahme der Diffusionsverbrennung mit steigendem Einspritzdruck gegenüber Dieselkraftstoff analog zur Düse 114 gemessen werden, siehe **Abbildung 6.9.2** (Anhang 6.9). Somit ist auch bei dieser Düsengeometrie davon auszugehen, dass der hohe Einspritzdruck die Luftmassenkonzentration mit RME stärker erhöht als beim Dieselkraftstoff.

Darüber hinaus unterscheidet sich das Potenzial zur Absenkung der Emissionen nur geringfügig innerhalb der verschiedenen Düsen, siehe **Abbildung 4.46-rechts**. Während bei der ersten Druckerhöhung noch leichte Vorteile für die Düse 114 mit Ausnahme von HVO festzustellen sind, ist bei der Betrachtung des gesamten Druckbereichs mit den alternativen Kraftstoffen nur ein geringer Unterschied zu erkennen. Die Änderung der Düsengeometrie wirkt über den gesamten Einspritzdruckbereich somit wie ein Offset auf das Emissionsverhalten der Kraftstoffe. Dies ist für die Diskussion der nachfolgenden Ergebnisse in Kapitel 4.3.2 bis 4.3.4 von Bedeutung, denn somit kann indirekt das Emissionsverhalten der Standarduntersuchungen aus Kapitel 4.1 bis 4.2 auf einen weiten Last-, Drehzahl und Ladedruckbereich abgeschätzt werden.

4.3.2 Lastvariation

Um den Einfluss der Einspritzdruckerhöhung auch auf dem Betriebsbereich des NEFZ-Zyklus aufzuzeigen, wurde die Motorlast in $\Delta p_{mi}=3$ bar Schritten ausgehend vom Standardbetriebspunkt reduziert.

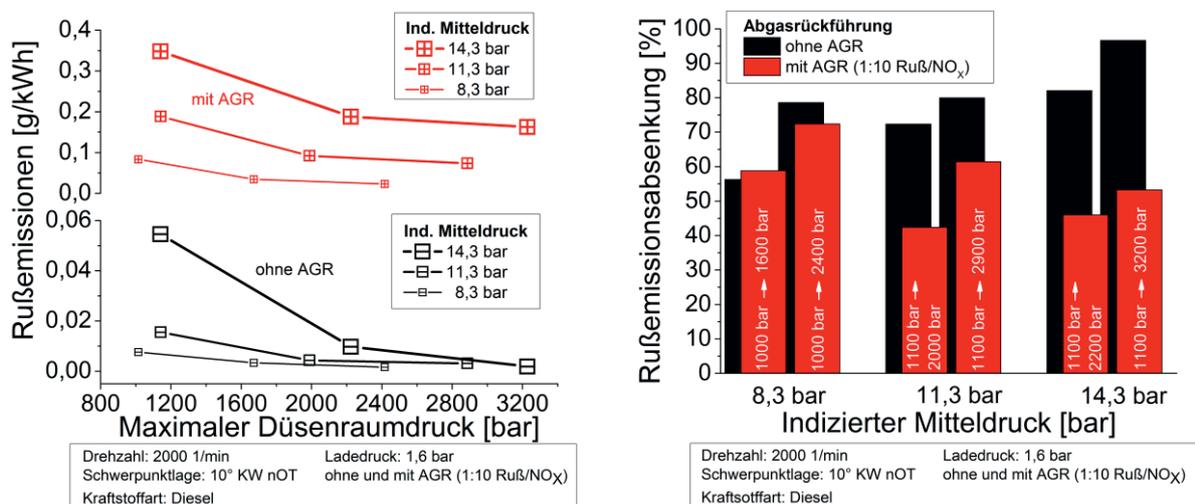


Abbildung 4.47: Links: Rußemissionen für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und des indizierten Mitteldrucks im Betrieb ohne und mit AGR; Rechts: Prozentuale Absenkung der Rußemissionen für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und des indizierten Mitteldrucks im Betrieb ohne und mit AGR

Aufgrund des konstanten Ladedrucks bei Variation der Last stellt sich mit zunehmendem indiziertem Mitteldruck eine Reduzierung des Verbrennungsluftverhältnisses ein. Die Anfechtung des Gemisches mit zunehmender Last hat eine direkte Erhöhung der Rußemissionen im Betrieb ohne und mit AGR zur Folge, siehe **Abbildung 4.47-links**. Ergänzend zu dieser Anfechtung trifft auch mit zunehmender Last mehr Kraftstoff auf die



Kolbenwand bzw. den Quetschspalt zwischen Zylinderkopf und Kolbenboden, so dass in diesen Untersuchungen analog zu [Fis11] von einer Erhöhung der Rußemissionen auszugehen ist.

Bei der Variation der Last, siehe **Abbildung 4.47-links**, ist deutlich der Einfluss des maximalen und damit auch des mittleren Düsenraumdrucks zu erkennen. Wie in **Abbildung 3.3-links** gezeigt, kann die Verdopplung des Einspritzdrucks erst ab einer, vom Raildruck abhängigen Mindestansteuerdauer realisiert werden. Diese wird bei den geringen Lasten nicht erreicht, so dass ein Absinken des maximalen Düsenraumdrucks die Folge ist. Dieser Einfluss wirkt sich vor allem bei den Rußemissionen im Betrieb ohne AGR aus. Hier kann bei der niedrigen Last eine geringe Emissionsreduzierung (ca. 78%) durch die Erhöhung des Raildrucks vom niedrigsten auf den höchsten Wert detektiert werden, im Vergleich zu der hohen Last (ca. 96%), **Abbildung 4.47-rechts**.

Im Betrieb mit rückgeführtem Abgas dreht sich dieses Bild jedoch um. Hier wird das Rußemissionsniveau aufgrund des zunehmenden Einspritzdrucks bei der geringen Last stärker abgesenkt (ca. 63 %) als bei der hohen Last (ca. 52 %). Durch die Abmagerung des Verbrennungsluftverhältnisses mit geringerer Last kann der Motor im niedrigen Lastbereich mit einer höheren AGR-Rate betrieben werden, ohne dass die Rußemissionen zu stark ansteigen. Der 1:10-Betriebspunkt wird somit erst bei höheren AGR-Raten erreicht, wodurch die Ruß- und Stickoxidemissionen auf einem geringeren Niveau liegen. Trotz des geringeren Düsenraumdrucks im niedrigen Lastbereich, der einer Abmagerung des Verbrennungsluftverhältnisses etwas entgegenwirkt, kann dieser Effekt detektiert werden. Somit wirkt sich eine Abmagerung des Gemisches im 1:10-Betrieb stärker auf die Emissionsbildung aus als ein geringerer maximaler Düsenraumdruck.

Trotz der limitierten Erhöhung des maximalen und damit auch mittleren Düsenraumdrucks aufgrund der geringen Last, kann das absolute Rußemissionsniveau weiter reduziert werden. Aus der **Abbildung 4.48-links** wird deutlich, dass sich bei der niedrigen Last mit zunehmendem Einspritzdruck die Kraftstoffeinbringung so stark verkürzt, dass der Kraftstoff fast vollständig in Form einer vorgemischten Verbrennung umgesetzt wird, mit der Folge reduzierter Rußemissionen. Darüber hinaus werden bei einer geringen Last und im Betrieb ohne rückgeführtes Abgas so extrem geringe Rußemissionen erzeugt, dass die Nachweisgrenze des Messgerätes erreicht wird. Der Bedarf eines noch höheren Einspritzdrucks bei dieser Last und ein Betrieb ohne rückgeführtes Abgas zur weiteren Reduzierung der Rußemissionen erscheinen hier nicht zielführend.

Im Falle der Stickoxidemissionen ist im Betrieb ohne AGR keine klare Trennung zwischen den Lasten festzustellen, siehe **Abbildung 4.48-rechts**. Da die Stickoxidemissionen maßgeblich von der Last beeinflusst werden, liegen die Kurvenverläufe dichter zusammen im Vergleich zu den Rußemissionen. Deutlich sind jedoch bei einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi}=11,3$ bar erhöhte Emissionen unabhängig vom Einspritzdruck gegenüber den anderen Lasten detektierbar.

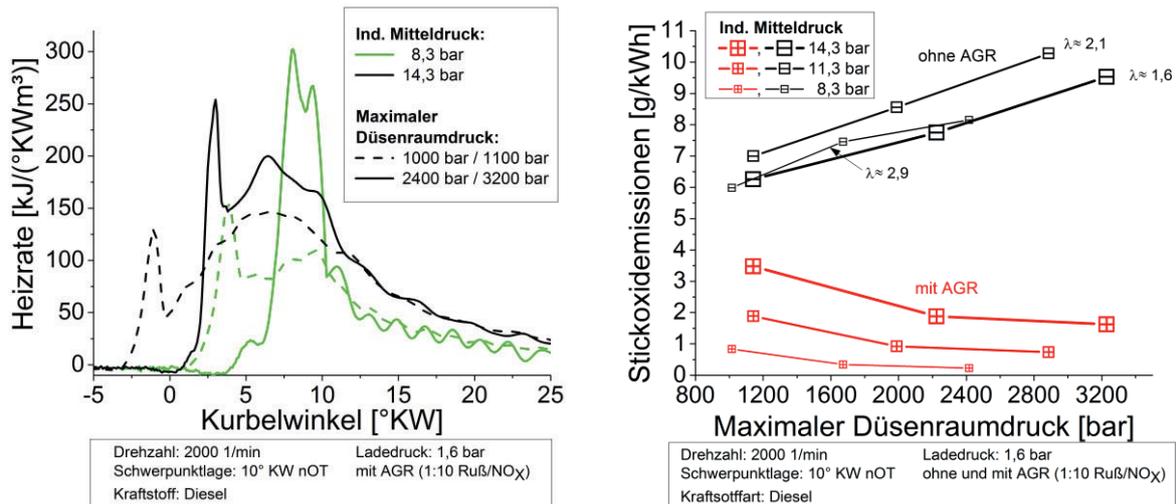


Abbildung 4.48: Links: Heizratenverlauf bei Einsatz von Dieseldieselkraftstoff und Variation des indizierten Mitteldrucks sowie des Einspritzdrucks im Betrieb mit AGR; Rechts: Stickoxidemissionen für Dieseldieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und des indizierten Mitteldrucks sowie im Betrieb ohne und mit AGR

In diesem Betriebspunkt liegt ein Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda \approx 2$ während der Verbrennung vor. Während sich die NO_x -Konzentration bis zu einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 2$ aufgrund der steigenden Prozesstemperatur überproportional mit abnehmendem Verbrennungsluftverhältnis bzw. steigender Last erhöht, steht unterhalb von $\lambda = 2$ nicht mehr ausreichend freier Sauerstoff zur Verfügung, so dass die Stickoxidemissionen unterproportional mit sinkendem Lambda bzw. Erhöhung der Last ansteigen, siehe auch [Mol07]. Bezogen auf die Leistung werden somit bei einer Last von $p_{\text{mi}} = 11,3$ bar und einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda \approx 2$ die höchsten Emissionen detektiert.

Im Betrieb mit rückgeführtem Abgas kommt der Einfluss des zunehmenden Verbrennungsluftverhältnisses bei der Lastabsenkung zum Tragen. Dadurch kann die AGR-Rate stark erhöht werden und ein 1:10-Verhältnis wird erst bei niedrigeren Stickoxidemissionen erzielt.

Analog zum hohen Lastbereich werden auch bei einer niedrigen Last mit RME die geringsten Emissionen festgestellt, während sich zwischen Diesel und dem hoch zündwilligen Kraftstoff GtL das Emissionsniveau nur wenig voneinander unterscheidet, siehe **Abbildung 4.49-links**. Vor allem bei der niedrigen Last und einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse, max}} = 1000$ bar werden extrem niedrige Emissionen mit RME gegenüber den anderen Kraftstoffen detektiert. Auffallend ist in diesem Zusammenhang der höhere maximale Düsenraumdruck mit RME im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen mit zunehmendem Raildruck.

Die längere Ansteuerdauer des Injektors mit RME aufgrund des geringen Heizwertes des Kraftstoffes führt zu dem Anstieg des maximalen Düsenraumdrucks gegenüber den anderen Kraftstoffen um fast 200 bar. Das Emissionsniveau ist bei der niedrigen Last mit RME nochmals geringer im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff, siehe **Abbildung 4.49-links**. Da sich die relative Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks zwischen RME und den anderen

Kraftstoffen kaum unterscheidet, kann keine stärkere Emissionsabsenkung mit RME im Vergleich zu den anderen Kraftstoffen festgestellt werden, siehe **Abbildung 4.49-rechts**.

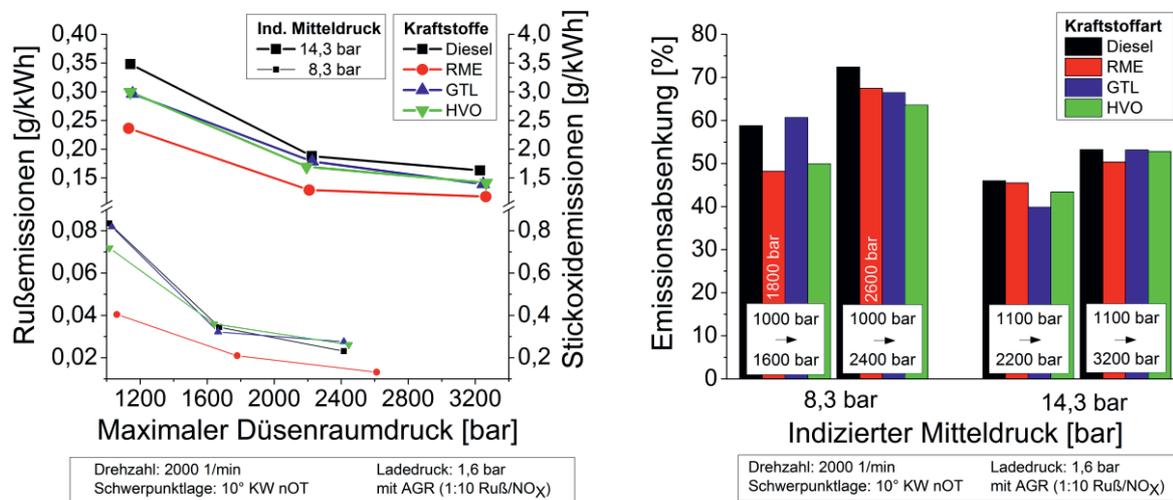


Abbildung 4.49: Links: Ruß- und Stickoxidemissionen für unterschiedliche Kraftstoffe bei Variation des Einspritzdrucks und des indizierten Mitteldrucks; Rechts: Prozentuale Absenkung der Emissionen für unterschiedliche Kraftstoffe bei Variation des Einspritzdrucks und des indizierten Mitteldrucks

Bei der Variation der Kraftstoffart wird für alle Kraftstoffe ein ähnliches Bild deutlich. Ähnlich zum Emissionsverhalten von Dieselmotoren können auch für die anderen Kraftstoffe im niedrigen Lastbereich die Emissionen stärker gesenkt werden als im hohen Lastbereich, obwohl ein höheres mittleres Einspritzdruckniveau erzielt wird, siehe **Abbildung 4.49-rechts**. Auch bei den hier untersuchten Kraftstoffen hat die Abmagerung des Verbrennungsluftverhältnisses mit Absenkung der Last einen stärkeren Einfluss auf die Emissionen als die Einspritzdruckerhöhung.

Der Vergleich der Motorlasten zeigt, dass mit dem zweiten Druckschritt von $p_{\text{Düse,max}}=2200$ bar auf 3200 bar die Emissionen bei einer niedrigeren Last mit den alternativen Kraftstoffen stärker abgesenkt werden, als bei der hohen Last. Deutlich wird in diesem Zusammenhang wieder die stark begrenzte Emissionsreduzierung mit RME bei dem indizierten Mitteldruck von $p_{\text{mi}}=14,3$ bar (niedriges Verbrennungsluftverhältnis). Bei der niedrigen Last hingegen können mit RME auch im zweiten Druckschritt die Emissionen verstärkt reduziert werden.

4.3.3 Drehzahlvariation

Die Zunahme der Drehzahl bei Beibehaltung der weiteren Motorbetriebsgrößen bedeutet eine signifikante Zunahme der Rußemissionen sowohl im Betrieb ohne als auch mit rückgeführtem Abgas, siehe **Abbildung 4.50-links**.

Obwohl auch hier die Emissionen leistungsbezogen betrachtet werden, steigen mit zunehmender Drehzahl die Rußemissionen, vor allem bei den niedrigen Einspritzdrücken, sehr stark an. Grund für die Zunahme ist die geringere Zeit, die für die Gemischbildung zur Verfügung steht und die leichte Abnahme der Luftmenge pro Hub (ca. 2% von $n=2000$ 1/min bis $n=2600$ 1/min) aufgrund der zunehmenden Strömungsverluste.

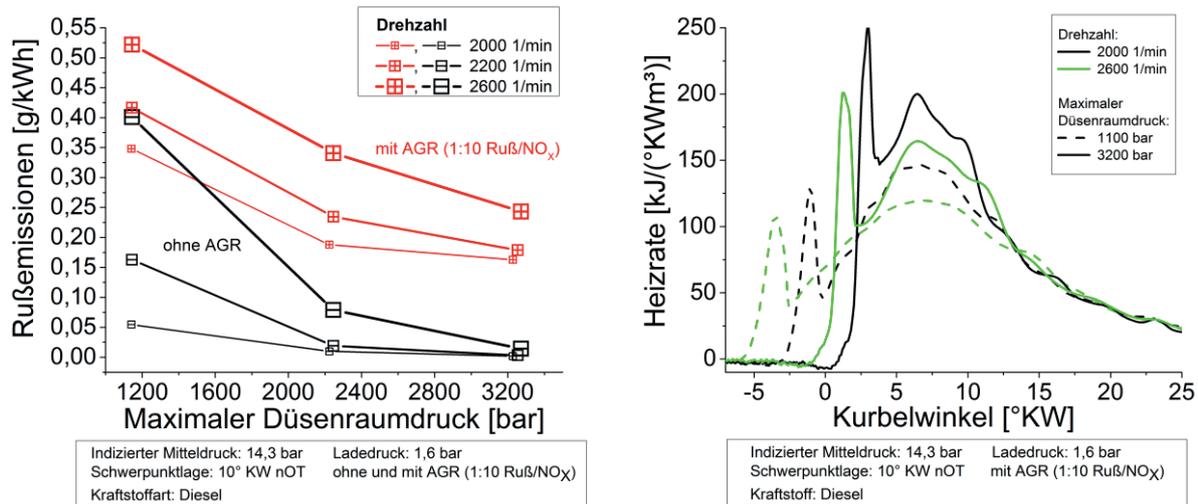


Abbildung 4.50: Links: Rußemissionen für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und der Drehzahl im Betrieb ohne und mit AGR; Rechts: Heizratenverlauf beim Einsatz von Dieselkraftstoff und Variation der Drehzahl sowie des Einspritzdrucks im Betrieb mit AGR

Der niedrige Druck und die hohe Drehzahl tragen dazu bei, dass der Kraftstoff zum Zeitpunkt der Verbrennung noch nicht aufbereitet und inhomogene, kraftstoffreiche Gebiete die Folge sind. Neben der vorgemischten Verbrennung sinkt vor allem der diffusive Anteil der Verbrennungsphase, siehe **Abbildung 4.50-rechts**. Die damit verbundene geringere Turbulenz in der Ausbrandphase führt zu einer reduzierten Nachoxidation des vorher gebildeten Rußes.

Besonders deutlich wird dies im Betrieb ohne AGR und bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse, max}}=1200$ bar. Hier sind die Rußemissionen um das achtfache höher im Vergleich zur niedrigen Drehzahl. Dieser Unterschied bleibt bei der Erhöhung des Einspritzdrucks auch erhalten, siehe hierzu **Abbildung 4.50-links**. Ohne AGR kann eine gleichmäßige Reduzierung der Emissionen mit steigendem Einspritzdruck auch bei höheren Drehzahlen festgestellt werden.

Hingegen scheint die AGR-Wirkung bei der ersten Druckerhöhung mit zunehmender Drehzahl abzunehmen, wodurch das Potenzial zur Emissionsreduktion leicht abnimmt. Die Bedingungen zur Reduzierung der Rußemissionen verschlechtern sich anscheinend derart, dass der Einfluss der Steigerung des Einspritzdrucks um 1000 bar auf die Rußemissionen durch den Einfluss der höheren Drehzahl kompensiert wird.

Durch die intensive Verkürzung der Gemischbildungszeit bei Erhöhung des maximalen Düsenraumdrucks auf über $p_{\text{Düse, max}}=3200$ bar wird auch noch bei hohen Drehzahlen ein hohes Potenzial zur Reduktion der Rußemissionen im AGR-Betrieb von annähernd 50% erzielt. Somit ist vor allem bei einer hohen Drehzahl eine Einspritzdruckerhöhung ein effektives Mittel zur Reduktion der Rußemissionen.

Die Entwicklung der Stickoxidemissionen bei Variation der Drehzahl im Betrieb ohne rückgeführtes Abgas ergibt kein klares Bild, siehe **Abbildung 4.51-rechts**. Die etwas höheren Stickoxidemissionen im unteren und mittleren Einspritzdruckbereich bei einer Drehzahl von $n=2200$ 1/min lassen sich auf die höhere Ladeluftmenge mit dieser Drehzahl gegenüber den anderen Drehzahlen zurückführen. Wahrscheinlich wirkt ein Nachladeeffekt bei dieser

Drehzahl, wodurch gegenüber der Drehzahl von $n=2000$ 1/min etwas mehr Luft in den Zylinder gelangt. Dementsprechend führt die stärkere Luftmenge auch zu einem höheren Verbrennungsluftverhältnis bei dieser Drehzahl, siehe **Abbildung 6.9.3** (Anhang 6.9).

Tendenziell ist jedoch, vor allem bei mittleren und hohen maximalen Düsenraumdrücken, eine Abnahme der Stickoxidemissionen mit zunehmender Drehzahl festzustellen. Ein Absinken der Heizrate mit zunehmender Drehzahl während der diffusiven Verbrennung, siehe **Abbildung 4.50-rechts**, führt zur Absenkung der Spitzentemperaturen während der Verbrennung und zu einer damit verbundenen Reduzierung der Stickoxidemissionen.

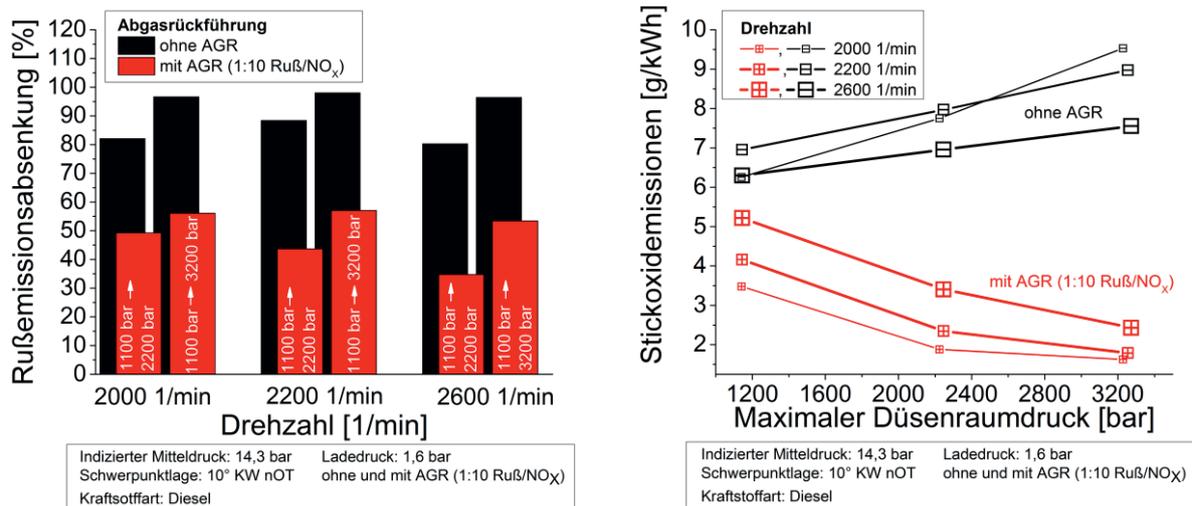


Abbildung 4.51: Links: Prozentuale Absenkung der Rußemissionen für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und der Drehzahl im Betrieb ohne und mit AGR; Rechts: Stickoxidemissionen für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und der Drehzahl im Betrieb ohne und mit AGR

Im Betrieb mit rückgeführtem Abgas führt eine Zunahme der Drehzahl zu einem gleichmäßigen Anstieg der Stickoxidemissionen im 1:10-Betrieb für alle hier untersuchten Einspritzdrücke. Da die Rußemissionen mit zunehmender Drehzahl stark ansteigen, wird ein Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10 schon bei relativ niedrigen AGR-Raten und dementsprechend hohen Stickoxidemissionen erreicht. Die Fähigkeit, rückgeführtes Abgas aufzunehmen, wird durch die Erhöhung der Drehzahl dementsprechend stark limitiert.

Die Emissionsunterschiede zwischen den Kraftstoffen bleiben bei Erhöhung der Drehzahl erhalten, siehe **Abbildung 4.52-links**. Während mit RME die niedrigsten und mit Dieselkraftstoff die höchsten Emissionen gemessen werden, liegt das Emissionsniveau auch bei $n=2600$ 1/min mit GtL und HVO dazwischen. Analog zum Diesel wird auch mit den alternativen Kraftstoffen bei einer Drehzahl von $n=2600$ 1/min mit der ersten Druckerhöhung die geringsten Emissionsreduzierungen, im Durchschnitt um 39%, detektiert.

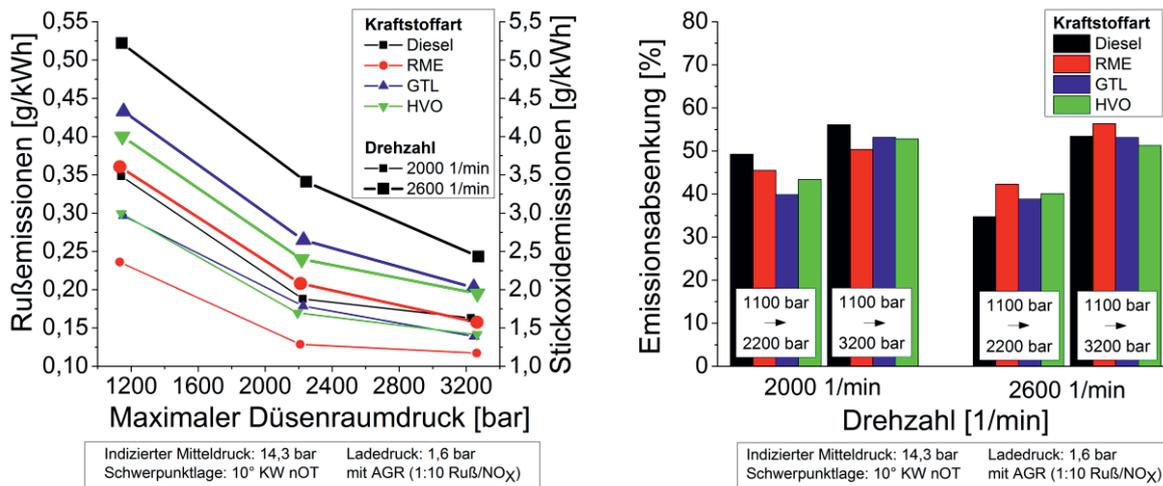


Abbildung 4.52: Links: Ruß- und Stickoxidemissionen für unterschiedliche Kraftstoffe bei Variation des Einspritzdrucks und der Drehzahl; Rechts: Prozentuale Absenkung der Emissionen für unterschiedliche Kraftstoffe bei Variation des Einspritzdrucks und der Drehzahl

Auch hier verschlechtern sich die Bedingungen zur Rußreduktion bei $n=2600$ 1/min so stark, dass die Einspritzdruckerhöhung um 1000 bar für die untersuchten alternativen Kraftstoffe sich weniger auf die Emissionen auswirken als bei einer Drehzahl von $n=2000$ 1/min. Erst mit der zweiten Druckerhöhung können bei dieser Drehzahl die Emissionen ähnlich zu $n=2000$ 1/min reduziert werden, wodurch die mittlere Emissionsabsenkung der zweiten Druckerhöhung bei der hohen Drehzahl stärker ausfällt als bei der niedrigen.

Da die AGR-Rate mit RME bei Erhöhung der Drehzahl auf $n=2600$ 1/min nicht so stark sinkt, wie mit dem Dieselmotorkraftstoff, verschiebt sich der Brennbeginn mit RME stärker Richtung früh bei $p_{Düse,max}=1100$ bar, siehe **Abbildung 6.9.4** (Anhang 6.9). Dadurch wird ein größerer Teil des Kraftstoffes bei niedrigeren Drücken und Temperaturen umgesetzt, wodurch die Emissionen mit RME bei der Drehzahlerhöhung von $n=2000$ 1/min auf 2600 1/min und einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=1100$ bar überproportional stärker steigen (ca. 52%) als mit Dieselmotorkraftstoff (ca. 41 %). Der Vergleich der beiden Bilder in **Abbildung 6.9.4** (Anhang 6.9) zeigt den stärker Richtung spät verschobenen Brennbeginn mit RME bei Erhöhung des Einspritzdruckes und der niedrigeren Drehzahl. Dies deutet auf eine langsamere Umsetzung des RME bei der hohen Drehzahl und dem Einspritzdruck im Vergleich zur niedrigen Drehzahl hin und widerspricht der stärkeren Emissionsabsenkung mit RME bei hohen Drehzahlen, siehe **Abbildung 4.52-rechts**. Die hohe Drehzahl führt jedoch zu einer früheren Verbrennung, so dass auch bei einem maximalen Düsenraumdruck von $p_{Düse,max}=3200$ bar die Verbrennung vor (RME) bzw. kurz nach (Diesel) dem oberen Totpunkt beginnt. Aufgrund der nicht ganz so starken Verspätung der Verbrennung mit RME durch Erhöhung des Einspritzdruckes bei der hohen Drehzahl, findet demnach die vorgemischte und ein Teil der diffusionsgesteuerten Verbrennung mit RME bei höheren Temperaturen und Drücken gegenüber dem Dieselmotorkraftstoff statt. Dies spricht für die stärkere Absenkung der Emissionen mit RME bei der hohen Drehzahl im Vergleich zum Dieselmotorkraftstoff, siehe **Abbildung 4.52-rechts**.

Trotz der nicht ganz so starken Beschleunigung der Verbrennung mit RME durch die Erhöhung des Einspritzdruckes kann auch bei einer hohen Drehzahl eine stärkere Zunahme der

Diffusionsverbrennung mit RME festgestellt werden, siehe **Abbildung 6.9.5** (Anhang 6.9). Der Vergleich mit der Düse 114, siehe **Abbildung 4.32** bzw. mit der Düse 119, siehe **Abbildung 6.9.2** (Anhang 6.9) zeigt jedoch, dass das Maximum der Diffusionsverbrennung bei der hohen Drehzahl nicht ganz so stark durch die Erhöhung des Einspritzdrucks zunimmt. Der Einfluss der Drehzahl scheint auf die beschleunigende Wirkung der Verbrennung durch den höheren Einspritzdruck kompensierend zu wirken.

Darüber hinaus wird deutlich, dass die zweite Druckerhöhung bei der hohen Drehzahl stärker die Emissionen beim Einsatz von RME reduziert, als bei der niedrigen Drehzahl, siehe **Abbildung 4.52-rechts**. Dies unterstützt die Annahme aus Kapitel 4.1, dass unterhalb eines bestimmten Verbrennungsluftverhältnisses die Emissionen nicht mehr weiter reduziert werden können. Durch die Steigerung der Drehzahl kann das Verbrennungsluftverhältnis aufgrund der eingeschränkten Aufnahme von rückgeführtem Abgas erhöht werden, wodurch eine stärkere Absenkung der Emissionen bei Erhöhung des Einspritzdrucks wieder möglich wird.

4.3.4 Ladedruckvariation

Durch die Erhöhung des Ladedrucks wird das Kraftstoff-Luft-Gemisch soweit abgemagert, dass im Betrieb ohne rückgeführtes Abgas die Rußemissionen bei sehr hohen Drücken außerhalb des sicheren Messbereichs des Filter Smoke Meters liegen, siehe **Abbildung 4.53-links**. Trotzdem kann im Betrieb ohne AGR bei dem sehr hohen Ladedruck eine deutliche Absenkung der Rußemissionen durch die Einspritzdruckerhöhung festgestellt werden.

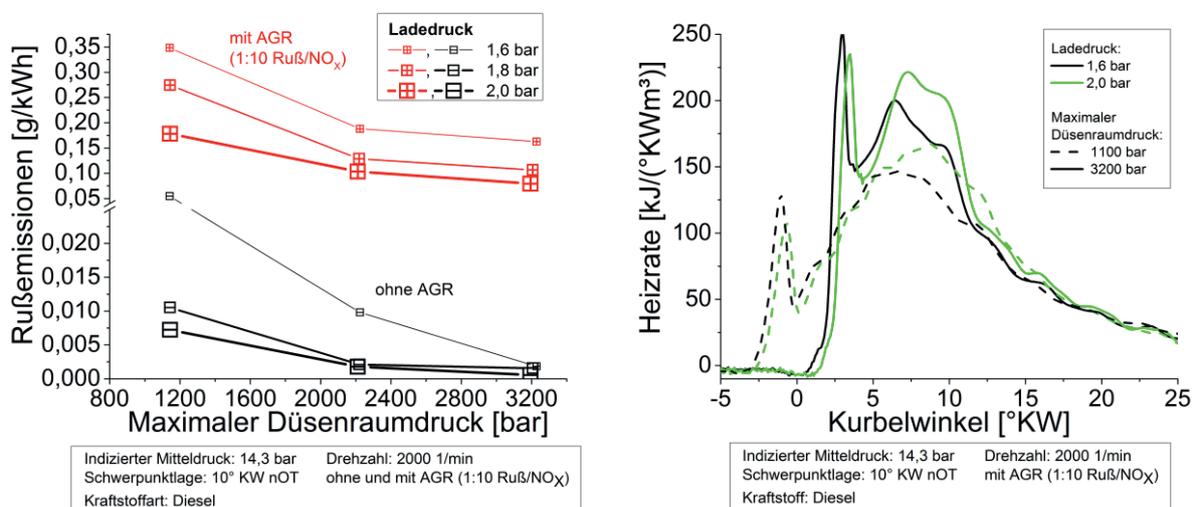


Abbildung 4.53: Links: Rußemissionen für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und des Ladedrucks im Betrieb ohne und mit AGR; Rechts: Heizratenverlauf für Dieselkraftstoff bei Variation des Lade- und Einspritzdrucks im Betrieb mit AGR;

Im Betrieb mit AGR wird das Potenzial einer Einspritzdruckanhebung in Kombination mit einer Ladedruckerhöhung deutlich. Neben der Einspritzdruckerhöhung, die zu einer signifikanten Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen führt, werden diese durch die Erhöhung des Ladedrucks noch einmal weiter reduziert. Mit zunehmendem Ladedruck steigt das Verbrennungsluftverhältnis und mehr Abgas kann dem Motor zugeführt werden. Dabei kompensiert der höhere Ladedruck die Ladungsanfettung durch die höhere AGR-Menge. Geringere Rußemissionen sind dadurch die Folge bei gleichzeitig niedrigerem



Stickoxidemissionsniveau, wodurch der 1:10-Betriebspunkt bei niedrigeren Emissionen erreicht wird.

An dem Verlauf der Heizrate, siehe **Abbildung 4.53-rechts**, ist der Vorteil der Kombination aus Lade- und Einspritzdruckerhöhung deutlich zu erkennen. Dabei wird der vorgemischte Anteil der Verbrennung aufgrund der Ladedruckerhöhung leicht reduziert, jedoch wird dies durch die Erhöhung des Einspritzdrucks vollständig kompensiert. Auf die Reduzierung der vorgemischten Phase folgt eine Zunahme der Diffusionsverbrennung sowie insbesondere der Ausbrandphase mit Erhöhung des Ladedrucks, die fördernd für die Nachoxidation und somit Reduzierung der Rußemissionen ist. Bei jeder Ladedruckerhöhung, die schon beim niedrigen Einspritzdruck eine starke Reduzierung der Emissionen bedeutet, kann mittels der Einspritzdruckerhöhung ein hohes Niveau der Emissionsabsenkung im Betrieb mit AGR von durchschnittlich ca. 50 % erzielt werden. Auch dies verdeutlicht noch einmal das hohe Potenzial der Emissionsreduzierung durch die kombinierte Erhöhung der Lade- und Einspritzdruckerhöhung bei der Verwendung von rückgeführtem Abgas.

Für jeden Einspritzdruck steigen in diesem Betriebspunkt mit zunehmendem Ladedruck und der damit verbundenen Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses bzw. der Reduzierung der Brennraumtemperaturen, die Stickoxidemissionen, dargestellt in g/kWh, siehe **Abbildung 4.54-rechts**. Wie in **Abbildung 6.9.6** (Anhang 6.9) gezeigt, unterscheiden sich die Stickoxidemissionen, in ppm dargestellt, bei höheren Drücken kaum voneinander. Aufgrund der Umrechnung der Emissionen in g/kWh wird der Abgasmassenstrom berücksichtigt, der durch die intensivere Zunahme des Ladedrucks gegenüber der Absenkung des Kraftstoffverbrauchs steigt und demzufolge eine Zunahme der Stickoxidemissionen bezogen auf die Leistung des Motors zur Folge hat, siehe **Abbildung 4.54-rechts**.

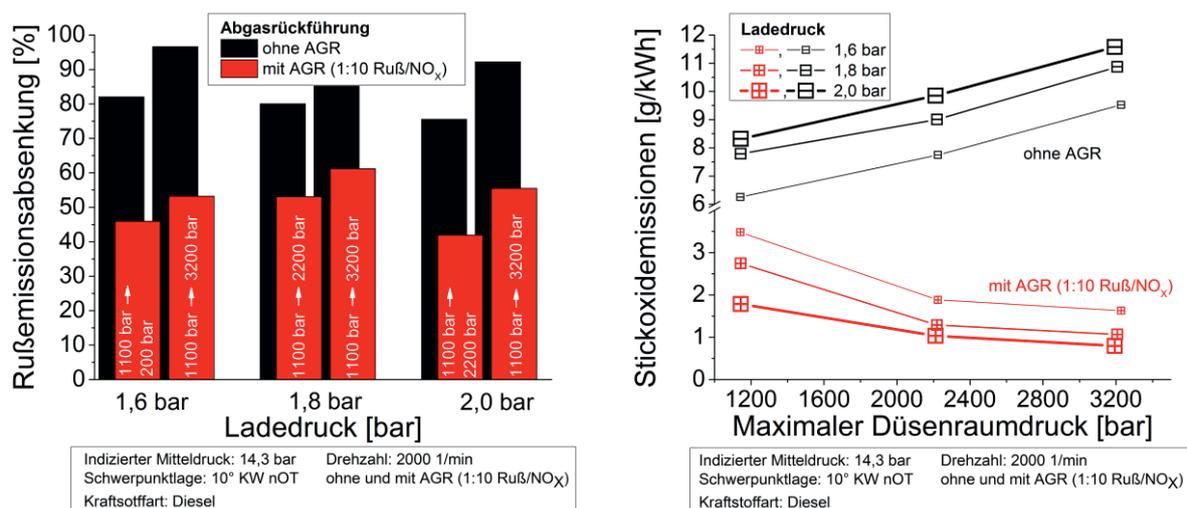


Abbildung 4.54: Links: Prozentuale Absenkung der Rußemissionen für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritzdrucks und des Ladedrucks im Betrieb ohne und mit AGR; Rechts: Stickoxidemissionen in g/kWh für Dieselkraftstoff bei Variation des Einspritz- und Ladedrucks im Betrieb ohne AGR

Mit einer Erhöhung des Lade- und Einspritzdrucks kann für die hier untersuchten Kraftstoffe eine weitere, simultane Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen realisiert werden, siehe **Abbildung 4.55**. Auch dabei bleibt das Emissionsniveau zwischen den Kraftstoffen erhalten. Mit Dieselkraftstoff werden dabei die höchsten und mit RME die niedrigsten

Emissionen ermittelt; während die hoch zündwilligen Kraftstoffe zwischen diesen Emissionsniveaus liegen. Somit gibt auch hier die Aufnahmefähigkeit des rückgeführten Abgases bei der Verbrennung des jeweiligen Kraftstoffes die Emissionsentwicklung der einzelnen Kraftstoffe vor, siehe **Abbildung 4.55-rechts**. Mit den flacher verlaufenden Kurven bei dem höheren Ladedruck scheint es, dass mehr rückgeführtes Abgas benötigt wird, um die Emissionen bei hohen Ladedrücken weiter zu reduzieren. Wird die Emissionsabsenkung jedoch prozentual betrachtet, können bei dem hohen Ladedruck die Emissionen effektiver reduziert werden. Mit einem Ladedruck von $p_{Lade}=2,0$ bar beträgt der Faktor 7,4 %Emissionen/%AGR-Rate im Vergleich zu 6,3 %Emissionen/%AGR-Rate im Durchschnitt für die hier betrachteten Kraftstoffe bzw. Einspritzdrücke.

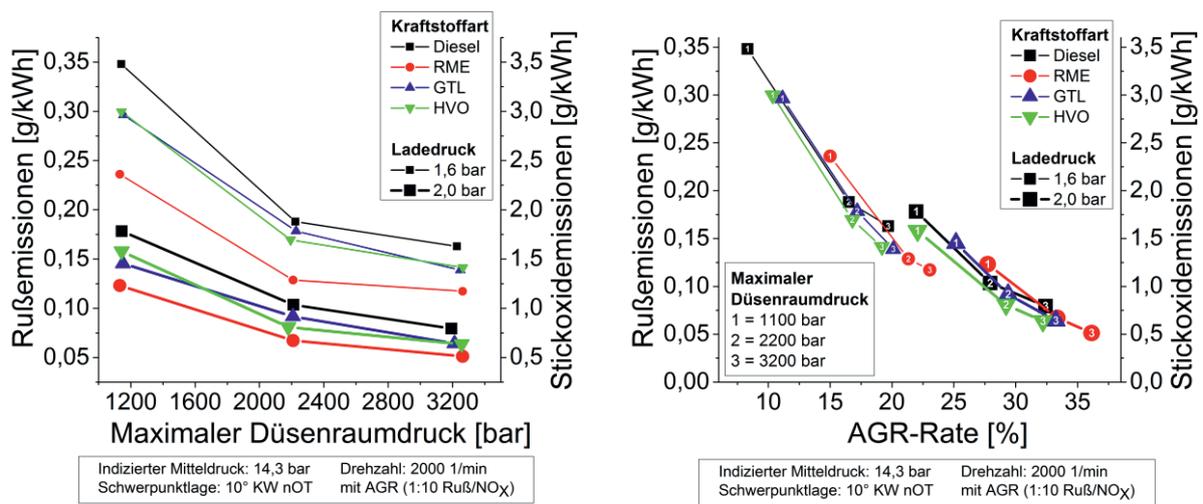


Abbildung 4.55: Links: Abhängigkeit der Ruß- und Stickoxidemissionen für unterschiedliche Kraftstoffe vom Einspritz- und Ladedruck; Rechts: Abhängigkeit der Ruß- und Stickoxidemissionen für unterschiedliche Kraftstoffe von der AGR-Rate und dem Ladedruck

Dies wirkt sich auch auf die Emissionsentwicklung, wie in **Abbildung 4.56-links** gezeigt, für die hier untersuchten Kraftstoffe aus. Während bei einem Ladedruck von $p_{Lade}=1,6$ bar die Emissionen von $p_{Düse,max}=1100$ auf 3200 bar um durchschnittlich 52% reduziert werden können, sind es bei der Erhöhung des Ladedrucks auf $p_{Lade}=2,0$ bar durchschnittlich 57%.

In diesem Zusammenhang fällt auf, dass sich bei einem höheren Ladedruck die Emissionsreduzierung zwischen den Kraftstoffen leicht unterschiedlich entwickelt. Der höhere Ladedruck wirkt sich insbesondere beim Einsatz mit HVO positiv auf die Emissionen aus. Bei fast gleichgestellter AGR-Rate im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff (siehe **Abbildung 4.55-rechts**) werden bei einem Ladedruck von $p_{Lade}=2,0$ bar im Durchschnitt über die unterschiedlichen Einspritzdruckniveaus 16% geringere Emissionen gegenüber Dieselmotorkraftstoff festgestellt als bei dem niedrigeren Ladedruck ($p_{Lade}=1,6$ bar ca. 9%), siehe auch **Abbildung 4.55**.

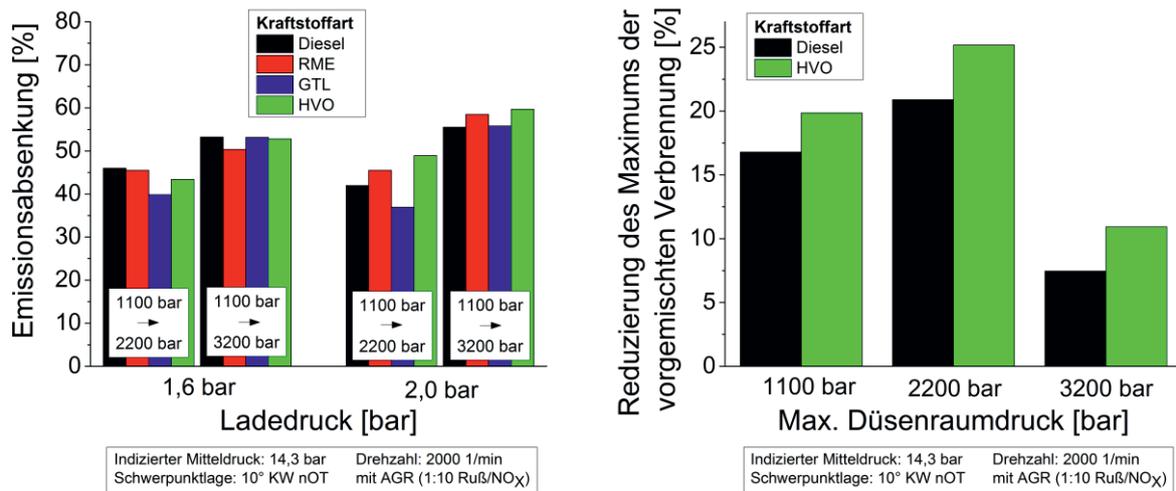


Abbildung 4.56: Links: Prozentuale Absenkung der Emissionen für unterschiedliche Kraftstoffe bei Variation des Einspritz- und Ladedrucks; Rechts: Absenkung des Maximums der vorgemischten Verbrennungsphase durch Erhöhung des Ladedrucks von $p_{Lade}=1,6$ auf 2,0 bar bei verschiedenen Einspritzdrücken und für Diesel und HVO

Deutlich wird dies auch anhand der Emissionsabsenkung, siehe **Abbildung 4.56-links**. Bei $p_{Lade}=2,0$ bar nehmen hier mit zunehmenden Einspritzdruck die Emissionen stärker gegenüber Dieseldieselkraftstoff ab, als beim niedrigen Ladedruck. Eine Auswirkung der Ladedruckerhöhung auf den Heizverlauf ist die Abnahme der vorgemischten Phase, siehe **Abbildung 4.53-rechts**. Die Reduzierung des Maximums der vorgemischten Phase durch die Erhöhung des Ladedrucks von $p_{Lade}=1,6$ bar auf 2,0 bar ist in **Abbildung 4.56-rechts** für Diesel und HVO dargestellt. Deutlich wird, dass durch die Zunahme des Ladedrucks, das Maximum der vorgemischten Phase stärker über die hier untersuchten Einspritzdrücke mit HVO abfällt, als mit dem Dieseldieselkraftstoff. Somit ist davon auszugehen, dass mit dem Einsatz von HVO bei Erhöhung des Ladedruckes weniger stark Stickoxide produziert werden, als mit dem Dieseldieselkraftstoff. Dadurch wird eine geringere Menge an AGR benötigt, wodurch auch weniger Ruß produziert und der 1:10-Betriebspunkt bei niedrigeren Emissionen erreicht werden kann.

Analog zur Düsen- und Drehzahlvariation kann auch bei einem hohen Ladedruck mit RME die stärkere Zunahme des Maximums der Diffusionsverbrennung durch die Erhöhung des Einspritzdrucks gegenüber Dieseldieselkraftstoff festgestellt werden, siehe **Abbildung 6.9.7** (Anhang 6.9). Darüber hinaus kann auch bei einem hohen Ladedruck gezeigt werden, dass die zweite Druckerhöhung die Emissionen beim Einsatz mit RME stärker reduziert, als bei einem niedrigen Ladedruck, siehe **Abbildung 4.56-links**. Somit wird auch bei einem hohen Ladedruck die Annahme aus Kapitel 4.1 bestätigt, dass unterhalb eines bestimmten Verbrennungsluftverhältnis die Emissionen nicht mehr weiter reduziert werden können, da bei dem hohen Ladedruck das Verbrennungsluftverhältnis trotz der höheren AGR-Rate im Vergleich zum niedrigen Ladedruck erhöht wird.



Resümee

Die in dieser Arbeit vorgenommene Einspritzdruckerhöhung zeigt deutliches Potenzial zur simultanen Ruß- und Stickoxidemissionsabsenkung bei der Verwendung alternativer Kraftstoffe auch für einen weiten Motorbetriebsbereich. Durchschnittlich können über eine Steigerung des maximalen Düsenraumdrucks von $p_{Düse,max}=1100$ auf 3200 bar die Emissionen um 50% bei den hier variierten Betriebsparametern bzw. Kraftstoffarten reduziert werden.

Trotz der stark unterschiedlichen Emissionsniveaus die bei den hier verwendeten Düsen ermittelt wurden, konnte mit der Einspritzdruckerhöhung eine ähnlich starke Emissionsabsenkung für alle Kraftstoffe festgestellt werden. Die Emissionsentwicklung aufgrund der veränderten Düse wirkt dabei wie ein Offset, so dass eine Übertragbarkeit der Ergebnisse zur Betriebspunktvariation auf den Ergebnissen mit dem Standardbetriebspunkt ermöglicht wird.

Bei der niedrigen Last von $p_{mi}=8,3$ bar konnten trotz einer Reduzierung des maximalen Düsenraumdrucks von $p_{Düse,max}=3200$ bar auf 2400 bar die stärksten Emissionsabsenkungen von über 60% im Mittel für die hier untersuchten Kraftstoffe erfasst werden. Das sich dabei höher einstellende Verbrennungsluftverhältnis (konstanter Ladedruck) sowie der geringere Auftreffanteil des Kraftstoffes auf die Kolbenwand und auf den Quetschpalt (niedrigere eingebrachte Kraftstoffmenge) durch die niedrigere Last, wirken sich reduzierend auf die Rußemissionen aus.

Mit Erhöhung der Drehzahl nehmen die Rußemissionen für die hier untersuchten Kraftstoffe, vor allem aber bei dem Einsatz von RME, stark zu. Daraus lässt sich das Haupteinsatzgebiet einer Einspritzdruckerhöhung, nämlich eine hohe Motordrehzahl, ableiten. Auch das Potenzial für den Einsatz einer Einspritzdruckerhöhung wird dabei sehr deutlich, denn hiermit lassen sich die Rußemissionen auf ein akzeptables Niveau reduzieren. Mit RME konnte dabei eine stärkere Reduzierung der Emissionen bei hohen Einspritzdrücken festgestellt werden verglichen mit den anderen Kraftstoffen. Zurückzuführen ist dies auf den Brennbeginn vor dem OT bei sehr hohen Einspritzdrücken. Dadurch verbrennt ein größerer Teil des Kraftstoffes bei höheren Drücken und Temperaturen.

Schließlich konnte mit der kombinierten Lade- und Einspritzdruckerhöhung und im Betrieb mit rückgeführtem Abgas ein deutliches Potenzial zur Emissionsreduzierung bei alternativen Kraftstoffen aufgezeigt werden. Auffällig war bei einem hohen Ladedruck die stärkere Emissionsreduzierung mit HVO aufgrund der stärkeren Abnahme der vorgemischten Phase mit zunehmendem Einspritzdruck im Vergleich zum Diesekraftstoff.



5 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Die Verwendung alternativer Dieseldieselkraftstoffe in Kombination mit einem hohen Einspritzdruck und unter Einbeziehung von rückgeführtem Abgas führen zu einer Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen. Der hohe Einspritzdruck begünstigt bei allen Kraftstoffen die Aufnahme von rückgeführtem Abgas, so dass bei einem Ruß/NO_x-Trade-off von 1:10 eine simultane Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen ermöglicht wird. Das Aufnahmevermögen von rückgeführtem Abgas bei der Verbrennung der jeweiligen Kraftstoffe beeinflusst dabei maßgeblich das Emissionsniveau sowie auch das Reduktionspotenzial mit zunehmendem Einspritzdruck. Das Emissionsniveau ist zusätzlich abhängig von den Kraftstoffeigenschaften und hier insbesondere vom Aromaten- und Sauerstoffgehalt. Darüber hinaus ist bei der Erhöhung des Einspritzdruckes und unter Verwendung von rückgeführtem Abgas ein minimales Verbrennungsluftverhältnis zu beachten, unterhalb dessen keine weitere Reduzierung der Emissionen ermöglicht wird bzw. sogar eine Zunahme der Emissionen sich einstellen kann.

Mit der Erhöhung des Einspritzdruckes ergibt sich ein ähnlicher Verlauf der Kraftstoffmenge pro Zeiteinheit (Einspritzrate) für die hier untersuchten Kraftstoffe. Der hochviskose Biokraftstoff RME weist dabei eine höhere Einspritzrate und ein verzögertes Nadelöffnen bzw. –schließen gegenüber den anderen Kraftstoffen aus. Mit GtL und HVO kann bei sehr hohen Einspritzdrücken eine Reduzierung der Einspritzmenge im Vergleich zum Dieseldieselkraftstoff festgestellt werden. Der höhere Dampfdruck aufgrund der Molekularstruktur dieser beiden Kraftstoffe könnte daher ein Indiz für verstärkte Kavitation mit diesen Kraftstoffen sein und dementsprechend zu den geringeren Einspritzmengen führen.

Die Zunahme des Einspritzdruckes führt bei den hier untersuchten Kraftstoffen zu einer Erhöhung der Penetration, einer Zunahme des mittleren Spraywinkels und somit zu einer signifikanten Erhöhung des Sprayvolumens. Damit kann mit allen Kraftstoffen mehr Luft durch die größere Spraywolke bei hohen Einspritzdrücken aufgenommen werden. Dies wird anhand des in dieser Arbeit als Luft-massenkonzentration bezeichneten Aufnahmevermögens von Luft durch das Spray gezeigt. Dabei ergibt sich insbesondere mit RME eine stärkere Erhöhung der Luftmassenkonzentration aufgrund der überproportionalen Zunahme des Sprayvolumens gegenüber Dieseldieselkraftstoff. Bei sehr hohen Einspritzdrücken stellte sich ein Sättigungsverhalten in der Erhöhung der Luftmassenkonzentration für die hier untersuchten Kraftstoffe ein, wodurch das limitierte Potenzial zur Reduktion der Emissionen mit zunehmendem Einspritzdruck bestätigt wird.

Erstmals konnte das Tropfengrößenspektrum alternativer Dieseldieselkraftstoffe bei sehr hohen Einspritzdrücken systematisch untersucht werden. Dabei ergibt sich entgegen der Literatur für alle hier untersuchten Kraftstoffe eine Abnahme der Tropfendurchmesser auch über einem Düsenraumdruck von $p_{\text{Düse}}=2000$ bar. Die damit verbundene Erhöhung der Zerstäubungsgüte bestätigt die Zunahme des Sprayvolumens bei Erhöhung des Einspritzdruckes für die hier verwendeten Kraftstoffe. Der synthetische Kraftstoff GtL weist bei sehr hohen Einspritzdrücken das geringste Potential zur Verkleinerung der Tropfengröße auf, womit sich eine eingeschränkte Aufnahmefähigkeit von rückgeführtem Abgas einstellt.



Die Verbrennung alternativer Kraftstoffe bei sehr hohen Einspritzdrücken und einem konstanten Verbrennungsschwerpunkt ist bei einem mittleren Teillastbetriebspunkt gekennzeichnet durch eine ausgeprägte vorgemischte und diffusionsgesteuerte Verbrennung. In beiden Abschnitten können die Heizraten durch die Einspritzdruckerhöhung signifikant erhöht werden, wodurch sich eine kürzere Verbrennung für alle untersuchten Kraftstoffe einstellt. Das Maximum der Heizrate der vorgemischten Verbrennung kann dabei entgegen des abnehmenden Zündverzugs mit Erhöhung des Einspritzdrucks gesteigert werden. In diesem Zusammenhang zeigt sich eine stärkere Reduzierung des Zündverzugs durch die Erhöhung des Einspritzdrucks mit den niedrig zündwilligen Kraftstoffen im Vergleich zu den Kraftstoffen mit einer hohen Cetanzahl. Im Hinblick auf eine Absenkung der Stickoxidemissionen und des Verbrennungsgeräusches ist diese Entwicklung des Zündverzugs zu berücksichtigen. Weiterhin stellt sich eine stärkere Erhöhung der maximalen Heizrate während der Diffusionsverbrennung und auch in der Ausbrandphase mit dem hochviskosen Kraftstoff RME ein. Dies lässt sich auf die intensive Zunahme der Luftmassenkonzentration im Spray zurückführen und stellt hierbei das Potenzial der Emissionsreduzierung bei Erhöhung des Einspritzdrucks vor allem für hochviskose Kraftstoffe noch einmal zusätzlich dar.

Neben der Reduzierung der Emissionen kann trotz der konstant gehaltenen Verbrennungsschwerpunktlage von 10°KW nOT eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauches mit alternativen Kraftstoffen realisiert werden. Durch die starke Zunahme der vorgemischten Verbrennung mit steigendem Einspritzdruck stellt sich eine Zunahme des Verbrennungsgeräusches ein. Hierbei bietet sich aufgrund der hier untersuchten Blockeinspritzung aber noch großes Potential zur Emissions- und schließlich auch Immissionsreduzierung durch den Einsatz einer Mehrfacheinspritzung an. Aufgrund des hohen Lastpunktes stellen sich in diesem Betriebspunkt sehr geringe Kohlenwasserstoffemissionen ein. Eine tendenzielle Reduktion der Kohlenmonoxidemissionen bei Erhöhung des Einspritzdrucks wird insbesondere mit den weniger zündwilligen Kraftstoffen detektiert. Aufgrund der stärker beschleunigten mischungskontrollierten Diffusionsverbrennung mit GtL und HVO bei Erhöhung des Einspritzdrucks werden hierbei verstärkt lokal fetten Gebieten im Brennraum vermutet, die zu einer stärkeren CO-Bildung führen.

Auch über den mittleren Teillastbetriebspunkt hinaus ist eine simultane Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen bei Verwendung von alternativen Kraftstoffen und einem hohen Einspritzdruck möglich. Dabei erweist sich vor allem die Kombination mit einem hohen Ladedruck als effizientes Mittel für eine weitere Absenkung der Emissionen. Hierbei stellt sich trotz höherer AGR-Raten ein höheres Verbrennungsluftverhältnis ein, wodurch in erster Linie die Rußemissionen stark reduziert werden können. Mit Variation der Drehzahl erschließt sich weiteres Potenzial zur Emissionsreduzierung insbesondere bei dem Einsatz von RME. Hierbei zeigt sich der eigentliche Vorteil einer Einspritzdruckerhöhung in Form der schnelleren Kraftstoffeinbringung und Gemischbildung für die hier verwendeten Kraftstoffe. Somit ist eine Einspritzdruckerhöhung vor allem bei sehr hohen Drehzahlen wichtig, zumal eine Mehrfacheinspritzung zur Rußminimierung bei einem hohen Drehzahlniveau schwierig darstellbar ist.

Somit kann abschließend die Erhöhung des Einspritzdrucks bei der Verwendung alternativer Dieselmotorkraftstoffe und unter Verwendung von rückgeführtem Abgas als effizientes Mittel zur



simultanen Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen empfohlen werden. Eine damit verbundene Anpassung der Düsen- und Kolbenmuldengeometrie scheint vor dem Hintergrund der in dieser Arbeit gesammelten Ergebnisse und Erfahrungen als sinnvoll wenn nicht sogar erforderlich. Ein mögliches Einsatzgebiet eines hohen Einspritzdrucks ergibt sich daher vor allem im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen für Nutzfahrzeuganwendungen. Hierbei liegen ausreichende große Kolbendurchmesser vor, die bei der Einspritzdruckerhöhung und der damit verbundenen hohen Penetrationslängen von Vorteil sein können. Desweiteren werden diese Verbrennungskraftmaschinen mit einer relativ hohen Drehzahl betrieben, wodurch sich aufgrund der direkten Einspritzung ein dementsprechend hohes Rußemissionsniveaus einstellt, dass durch die Verwendung eines hohen Einspritzdrucks effizient reduziert werden kann.

Auf Basis der in dieser Arbeit gesammelten Erkenntnisse wird einigen Eigenschaften des klassischen Biodiesels ein hohes Potenzial zur simultanen Reduktion der Ruß- und Stickoxidemissionen eingeräumt. Die Aromatenfreiheit, ein hoher gebundener Sauerstoffgehalt im Kraftstoff und die tendenziell niedrigere, zugeführte Prozessleistung sind hierbei ausschlaggebend. Auch die niedrige Cetanzahl von RME, die zu einer Verlängerung des Zündverzugs und damit zu einer längeren Gemischbildungszeit führt, birgt Potenzial zur Reduzierung von Rußemissionen. Hierbei gilt es jedoch zu beachten, dass ein langer Zündverzug bei hohen Lasten zu einem starken Druckerhöhung führen kann und damit das Geräusch negativ beeinflusst wird. Schließlich führt eine Einspritzdruckerhöhung vor allem bei hochviskosen Kraftstoffen zu einer verstärkten Erhöhung der Luftmassenkonzentration und zu einer überproportionalen Reduzierung der Emissionen, die in Kombination mit einem hohen Ladedruck noch weiter intensiviert werden kann.

RME weist jedoch aufgrund der gesellschaftlichen Diskussion (Tank-Teller Problematik durch die konkurrierende Nahrungsmittelproduktion) sowie der technischen Herausforderung bei Einsatz eines Partikelfilters und der damit verbundenen Ölverdünnung bei einer späten Nacheinspritzung gravierende Nachteile auf, die es zu bewältigen gilt, um einen großflächigen Einsatz zu ermöglichen. Ein sinnvoller Weg, der auch in [Müt10] verfolgt wird, erscheint daher, einen maßgeschneiderten Kraftstoff auch im Hinblick auf eine weitere Erhöhung des Einspritzdrucks zu entwickeln, der die oben beschriebenen Eigenschaften (hoher Sauerstoff- und Aromatengehalt) vereint ohne die Nachteile eines klassischen Biodiesels in Kauf zu nehmen.

6 Anhang

6.1 Prinzipielle Funktionsweise des verwendeten Injektors CRIN4s-LD

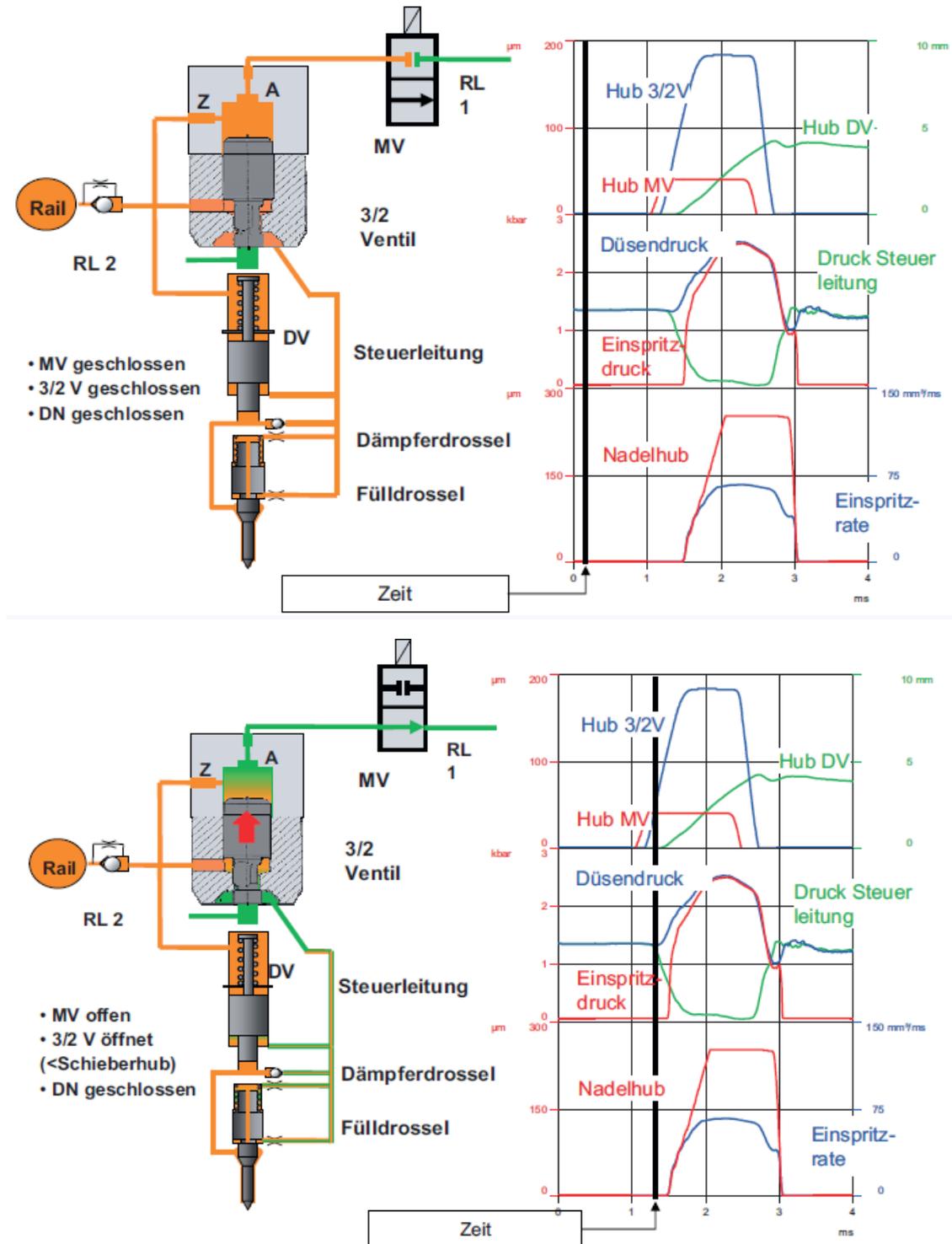


Abbildung 6.1.1: Prinzipielle Funktionsweise HADI-Injektor [Bre09]; Bild oben: Injektor geschlossen, Bild unten: 3/2-Wegeventil öffnet

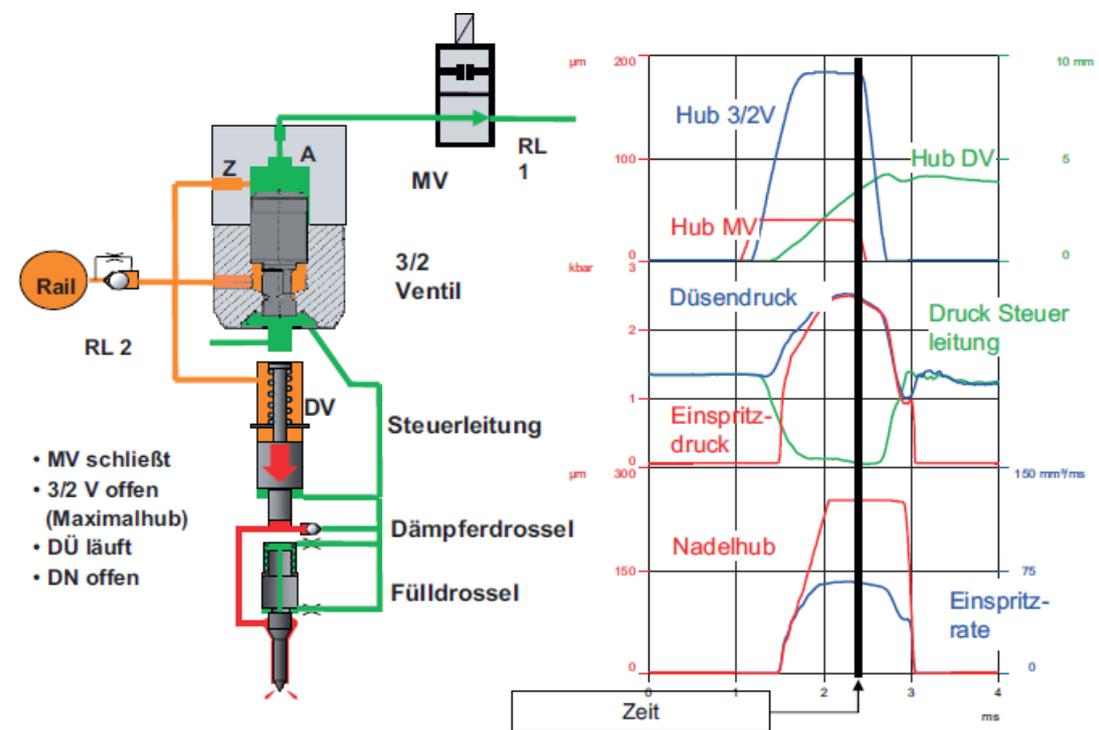
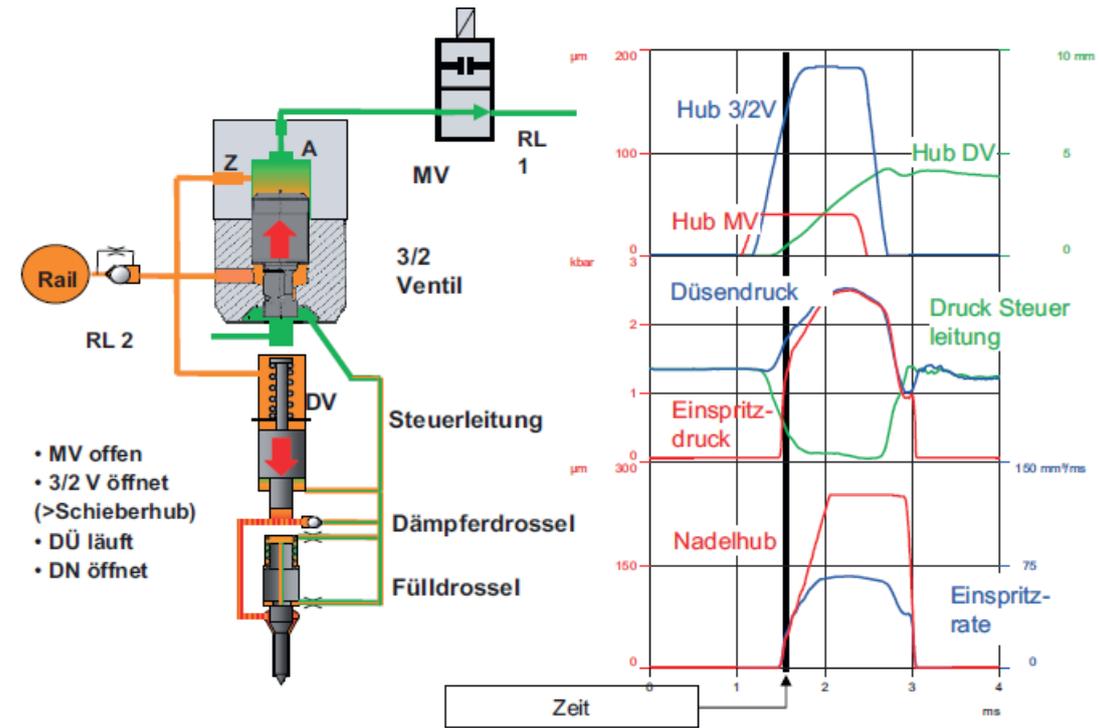


Abbildung 6.1.2: Prinzipielle Funktionsweise HADI-Injektor, nach [Bre09]; Bild oben: 3/2-Wegeventil geöffnet, Druck in Steuerleitung abgebaut, Injektor kurz vor Einspritzbeginn, Bild unten: Injektor spritzt ein

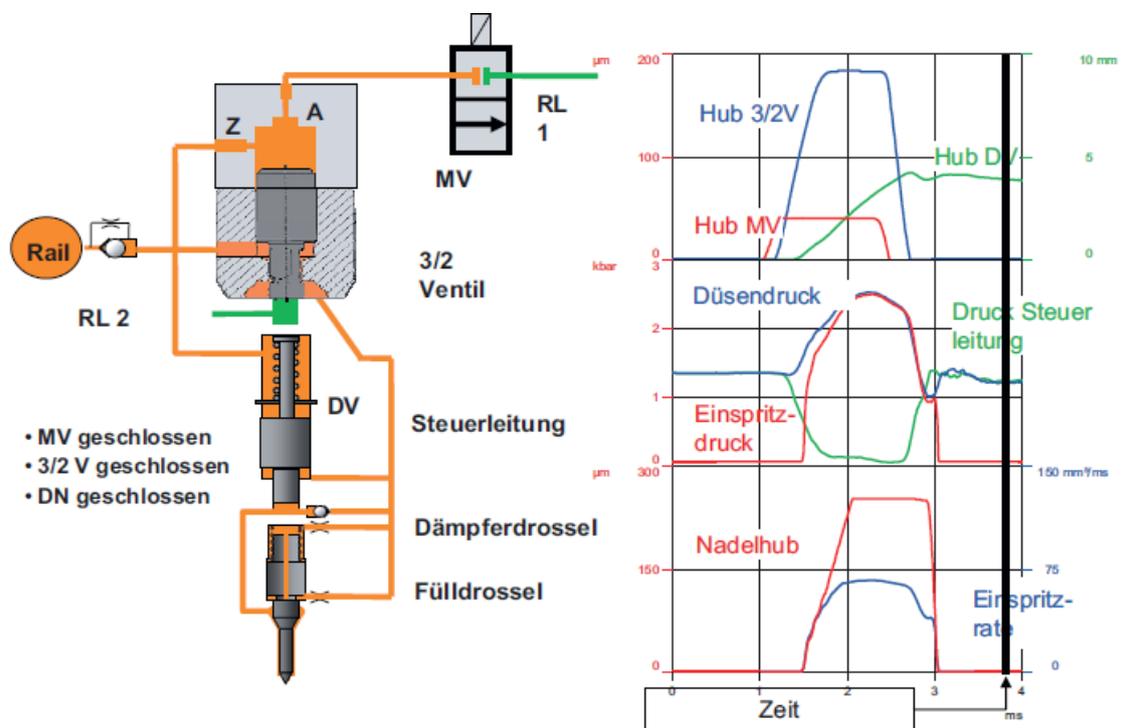
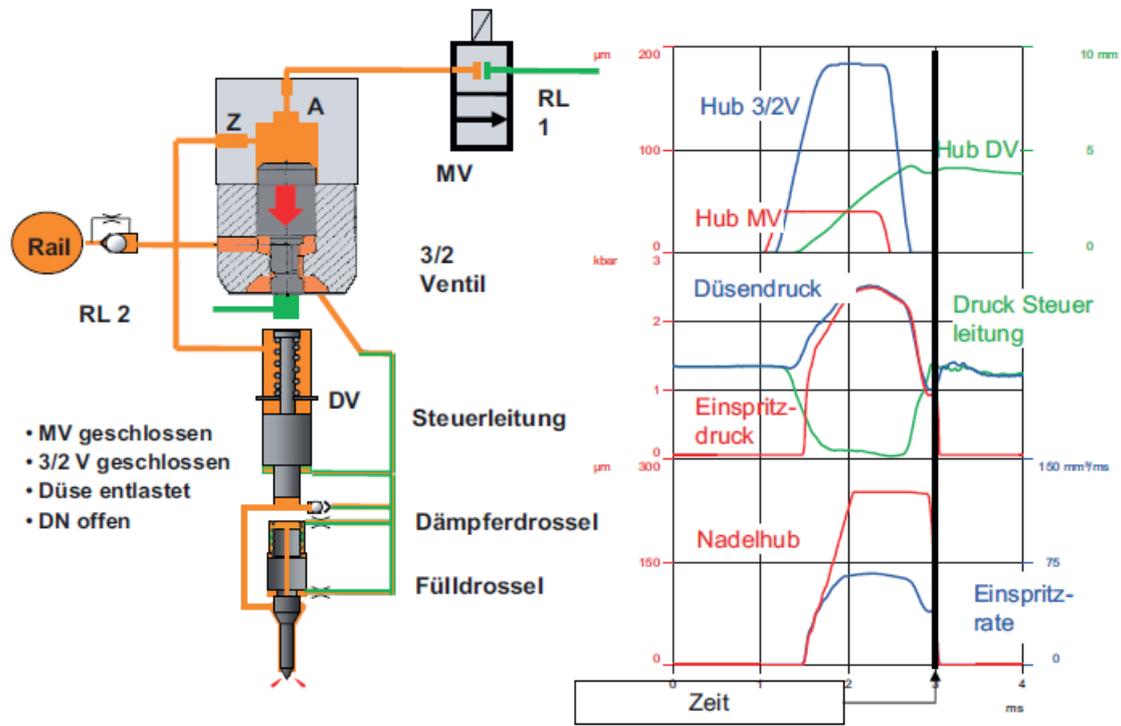


Abbildung 6.1.3: Prinzipielle Funktionsweise HADI-Injektors, nach [Bre09]; Bild oben: 3/2-Wegeventil schließt, Druck baut sich langsam in der Steuerleitung auf, kurz vor Einspritzende, Bild unten: 3/2-Wegeventil geschlossen, Düse geschlossen und Einspritzung beendet



6.2 PDA-Messverfahren

Das in dieser Arbeit verwendete laseroptische Messverfahren zur simultanen Bestimmung des Tropfendurchmessers und der –geschwindigkeit ist die Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA), die eine Erweiterung der Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) darstellt.

Mittels kontinuierlicher Gas- oder Halbleiterlaser, die ein monochromatisches und kohärentes (Wellen mit einer festen Phasenbeziehung, siehe [Gre98]) Licht aussenden, werden Laserstrahlen erzeugt. Beim Auftreffen und der Streuung des Laserlichts auf ein bewegtes Partikel kommt es zu einer Frequenzverschiebung des Laserstrahls ähnlich dem akustischen Dopplereffekt. Das gemessene Signal entspricht einer Frequenz, die proportional zur Partikelgeschwindigkeit ist, siehe [Nit06] und die über einem Photodetektor erfasst werden kann.

Neben der LDA-Technik mittels Dopplereffekt kann die Ermittlung der Partikelgeschwindigkeit auch über das Interferenzstreifenmodell in **Abbildung 6.2.1** verdeutlicht werden.

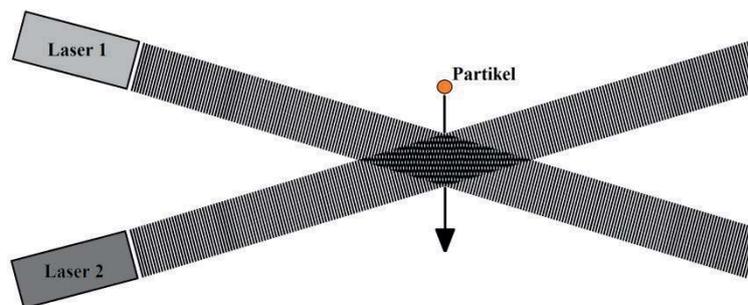


Abbildung 6.2.1: Interferenzstreifen aufgrund sich kreuzender Laserstrahlen gleicher Frequenz, nach [Nit06]

Dabei handelt es sich um die Wellenfronten zweier Laserstrahlen mit gleicher Frequenz, in dessen Kreuzungspunkt sich ein Interferenzstreifenmuster abzeichnet. Der Streifenabstand ist dabei von der Wellenlänge des Lichtes und dem Schnittwinkel der Laserstrahlen abhängig:

$$d = \frac{\lambda_{\text{Laser}}}{2 \cdot \sin\left(\frac{\theta_L}{2}\right)} \quad (\text{Gl. 6.1})$$

Die Interferenzstreifen sind parallel zur Strahlachse angeordnet und stellen scharf abgrenzende Bereiche hoher und niedriger Lichtintensität dar, [Nit06]. Fliegt ein Partikel durch dieses Streifenmuster, wird das Laserlicht mit einer Frequenz gestreut, die direkt proportional zur Geschwindigkeit des Teilchens ist:

$$u = \frac{f_D}{2 \cdot \sin\left(\frac{\theta_L}{2}\right)} \quad (\text{Gl. 6.2})$$

Mit Gleichung 6.2 kann somit die Geschwindigkeit eines Teilchens, das sich orthogonal zum Interferenzstreifenmuster bewegt, aufgrund des Doppler-Effektes ermittelt werden. Soll nun eine weitere Geschwindigkeitskomponente eines strömenden Teilchens erfasst werden, muss ein zweites LDA-System, mit einer anderen Lichtwellenlänge und senkrecht zur ersten Geschwindigkeitskomponente ausgerichtet werden. Für den Fall der dreidimensionalen Geschwindigkeitsermittlung muss dementsprechend ein drittes System eingesetzt werden.

Dadurch erhöht sich der messtechnische Aufwand stark. Das hier eingesetzte LDA-System zur Ermittlung der Teilchengeschwindigkeit ist ein 2D-System, mit zwei Laserpaaren der Wellenlänge $\lambda_{\text{Laser}}=488 \text{ nm}$ (grün) und $\lambda_{\text{Laser}}=514,5 \text{ nm}$ (blau).

Ein PDA-System stellt eine Erweiterung des LDA-Verfahrens dar, in dem anstatt einem, zwei Photodetektoren in einem bestimmten Winkel zueinander angeordnet sind, siehe **Abbildung 6.2.1**. Dadurch ergeben sich zwei unterschiedliche optische Längen zwischen den Photodetektoren und dem zu untersuchenden Objekt. Fliegt nun ein Partikel durch das von den zwei Lasern aufgespannte Messvolumen, so werden zwei Signale, sogenannte Doppler-Bursts, mit der gleichen Frequenz, jedoch phasenverschoben von den Photodetektoren empfangen. Diese Phasendifferenz zwischen den Signalen berechnet sich dabei nach:

$$\Phi_{1,2} = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \Delta t. \quad (\text{Gl. 6.3})$$

Bei einem konstanten Winkel zwischen den Photodetektoren hängt die Phasendifferenz von der Größe des Partikels, das sich durch das Messvolumen bewegt, ab. Die Phase des empfangenen Doppler-Bursts an einem Detektor kann durch die Formel beschrieben werden:

$$\Phi_i = \frac{\pi}{\lambda_{\text{Laser}}} \cdot D \cdot \beta_i \quad (\text{Gl. 6.4})$$

Wobei D der Partikeldurchmesser und β_i ein geometrischer Faktor, der von dem Streulichtmodus (hier vor allem Reflektion und Brechung) und den geometrischen Winkel des einfallenden und reflektierenden Laserlichts abhängt, [NN08].

Aufgrund der Nutzung zweier Photodetektoren errechnet sich die Phasendifferenz nach:

$$\Phi_{i,j} = \Phi_j - \Phi_i = \frac{\pi}{\lambda_{\text{Laser}}} \cdot D \cdot (\beta_j - \beta_i). \quad (\text{Gl. 6.5})$$

Dadurch, dass die geometrischen Bedingungen sowie die Wellenlänge des Laserstrahls konstant sind, ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen dem Durchmesser eines Partikels und der Phasendifferenz zwischen den empfangenen Burst-Signalen, siehe **Abbildung 6.2.2**. Durch den Einsatz von drei Photodetektoren in der Empfangsoptik des PDA-Systems kann der maximale Messbereich der Tropfengröße erweitert werden.

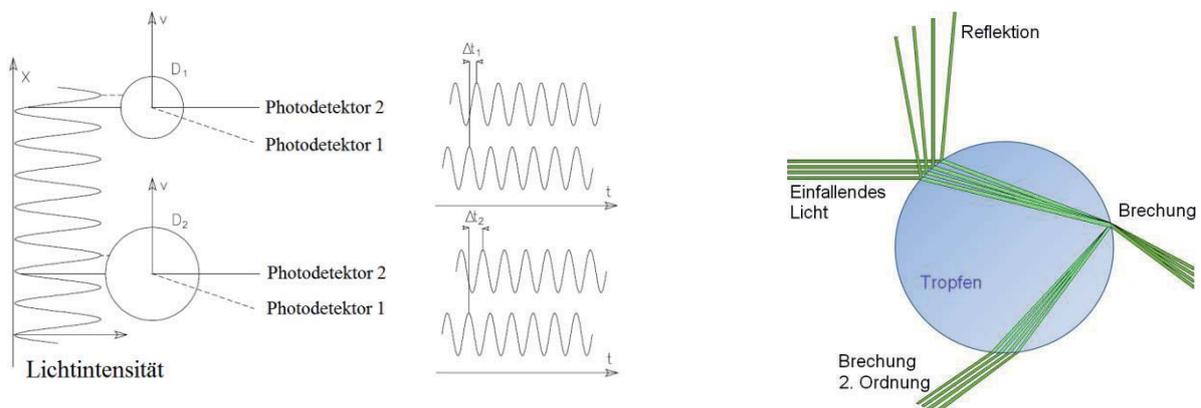


Abbildung 6.2.2: Links: Vergrößerung der Phasendifferenz mit steigendem Tropfendurchmesser; Rechts: Lichtstreuung an einem Wassertropfen, nach [NN08]

Da einfallendes Licht auf einen Tropfen zu den unterschiedlichen Streulichtmoden (Reflektion und Brechung 1. – n . Ordnung) führen kann (siehe **Abbildung 6.2.2**), muss die



Empfangsoptik in einem bestimmten Winkel zur Strahlachse angeordnet sein, damit nur Streulicht einer bestimmten Art erfasst wird und die weiteren Moden den Messvorgang nicht beeinflussen. Für die hier vorgestellten Untersuchungen wurde ein Winkel von $\varphi=70^\circ$ gewählt.

6.3 Aufbau Einzylindermotorprüfstand

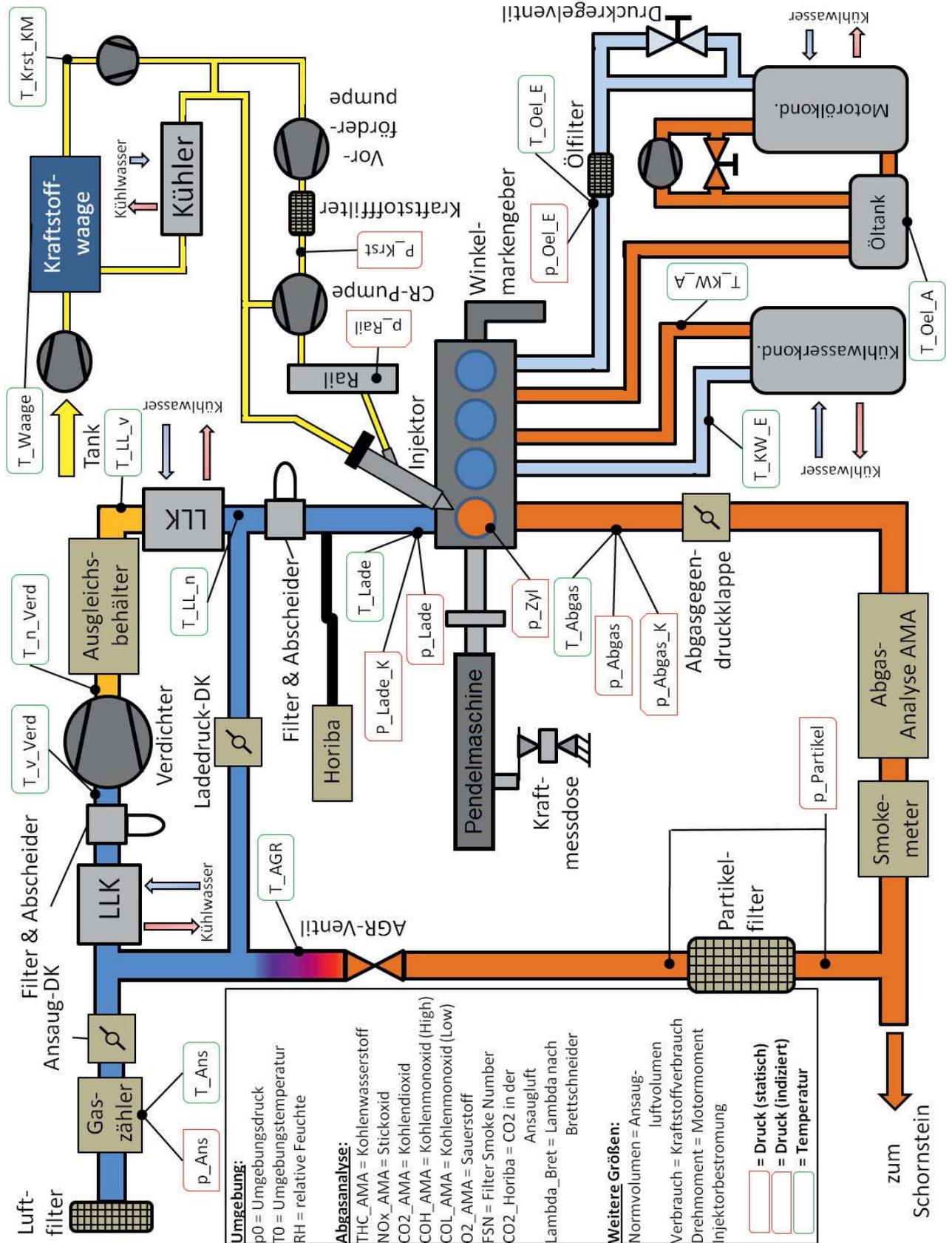


Abbildung 6.3.1: Prinzipieller Aufbau des Einzylindermotorprüfstands



6.4 Mess- und Prüfstandstechnik des Einzylindermotors

Tabelle 6.4.1: Mess- und Prüfstandstechnik des Einzylindermotors

	Messprinzip/Techn. Daten	Gerätebezeichnung	Firma
Prüfstandsbremse	Wirbelstrom, fremdgekühlt $n_{\max}=7000$ 1/min $P_{\max}=22$ kW	6PT-267	AEG
Kraftmessdose	$m_{\max}=1000$ kg	Z3H2	HBM
Kühlwasserkonditionierung	$T_{\max}=150^{\circ}\text{C}$ (4 bar) $p_{\max}=6,0$ bar $\dot{Q}_{\max}=60$ l/min	STL 150 KN6	Single GmbH
Motorölkonditionierung	$T_{\max}=150^{\circ}\text{C}$ (4 bar) $p_{\max}=5,5$ bar $\dot{Q}_{\max}=40$ l/min	STO 1- TK6PLWT	Single GmbH
Kraftstoffwaage	gravimetrisch	425 s	AVL
Hochdruckpumpe	3-Kolben	CP3	Bosch GmbH
Hochdruckrail	$V=100$ cm ³ $V=15$ cm ³	-	Volkswagen AG Bosch GmbH
Luftmassenmesser	Drehkolbengaszähler; $\dot{Q}_{\max}=250$ m ³ /h $p_{\max}=16$ bar	-	Aerzener Maschinenfabrik
Ladeluftkühler	Wassergekühlt $p_{\max}=4$ bar		Valeo
Ladeluftaggregat	Klauenverdichter; $\dot{Q}_{\max}=250$ Nm ³ /h $p_{\max}=2,8$ bar	C-DLR Zephyr 250	Elmo-Rietschle
Abgasanalyse	COL, COH, CO ₂ , O ₂ , NO _x , HC, Lambda CO ₂	AMA i60 Mexa 1500	AVL Horiba
Rauchwertmessgerät	Filterblatttrübung	SmokeMeter 415	AVL
Winkelmarkengeber	optisch	365 C	AVL
Zylinderdrucksensor	wassergekühlt; piezoelektrisch; $p_{\max}=250$ bar	6041 A	Kistler
Ladedrucksensor	piezoresistiv; $p_{\max}=5$ bar	4045 A 5	Kistler
Abgasgegendrucksensor	piezoresistiv; wassergekühlt; $p_{\max}=5$ bar	4045 A 5	Kistler
Steuergerät	Forschungssteuergerät	FI ^{2RE}	IAV GmbH
Messdatenerfassung, niederfrequent	$f_{\max}=20$ Hz	E-Bloxx	Gantner Labview
Messdatenerfassung, Indizierung	16 Kanal;	Indiset Advanced Gigabit	AVL

6.5 Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf Emissionen, Verbrauch und Geräusch

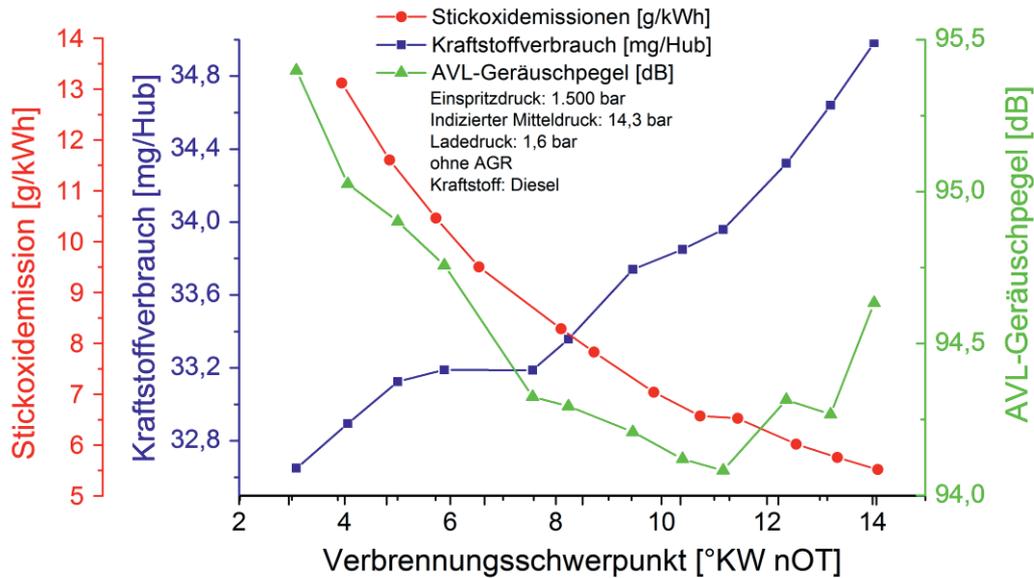


Abbildung 6.5.1: Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf Emissionen, Verbrauch und Geräusch bei einem Einspritzdruck von 1500 bar

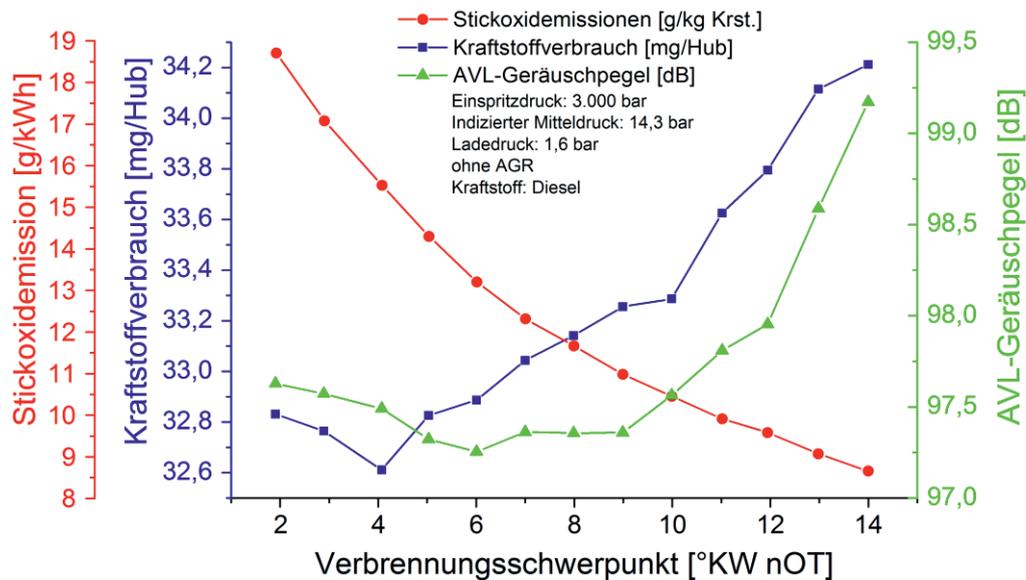


Abbildung 6.5.2: Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf Emissionen, Verbrauch und Geräusch bei einem Einspritzdruck von 3000 bar



6.6 Methodisches Vorgehen bei der Fehleranalyse und Variationskoeffizienten unterschiedlicher Stellgrößen

Für die Fehleranalyse wurde der auf Motoröl- und Kühlwasserstemperatur konditionierte Einzylindermotor zehnmal nacheinander während unterschiedlicher Tageszeiten unter den folgenden Bedingungen jeweils ohne und mit rückgeführtem Abgas betrieben:

Tabelle 6.6.1: Eingestellte Betriebsparameter zur Fehleranalyse

Betriebsparameter	Größenordnung
Indizierter Mitteldruck [bar]	14,3
Drehzahl [1/min]	2000
Verbrennungsschwerpunktlage [°KW nOT]	10
Ladedruck [bar]	1,6
Abgasgegendruck [bar]	1,4
Einspritzdruck [bar]	2000
AGR [-]	0% bzw. 13,3 %

Für die AGR-Messung wurde der Motor mit einer AGR-Rate von 13,3% beaufschlagt, so dass sich in diesem Betriebspunkt eine Stickoxidkonzentration von ungefähr 530 ppm ergab. Die Stickoxidkonzentration wurde als Regelgröße gewählt, da diese Emission am genauesten zu erfassen ist.

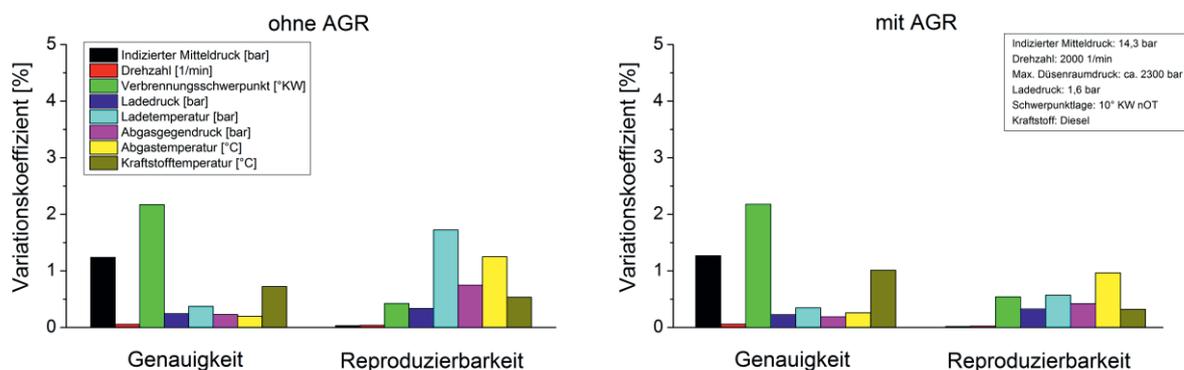


Abbildung 6.6.1: Variationskoeffizienten für unterschiedliche Stellgrößen beim Motorbetrieb ohne und mit AGR

Wie aus **Abbildung 6.6.1** zu entnehmen ist, sind die eingestellten Größen mit einer relativen Abweichung von unter 2% in Bezug auf die Genauigkeit bzw. Reproduzierbarkeit für die Betriebspunkte mit und ohne AGR als hinreichend genau eingestellt anzusehen.



6.7 Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.1: Einfluss des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart auf die Ruß- und Stickoxidemissionen

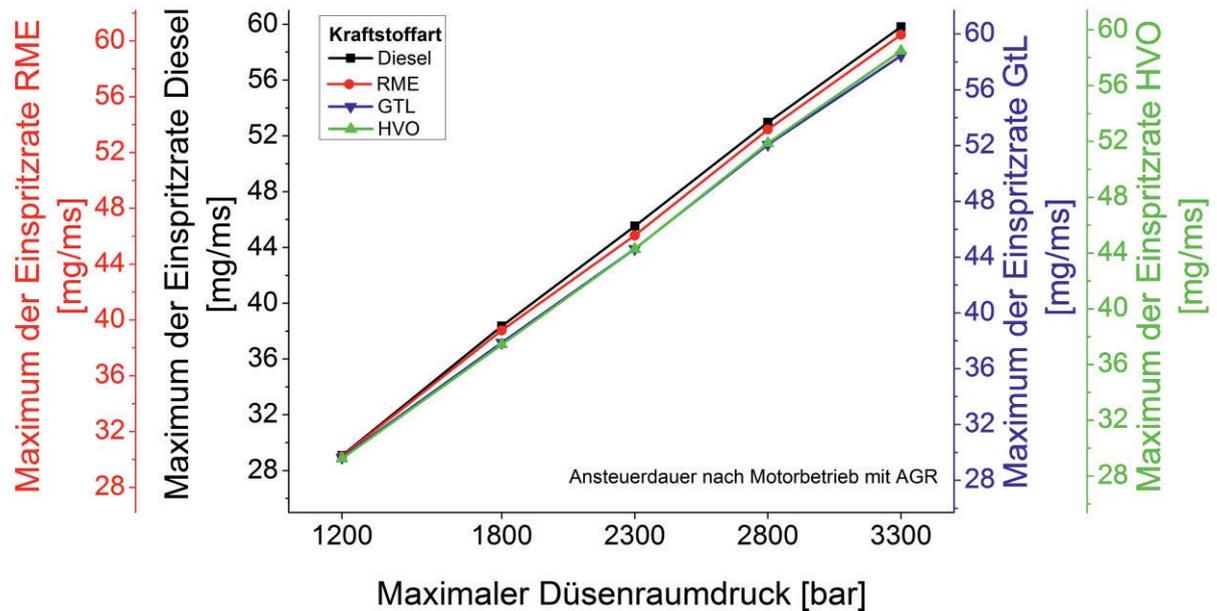


Abbildung 6.7.1: Maximale Einspritzrate bei Variation der Kraftstoffart und Einspritzdruck; Ansteuerdauer nach Motorbetrieb mit AGR bei konstantem indiziertem Mitteldruck; Kurven bei $p_{\text{Düse,max}}=1200$ bar zusammengelegt

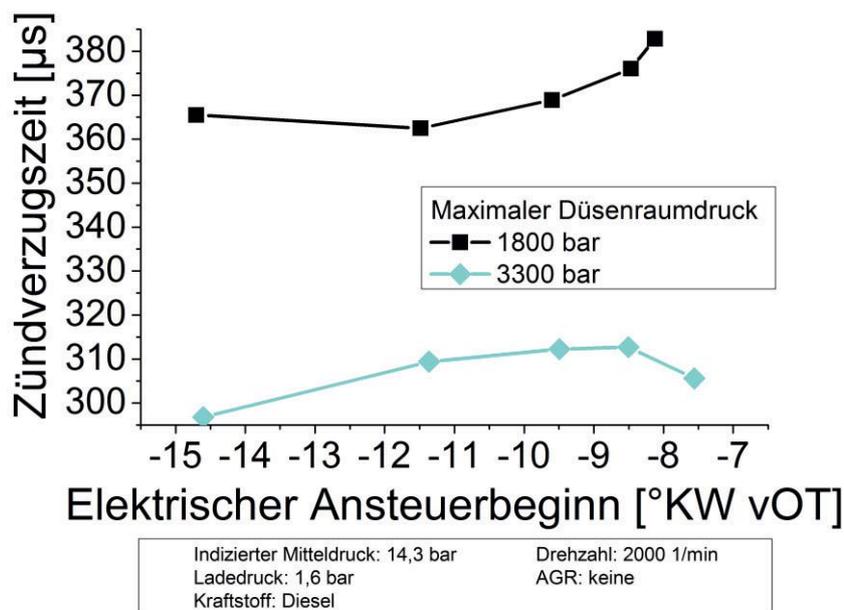


Abbildung 6.7.2: Zündverzugszeit in Abhängigkeit vom elektrischen Ansteuerbeginn für Diesekraftstoff und bei Variation des maximalen Düsenraumdrucks

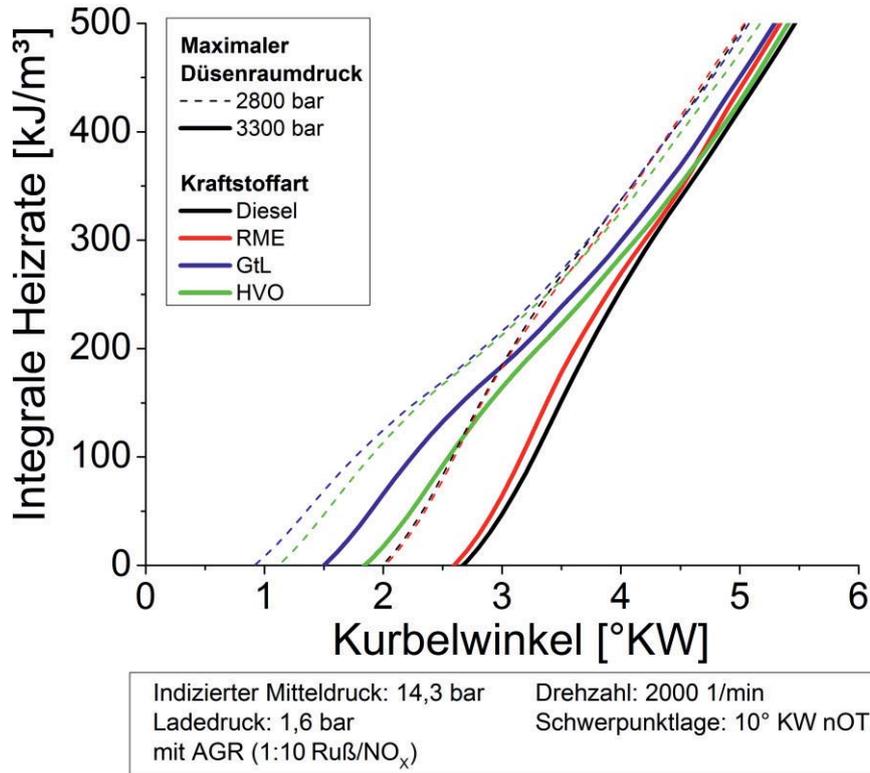


Abbildung 6.7.3: Integraler Heizverlauf bei Variation der Kraftstoffart und für $p_{Düse, max}=2800$ bar und 3300 bar

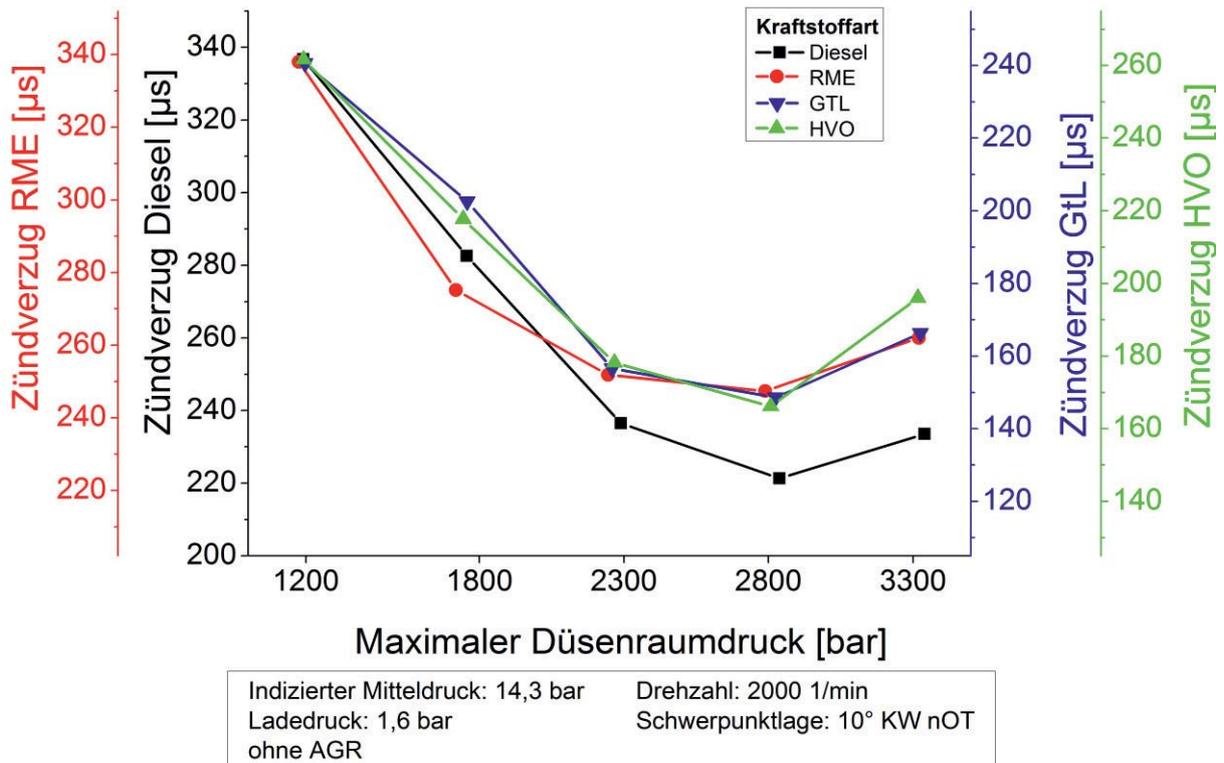


Abbildung 6.7.4: Zündverzug bei Variation des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart, ohne AGR, Kurven bei $p_{Düse, max}=1200$ bar zusammengelegt

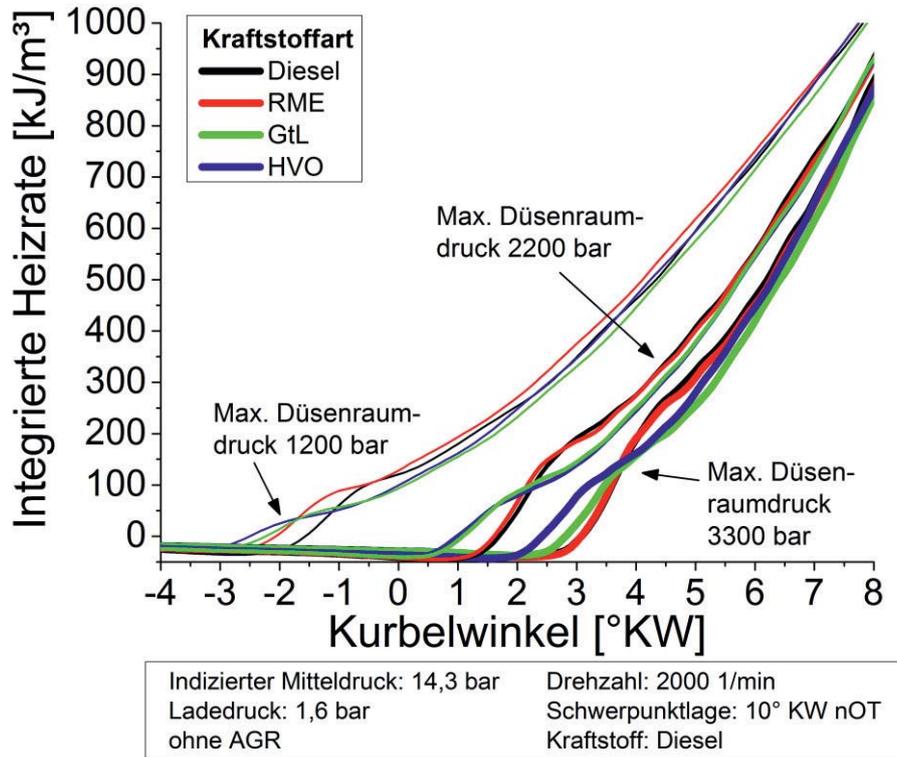


Abbildung 6.7.5: Integrierter Heizratenverlauf bei Variation des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart, ohne AGR

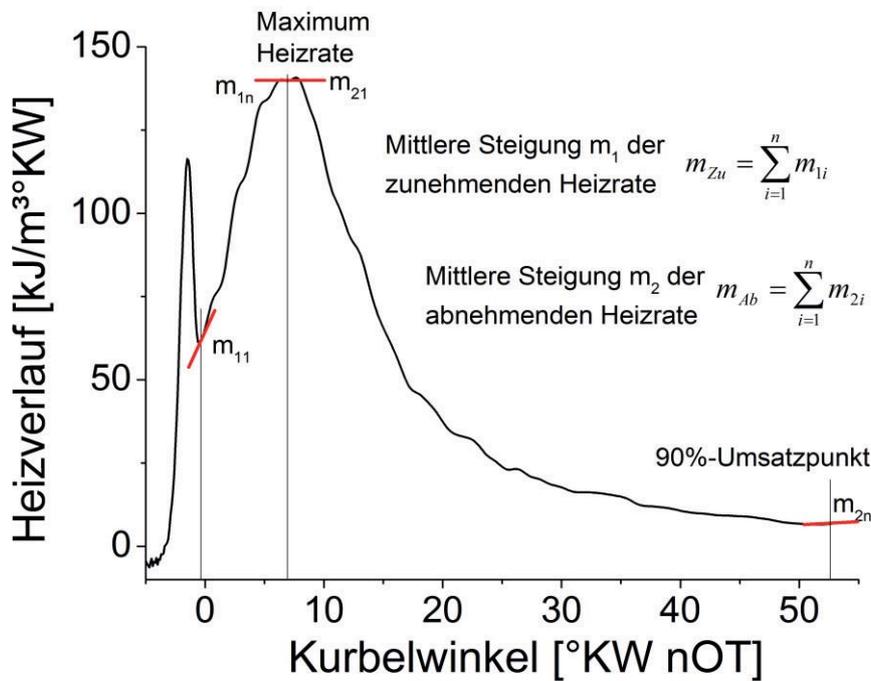


Abbildung 6.7.6: Ermittlung der Steigung m_{zu} und m_{ab} aus dem Heizverlauf

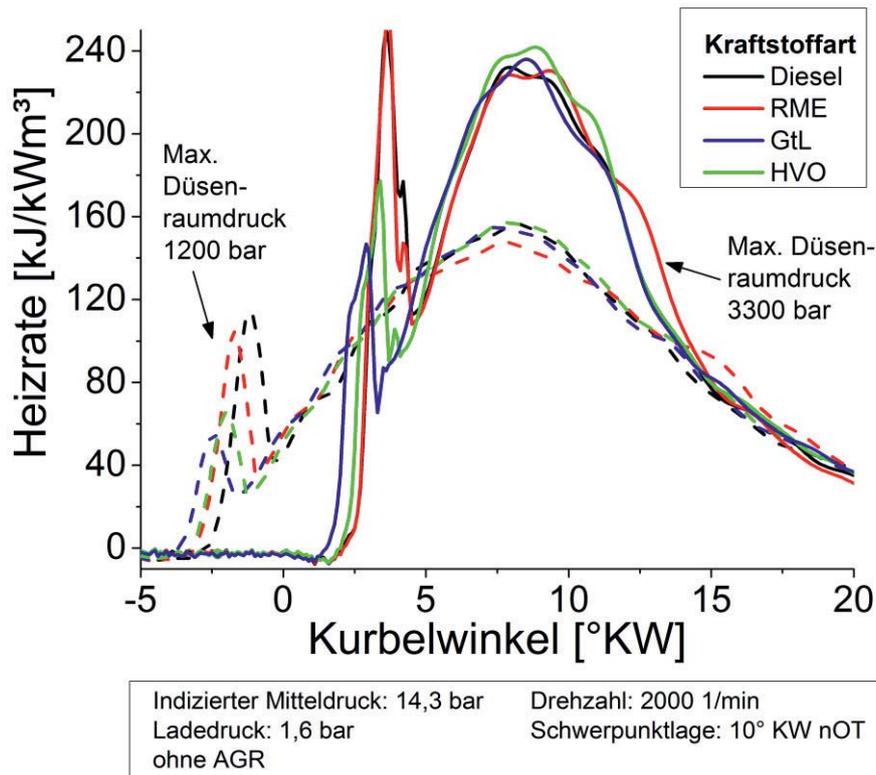


Abbildung 6.7.7: Heizratenverlauf bei Variation der Kraftstoffart und für zwei unterschiedliche maximale Düsenraumdrücke im Betrieb ohne rückgeführtes Abgas

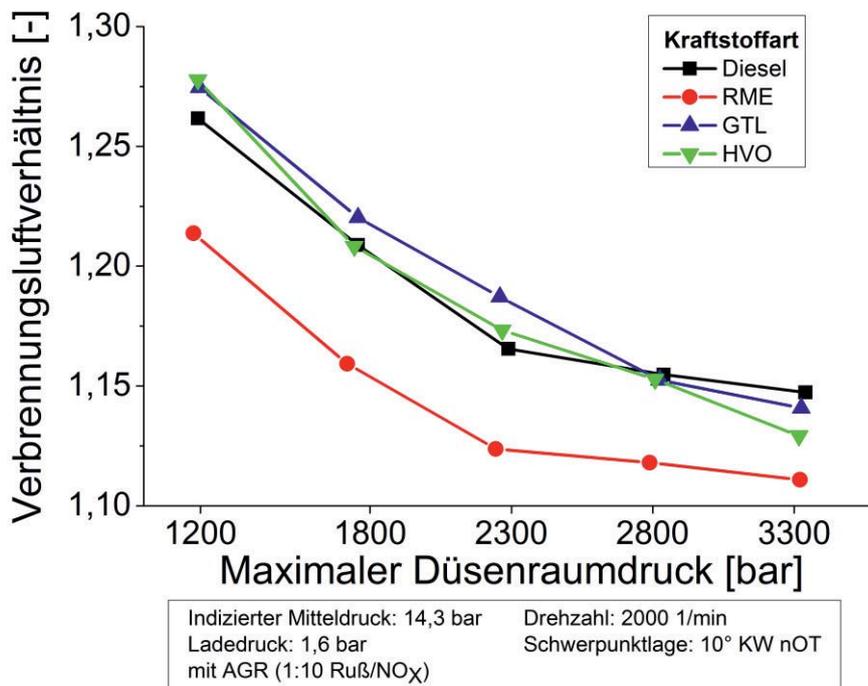


Abbildung 6.7.8: Verbrennungsluftverhältnis bei Variation der Kraftstoffart und des Einspritzdrucks im Betrieb mit AGR



6.8 Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.2: Einfluss des Einspritzdrucks und der Kraftstoffart auf weitere Motoreigenschaften

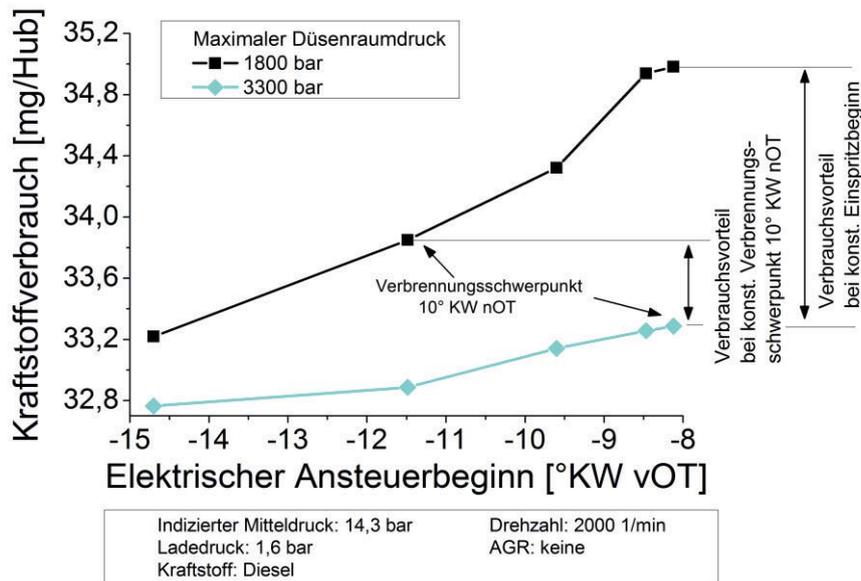


Abbildung 6.8.1: Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom elektrischen Ansteuerbeginn für Dieselkraftstoff und bei Variation des maximalen Düsenraumdrucks

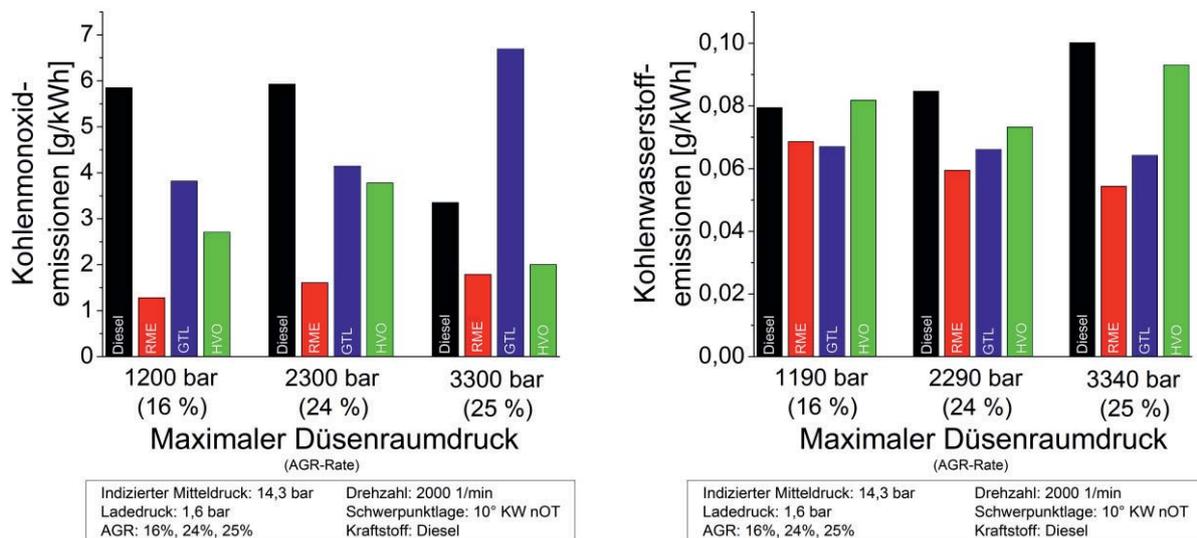


Abbildung 6.8.2: Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen bei konstanter AGR-Rate und Einspritzdruck

6.9 Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.3: Düsen- /Betriebspunktvariation

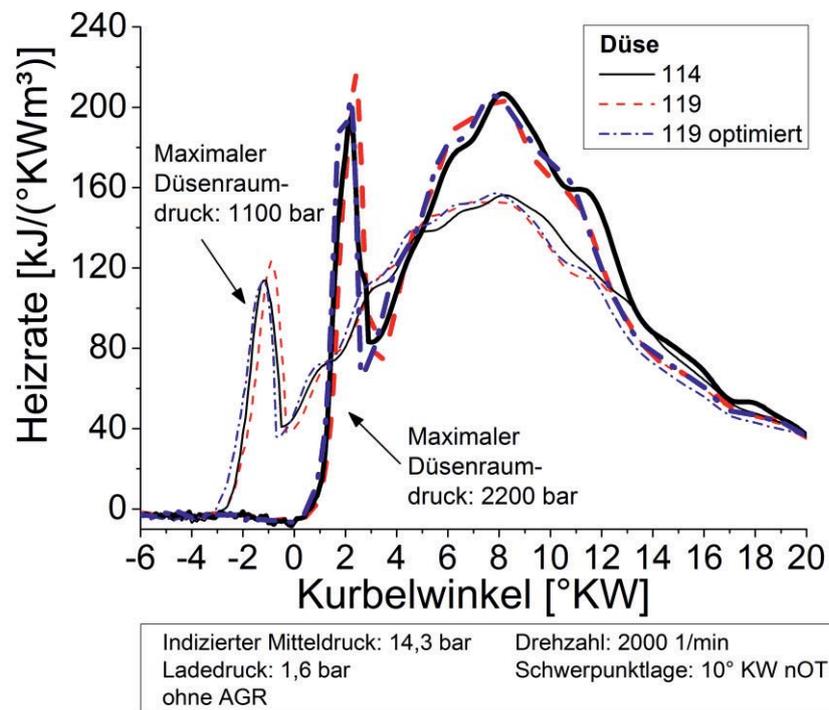


Abbildung 6.9.1: Heizratenverlauf bei Variation der Düse und des Einspritzdrucks im Betrieb mit AGR

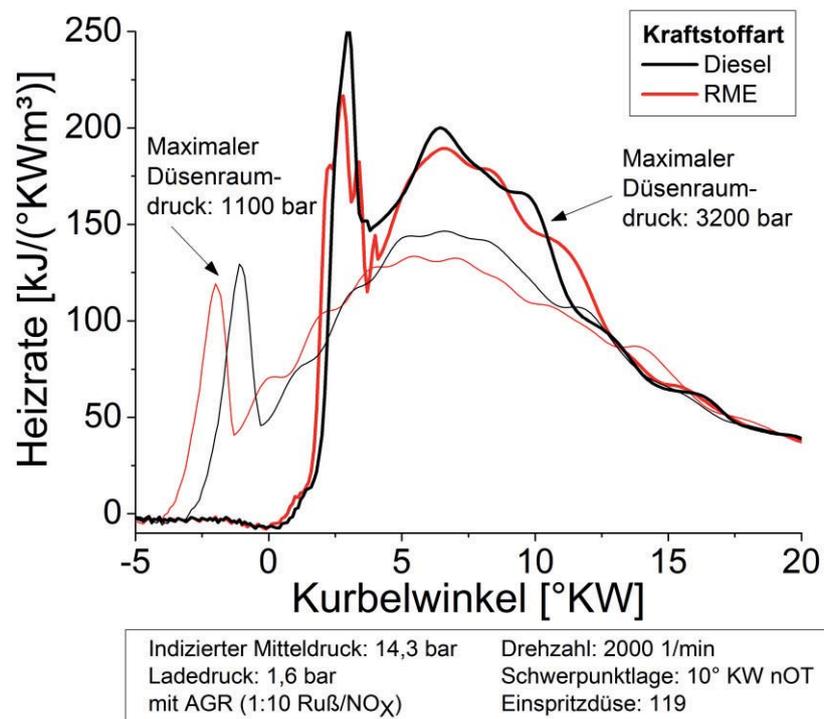


Abbildung 6.9.2 Heizratenverlauf bei Variation des Einspritzdrucks im Betrieb mit AGR für Diesel und RME unter Verwendung der Düse 119

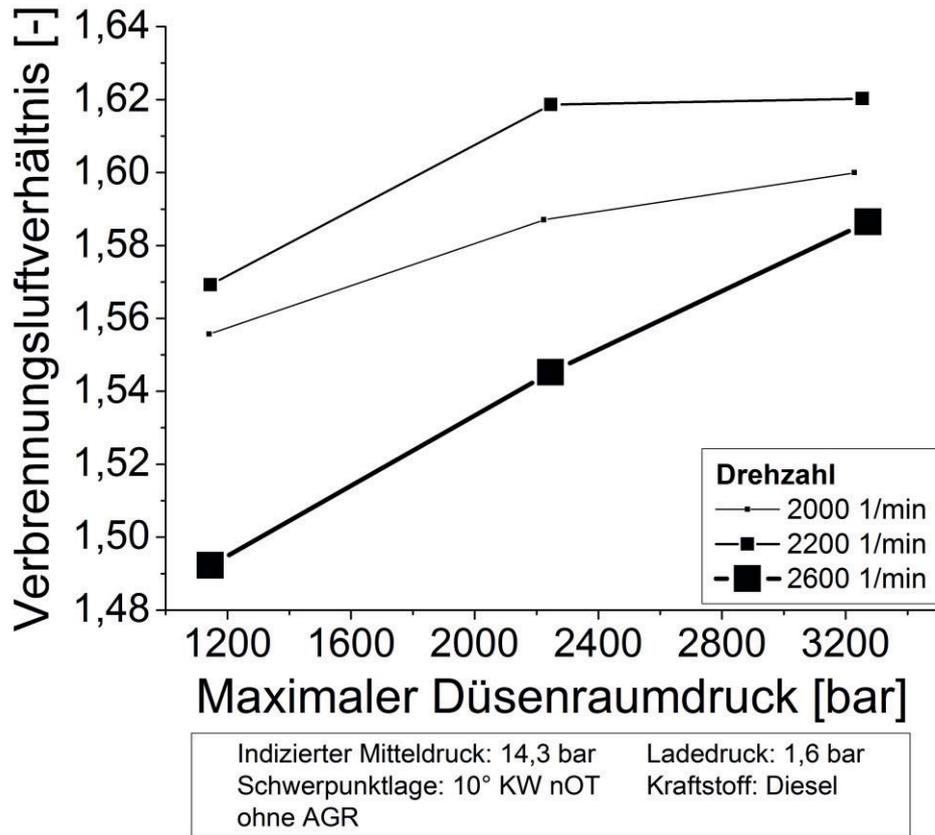


Abbildung 6.9.3: Verbrennungsluftverhältnisses bei Variation der Drehzahl und des Einspritzdrucks, ohne AGR

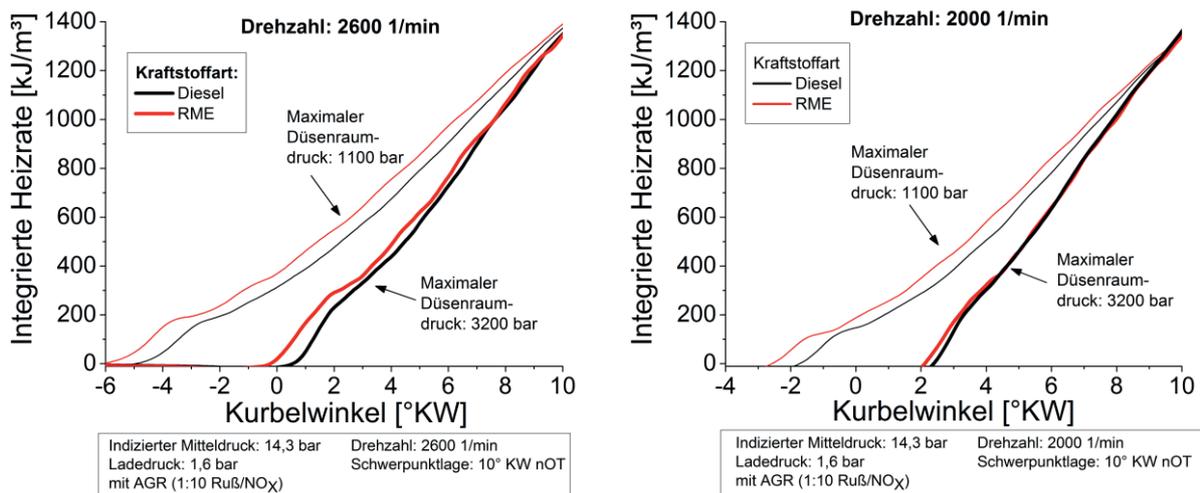


Abbildung 6.9.4: Links: Integrierter Heizratenverlauf bei Variation des Einspritzdrucks im Betrieb mit AGR für Diesel und RME und einer Drehzahl von n=2600 1/min; Rechts: Integrierter Heizratenverlauf bei Variation der Drehzahl und des Einspritzdrucks im Betrieb mit AGR für Diesel und RME und einer Drehzahl von n=2000 1/min

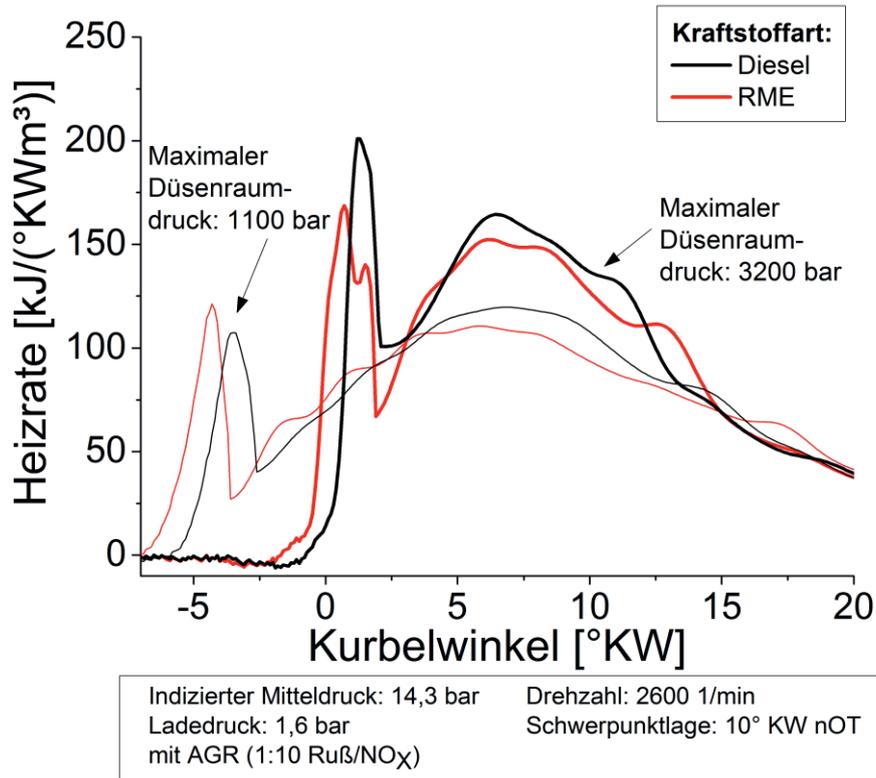


Abbildung 6.9.5: Heizratenverlauf bei Variation des Einspritzdruckes für Diesel und RME bei n=2600 1/min und im Betrieb mit AGR

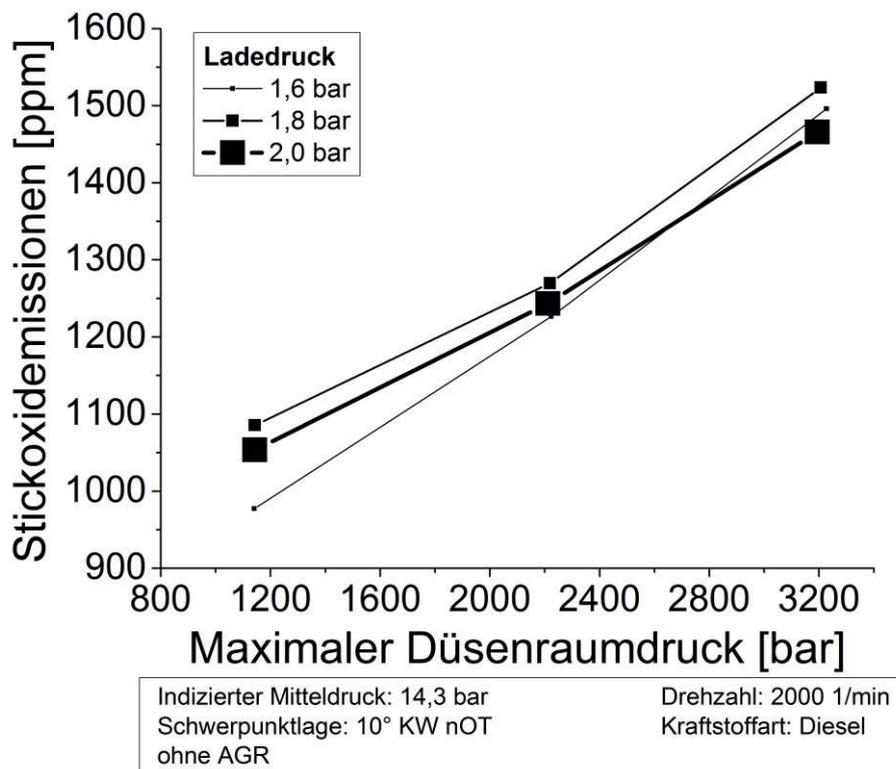


Abbildung 6.9.6: Stickoxidemissionen bei Variation des Einspritz- und Ladedrucks und ohne AGR

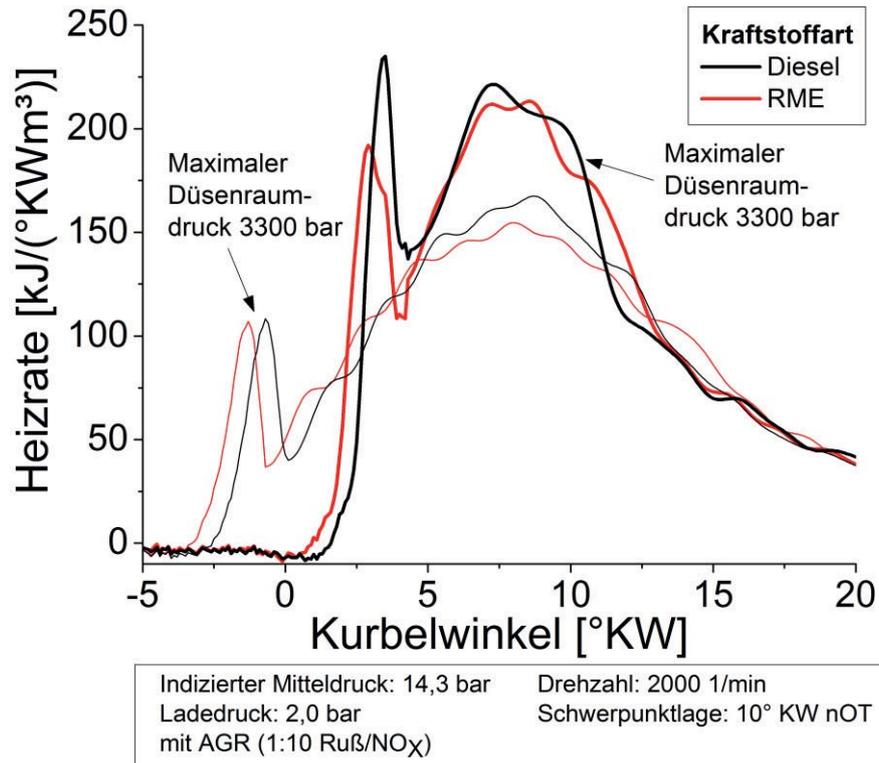


Abbildung 6.9.7: Heizratenverlauf bei Variation des Einspritzdruckes für Diesel und RME bei einem Ladedruck von $p_{Lade}=2,0$ bar und im Betrieb mit AGR



Literaturverzeichnis

- [Bac11] Backofen D., Adam M., König M., Schmidt J., Tschöke H.: *Mikroskopisches Sprayverhalten alternativer Dieseldieselkraftstoffe*, 10. Magdeburger Maschinenbautage, Magdeburg (2011)
- [Bad99] Badami M., Nuccio P., Trucco G.: *Influence on injection pressure on the performance of a DI diesel engine with a common rail fuel injection system*, SAE-Paper Nr.: 1999-01-0193, Politecnico di Torino, Italy (1999)
- [Bar99] Barba C., Burkhardt C., Boulouchos K., Bargende M.: *Ein empirisches Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufs beim PKW-Common-Rail-Dieselmotor*, Stuttgarter Motorensymposium, Stuttgart (1999)
- [Bau03] Baumgarten C.: *Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseleinspritzung*, Dissertation, Universität Hannover, Hannover (2003)
- [Bir95] Birkner C.: *Untersuchung der Eignung von Pflanzenölen als Kraftstoff für Dieselmotoren und Vorstellung eines neuen Pflanzenöl-Motor-Konzeptes*, Dissertation, Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern (1995)
- [Ble04] Blessing M.: *Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme*, Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart (2004)
- [Bos64] Bosch W.: *Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Meßgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen*, MTZ, Springer Vieweg, S. 268-282, Wiesbaden (1964)
- [Bra03] Braungarten G., Krahl J., Munack A., Tschöke et al. H.: *Forschungs- und Entwicklungsvorhaben zu Rapsölmethylester*, Abschlussbericht zum Gemeinschaftsprojekt, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2000-2003)
- [Bra06] Braungarten G., H.-E. Heinze, Tschöke H., Munack et al. A.: *Prüfstandsuntersuchungen zu Kraftstoffmischungen aus Diesel und Bioethanol (DBE)*, Forschungsbericht, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2005-2006)
- [Bra08] Braungarten G., Patze U., Tschöke H.: *Ölverdünnung bei Betrieb eines Pkw-Dieselmotors mit Mischkraftstoff B10*, Abschlussbericht, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2008)
- [Bra10] Braungarten G., Patze U., Tschöke H.: *Optimierung der motorinternen späten Nacheinspritzung im Regenerationsmodus eines Pkw -Dieselmotors zur Verringerung der Ölverdünnung*, Abschlussbericht, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2010)
- [Bre09] Brenk A.: *Hydraulically Amplified Diesel Injector(HADI)*, Robert Bosch GmbH, Powerpoint-Präsentation, Stuttgart (2009)
- [Brm10] Brauer M., Seiffert A., Beier H., Rolke Ph., Marohn R., Pridelli O.: *Vorteile der Einspritzverlaufsformung für den Kraftstoffverbrauch und die Schadstoffemission von Dieselmotoren*, 7. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung Berlin, Expert-Verlag, Renningen (2010)
- [Dec97] Dec E. J.: *A conceptual mode of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging*, SAE-Paper Nr.: 970873, Sandia National Laboratories, USA (1997)
- [Deg11] Degenhardt M.: *Untersuchung der Einspritzrate und -menge alternativer Dieseldieselkraftstoffe bei extrem hohen Einspritzdrücken*, Studienarbeit, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2011)



- [Des06] Desantes M. J., Arregle J., Lopez J. J., Cromhjordt A.: *Scaling Laws for free turbulent gas jets and diesel-like Spray*, Atomization and Sprays, Ausgabe 16, S. 443-476, Universität Valencia, Valencia, Spain (2006)
- [Des09] Desantes M. J., Payri R., Garcia A.: *Experimental Study of Biodiesel Blends` Effects on, Energy and Fuels* 2009, Ausgabe 23, S. 3227-3235, Universität Valencia, Valencia, Spain (2009)
- [Eif90] Eiffler W.: *Untersuchungen zur Struktur des instationären Dieseleinspritzstrahls im Düsenbereich mit der Methode der Hochfrequenzkinematographie*, Dissertation, Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern (1990)
- [Eji07] Ejim C.M., Fleck A. B., Amirfazli A.: *Analytical study for atomization of biodiesel and their blends in a typical injector: surface tension and viscosity effects*, Fuel, Ausgabe 86, Band 10–11, S. 1534-1544, University of Alberta, Edmonton, Canada (2007)
- [Elk82] Elkoth M. M.: *Fuel atomization for spray modeling*, Progress in Energy and Combustion Science, Elsevier Ltd., Ausgabe 8, S. 61-91, Amsterdam, Niederland (1982)
- [Fim08] Fimml W., Chmela F., Pirker G., Jauk Th., Wimmer A.: *Analyse der hydraulischen Eigenschaften von Einspritzdüsen*, 6. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung Berlin, Expert Verlag, Renningen (2008)
- [Fis09] Fischer S.: *Untersuchung des Effekts einer Höchstdruckeinspritzung auf die Ruß/NOx-Emissionen bei hoher Last in einem Pkw-Dieselmotor*, 1. Tagung Wissenschaftssymposium Automobiltechnik (WISAU) Magdeburg, Expert Verlag, Renningen (2009)
- [Fis11] Fischer S.: *Bewertung relevanter Einflussgrößen beim PKW-Dieselmotor auf die Emissionsreduktion durch Höchstdruckeinspritzung*, Dissertation, Universität Rostock, Rostock (2011)
- [Für11] Fürste Chr.: *Konstruktion und Festigkeitsberechnung einzelner Elemente einer Druckkammer für Einspritzuntersuchungen*, Studienarbeit, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2011)
- [Gau09] Gauthier Y.: *Einspritzdruck bei modernen PKW-Dieselmotoren - Einfluss auf die Rußemissionen*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden (2009)
- [Gre98] Grehn J.: *Metzler Physik*, Schroedel Schulbuchverlag, 2. Auflagr, Hannover (1998)
- [Har10] Harndorf H.: *Herausforderungen bei Einspritzsystemen und Brennverfahren von Großdieselmotoren zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte IMO TIER3 in 2016*, 7. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung Berlin, Expert Verlag, Renningen (2010)
- [Hen05] Henry N., Biruduganti M., Stork K.: *Comparing the Performance of SunDiesel™ and Conventional Diesel in a Light-Duty Vehicle and Heavy-Duty Engine*, SAE-Paper Nr.: 2005-01-3776, San Antonio, USA (2005)
- [Hir90] Hiroyasu H., Arai M.: *Structure of fuel sprays in diesel engines*, SAE-Paper Nr.: 900475, University of Hiroshima, Japan (1990)
- [Jeo05] Jeong Y. D., Lee J.T.: *Analysis of the suitable injection pressure for diesel injection with high pressure*, International Journal of Automotive Technology, Ausgabe 6, Band 2, S. 87-93, Seoul, Korea (2005)
- [Joo06] Joos F.: *Technische Verbrennung*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York (2006)
- [Kep07] Keppeler St.: *Nächste Generation Biokraftstoffe - Auf dem Weg zu höheren Biokraftstoffanteilen*, ATZ-/MTZ-Konferenz Kraft- und Schmierstoffe, Vieweg/GWV Fachverlage GmbH, Hamburg (2007)



- [Ker08] Kerékgyártó J.: *Ermittlung des Einspritzverlaufs an Diesel-Injektoren*, Dissertation, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2008)
- [Kit05] Kitano K., Sakata I., Clark K.: *Effects of GT fuel properties on DI Diesel combustion*, SAE-Paper Nr.: 2005-01-3763, San Antonio, Texas (2005)
- [Lee05] Lee H. S., Jeon Y. D., Lee T. J., Ryou S. H., Hong K.: *Investigation on spray characteristics under ultra-high injection pressure conditions*, International Journal of Automotive Technology, Ausgabe 6, Band 2, S. 125-131, Seoul, Korea (2005)
- [Lei08] Leick P.: *Quantitative Untersuchungen zum Einfluss von Düsengeometrie und Gasdichte auf den Primärzerfallsbereich von Dieselsprays*, Dissertation, TU-Darmstadt, Darmstadt (2008)
- [Lev89] Levebre H.: *Atomization and sprays*, Hemisphere Publishing Corporation, S. 9-17, New York, USA (1989)
- [Mar06] Marohn R., Rakowski S., Brauer M., Seebode J.: *Einspritzdruckbedarf für zukünftige dieselmotorische Pkw und Nkw Brennverfahren*, 5. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung Berlin, Expert Verlag, Renningen (2006)
- [Mel78] Melcher K.: *Pionierpatente der Kraftstoffeinspritzung für Dieselmotoren*, Bosch Technische Berichte 6, Heft 2, Stuttgart (1978)
- [Mer01] Merker G. P., Schwarz Chr.: *Technische Verbrennung - Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden (2001)
- [Mer09] Merker G. P., Schwarz Chr., Stiesch G., Otto F.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden (2009)
- [Mer99] Merker G. P., Stiesch G.: *Technische Verbrennung - Motorische Verbrennung*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden (1999)
- [Mol07] Mollenhauer K., Tschöke H.: *Handbuch Dieselmotoren*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York (2007)
- [Mor10] Mork A.: *Potentiale alternativer Kraftstoffe in Verbindung mit kompressionsgezündeten Brennverfahren*, Dissertation, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2010)
- [Mun09] Munack A., Krahl J., Wilharm Th., Ruschel Y., Schaak J., Schröter O., Schmidt L.: *Emissionsprüfung synthetischer Kraftstoffe*, Agriculture and Forestry Research 4, S. 345-356, Landbauforschung - vTI, Braunschweig (2009)
- [Müt10] Mütter M.: *Auf dem Weg zum rußfreien Dieselmotor-Wie maßgeschneiderte Kraftstoffe aus Biomasse entstehen*, 14. Fachkongress Zukunftsenergien, RWTH Aachen, Aachen (2010)
- [Nab96] Naber J.D., Siebers L. D.: *Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of diesel sprays*, SAE-Paper Nr.: 960034, Sandia National Laboratories, USA (1996)
- [Nis07] Nishida K., Zhang W., Manabe T.: *Effect of Micro-Hole and Ultra-High injection pressure on mixture properties of D.I Diesel Spray*, SAE-Paper Nr. 2007-01-1890, University of Hiroshima, Japan (2007)
- [Nit06] Nitsche W., Brunn A.: *Strömungsmesstechnik*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg (2006)
- [NN01] N.N. : *Scania XPI*, Internet: www.scania.de, Södertälje, Schweden (2011)
- [NN02] N.N. : *Jahresbericht 2011*, Verband der Automobilindustrie (VDA), Internet: www.vda.de, Berlin (2011)



- [NN03] N.N. : *Rohstoffe zur Herstellung von Biodiesel*, Fachagentur Nachwachsender Rohstoffe, Internet: www.bio-kraftstoffe.de, Gülzow (2011)
- [NN04] N.N. : *Auf dem Weg zu sauberem Dieselkraftstoff*, Shell International B.V., Internet: www.shell.com, Den Haag, Niederlande (2007)
- [NN05] N.N. : *Prüfberichte der Kraftstoffhersteller*, , ()
- [NN06] N.N. : *Injection Analyzer - Messgerät zur simultanen Einspritzraten- und Einspritzmengenerfassung*, IAV GmbH, Bedienhandbuch, Gifhorn (2010)
- [NN07] N.N. : *Fachinformationen zur Altlastenbearbeitung im Land Brandenburg*, Landesamt für Umwelt, Gesundheit und Verbraucherschutz (LUGV), Internet: http://www.lugv.brandenburg.de/cms/media.php/lbm1.a.3310.de/lu_a_bd6a.pdf, Potsdam (2013)
- [NN08] N.N. : *BSA Flow Software, Version 4.10*, Dantec Dynamics, Bedienungsanleitung, Skovlunde, Dänemark (2009)
- [Oja08] Oja S.: *NExBTL - Next Generation Renewable Diesel*, Bundesministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Verbraucherschutz (BMELV), Symposium Neue Biokraftstoffe 2008, Berlin (2008)
- [Pat06] Patterson J.: *Experimental Study of DI Diesel Engine Performance Using Three Different Biodiesel Fuels*, SAE-Paper Nr.: 2006-01-0234, Detroit, USA (2006)
- [Pau01] Pauer Th.: *Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung - Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung*, Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart (2001)
- [Pic05] Pickett M. L., Siebers D., Idicheria A. C.: *Relationship between ignition process and the lift-off length of diesel fuel jets*, SAE-Paper Nr.: 2005-01-3843, Sandia National Laboratories, USA (2005)
- [Pil87] Pilch M., Erdmann C.A.: *Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop*, Int. Journal Multiphase Flow, Ausgabe 13, Band 6, S. 741-757, University of Virginia, Virginia, USA (1987)
- [Pis01] Pischinger F., et al.: *Bericht zum Sonderforschungsbereich 224 "Motorische Verbrennung"*, Abschlussbericht SFB 224, RWTH Aachen, Aachen (2001)
- [Poe10] Poensgen Chr.: *HFO Operation with CR Injection*, 7. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung Berlin, Expert-Verlag, Renningen (2010)
- [Pre02] Prescher K., Hopp M.: *Untersuchung der Strahlausbreitung bei gesteigerten Raildrücken von Common-Rail-Einspritzsystemen unter Einschluss von alternativen Kraftstoffen*, 3. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung Berlin, Expert Verlag, Renningen (2002)
- [Rei02] Reif K. (Hrsg.): *Dieselmotor-Management - Systeme und Komponenten*, Vieweg Verlag, Robert Bosch GmbH, 3. Auflage, Wiesbaden (2002)
- [Rei78] Reitz R.: *Atomization and other breakup regimes of a liquid jet*, Dissertation, Princeton University, Princeton, USA (1978)
- [Rie24] Riehm W.: *Untersuchung über den Einspritzvorgang bei Dieselmotoren*, Verein Deutscher Ingenieure (VDI), ZVDI 68, Düsseldorf (1924)
- [Rot03] Rothenwöhrer M.: *Einfluss thermodynamisch metastabiler Zustände auf den Zerfall und das Mischverhalten von Flüssigkeitsstrahlen*, Dissertation, Universität München, München (2003)



- [Rua08] Ruan F. D., Cheng L. W., Lee F. C.: *Comparison of performance and combustion characteristics of diesel fuel and vegetable oils in DI Diesel engine*, SAE-Paper Nr.: 2008-01-1639, Shanghai, China (2008)
- [Sch03] Schneider M.: *Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten und verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck*, Dissertation, ETH Zürich, Zürich, Schweiz (2003)
- [Sch07] Schugger Chr.: *Experimentelle Untersuchung des primären Strahlzerfalls bei der motorischen Hochdruckeinspritzung*, Dissertation, RWTH Aachen, Aachen (2007)
- [Sch11] Schifferdecker R.: *Potential strömungsoptimierter Einspritzdüsen bei NKW-Motoren*, Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart (2011)
- [See06] Seebode J., Stegemann J., Sommer A., Stölting E., Buschmann G.: *Höchstdruckeinspritzung und Einspritzverlaufsformung am Nfz-Einzylindermotor*, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeugtechnik und Motorentechnik, Aachen (2006)
- [Shi11] Shinohara Yukihiro, Takeuchi Katshuhiko, Hermann Erik, Laumen Josef: *Common-Rail Einspritzsystem mit 3000 bar*, MTZ, Springer Vieweg, S. 10-15, Wiesbaden (2011)
- [Sie99] Siebers L. D.: *Scaling liquid-phase fuel penetration in diesel sprays based on mixing-limited vaporization*, SAE-Paper Nr.: 1999-01-0528, Sandia National Laboratories, USA (1999)
- [Tao08] Tao F., Bergstrand P.: *Effect of ultra-high injection pressure on diesel ignition and flame under high-boost conditions*, SAE-Paper Nr.: 2008-01-1603, Chalmers University of Technology, Schweden (2008)
- [Thi09] Thirouard M., Mendez S., Pacaud P., Chmielarczyk V., Ambrazas D., Garsi Chr., Lavoisier F., Barbeau B.: *Potential to improve specific power using very high injection pressure in HSDI Diesel engines*, SAE-Paper Nr.: 2009-01-1524, IFP, Frankreich (2009)
- [Tsc08] Tschöke H., Backofen D.: *Alternativer Kraftstoffe - Auswirkungen auf den Motorbetrieb*, ATZ-/MTZ-Konferenz Kraft- und Schmierstoffe Hamburg, Vieweg/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden (2008)
- [Tsc10] Tschöke H.: *Skript zur Vorlesung Kraftstoffeinspritzung Diesel*, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2010)
- [Tsc11] Tschöke H.: *Skript zur Vorlesung Verbrennungsmotoren I*, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2010)
- [Van02] van Basshuysen R., Schäfer F.: *Handbuch Verbrennungsmotoren - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, Vieweg Verlag, 3. Auflage, Wiesbaden (2002)
- [Wan10] Wang X., Huan Z., Kuti A. O., Zhang W., Nishida K.: *Experimental and analytical study on biodiesel and diesel spray characteristics under ultra-high injection pressure*, International Journal of Heat and Fluid Flow, Elsevier Ltd., Ausgabe 31, Band 4, S. 659-666, Amsterdam, Niederland (2010)
- [Wei08] Weindorf W.: *Vergleichende Betrachtung der Herstellung von Biodiesel und im Co-Processing hydrierten Pflanzenölen*, Ludwig-Bölkow-Systemtechnik GmbH, Internet: www.lbst.de, Ottobrunn (2008)
- [Wen06] Wenzel S.: *Modellierung der Ruß- und NOx-Emissionen des Dieselmotors*, Dissertation, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg (2006)
- [Wlo09] Wloka J., Pflaum S., Wachtmeister G.: *3000 bar Common-Rail Einspritzung als Beitrag zur innermotorischen Emissionsreduzierung*, 1. Automobiltechnisches Kolloquium, VDI Wissensforum, Garching (2009)



