Erarbeitung der Anforderungen an das Einspritzsystem für dieselmotorische Off-Highway-Anwendungen gespiegelt an den Abgasemissionsvorschriften

Dissertation

zur
Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
der Universität Rostock

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Mathias Fenner
geboren am 07.12.1985 in Güstrow
aus Stuttgart

2018

urn:nbn:de:gbv:28-diss2018-0105-0

Gutachter

Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf
Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau

Dr. sc. techn. Christian Barba
Robert Bosch GmbH, Geschäftsbereich Diesel Systems

Tag der Einreichung: 15.08.2017
Tag der Verteidigung: 14.03.2018

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der Robert Bosch GmbH in Stuttgart-Feuerbach. Aufgrund der geschlossenen Kooperation mit der FVTR GmbH war ich zusätzlich regelmäßig an der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der Universität Rostock tätig, um gemeinsam mit den Kollegen vor Ort die Prüfstandsversuche durchzuführen.

Für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf besonders danken. Wertvolle Diskussionen sowie seine wohlwollende Unterstützung haben maßgeblich zum Erfolg beigetragen. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke für die Übernahme des Koreferats und dem damit verbundenen Interesse an dieser Arbeit. Herrn Dr. sc. techn. Christian Barba danke ich sehr für die firmenseitige Betreuung. Zahlreiche Diskussionen und Ratschläge haben mich bei den unterschiedlichsten Aufgaben und Herausforderungen unterstützt.

Den Herren Dipl.-Ing. Dirk Naber und Dr.-Ing. Christoph Kendlbacher danke ich für die Bereitstellung der Ressourcen, wodurch die Umfänge dieser Arbeit erst ermöglicht wurden. Außerdem bedanke ich mich für die offenen Diskussionen und den Erfahrungsaustausch im Rahmen vieler Besprechungen.
Ich danke meinen direkten Kollegen der Abteilung PS/ECE1 außerordentlich für das angenehme Arbeitsumfeld und die hilfreichen Diskussionen.
Bei den Kollegen Herrn Dipl.-Ing. Gerald Thaller und Herrn Dipl.-Ing. Armin Hofstädter bedanke ich mich für die Organisation der Einspritzratenvermessung und den sehr guten Kontakt zu den Standorten der Robert Bosch AG in Linz und Hallein.

Ein großer Dank gilt den Mitarbeitern der FVTR GmbH, unter der damaligen Geschäftsführung von Herrn Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz, für die sehr gute Zusammenarbeit und das angenehme Arbeitsklima. Durch den hohen Einsatz, insbesondere von Herrn Dipl.-Ing. Martin Drescher, Herrn Dipl.-Ing. (FH) Norbert Schmotz, Herrn Tom Harms und Herrn Kay Lange, konnten eine Vielzahl von Herausforderungen gemeistert werden.

Besonders bedanke ich mich bei meinen Studenten Herrn Dipl.-Ing. Gunnar Oldenburg, Herrn Dipl.-Ing. (FH) Stefan Schnupp und Herrn B. Sc. Erik Strache, die im Rahmen ihrer Studien- bzw. Abschlussarbeit zum Fortschritt dieser Arbeit beigetragen haben.

Von ganzem Herzen danke ich meiner Familie für die Unterstützung und den nötigen Rückhalt – insbesondere in den herausfordernden Phasen!

Stuttgart, im März 2018 Mathias Fenner

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung V

Abstract VII

Symbolverzeichnis IX

Abkürzungsverzeichnis XV

1 Einleitung 1
1.1 Zielsetzung 2

2 Stand der Technik und theoretische Grundlagen 5
2.1 Anwendungsgebiete und Entwicklungstendenzen innerhalb der Hubraumkategorie von 2,5l/Zyl. 5
2.1.1 Vielfältigkeit der Motoren in der betrachteten Hubraumkategorie . . 5
2.1.2 Abgasgesetzgebung und zugehörige Lösungsansätze 6
2.1.3 Relevante Einspritzsysteme 9
2.2 Die dieselmotorische Verbrennung 10
2.2.1 Ablauf der Verbrennung 11
2.2.2 Schadstoffbildung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung 14
2.2.3 Möglichkeiten der Optimierung von typischen Trade-Offs 17

3 Eingesetzte Versuchshardware 19
3.1 Beschreibung des Versuchsmotors 19
3.2 Beschreibung der Versuchsinjektoren 20
3.3 Definition der Betriebspunkte 22
3.4 Verwendete Sondermesstechnik 24
3.4.1 Messgeräte zur Ruß- und Partikelmessung 24
3.4.2 Messgerät zur Bestimmung der Einspritzraten 26

4 Methoden, Randbedingungen und Versuchsvorhaben 29
4.1 Anwendung von DoE bei Motorenversuchen 29
4.1.1 Grundlagen der Methodik 29
4.1.2 Anwendung von ASCMO – statistisches Lernverfahren 31
4.1.3 Herausforderungen und Grenzen 33
4.1.4 Praktische Vorgehensweise bei der DoE-Auswertung 34

4.2 Randbedingungen der Motorprüfstandsversuche . . . 36
4.2.1 Randbedingungen der Parametervariationen . . . 37
4.2.2 Randbedingungen der DoE-Versuche . . . 38
4.3 Korrelation zwischen Einzylinder- und Vollmotorergebnissen . . . 40
4.3.1 Erklärung unterschiedlicher Bezugsgrößen für die Messwerte . . . 40
4.3.2 Einfluss der typischen Bezugsgrößen auf die Emissionsergebnisse am Einzylindermotor . . . 41
4.3.3 Adaption der Messdaten auf einen Vollmotor . . . 43
4.3.4 Adaption der Rußmessergebnisse auf die Partikelgrenzwerte . . . 46
4.4 Thermodynamische Analyse der Indiziermessdaten . . . 50
4.4.1 Heizverlaufsberechnung am Prüfstand . . . 50
4.4.2 Brennverlaufsberechnung mit BeCAT . . . 52
4.4.3 Nomenklatur und allgemeingültige Randbedingungen . . . 56
4.5 Aufgabenschwerpunkte . . . 57

5 Darstellung der Ergebnisse 59
5.1 Vergleich der Injektorkonzepte . . . 59
5.1.1 Analyse des Injektorverhaltens . . . 59
5.1.2 Darstellung der motorischen Ergebnisse . . . 62
5.1.3 NO_x-Reduktion – Differenzierung zwischen globalen und lokalen Effekten . . . 70
5.1.4 Quervergleich – Düsendurchflussvariation an einem weiteren HD-SCE 73
5.1.5 Zusammenfassung . . . 77
5.2 Anforderungen an das Einspritzsystem . . . 78
5.2.1 Einfluss der Voreinspritzung auf die Verbrennung . . . 78
5.2.2 Einfluss der Nacheinspritzung auf die Verbrennung . . . 80
5.2.3 Raildruckbedarf für unterschiedliche Randbedingungen . . . 84
5.2.4 Zusammenfassung . . . 92
5.3 Bewertung von AGR- und Nicht-AGR-Konzept . . . 94
5.3.1 Ladedruckbedarf in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2) . . . 94
5.3.2 Ladedruckbedarf in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) . . . 98
5.3.3 Vergleich der Betriebskosten . . . 101
5.3.4 Konzeptableitung für unterschiedliche Anwendungsfälle . . . 103

6 Zusammenfassung 107

Literaturverzeichnis 111

Anhang 119
A.1 Randbedingungen der Validierungsmessungen . . . 119
A.2 Variationsbereich der DoE-Versuche mit Mehrfacheinspritzung . . . 120
A.3 Einfluss unterschiedlicher Bezugsgrößen bei der DoE-Auswertung . . . 121
A.4 Kalibrierfaktoren zur Bestimmung des Ladungswechselmitteldrucks . . . 123

A.5 Wirkungsgradverschiebung durch Änderung der Massenströme am Abgasturbolader 125
A.6 Randbedingungen für die Berechnung des definierten realistischen effektiven Mitteldrucks 128
A.7 Spritzdauerermittlung für die Brennverlaufsanalyse 129
A.8 Ladedruckvariation in der Hochlast (Betriebspunkt Nr. 4) 130
A.9 AGR-Schleifen im Leerlauf (Betriebspunkt Nr. 1) 132
A.10 Vergleich unterschiedlicher Optimierungen in der Volllast zur Definition des minimal möglichen Rußniveaus 134

Kurzfassung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit besteht in der experimentellen Ableitung der Anforderungen an das Einspritzsystem sowie in der Bewertung unterschiedlicher Konzepte (Motor inkl. potentieller Abgasnachbehandlung) hinsichtlich der Emissionsperformance und den Verbrauchskosten (Kraftstoff und ggf. AdBlue). Motiviert werden die Untersuchungen durch die neue Abgasemissionsgesetzgebung EU Stufe V, die ab dem Jahre 2019 die Off-Highway-Anwendungen betreffen wird. Der Fokus für die durchgeführten Betrachtungen liegt auf Motoren in der Hubraumklasse von etwa 2,5 l/Zyl. In Abhängigkeit der zylinderspezifischen Leistung kann ab dieser Hubraumklasse ein Wechsel von konventionellen Nutzfahrzeug-Injektoren hin zu Speicherinjektoren notwendig werden. Aufgrund dessen wurden beide Injektortypen am selben Forschungsmotor analysiert.

Die Ergebnisse zeigen, dass hohe hydraulische Düsendurchflüsse bei Nicht-AGR-Konzepten zu einem vorteilhaften Trade-Off von Verbrauch und Stickoxidemissionen führen. Dieses Verhalten wurde über einen Quervergleich verifiziert, der auf Messdaten eines anderen Nutzfahrzeugmotors basiert. Obwohl die Stickoxidbildung maßgeblich von lokalen Temperaturen bestimmt wird, kann bereits die mittlere Gastemperatur der Zylinderladung für die Interpretation des dargestellten NO_x-Einflusses herangezogen werden.
Mehrfacheinspritzmuster bieten auch in diesem Motorensegment Vorteile. Eine Voreinspritzung reduziert im Leerlauf das Verbrennungsgeräusch sowie die Stickoxidemissionen drastisch. Das Potential einer Nacheinspritzung zur innermotorischen Rußreduktion konnte in der Volllast bei späten Brennlagen und hohen AGR-Raten nachgewiesen werden.

Die Entwicklung und Anwendung einer vereinfachten Modellierung ermöglichte die Bestimmung eines realistischen effektiven Mitteldrucks aus den Messdaten vom Einzylinder-Forschungsmotor. Dies ist für den Bezug zu den Emissionsgrenzwerten sowie zur Verbrauchskostenberechnung erforderlich. Basierend auf einer separaten Messkampagne an einem Vollmotor wurde ein typischer Zusammenhang zwischen Partikel- und den am Einzylinder gemessenen Rußemissionen bestimmt, wodurch der Bezug zur Gesetzgebung vervollständigt wurde.
Oftmals ermöglicht die Kombination aus AGR- und SCR-System die bestmöglichen Verbrauchskosten. Bereits mit der Emissionsstufe EU Stufe V werden jedoch SCR-Konzepte (ohne AGR) an Attraktivität gewinnen. Günstige Reduktionsmittelkosten und der häufige motorische Betrieb unter hohen Lasten können zu vorteilhaften Verbrauchskosten führen und zusätzlich die Systemkomplexität senken. Aufgrund des Verzichts von AGR, der

sich aus den darstellbaren NO_x-Konvertierungsraten der SCR-Katalysatoren ergibt, sinkt der notwendige Raildruckbedarf. Maximale Raildrücke von ca. 1600-1800 bar führen bei Nicht-AGR-Konzepten zu einem vorteilhaften Trade-Off von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen. Bei Anwendungen, die eine Abgasrückführung zur innermotorischen NO_x-Reduktion einsetzen, besteht der Bedarf nach höheren Raildrücken. Hierbei sind etwa 2200 bar eine sinnvolle obere Grenze, da eine weitere Raildrucksteigerung, unter den betrachteten Randbedingungen, nur zu sehr geringen Vorteilen im Ruß führt.

Abstract

The aim of this thesis is the experimental deduction of the requirements for the injection system as well as the evaluation of different engine concepts (including potential exhaust gas treatment systems) concerning the emission performance and consumption costs (fuel and if necessary AdBlue). The investigation is motivated by the new emission legislation EU Stage V, which will affect off-highway applications effective from 2019. The focus of this analysis is on engines with a displacement of approx. 2.5 l/Cyl. Depending on the cylinder-specific power, a change from conventional commercial vehicle injectors to "large engine" injectors with an internal accumulator may be necessary from this displacement class. Because of this, both types were analyzed on the same research engine.

The results show that a high hydraulic nozzle flow rate leads to a beneficial trade-off of fuel consumption and nitrogen oxide emissions for non-EGR concepts. This behavior was verified by separate measurement activities with another commercial vehicle engine. Although the nitrogen oxide formation is determined by local temperatures, the mean gas temperature of the cylinder charge can already be used for the interpretation of the shown influence on NO_x emission.
A multiple injection pattern also offers advantages in this engine segment. At idle, a pilot injection reduces noise and NO_x emissions drastically. The potential of a post injection for internal soot reduction was proved in full load at high EGR rates and retarded injection timings.

The development and application of a simplified modeling enabled the determination of a realistic brake mean effective pressure, based on the measurement data of the single cylinder research engine. This is necessary for the reference to the emission limits as well as to calculate the consumption costs. A typical correlation between soot emissions (measured at the single cylinder engine) and particulate matter was determined by means of separate measurement activities on a full size engine. This completes the reference to the emission legislation.
Often, the combination of EGR and SCR systems enables the best possible consumption costs. Already with the emission legislation EU Stage V, SCR concepts (without EGR) are attractive. Favorable AdBlue costs and the frequent engine operation at high load can lead to advantageous consumption costs and less system complexity. The required rail pressure drops due to the elimination of EGR, which results from the feasible NO_x conversion rates of the SCR catalyst. Maximum rail pressures of approx. 1600-1800 bar

lead to an advantageous trade-off of fuel consumption and nitrogen oxide emissions for non-EGR concepts. In applications which use EGR for internal reduction of NO_x, there is a need for higher rail pressures. 2200 bar is a reasonable upper limit, since a further increase of the rail pressure leads to only very small advantages regarding soot for the considered boundary conditions.

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
$AGR\text{-}Rate$	%	Abgasrückführrate
A_{Rohr}	m^2	Querschnittsfläche eines Rohres
A_w	m^2	Fläche der Brennraumwand
b	–	Anzahl der Faktoren
b_e	g/kWh	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
$b_{i,HD}$	g/kWh	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch, Hochdruck-Anteil
c	–	Anzahl der Stufen
c_m	m/s	mittlere Kolbengeschwindigkeit
c_p	J/(kg K)	spezifische isobare Wärmekapazität
c_v	J/(kg K)	spezifische isochore Wärmekapazität
D	–	Anzahl der Eingangsgrößen (Gauß-Prozess)
e	–	Eulersche Zahl
$Ergebnis_{PM}$	g/kWh	Messergebnis des Partikelsammlers
$Ergebnis_{Ruß}$	g/kWh	Messergebnis des Smokemeters
h_1	J/kg	spezifische Enthalpie vor Verdichter
$h_{2,is.}$	J/kg	spezifische Enthalpie nach Verdichter
h_3	J/kg	spezifische Enthalpie vor Turbine
h_4	J/kg	spezifische Enthalpie nach Turbine
$H_{Blow-by}$	J	Enthalpie des Blow-by-Gases
HC	g/kWh	spezifische HC-Emissionen (Bezug: p_{me})
$HC_{i,HD}$	g/kWh	spezifische HC-Emissionen (Bezug: $p_{mi,HD}$)
$H_{exhaust}$	J	Enthalpie über die Auslassventile
H_{intake}	J	Enthalpie über die Einlassventile
i_{4-Takt}	–	Anzahl der Arbeitsspiele pro Kurbelwellenumdrehung
k_1, k_2, k_3	$m^3/(kmol\,s)$	Geschwindigkeitskonstante für Hin- bzw. Rückreaktion
$k_{2,i}$	–	Kalibrierfaktor für das Ansaugen

$k_{3,i}$	–	Kalibrierfaktor für das Ausschieben
k_r	$m^3/(kmol\,s)$	Geschwindigkeitskonstante für Hinreaktion
$k_{r,f}$	$m^3/(kmol\,s)$	Geschwindigkeitskonstante für Hinreaktion (Prompt-NO nach Fenimore)
$k_{Vol.-Fak.}$	–	Volumenstrom-Korrekturfaktor
K	–	Konstante
$Kosten_{DK-AdBlue}$	€/kWh	Verbrauchskosten
l	–	Liefergrad
l_j	–	Lengthscale (Gauß-Prozess)
$\dot{m}_{Abgas}$	kg/s	Abgasmassenstrom
m	kg	Masse
$m_{Inj.}$	mg	eingespritzte Kraftstoffmasse
$m_{Inj.,MI}$	mg/Hub	Kraftstoffmasse der Haupteinspritzung
$m_{Inj.,PI}$	mg/Hub	Kraftstoffmasse der Voreinspritzung
$m_{Inj.,PoI}$	mg/Hub	Kraftstoffmasse der Nacheinspritzung
$\dot{m}_{Kraftstoff}$	kg/s	Kraftstoffmassenstrom
m_{Ladung}	kg	Ladungsmasse im Zylinder
$m_{Ladung,th.}$	kg	theoretische Ladungsmasse im Zylinder
$\dot{m}_{Luft}$	kg/s	Luftmassenstrom
$\dot{m}_{Luft-AGR}$	kg/s	Ladungsmassenstrom (Luft und AGR)
MFB_{00}	°KW n. OT	Brennbeginn
MFB_{00-90}	°KW	definierte Brenndauer (Bezug: Heizverlauf)
$MFB_{00,MI}$	°KW n. OT	Brennbeginn der Haupteinspritzmenge
MFB_{50}	°KW n. OT	50 %-Umsatzpunkt (Bezug: Heizverlauf)
MFB_{50-90}	°KW	definierte Dauer der zweiten Hälfte der Verbrennung (Bezug: Heizverlauf)
$MFB_{50,Br.}$	°KW n. OT	50 %-Umsatzpunkt (Bezug: Brennverlauf)
$MFB_{50,Start}$	°KW n. OT	50 %-Umsatzpunkt zu Beginn einer Variation (Bezug: Heizverlauf)
MFB_{90}	°KW n. OT	90 %-Umsatzpunkt (Bezug: Heizverlauf)
$MFB_{90,Br.}$	°KW n. OT	90 %-Umsatzpunkt (Bezug: Brennverlauf)
$MFB_{95,Br.}$	°KW n. OT	95 %-Umsatzpunkt (Bezug: Brennverlauf)
n	min^{-1}	Drehzahl
n	–	Polytropenexponent
N	–	Anzahl der Trainingsdaten (Gauß-Prozess)
NO_x	g/kg	spezifische Stickoxidemissionen bezogen auf die Kraftstoffmasse
NO_x	g/kWh	spezifische Stickoxidemissionen (Bezug: p_{me})
$NO_{x,i,HD}$	g/kWh	spezifische Stickoxidemissionen (Bezug: $p_{mi,HD}$)
$NO_{x,tailpipe}$	g/kWh	spezifische Stickoxidemissionen am Abgasendrohr (Bezug: p_{me})

$Offset_{PM-Ruß}$	%	Offset zwischen Smokemeter- und Partikelsammlerergebnis
p	bar, Pa	Druck
p_1	bar	Umgebungsdruck
p_2	bar	Ladedruck
$p_{2,Zyl.}$	bar	mittlerer Zylinderdruck während des Ansaugens
p_3	bar	Abgasgegendruck (vor Turbine)
$p_{3,real}$	bar	realistischer Abgasgegendruck (vor Turbine)
$p_{3,Zyl.}$	bar	mittlerer Zylinderdruck während des Ausschiebens
p_4	bar	Abgasdruck (nach Turbine)
p_{α_1}	bar	Zylinderdruck bei Kurbelwinkelposition 1
p_{α_2}	bar	Zylinderdruck bei Kurbelwinkelposition 2
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
$p_{me,real}$	bar	realistischer effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
$p_{mi,HD}$	bar	indizierter Mitteldruck, Hochdruckanteil
$p_{mi,LW}$	bar	indizierter Ladungswechselmitteldruck
$p_{mi,LW,real}$	bar	realistischer indizierter Ladungswechselmitteldruck
p_{mr}	bar	Reibmitteldruck
p_{Rail}	bar	Raildruck
p_z	bar	Zylinderdruck
$p_{z,max}$	bar	maximaler Zylinderspitzendruck
PM	g/kWh	spezifische Partikelmasse (Bezug: p_{me})
$PM - Red_{DOC}$	%	Partikelmassenreduktion durch DOC
PM_{Filter}	g	auf Filterplättchen abgeschiedene Partikelmasse
P_n	kW	Nennleistung
PN	#/kWh	spezifische Partikelanzahl (Bezug: p_{me})
$Preis_{AdBlue}$	€/l	Preis von AdBlue
$Preis_{DK}$	€/l	Preis von Diesel
$P_{Verdichter}$	W	Verdichterleistung
$Q_{Br.}$	J	Brennwärme
$\dot{Q}_{CVS}$	m^3/s	Volumenstrom im CVS-Tunnel
Q_{hyd}	$cm^3/30\,s/100\,bar$	hydraulischer Düsendurchfluss
Q_H	J	Heizwärme
Q_i	–	Hyperparameter an Stelle i (Gauß-Prozess)
$\dot{Q}_{Saug}$	m^3/s	Volumenstrom des Partikelsammlers (Probenentnahme)
Q_w	J	Wandwärme
R	J/(kg K)	spezifische Gaskonstante

$Ruß$	g/kWh	spezifische Rußemissionen (Bezug: p_{me})
$Ruß_{i,HD}$	g/kWh	spezifische Rußemissionen (Bezug: $p_{mi,HD}$)
SZ	FSN	Schwärzungszahl
t	s	Zeit
$t_{bel.}$	h	Beladungsdauer des Filterplättchens vom Partikelsammler
$t_{diff,el.,MI-PoI}$	μs	elektrischer Spritzabstand *MI-PoI*
$t_{diff,el.,PI-MI}$	μs	elektrischer Spritzabstand *PI-MI*
$t_{diff,hyd.,PI-MI}$	μs	hydraulischer Spritzabstand *PI-MI*
t_{SD}	μs	Spritzdauer
T	K	Temperatur
T_1	°C	Umgebungstemperatur
T_2	°C	Ladelufttemperatur
T_3	°C	Abgastemperatur (vor Turbine)
T_{Gas}	K	mittlere Gastemperatur
T_{Wand}	K	mittlere Wandtemperatur
u	m/s	Geschwindigkeit
U	J	Innere Energie
V	m^3	Volumen
$V_{\alpha 1}$	m^3	Volumen bei Kurbelwinkelposition 1
$V_{\alpha 2}$	m^3	Volumen bei Kurbelwinkelposition 2
V_c	m^3	Kompressionsvolumen
$V_{c,sym}$	m^3	Kompressionsvolumen aus Symmetrieverfahren
V_h	l, cm^3, m^3	Hubraum pro Zylinder
V_H	l, cm^3, m^3	Hubraum des Motors
V_s	m^3	veränderliches Volumen beim Symmetrieverfahren
$W_{e,Mess.}$	kWh	verrichtete effektive Arbeit während der Filterbeladung
x_1, x_2, x_j	–	Eingangsgrößen (Gauß-Prozess)
x_h	–	Korrekturfaktor des Heizverlaufs
$x_{i,j}$	–	Position der Trainingsdaten im Eingangsraum (Gauß-Prozess)
y	–	Ausgangsgröße (Gauß-Prozess)

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	°KW	Kurbelwinkel
α_s	°KW	Symmetriewinkel (Symmetrieverfahren)
α_{thermo}	°KW	thermodynamischer Verlustwinkel
α_w	$\mathrm{W/(m^2\,K)}$	Wandwärmeübergangskoeffizient
$\Delta h_{2,is.,1}$	J/kg	isentrope Verdichterleistung
$\Delta h_{3,is.,4}$	J/kg	isentrope Turbinenleistung
ϵ	–	Verdichtungsverhältnis
ϵ_{geo}	–	geometrisches Verdichtungsverhältnis
$\epsilon_{th.}$	–	thermodynamisches Verdichtungsverhältnis
η_{SCR}	%	SCR-Wirkungsgrad
η_{th}	–	thermischer Wirkungsgrad
$\eta_{Turbine}$	–	isentroper Turbinenwirkungsgrad
$\eta_{Verdichter}$	–	isentroper Verdichterwirkungsgrad
κ	–	Isentropenexponent
κ_{Abgas}	–	Isentropenexponent von Abgas
κ_{Luft}	–	Isentropenexponent von Luft
λ	–	Verbrennungsluftverhältnis
λ_{lokal}	–	lokales Verbrennungsluftverhältnis
π_s	–	Druckverhältnis (Seiliger-Prozess)
ρ	$\mathrm{kg/m^3}$	Dichte
ρ_{AdBlue}	$\mathrm{kg/m^3}$	Dichte von AdBlue
ρ_{DK}	$\mathrm{kg/m^3}$	Dichte von Dieselkraftstoff
φ	–	Volumenverhältnis (Seiliger-Prozess)

Chemische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung
CH	CH-Radikal (Kohlenwasserstoff-Radikal)
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO_2	Kohlenstoffdioxid
H	Wasserstoff-Radikal
H_2O	Wasser
HCN	Blausäure
N	Stickstoff-Radikal
N_2	Stickstoff
NCN	Stickstoff-Kohlenstoff-Stickstoff-Bindung
NO	Stickstoffmonoxid
NO_2	Stickstoffdioxid
O	Sauerstoff-Radikal
O_2	Sauerstoff
OH	Hydroxyl-Radikal

Indizes

Symbol	Bedeutung
$\alpha_s + \alpha$	Expansion (Symmetrieverfahren)
$\alpha_s - \alpha$	Kompression (Symmetrieverfahren)
$CRIN3-22\,enh., Q_{hyd} = 1300$	CRIN3-22 enhanced ($Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm^3/30\,s/100\,bar}$)
$CRIN-LE22\,T1, Q_{hyd} = 1300$	CRIN-LE22 T1 ($Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm^3/30\,s/100\,bar}$)
$CRIN-LE22\,T1, Q_{hyd} = 1500$	CRIN-LE22 T1 ($Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm^3/30\,s/100\,bar}$)
DK	Dieselkraftstoff
i	indiziert
i	Nummer der Trainingsdaten (Gauß-Prozess)
i	Platzhalter für TL bzw. VL
i	Zähler für Rechenschritte
j	Nummer der Eingangsgröße (Gauß-Prozess)
n	Zähler für Rechenschritte
TL	Teillast
VL	Volllast
x	Variable für Atomanzahl

Abkürzungsverzeichnis

abs.	absolut
AGR	Abgasrückführung
(engl.: EGR)	(exhaust gas recirculation)
ASCMO	Advanced Simulation for Calibration, Modeling and Optimization
BeCAT	Bosch engine Combustion Analysis Tool
CCD	Central Composite Design
CR	Common Rail
CV	Commercial Vehicle
CVS	Constant Volume Sampler
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DoE	Design of Experiments
DPF	Dieselpartikelfilter
enh.	enhanced
EPA	Environmental Protection Agency (US-amerikanische Umweltbehörde)
EU	Europäische Union
Euro 6	Europäische Emissionsgesetzgebung für Pkw (Stufe 6)
Euro III	Europäische Emissionsgesetzgebung für Nfz (Stufe 3)
Euro IV	Europäische Emissionsgesetzgebung für Nfz (Stufe 4)
Euro VI	Europäische Emissionsgesetzgebung für Nfz (Stufe 6)
EU Stufe IIIA	Europäische Emissionsgesetzgebung für OHW-Anwendungen (Stufe 3A)
EU Stufe IIIB	Europäische Emissionsgesetzgebung für OHW-Anwendungen (Stufe 3B)
EU Stufe V	Europäische Emissionsgesetzgebung für OHW-Anwendungen (Stufe 5)
FSN	Filter Smoke Number
HACA	Hydrogen abstraction – C_2H_2 (Ethin) addition
HC	Hydrocarbon (Kohlenwasserstoff)
HD	Heavy Duty
IMO	International Maritime Organization
inkl.	inklusive
ISO	International Organization for Standardization
konst.	konstant

KW	Kurbelwinkel
LE	Large Engine
max.	maximal
MI	Main Injection (Haupteinspritzung)
Nfz	Nutzfahrzeug
NO_x	Stickoxide
OFAT	One factor at a time
OHW	Off-Highway
OT	Oberer Totpunkt
PAK	Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PD	Pumpe-Düse
PI	Pilot Injection (Voreinspritzung)
Pkw	Personenkraftwagen
PLD	Pumpe-Leitung-Düse
PM	Particulate Matter (Partikelmasse)
PoI	Post Injection (Nacheinspritzung)
SCE	Single Cylinder Engine
SCR	Selective Catalytic Reduction
Tier 4	US-amerikanische Emissionsgesetzgebung für OHW-Anwendungen (Stufe 4)
Tier 4f	US-amerikanische Emissionsgesetzgebung für OHW-Anwendungen (Stufe 4 final)
Tier I-III	Weltweite Emissionsgesetzgebung für Marine-Anwendungen (Stufe 1-3)
US 2010	US-amerikanische Emissionsgesetzgebung für Nfz (Jahreszahl)
USA	United States of America
Zyl.	Zylinder

1 Einleitung

Aufgrund der hohen Wirtschaftlichkeit sind Dieselmotoren für den Personen- und Güterverkehr bis heute, mehr als 120 Jahre nach ihrer Erfindung, in der Gesellschaft nicht wegzudenken. Auch für Anwendungen abseits der Straßen wird die mobile Bereitstellung mechanischer sowie elektrischer Energie, insbesondere in der Leistungsklasse von deutlich über 100 kW, durch den Dieselmotor dominiert. Aufgrund seiner Flexibilität, Robustheit, Effizienz und Leistungsdichte wird diese Antriebsquelle zukünftig für viele Anwendungen attraktiv bleiben.
Eine kontinuierliche Verringerung der zulässigen Schadstoffemissionen im Pkw- und Nfz-Sektor war maßgeblicher Treiber für Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten auf diesem Gebiet. Die Emissionsstufen, wie z. B. Euro 6 bzw. Euro VI, haben zu einer massiven Reduktion der Schadstoffkomponenten heutiger Motorkonzepte (inkl. Abgasnachbehandlung) geführt.
Im Vergleich dazu traten bislang Grenzwerte für OHW-Anwendungen einerseits zeitverzögert und andererseits lückenhaft in Kraft, was insbesondere für Motoren mit einer Leistung von mehr als 560 kW gilt (vgl. Abschnitt 2.1.2). Somit lag der Entwicklungsschwerpunkt, vor allem für die Unterkategorien Marine, Generatoren und mobile Arbeitsmaschinen, lange auf der Optimierung von Kraftstoffverbrauch, Wirtschaftlichkeit sowie Robustheit.

In den USA wurden 2015 Grenzwerte (Tier 4) eingeführt, die für den OHW-Bereich bis dato als Benchmark gelten. In der EU wird in wenigen Jahren durch die Stufe V eine deutliche Verschärfung der bisherigen Grenzwerte erfolgen. In diesem Zusammenhang wird im Jahre 2020 bzw. 2019 für Generatoren und mobile Arbeitsmaschinen mit $P_n > 560\,\mathrm{kW}$ erstmals eine Limitierung eingeführt, die sich an den US-amerikanischen Grenzwerten orientiert. Auch die Binnenschifffahrt wird im Jahre 2020 durch das Inkrafttreten neuer Emissionsgrenzwerte eine signifikante Verschärfung erfahren, die sogar über die Tier 4 hinausgeht. Neben einer deutlich geringeren zulässigen Partikelmasse wird ein zusätzlicher Partikelanzahlgrenzwert eingeführt.
Eine weitere Besonderheit besteht darin, dass die Motoren in dieser Leistungskategorie oftmals im Grenzbereich zwischen großem Nutzfahrzeugmotor und „Large Engine“ liegen ($V_h \approx 2{,}5\,\mathrm{l}$). Der mit der zylinderspezifischen Leistung verbundene Einspritzmengenbedarf erfordert in diesem Übergangsbereich häufig den Einsatz von Speicherinjektoren anstelle der konventionellen Nfz-Systeme, wodurch ein weiterer zu berücksichtigender Parameter hinzukommt.

Die neuen Randbedingungen, die an den Grenzwerten der EU Stufe V für die Motoren mit einer Leistung von mehr als 560 kW gekoppelt sind, machen neue Untersuchungen sowie eine praxisnahe Bewertungen der möglichen Motorkonzepte (ggf. inkl. Abgasnachbehandlung) erforderlich. Dies stellt den Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit dar.

1.1 Zielsetzung

Im Rahmen der Untersuchungen wurde ein moderner Einzylinder-Forschungsmotor in Betrieb genommen, der in der Lage ist alle relevanten Betriebspunkte mit ihren entsprechenden Randbedingungen darzustellen. Die abgeleiteten Betriebspunkte sollen vom Leerlaufbetrieb bis hin zu höchsten spezifischen Leistungen reichen. Der Schwerpunkt der Untersuchungen wird durch folgende drei Untergruppen beschrieben:

Aufgrund der zwei verschiedenen möglichen Injektorsysteme, die für die betrachtete Motorenkategorie relevant sind, erfolgt ein *Injektorvergleich* mit einem konventionellen Nfz-System (Bosch CRIN3-22 enhanced) sowie einem Speicherinjektor (Bosch CRIN-LE22 T1). In diesem Zusammenhang ist die Potentialbewertung eines gesteigerten Düsendurchflusses vorgesehen, der mit dem Speicherinjektor problemlos möglich ist. Verifiziert werden die Erkenntnisse mit einem Quervergleich zu einem anderen Nutzfahrzeugmotor.
Damit Rückschlüsse des motorischen Verhaltens auf das Injektorkonzept möglich sind, wurden im Vorfeld Einspritzverläufe aller Injektorvarianten ermittelt. Die Einspritzmengen sind dabei an die definierten Betriebspunkte angelehnt.

Ein weiterer Schwerpunkt bildet die *Ableitung der Anforderungen an das Einspritzsystem*. Im Detail sind dies Fragestellungen hinsichtlich des optimalen Raildrucks sowie der Analyse von Mehrfacheinspritzmustern. Notwendigerweise wird dabei zwischen AGR- und Nicht-AGR-Konzept unterschieden.
Aufgrund der Vielfältigkeit der möglichen Randbedingungen, die aus den freien einstellbaren Parametern resultieren, ist die statistische Versuchsplanung als zielführende Methodik im Teil- und Volllastbetriebspunkt eingesetzt worden.

Damit letztendlich einerseits der Bezug zur Abgasemissionsgesetzgebung und andererseits eine Verbrauchskostenbetrachtung möglich ist, müssen die *Messdaten des Einzylindermotors auf Vollmotorgrößen adaptiert* werden. Die Schwierigkeit besteht dabei in der Ableitung eines realistischen effektiven Mitteldrucks, der neben einem realistischen Reibmitteldruck insbesondere vom Ladungswechselmitteldruck und somit vom notwendigen Ladedruck abhängig ist. Weiterhin muss beachtet werden, dass bei Einzylinderuntersuchungen üblicherweise die Bestimmung der Rußemissionen durch das Messen der Trübung eines Filterpapiers erfolgt. Der Gesetzgeber reglementiert jedoch stets die Partikelmasse. Beide

Messgrößen werden durch unterschiedliche Messverfahren ermittelt, für die ein geeigneter Zusammenhang gefunden werden muss.

Abschließend werden auf dieser Basis Empfehlungen für zukünftige Motorkonzepte abgeleitet, um insbesondere die Grenzwerte der EU Stufe V zu erfüllen. Dabei werden notwendige Abgasnachbehandlungssysteme in die Betrachtungen mit einbezogen. Zentrale Aspekte sind hierbei grundsätzlich die Bedeutung von SCR-Systemen sowie Abgasrückführung zur Stickoxidreduktion, um somit die Frage zu beantworten, ob neue Konzepte zur Sicherstellung von Wirtschaftlichkeit und Emissionserfüllung notwendig werden.

2 Stand der Technik und theoretische Grundlagen

2.1 Anwendungsgebiete und Entwicklungstendenzen innerhalb der Hubraumkategorie von 2,5 l/Zyl.

Der Dieselmotor ist für unterschiedlichste Einsatzzwecke nach wie vor die dominierende Antriebsquelle und nimmt somit bis heute einen sehr bedeutsamen Stellenwert ein [52]. Die enorme Vielfältigkeit ist der Grund, weshalb eine klare Einteilung bzw. Zuordnung in unterschiedliche Kategorien schwierig ist. Die aus dem englischen Sprachraum gebräuchlichen Bezeichnungen Medium-Duty- sowie Heavy-Duty-Motoren sind allerdings weitverbreitet und beschreiben die Motoren für den Einsatz in mittelschweren bzw. schweren Nutzfahrzeugen. Hinsichtlich der motorischen Kenngrößen können jedoch bestenfalls Bereiche genannt werden, die als Richtwerte dienen. Heavy-Duty-Motoren sind üblicherweise durch Hubräume von etwa 1,8-2,5 l/Zyl. charakterisiert. Motoren, die diesen Bereich überschreiten, werden als Großdieselmotoren bzw. Large Engines bezeichnet, deren weitere Unterteilung im Wesentlichen anhand der Nenndrehzahl festgelegt wird (Schnell-, Mittelschnell- und Langsamläufer).
Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurden an einem modernen Forschungs-Einzylinder mit einem Hubraum von 2,54 l/Zyl. durchgeführt. Somit liegt der Motor genau zwischen den Kategorien Heavy-Duty und Large Engine (LE). Im Folgenden Unterkapitel wird die Vielfältigkeit dieser Hubraumklasse dargelegt.

2.1.1 Vielfältigkeit der Motoren in der betrachteten Hubraumkategorie

Heavy-Duty-Motoren, in der betrachteten Hubraumkategorie von 2,5 l/Zyl., können weiterhin in On- und Off-Highway-Anwendungen untergliedert werden. Beim Gütertransport (on-highway) stellen zylinderspezifische Hubräume von 2-2,5 l/Zyl., ausgeführt als Sechs- bzw. Achtzylindermotoren mit Leistungen von bis zu 550 kW, die Spitzenmotorisierung dar. Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit werden für Nutzfahrzeuge jedoch überwiegend Motoren mit einer geringeren Leistung eingesetzt. Dies war über Jahre hinweg ca. 70 % der maximal erhältlichen Leistung, was im Jahre 2005 einen Wert von etwa 330 kW ergab [52].

Zusätzlich zur Wirtschaftlichkeit der Motoren, zu der neben der Lebensdauer und dem Kraftstoffverbrauch auch Anschaffungs- und Servicekosten zählen, müssen Emissions- und Geräuschvorschriften eingehalten werden. Außerdem sind Plattformstrategien der Motorenhersteller wichtig, sodass verschieden Komponenten marktübergreifend eingesetzt werden können, um über die Steigerung der Stückzahlen die Herstellungskosten zu reduzieren. Aufgrund dessen finden sich viele On-Highway-Derivate im Off-Highway-Sektor wieder [52]. Die wichtigsten Bereiche sind dabei Marine, Lokomotiven, Generatoren sowie mobile Arbeitsmaschinen. Jeder dieser Bereiche erfordert die Berücksichtigung unterschiedlicher Randbedingungen. Anforderungen an den Bauraum, sicherer Betrieb im staubigen und feuchten Terrain und unterschiedliche Lastkollektive sowie anspruchsvolle Leistungsdichten müssen in die Auslegung der Motoren einfließen [52].

Ein Blick in die Vergangenheit zeigt die bereits verwirklichten Entwicklungserfolge, die dem Dieselmotor zu einem effizienten und sehr schadstoffarmen Antrieb verholfen haben. Neben der Steigerung der spezifischen Leistung wurde mittels Turboaufladung sowie einer effektiven Ladeluftkühlung insbesondere das Drehmoment erhöht. Effektive Mitteldrücke von teilweise über 30 bar sind im Markt anzutreffen. Hohe mittlere Kolbengeschwindigkeiten von bis zu 13 m/s ermöglichen, in der betrachteten Hubraumkategorie, Leistungsdichten von bis zu 50 kW/l.
Die sukzessive Steigerung des maximalen Zylinderspitzendrucks wurde in erster Linie durch die Abgasrückführung zur innermotorischen Stickoxidreduktion notwendig. Damit die geforderte Brennstoffmenge umgesetzt werden kann, muss die reduzierte Sauerstoffkonzentration, infolge des rückgeführten Abgases, über eine Ladedrucksteigerung kompensiert werden. Bei einem konstanten Verdichtungsverhältnis führt dies zu hohen Zylinderspritzendrücken. Aktuelle maximale Spitzendrücke von ca. 230 bar werden in den nächsten Jahren wahrscheinlich noch weiter steigen [52].

Die Darstellung der vielfältigen Anwendungsmöglichkeiten sowie der Anforderungen verdeutlichen die Bedeutung und den Anspruch innerhalb dieser Motorenkategorie. Motorkonfigurationen vom Reihensechszylinder bis hin zu V16-Motoren können zusätzlich mit bis zu 2 MW einen weiten Leistungsbereich abdecken.

2.1.2 Abgasgesetzgebung und zugehörige Lösungsansätze

Je nach Anwendungsfall sind verschiedene Emissionsgrenzwerte sowie unterschiedliche stationäre und transiente Testzyklen zu berücksichtigen. Im Folgenden werden Grenzwerte der US-amerikanischen (EPA) sowie europäischen Gesetzgebung diskutiert, da diese Werte in den meisten Bereichen die anspruchsvollsten sind und sich somit zur Bewertung technischer Konzepte und Brennverfahren eignen. Zur Einordnung der OHW-Grenzwerte wird zunächst der aktuelle Stand von HD-Anwendungen für den Straßeneinsatz zusammengefasst.

Motoren, die im On-Highway-Bereich eingesetzt werden, müssen innerhalb der EU aktuell mit der Abgasnorm Euro VI [22] in stationären und transienten Tests Stickoxidgrenzwerte von 0,4 bzw. 0,46 g/kWh einhalten. Zur Erfüllung dieser Emissionsstufe dominiert ein kombiniertes Konzept aus Abgasrückführung zur innermotorischen Stickoxidreduktion sowie ein SCR-Katalysator, der Konvertierungsraten von etwa 90 % realisieren muss. Alternativkonzepte verzichten auf die Abgasrückführung und sind mit hohen SCR-Konvertierungsraten von mehr als 96 % am Markt [38]. Der Grenzwert für die Partikelmasse liegt bei 10 mg/kWh. Dieser wird durch einen Partikelanzahlgrenzwert von 8×10^{11} #/kWh (stationär) bzw. 6×10^{11} #/kWh (transient) ergänzt [22]. Ein geschlossener Dieselpartikelfilter ist somit zwingend erforderlich.
In den USA wurden mit der Emissionsstufe US 2010 [1] Grenzwerte auf einem ähnlichen Niveau definiert, sodass die aktuellen Konzepte vergleichbar sind.

Bei den Off-Highway-Anwendungen erfolgt hinsichtlich der Emissionsgesetzgebung eine Differenzierung in weitere Untergruppen. Für die betrachtete Motorenkategorie sind dies im Wesentlichen Marine, Lokomotiven, Generatoren und mobile Arbeitsmaschinen. Abbildung 2.1 zeigt, neben den aktuell gültigen NO_x- und Partikelgrenzwerten, die bereits fest definierte zukünftige Abgasnorm EU Stufe V.
Innerhalb der EU-Binnenschifffahrt gelten seit 2009 Grenzwerte, die ohne weiteres innermotorisch und ohne Common-Rail-Technologie erfüllt werden können. Mit Einführung der neuen Abgasnorm EU Stufe V wird eine deutliche Verschärfung erfolgen, deren NO_x-Limit mit dem der USA übereinstimmt. Hinsichtlich der Partikelmasse erfolgt eine signifikante Reduktion, was in Kombination mit einem Partikelanzahlgrenzwert den DPF zwingend erforderlich machen wird.
Für Bahnanwendungen wird in der EU zwischen Lokomotiven und Triebwagen unterschieden. Bei den Lokomotiven werden sich mit Einführung der Norm EU Stufe V die Grenzwerte nicht weiter verschärfen. Lediglich der Geltungsbereich wird über die Nennleistung der Motoren ausgeweitet. Aufgrund der eingesetzten Motorleistungen wird dies in der Praxis allerdings keine Signifikanz haben. Grundsätzlich sind die Sickoxidwerte mit gekühlter AGR innermotorisch darstellbar. Das Partikelmassenlimit kann einen DOC (ggf. mit DPF) erforderlich machen. Bei den Triebwagen werden Dieselpartikelfilter verpflichtend sein, um die geringen PM-Grenzwerte und insbesondere den Partikelanzahlgrenzwert zu erfüllen. Ob der NO_x-Grenzwert von 2,0 g/kWh innermotorisch zu erfüllen ist wird sicherlich durch die Anforderung an den Kraftstoffverbrauch sowie die Verfügbarkeit von AdBlue als Reduktionsmittelträger entschieden werden. Die USA haben im Bereich Lokomotiven die geringsten Stickoxidgrenzwerte bereits 2015 eingeführt. Da eine innermotorische Erfüllung technisch anspruchsvoll und nicht ohne Verbrauchsnachteile realisierbar ist, dominieren SCR-Konzepte.
Bei den Kategorien Generatoren und mobile Arbeitsmaschinen ist besonders hervorzuheben, dass für die Motoren mit einer Nennleistung von über 560 kW bislang keine Grenzwerte in der EU zu erfüllen sind. Diese Lücke wird mit der Abgasnorm EU Stufe V geschlossen. NO_x- und PM-Grenzwerte orientieren sich dabei an denen der USA. Generatoren werden

ausschließlich mit SCR-Systemen ausgestattet, da eine innermotorische Erfüllung nicht sinnvoll möglich ist. Nicht-AGR-Konzepte ermöglichen aufgrund ihres geringeren Rußniveaus derzeit den Verzicht eines Dieselpartikelfilters. Die geforderten Stickoxidemissionen bei den mobilen Arbeitsmaschinen sind innermotorisch mit AGR oder alternativ mit einem SCR-Katalysator darstellbar [38].

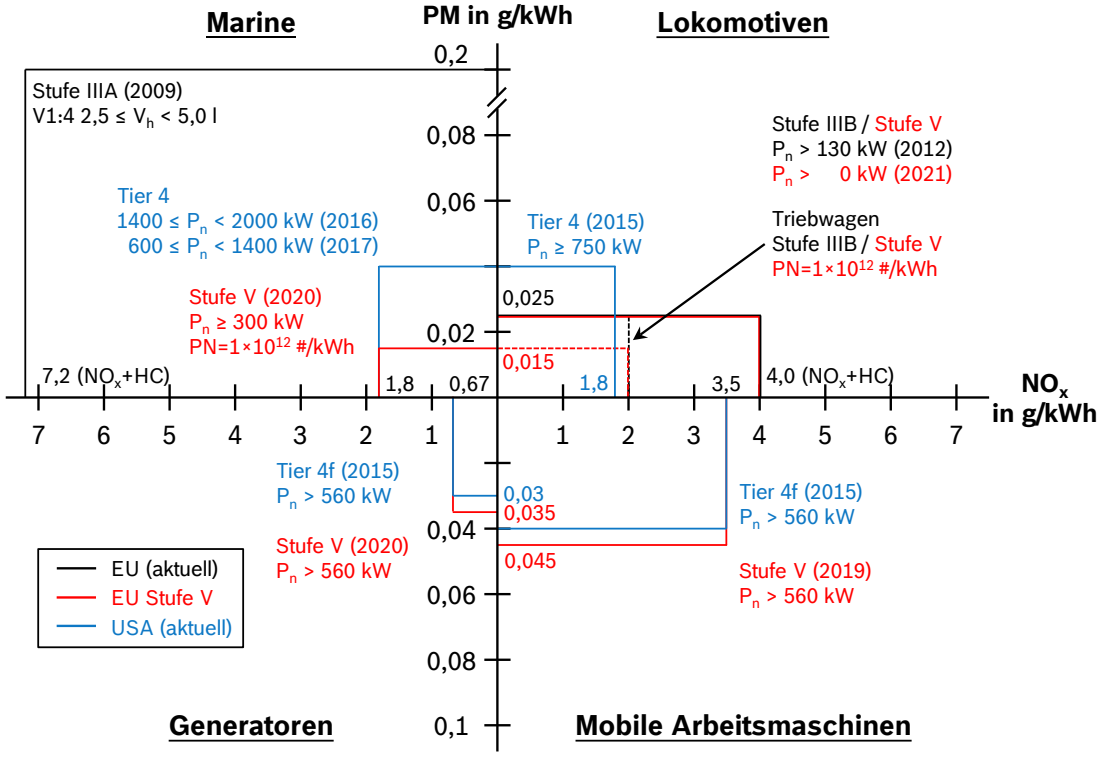


Abbildung 2.1: NO_x- und PM-Grenzwerte für verschiedene OHW-Anwendungen in der betrachteten Motorenkategorie [2], [3], [4], [21].

Die Vergangenheit zeigt, dass die Emissionsgesetzgebung der USA eine Vorreiterrolle einnahm. Die EU hat mit der Einführung der Abgasnorm EU Stufe V verdeutlicht, dass neben den Straßenanwendungen auch der Off-Highway-Bereich einen signifikanten Beitrag zur Schadstoffreduktion leisten muss. Bei der Definition der Grenzwerte bestand der Anspruch, dass technische und wirtschaftliche Aspekte in einem sinnvollen Konsens vereint werden. Dabei erfolgte teilweise eine Orientierung an den aktuell gültigen Emissionsgrenzwerten der USA [49].
Die Zertifizierung innerhalb der diskutierten Off-Highway-Kategorien geschieht grundsätzlich anhand stationären Prüfpunkte auf dem Motorprüfstand. Zukünftig soll die Wirksamkeit der emissionsverbessernden Maßnahmen im realen Betrieb überprüft werden. Aus dem Grund besteht die Forderung nach Pilotprogrammen, die die Machbarkeit der Messungen im realen Betrieb untersuchen [49].
Im Gegensatz zu den On-Highway-Anwendungen, wo eine Kombination von AGR und SCR das dominante Konzept zur Stickoxidreduktion darstellt, wird im Off-Highway-Bereich bislang entweder ein AGR- oder SCR-System eingesetzt. Stickoxidgrenzwerte von weniger

als 3 g/kWh lassen die Attraktivität einer NO_x-Abgasnachbehandlung steigen [52]. Vor dem Hintergrund, dass ein Ende der weiteren Verschärfung von NO_x-Grenzwerten nicht in Sicht ist, werden die SCR-Anwendungen in Zukunft steigen und wahrscheinlich den Markt dominieren [55].

2.1.3 Relevante Einspritzsysteme

Die Grundfunktionen des Einspritzsystems eines Dieselmotors lassen sich in vier Schwerpunkte untergliedern [52]:

- Förderung des Dieselkraftstoffs auf der Niederdruckseite
- Hochdruckerzeugung und ggf. Speicherung
- Exakte Zumessung des Kraftstoffs in den Brennraum
- Aufbereitung des Kraftstoffs im Brennraum durch optimale Nutzung der Druckenergie

Die beiden letzten Teilaufgaben werden von dem Injektor bzw. der Düse übernommen. In der betrachteten Hubraumkategorie sind in der Vergangenheit Pumpe-Leitung-Düse-Systeme bzw. Pumpe-Düse-Einheiten eingesetzt worden, die in der Lage waren einen robusten Motorbetrieb unter Einhaltung der damaligen gesetzlichen Emissionsvorschriften sicherzustellen. Diese Systeme weisen jedoch einerseits den Nachteil auf, dass keine frei gestaltbaren Mehrfacheinspritzungen möglich sind. Andererseits ist der Kraftstoffdruck nicht frei einstellbar sondern prinzipbedingt von der pro Zeiteinheit verdrängten Kraftstoffmenge und vom hydraulischen Widerstand der Spritzlöcher abhängig [52]. Beide Aspekte führen letztendlich dazu, dass aktuelle Anforderungen an Schadstoffausstoß, Kraftstoffverbrauch und Verbrennungsgeräusch sowie das Thermomanagement der Abgasnachbehandlung nur eingeschränkt zu erfüllen sind.
Gespiegelt an der aktuellen Emissionsgesetzgebung (Abbildung 2.1) wird spätestens mit der Einführung der Abgasnorm EU Stufe V für alle Anwendungen in den USA sowie in der EU der Einsatz moderner Common-Rail-Systeme sinnvoll sein. Für die On-Highway-Anwendungen wurde dieser Schritt bereits vor einigen Jahre sukzessive vollzogen (beispielsweise in der EU ab der Emissionsstufe Euro III). Werden die Motoren größer, d. h. der zylinderspezifische Hubraum überschreitet den Wert von 2,5 l, kommen meist Speicherinjektoren als Sonderform der CR-Injektoren zum Einsatz. Der wesentliche Unterschied ist dabei die Aufteilung der zentralen Speichereinheit in einzelne Druckspeicher innerhalb der Injektoren. Dies ist notwendig, da ein gemeinsamer Druckspeicher zu groß werden würde. Neben der deutlich kompakteren Bauweise ermöglicht der Druckspeicher im Injektor ein besonders stabiles Mengenverhalten bei Mehrfacheinspritzungen, weil Druckwelleneffekte durch die Vermeidung langer Einspritzleitungen signifikant reduziert werden [52]. Die grundsätzliche Funktionsweise sowie die entsprechenden Vorteile der Speicherinjektoren gegenüber den PLD- und PD-Systemen sind vergleichbar mit denen der konventionellen CR-Injektoren.

Die Fähigkeit von Mehrfacheinspritzungen ermöglicht unterschiedliche Vorteile. Eine Voreinspritzung dient insbesondere in der Schwachlast zur Reduktion des Verbrennungsgeräusches. Die vorgemischt ablaufende Verbrennung der kleinen Voreinspritzmenge führt durch die Bildung von Radikalen sowie die Steigerung von Druck und Temperatur zu einer Verringerung der Zündverzugszeit der Hauptverbrennung. Daraus resultieren deutlich verringerte Druckanstiegsgradienten sowie Geräuschemissionen. Eine dicht an die Haupteinspritzung angelagerte Nacheinspritzung ermöglicht eine innermotorische Nachoxidation des gebildeten Rußes. Die Wirksamkeit hängt, wie bei der Voreinspritzung, von den motorischen Randbedingungen und dem verwendeten Brennverfahren ab. Eine sehr spät abgesetzte Nacheinspritzung ermöglicht die aktive Regeneration eines Dieselpartikelfilters. Dabei wird Kraftstoff kurz vor dem Öffnen der Auslassventile in den Brennraum eingespritzt, der größtenteils, aufgrund der thermischen Randbedingungen, nur noch verdampfen kann. Ein Oxidationskatalysator, der sich vor dem DPF befindet, oxidiert den Kraftstoff in der Abgasanlage, was zur deutlichen Anhebung der Abgastemperatur und somit zum Abbrand des Rußes im DPF führt. Die Voraussetzung hierfür ist, dass der Oxidationskatalysator bereits seine Light-Off-Temperatur erreicht hat, um die Kohlenwasserstoffe umsetzen zu können. Dabei sei anzumerken, dass diese Strategie die Ölverdünnung fördert, was nicht mit den typischen geforderten langen Wartungsintervallen für Nfz- und OHW-Anwendungen vereinbar ist. Somit sind alternative Konzepte zur DPF-Regeneration attraktiv.
CR-Systeme ermöglichen über die separat angetriebene Hochdruckpumpe eine Entkoppelung des Systemdrucks vom Betriebspunkt. Das ist für AGR- und Nicht-AGR-Konzepte ein wesentlicher Vorteil, denn nur ein für jeden Betriebspunkt optimaler Raildruck kann zum besten Kompromiss aus Verbrauch sowie Stickoxid- und Rußemissionen führen. Beispielsweise kann bei der Anwendung eines Miller-Verfahrens zur NO_x-Reduktion bei Nicht-AGR-Motoren eine Anhebung des Raildrucks notwendig sein, um Rußnachteile zu kompensieren [52]. Höchste Raildrücke sind wiederum bei AGR-Anwendungen zur PM-Reduktion erforderlich. In der Literatur gelten dabei Raildrücke von mindestens 2000 bar als notwendig [52]. Die Bewertung dieses Potentials für die betrachteten Anwendungsfälle wird Gegenstand von Abschnitt 5.2.3 sein.

2.2 Die dieselmotorische Verbrennung

Das klassische heterogene dieselmotorische Brennverfahren ist durch einen charakteristischen Ablauf der Verbrennung gekennzeichnet, welcher in verschiedene Phasen unterteilt werden kann. Die Ausprägung der einzelnen Phasen kann dabei jedoch z. T. deutlich unterschiedlich ausfallen, was sich meist auf typische Kenngrößen wie dem Verbrennungsgeräusch sowie den Schadstoffemissionen auswirkt.
Die klassische Ausprägung dieses Brennverfahrens hat sich dabei bis heute durchgesetzt. Alternativansätze, wie z. B. das homogene Brennverfahren, besitzen somit keine praktische Relevanz [62].

Gegenläufige Zielgrößenoptimierungen, bekannt als *Trade-Offs*, stehen beim Brennverfahrensentwickler auf der Tagesordnung. Kompromisse zwischen Partikel- und Stickoxidemissionen bzw. Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen sind dabei die Schwerpunkte der Optimierung.

2.2.1 Ablauf der Verbrennung

Die heterogene dieselmotorische Verbrennung lässt sich in vier verschiedene Abschnitte unterteilen, die im Folgenden erläutert werden.

1. Die Zündphase

Die Zündung ist ein komplexer Ablauf, bei dem sich physikalische sowie chemische Vorgänge überlagern. Diese Vorgänge sind für die Zündverzugszeit verantwortlich, die durch die Zeitspanne zwischen Einspritz- und Brennbeginn definiert ist.
Die zu Beginn ablaufenden physikalischen Effekte sind im Wesentlichen die Zerstäubung, die Verdampfung sowie die Mischung des Kraftstoffdampfes mit der im Brennraum befindlichen gasförmigen Zylinderladung [52]. Durch das niedrige Temperatur- und Druckniveau sind diese Vorgänge zunächst dominierend und charakterisieren den *physikalischen Zündverzug*.
Die anschließenden chemischen Prozesse, die den *chemischen Zündverzug* ausmachen, beinhalten das Aufbrechen großer Moleküle sowie die Bildung von Radikalen [37]. Damit die durch chemische Reaktionen gebildeten Radikale in der Gasphase nicht wieder durch Diffusion an die kalten Brennraumwände zu stabilen Molekülen umgewandelt werden, müssen bei der dieselmotorischen Selbstzündung die Temperaturen und Drücke hinreichend hoch sein [59]. Dominieren nun die chemischen Reaktionsmechanismen zur Bildung der Radikale, kommt es beim Vorhandensein eines lokalen zündfähigen Gemisches (nach [9]: $0,3 < \lambda_{lokal} < 1,5$) zur Zündung. Typischerweise tritt dabei eine Temperatur- und Drucksteigerung auf, die im weiteren Verlauf die Radikalbildung (im gesamten Brennraum) und somit die Umsatzrate des Kraftstoffes massiv verstärkt. Die Ausbildung mehrerer Zündherde in den unterschiedlichen Einspritzstrahlen ist dabei üblich.
Neben dem Niveau von Druck und Temperatur ist der Zündverzug maßgeblich von den Kraftstoffeigenschaften abhängig, welche durch die Cetanzahl als Maß der Zündwilligkeit des Kraftstoffes quantifiziert wird.
Dadurch, dass die Zündvorgänge statistisch verteilt ablaufen, sind im Allgemeinen relativ gleichartige Verbrennungsverläufe bei der Betrachtung unterschiedlicher Arbeitsspiele zu beobachten [56].
Für detaillierte Beschreibungen spezieller Phänomene, wie beispielsweise *kalte blaue Flammen* als Ursache degenerierter Kettenverzweigungsreaktionen, sei hier auf die Literatur (z. B. [37], [59] und [66]) verwiesen.

Am Verbrennungsmotor erfolgt die Einflussnahme auf das Zündverhalten einerseits über geometrische Randbedingungen, wie beispielsweise dem Verdichtungsverhältnis und dem Einspritzdüsendesign. Andererseits können die Zündbedingungen z. B. durch die Steigerung der Ansauglufttemperatur sowie des Ladedrucks deutlich verbessert werden.

2. Die initiale vorgemischte Verbrennung

Die initiale[1] vorgemischte Verbrennung findet direkt im Anschluss an die Zündung statt. Das Ausmaß dieser Verbrennungsphase ist von der Kraftstoffmenge abhängig, die während der Zündverzugszeit in den Brennraum eingespritzt wird. Da diese Kraftstoffmenge sehr gut mit der Ladungsmasse im Zylinder vermischt ist, liegt in dem nahezu komplett homogenisierten Bereich ein sehr geringer Lambdagradient sowie ein relativ hohes Lambdaniveau vor [9]. Die Folge ist ein steiler Anstieg im Brenn- bzw. Druckverlauf. Der starke Druckanstiegsgradient führt zu dem klassischen *Dieselnageln*. Außerdem treten lokal hohe Temperaturen im Bereich der vorgemischten Verbrennung auf, die die thermische Stickoxidbildung signifikant begünstigen. Die hier gebildeten Stickoxide können im weiteren Verlauf der Verbrennung nicht wieder reduziert werden [9].
Ein vorteilhafter Aspekt ist allerdings die weitgehend rußfreie Verbrennung, auf dem die Motivation der eingangs erwähnten homogenen Brennverfahren basiert [59].

Aus Geräuschgründen besteht häufig der Wunsch nach einer möglichen Reduktion dieser Verbrennungsphase. Neben geometrischen Größen (z. B. erhöhtes Verdichtungsverhältnis und tendenziell geringere Düsendurchflüsse) kann über die Applikation einer oder mehrerer Voreinspritzungen die Geräuschemission, insbesondere bei niedrigen Lasten und Drehzahlen, drastisch reduziert werden. Eine kleine Voreinspritzmenge führt zu einer gedämpften Wärmefreisetzung der Haupteinspritzmenge, respektive Druckanstieg, sowie zur Bildung von Radikalen. Das Vorhandensein der Radikale sowie die lokale Temperaturerhöhung durch den Umsatz der Voreinspritzmenge reduzieren den Zündverzug der Hauptverbrennung signifikant, wodurch die initiale vorgemischte Verbrennung stark verringert wird. Ein Aufeinandertreffen der Haupteinspritzmenge mit der Verbrennung der Voreinspritzmenge fördert diesen Effekt dabei deutlich [52].

3. Die Diffusionsverbrennung bzw. Hauptverbrennung

Die Diffusionsverbrennung bzw. nicht-vorgemischte Verbrennung folgt direkt auf die initiale vorgemischte Verbrennung und nimmt den für die meisten Lastpunkte größten Anteil der Verbrennung ein [9]. Im Gegensatz zur vorgemischten Verbrennung ist diese *mischungskontrolliert*, denn neben der Verbrennung und Schadstoffbildung laufen Einspritzung, Strahlaufbruch, Verdampfung sowie die Durchmischung mit der Zylinderladung parallel

[1] Während der Diffusionsverbrennung können Gebiete vorgemischter Verbrennungen auftreten. Zur klaren Abgrenzung wird hier von der initialen vorgemischten Verbrennung gesprochen [52].

ab [52]. Somit ist die Brenngeschwindigkeit, aufgrund der sehr viel schneller ablaufenden Reaktionskinetik, durch die physikalischen Vorgänge bestimmt [59].
Zunächst wird der zerstäubte Kraftstoff durch die erwärmte Ladung im Zylinder verdampft. Nachdem der Kraftstoffdampf weiter in den Brennraum eindringt und seitlich Luft eingezogen wird, erfolgt nach Flynn et al. [26] bei einem lokalen Luftverhältnis um $0,25 < \lambda_{lokal} < 0,5$ eine partielle Oxidation. Die hier vorherrschenden Bedingungen führen zur Bildung typischer Produkte einer fetten Verbrennung, wie z. B. Kohlenstoffmonoxid und Rußpartikel. Unter den Produkten befinden sich auch Spezies, die im weiteren Verlauf die Partikelbildung fortführen. Diese sowie die teiloxidierten Produkte der fetten Verbrennung, werden am Ende der Flamme in die Diffusionsverbrennung transportiert. Hier findet die finale Reaktion zu Wasserdampf und Kohlenstoffdioxid statt. Die vorliegenden hohen Temperaturen am Rand der nicht-vorgemischten Verbrennung tragen signifikant zur Bildung thermischer Stickoxide bei [52].
Beispielsweise wird in [26] ein Überblick über den Erkenntnisstand der nicht-vorgemischten Verbrennungen gegeben. Ein nicht zu unterschätzender Vorteil dieses Verbrennungsverfahrens besteht in der vergleichsweise einfachen Laststeuerung durch Anpassung der eingespritzten Kraftstoffmasse [59].

Damit die Diffusionsverbrennung am Motor beeinflusst werden kann, müssen die Wirkparameter der physikalischen Vorgänge verändert werden. Dies geschieht beispielsweise über die Spritzlochgeometrie, dem Raildruck sowie die Veränderung der Ladungsdichte mittels Ladedruck. Häufig verlaufen die gewünschten Effekte allerdings gegenläufig.

4. Der Ausbrand bzw. die späte Verbrennungsphase

Während des Ausbrands findet keine Einspritzung von Kraftstoff und somit kein weiterer Impulseintrag in die Flamme mehr statt. Diese späte Phase der Verbrennung findet während der Abwärtsbewegung des Kolbens statt. Aufgrund des dadurch verursachten Abfalls von Druck und Temperatur im Brennraum, wird die Nachverbrennung, die weiterhin als nicht-vorgemischte Verbrennung abläuft, zunehmend reaktionskinetisch kontrolliert [54]. Neben dem noch unverbrannten Kraftstoff werden zusätzlich Zwischenprodukte umgesetzt, die als Resultat der unter lokal fetten Bedingungen abgelaufenen diffusiven Hauptverbrennung entstanden sind. Dazu zählen auch die gebildeten Rußpartikel. Untersuchungen haben gezeigt, dass diese Produkte von der diffusiven Flammfont umgeben sind [18]. Der weitere Verlauf der Nachverbrennung trägt entscheidend zur Oxidation des gebildeten Rußes bei. Durch diese Vorgänge werden über 90 % des gebildeten Rußes innermotorisch wieder abgebaut [54].
Wird durch die Abwärtsbewegung des Kolbens ein Temperaturbereich von 1500-2000 K unterschritten, beginnen die Radikale, bei dem hohen Druckniveau, zu rekombinieren. Reaktionsmechanismen, die auf freie Radikale angewiesen sind, beginnen einzufrieren und werden somit gestoppt. Neben dem Abbau von z. B. Ruß und CO wird zusätzlich die weitere Stickoxidbildung unterbunden [58].

Weiterhin sei anzumerken, dass durch das Einspritzende der gestoppte Eintrag kinetischer Energie in den Brennraum über den Kraftstoffstrahl die Mischungsvorgänge der nicht-vorgemischten Verbrennung signifikant verlangsamt [52].

Es ist wünschenswert die Nachverbrennung so zu gestalten, dass möglichst viele der gebildeten Rußpartikel im Brennraum thermisch umgesetzt werden. Dazu kann neben dem Düsendesign eine Raildrucksteigerung beitragen. Die zusätzliche Applikation einer Nacheinspritzung kann unter bestimmten Randbedingungen einerseits die physikalischen Mischungsvorgänge zur Verbesserung der Luftausnutzung fördern. Andererseits wird das Temperatur- und Druckniveau gesteigert, was die Reaktionsmechanismen zur Umsetzung der unverbrannten Produkte beschleunigen kann.
Die Injektorcharakteristik kann zur Verbesserung des Ausbrandverhaltens beitragen, indem das Nadelschließen sehr schnell abläuft. Somit werden Phasen der Sitzdrosselung in der Düse minimiert und die letzten Kraftstoffmengen noch mit hoher Geschwindigkeit und demzufolge hoher kinetischer Energie in den Brennraum eingespritzt [52].

2.2.2 Schadstoffbildung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung

Der größte Teil des umgesetzten Kraftstoffes führt bei der heterogenen dieselmotorischen Verbrennung zu Kohlenstoffdioxid (CO_2) und Wasser (H_2O). Der deutlich kleinere Teil, der unter dem Begriff Schadstoffe geführt wird, setzt sich hauptsächlich aus Partikel- und Stickoxidemissionen zusammen. Weitere Komponenten wie unverbrannte Kohlenwasserstoffe sowie Kohlenstoffmonoxid sind bei den nicht-vorgemischten modernen Brennverfahren, in der betrachteten Motorenkategorie, weniger problematisch und werden aus diesem Grund im Folgenden nicht behandelt.

Partikelemissionen (PM)

Als Partikel, die im Abgas enthalten sind, werden nach [35] alle Bestandteile bezeichnet, die auf einem bestimmten Filterpapier abgeschieden werden. Dazu muss das Abgas in einem definierten Verfahren verdünnt und auf unter 52 °C gekühlt werden, um somit spätere Kondensation zu vermeiden. Die Partikelemissionen eines Dieselmotors setzen sich im Wesentlichen aus Ruß, Kohlenwasserstoffe, Sulfate sowie metallischem Abrieb zusammen [52]. Dabei stellt Ruß üblicherweise den größten Anteil dar, sofern hochwertige Destillatkraftstoffe verwendet werden.
Die physikalischen und chemischen Abläufe der Partikelentstehung sind bis heute Umfang von Forschungsarbeiten. Daher sind Simulationen zur Rußmodellierung häufig stark fehlerbehaftet und können nur für qualitative Betrachtungen herangezogen werden [52]. Die Rußbildungsphasen nach Bockhorn [11] gelten bis heute als Stand der Technik und sind in vielen Werken, wie z. B. [28], [52] und [66], zitiert.

Wenn der Brennstoff unter fetten Bedingungen umgesetzt wird, treten u. a. kleinere Alkene, Dialkene und Alkine sowie deren Radikale auf. Diese sind für den ersten Schritt der Partikelentstehung, der Bildung eines Benzolrings, von wesentlicher Bedeutung. Neben der weiteren Entstehung von Benzolringen bilden sich durch deren Polymerisation polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK), die somit aus mehreren Ringverbindungen bestehen. Während dieses Wachstumsprozesses werden zunehmend Wasserstoffatome abgespaltet und Ethin angelagert (HACA-Mechanismus). Findet das Wachstum der PAK nicht mehr ausschließlich in der Ebene statt und bilden diese somit räumliche Gebilde aus, werden sie als Rußkerne bezeichnet, die einen Durchmesser von lediglich 1-2 nm aufweisen. An den Rußkernen lagern sich nun weitere Moleküle aus der Gasphase an, die in einem weiteren, dem HACA-Mechanismus ähnlichen Prozess zum signifikanten Wachstum beitragen. Außerdem können weitere PAK an der Oberfläche kondensieren. Durch Koagulation, spricht dem Zusammenstoßen von Rußkernen zu Rußprimärteilchen, bilden sich ca. 20-30 nm große Partikel. Größere Partikel entstehen durch Agglomeration, d. h. dem Kollidieren von Partikeln, die im Gegensatz zur Koagulation ihre jeweilige Form nicht verlieren [11], [52], [62].

Während des gesamten Bildungsprozesses kann es zu parallel ablaufenden Oxidationsvorgängen kommen. Hydroxyl-Radikale und molekularer Sauerstoff spielen dabei eine wichtige Rolle. Allein ein Zusammenhang zur Temperatur kann somit nicht geschaffen werden, da hohe Temperaturen für die Bildung als auch dem Abbau notwendig sind. Das Luftverhältnis ist daher eine wesentliche Größe zur Beeinflussung der Oxidationsvorgänge. Bei der dieselmotorischen Verbrennung führen die Oxidationsprozesse dazu, dass typischerweise 90-99 % der gebildeten Partikel umgesetzt werden bevor sie den Brennraum verlassen [52].

Stickoxidemissionen (NO_x)

Unter NO_x-Emissionen werden alle Stickoxide, die im Rahmen der Schadstoffbildung entstehen, zusammengefasst. Signifikant sind dabei jedoch lediglich Stickstoffmonoxid (NO) sowie Stickstoffdioxid (NO_2) [31], [52]. Unter atmosphärischen Bedingungen reagiert nach längerem Verweilen NO fast komplett zu NO_2 [52]. Innermotorisch ist bei der dieselmotorischen Verbrennung die Stickstoffmonoxidbildung wesentlich dominanter, die wiederum auf unterschiedlichen Wegen ablaufen kann.

Bildungsmechanismen von *thermischen NO* wurden im Jahre 1946 erstmals von Zeldovich beschrieben und 1970 von Lavoie et al. erweitert. Der erweiterte Zeldovich-Mechanismus wird über Gleichung 2.1 beschrieben [52], [62].

$$\begin{aligned} O + N_2 &\xleftrightarrow{k_1} NO + N \\ N + O_2 &\xleftrightarrow{k_2} NO + O \\ N + OH &\xleftrightarrow{k_3} NO + H \end{aligned} \tag{2.1}$$

Die Bestimmung der Geschwindigkeitskonstanten[2] war bereits Gegenstand vieler Untersuchungen. Obwohl bei allen Ansätzen nach wie vor eine gewisse Unsicherheit besteht, haben sie stets die Gemeinsamkeit eines einzigen abhängigen Parameters – die Temperatur. Bei motorischen Randbedingungen haben die Hinreaktionen den wesentlichen Einfluss auf den Gesamtumsatz, da für die meiste Zeit der Verbrennung die momentane NO-Konzentration unterhalb der Gleichgewichtskonzentration liegt. Eine Rückreaktion (NO-Abbau) tritt bestenfalls während der Expansionsphase und stark sinkenden Temperaturen auf [52].
Der größte Anteil des thermischen Stickstoffmonoxids wird kurz hinter der Flammfront gebildet. Die Ursache besteht einerseits darin, dass aufgrund der sehr dünnen Reaktionszone der Flamme (nach [30]: etwa 0,1 mm) die Verweildauer nur sehr gering ist. Außerdem steigen während der Verbrennung, insbesondere bei frühen Brennlagen, Druck und Temperatur stark an, was eine Steigerung der Geschwindigkeitskonstanten nach sich zieht. Daher wird nicht nur in der Flammfront sondern insbesondere im bereits Verbrannten thermisches NO gebildet.
Neben der Temperatur sowie der Verweildauer ist die Bildung von Stickstoffmonoxid von der Konzentration von Stickstoff und Sauerstoff-Radikalen abhängig [37].

Die Bildung von *prompten NO bzw. Fenimore-NO* findet unter fetten Bedingungen statt [37]. Aufgrund der vergleichsweise geringen Aktivierungsenergie laufen die Reaktionen bereits ab etwa 1000 K ab. Fenimore hatte im Jahre 1971 erstmals den entscheidenden Reaktionspfad beschrieben (Gleichung 2.2), bei dem Blausäure als Vorläufer aus einem CH-Radikal und Stickstoff gebildet wird. Weitere Reaktionen führen schließlich zu Stickstoffmonoxid [52].

$$\mathrm{CH} + \mathrm{N_2} \xrightarrow{k_{r,f}} \mathrm{HCN} + \mathrm{N} \tag{2.2}$$

Ein Vergleich von theoretischen Berechnungen mit experimentellen Untersuchungen von Ciu et al. [17] zeigten, dass die nach Gleichung 2.2 berechnete Rate um zwei Größenordnungen zu klein ist. Der Bildungspfad von prompten NO, der durch Moskaleva et al. [57] nach Gleichung 2.3 beschrieben wird, gilt daher aktuell als bevorzugter Reaktionspfad. Es wird ersichtlich, dass hinsichtlich der Bildungsmechanismen noch Forschungsbedarf besteht [52].

$$\mathrm{CH} + \mathrm{N_2} \xrightarrow{k_r} \mathrm{NCN} + \mathrm{H} \tag{2.3}$$

Bei der heterogenen dieselmotorischen Verbrennung leistet Fenimore-NO, bezogen auf die gesamten NO-Emissionen, lediglich einen Beitrag von 5-10 % [53].

Andere NO-Bildungsmechanismen, wie Brennstoff-NO oder über Lachgas gebildetes NO, besitzen meist keine besondere Relevanz [9], [30]. Bei der Verbrennung von beispielsweise Schweröl kann allerdings Brennstoff-NO wieder an Bedeutung gewinnen [13].

[2] Die Geschwindigkeitskonstanten für Hin- und Rückreaktion sind unterschiedlich. Beide werden bei den dargestellten chemischen Gleichgewichten jeweils durch k_1, k_2 und k_3 repräsentiert.

2.2.3 Möglichkeiten der Optimierung von typischen Trade-Offs

Zu Beginn des Kapitels wurde darauf hingewiesen, dass die Optimierung von gegenläufigen Zielgrößen bei der Brennverfahrensoptimierung von Dieselmotoren einen zentralen Aspekt darstellt. Dies sind im Wesentlichen der Verbrauchs-NO_x-Trade-Off sowie der Ruß-NO_x-Trade-Off (bzw. PM-NO_x-Trade-Off). Unterschiedliche Randbedingungen und Anforderungen, wie sie beispielsweise durch modernere Komponenten aber auch strengere Abgasgrenzwerte entstehen, machen eine angepasste Optimierung und Bewertung des Gesamtsystems erforderlich. Nur so werden die besten Kompromisse innerhalb der Trade-Offs für die jeweiligen Anwendungsfälle und Konzepte gefunden und appliziert.
Im Folgenden wird auf die wichtigsten Möglichkeiten zur Beeinflussung von Kraftstoffverbrauch, Ruß- sowie Stickoxidemissionen eingegangen.

Wie der Kraftstoffverbrauch beeinflusst werden kann, wird bei der Betrachtung des dieselmotorischen Vergleichsprozesses, dem *Seiliger-Prozess*, ersichtlich. Die Berechnung des thermischen Wirkungsgrades des Seiliger-Prozesses nach Gleichung 2.4 [67] zeigt die Parameter, von denen der Kraftstoffverbrauch abhängt.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varphi^{\kappa} \cdot \pi_s - 1}{\pi_s - 1 + \kappa \cdot \pi_s \cdot (\varphi - 1)} \tag{2.4}$$

Ein hohes Verdichtungsverhältnis (ϵ), als geometrische Kenngröße des Motors, führt zu einer Wirkungsgradsteigerung. Nach oben begrenzend wirkt dabei der maximal zulässige Zylinderspitzendruck, der insbesondere bei Motoren mit AGR und gesteigerten Ladedrücken vergleichsweise zügig erreicht werden kann. Hohe Ladedrücke, die zur Steigerung des Verbrennungsluftverhältnisses führen, verringern den Kraftstoffverbrauch aufgrund der Steigerung des Isentropenexponenten (κ). Da in der Realität der Ladedruck über die Aufladegruppe bereitgestellt werden muss, was z. T. ein starkes Aufstauen der Abgase mit sich bringt, kann am real ausgeführten Vollmotor der Kraftstoffverbrauch nur über eine angemessene Steigerung des Ladedrucks reduziert werden.
Damit bei gegebenen Stoffwerten und geometrischen Kenngrößen des Motors ein möglichst hoher thermischer Wirkungsgrad erreicht werden kann, müsste die Wärmezufuhr unendlich schnell im oberen Totpunkt ablaufen (*Gleichraumverbrennung*), was bereits bei geringer Last einen massiven Druckanstieg zur Folge hätte und zulässige Spitzendrücke leicht überschritten werden. In der Realität sind einerseits die chemische Umsetzung als auch die Einspritzdauer als zeitlich begrenzende Parameter zu nennen. Letzterer ist besonders signifikant. Mit zunehmender Last am Dieselmotor steigt typischerweise die Einspritzdauer und somit die nicht-vorgemischte Verbrennung, was eine Abnahme des Wirkungsgrad nach sich zieht. Über das Volumen- und Druckverhältnis (φ und π_s) wird diese Abweichung vom Gleichraumprozess in Gleichung 2.4 quantifiziert. Um den Gleichdruckanteil möglichst gering zu halten, kann beispielsweise ein großer Düsendurchfluss sowie ein hoher Raildruck hilfreich sein.

Alle genannten Parameter, die den thermischen Wirkungsgrad verbessern, führen entweder aufgrund hoher Temperaturen im Brennraum oder gesteigerten Sauerstoffkonzentrationen zu erhöhten Stickoxidemissionen (*Verbrauch-NO_x-Trade-Off*). Zu deren Senkung kann über eine Spätstellung der Brennlage die Spitzentemperatur im Brennraum verringert werden. Da dieses Vorgehen jedoch mit deutlichen Verbrauchsnachteilen einhergeht, sind andere technische Lösungen attraktiv. Veränderte Ventilsteuerzeiten nach dem Miller-Zyklus ermöglichen eine Reduktion der Ladungstemperatur, allerdings auf Kosten der Füllung. Hohe benötigte Ladedrücke zur Kompensation der Füllungsverluste verlangen insbesondere bei diesem Verfahren sehr gute Wirkungsgrade der eingesetzten Turbolader.

Die gekühlte Abgasrückführung ist als Maßnahme zur Stickoxidreduktion von besonderem Interesse, da sie in einem weiten Bereich nahezu verbrauchsneutral applizierbar ist. Außerdem ist ihr Reduktionspotential hoch [25], [61]. Folgende Einzelaspekte sind für die innermotorische NO_x-Reduktion bei der Abgasrückführung maßgeblich [9], [42], [43]:

- Die homogen verteilten Verbrennungsprodukte im Brennraum führen zu einer Absenkung der Sauerstoffkonzentration. Dadurch sinken die Temperaturspitzen, weil für die gleiche Energiefreisetzung eine größere Ladungsmasse (aufgrund des Inertgasanteils) aufgeheizt werden muss.
- Die höhere molare Wärmekapazität 3-atomiger Gase (CO_2 und H_2O im rückgeführten Abgas) führt zu niedrigeren Temperaturen.
- Der endotherme Zerfall der Verbrennungsprodukte senkt hinter der Flammfront die lokale Temperatur.

Der Einfluss der reduzierten Sauerstoffkonzentration ist hierbei dominant [28], [61].

Die Verringerung des Sauerstoffangebots mittels AGR senkt zwar signifikant die Stickoxidemissionen, jedoch führen die verschlechterten Brennbedingungen häufig zu einer Steigerung der Partikelmasse (*PM-NO_x-Trade-Off*). Für Brennverfahren mit AGR wird die Luftausnutzung durch Steigerung der Gemischbildungsenergie besonders wichtig. Neben dem Drallniveau wird insbesondere der Raildruck angehoben, da dieser Parameter einen signifikant höheren energetischen Beitrag leisten kann.

Neben den dargelegten Zusammenhängen hat sich eine Vielzahl weiterer Maßnahmen etabliert, die den Konflikt aus Emissionen und Kraftstoffverbrauch zusätzlich verbessern. Einspritzverlaufsformung, optimierte Düsenspritzlochgeometrien sowie Mehrfacheinspritzmuster sind auf der Einspritzsystemseite Stand der Technik. Hinsichtlich der Peripherie stellen optimierte Aufladegruppen sowie eine effiziente AGR- und Ladeluftkühlung wesentliche Schlüsselparameter im Rahmen der Brennverfahrensoptimierung dar.

3 Eingesetzte Versuchshardware

3.1 Beschreibung des Versuchsmotors

Für die Motorversuche wurde ein moderner Einzylinder-Forschungsmotor aufgebaut (vgl. Abbildung 3.1), dessen technische Spezifikationen in Tabelle 3.1 aufgeführt sind. Hinsichtlich des Hubraums liegt das Aggregat im bereits diskutierten Übergangsbereich vom großen Nutzfahrzeugmotor zum kleinen Large Engine. Daher ist bei der Interpretation der Ergebnisse, bezogen auf die diskutierten Off-Highway-Anwendungen, auch der Brückenschlag zu den HD-On-Highway-Anwendungen erlaubt.

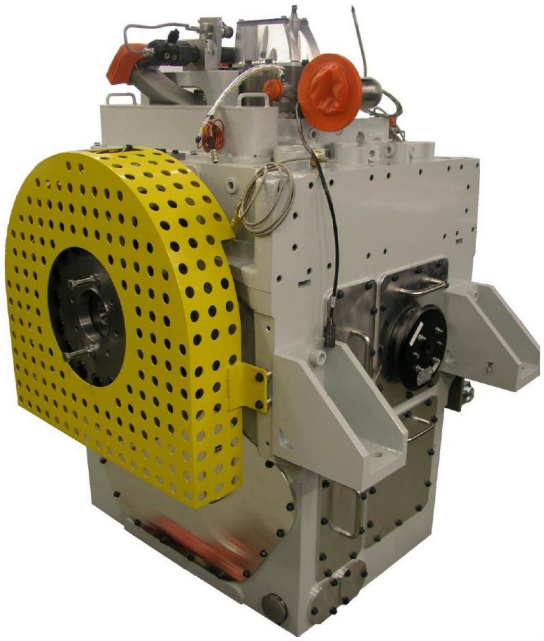


Abbildung 3.1: Einzylinder-Forschungsmotor

Hohe spezifische Leistungen, bis hin zu 50 kW/l, sind durch den hohen maximalen effektivem Mitteldruck von 31 bar sowie einer maximalen Nenndrehzahl von 2300 min^{-1} realisierbar. Somit können Hochleistungsapplikationen, wie z. B. Pleasure-Boats, mit betrachtet werden. Ein zusätzlich verbautes gekühltes AGR-System ermöglicht die Analyse von AGR-Strategien. Damit bei allen Randbedingungen Abgas rückgeführt werden kann, wird über eine Abgasklappe der Abgasgegendruck auf ein Niveau angehoben, das 10 %

Tabelle 3.1: Spezifikationen des Versuchsmotors

Spezifikationen	
Hubraum in cm^3	2540
Nenndrehzahl in min^{-1}	2300
Maximaler Zylinderspitzendruck in bar	250
Maximaler indizierter Mitteldruck in bar	31
Drallzahl nach Thien	1,4
Geometrisches Verdichtungsverhältnis	17 : 1

über dem des Ladedrucks liegt[1]. Ein maximaler Zylinderspitzendruck von 250 bar erfüllt die resultierende Anforderung, die sich aus den hohen Aufladegraden (aufgrund hoher spezifischer Leistungen mit AGR-Betrieb) bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 17 : 1 ergibt. Die Ventile werden über eine Nockenwelle ohne Verstellmöglichkeit mit konventionellen Steuerzeiten betrieben.
Die Medienversorgung und Steuerung des Motors erfolgt über die Haustechnik. Der Ladedruck wird über einen Kompressor bereitgestellt und kann unabhängig vom Motorbetriebspunkt vorgegeben werden. Die Temperatur der Ladeluft (Messstelle unmittelbar vor dem Zylinderkopf) wird über eine elektrische Heizung in der Ladeluftversorgung konstant eingeregelt, nachdem das separat gekühlte rückgeführte Abgas beigemischt wurde.
Für die Erfassung der Messdaten kommen moderne Systeme zum Einsatz. Die Analyse der gasförmigen Emissionen erfolgt über eine AMA FTIR i60-Abgasanalysenanlage der Fa. AVL. Die Messung der Abgastrübung wird mit einem Smokemeter der Fa. AVL bewertet (vgl. Abschnitt 3.4.1). Eine hochgenaue Indiziermesstechnik (IndiSet, Fa. AVL mit Kister Typ 6067 C) ermöglicht eine exakte Analyse der Verbrennung, was die Basis für genaue Einzylinderuntersuchungen darstellt. Eine Kraftstoffwaage (AVL 733 S) in Kombination mit der Kraftstoffkonditioniereinheit (AVL 753 C), eine Luftuhr sowie die Erfassung aller relevanten Drücke und Temperaturen komplettieren den Versuchsaufbau.

3.2 Beschreibung der Versuchsinjektoren

Durch den Einsatz von zwei Zylinderköpfen, die mit jeweils unterschiedlichen Injektorschachtbohrungen ausgeführt sind, ist der Versuchsmotor befähigt worden zwei verschiedene Injektorsysteme aufzunehmen. Einerseits den durchflussgesteigerten CV-Injektor CRIN3-22 enhanced und andererseits den Speicherinjektor CRIN-LE22 T1, jeweils aus dem Hause Bosch. Letzterer stellt den Einstieg in das LE-Segment dar.
Bei dem CRIN3-22 enhanced wurden eine Reihe von Detailmaßnahmen umgesetzt, damit die größeren Düsendurchflüsse mit möglichst geringem Druckverlust realisiert wer-

[1] Die Abschätzung eines realistischen Ladungswechselmitteldrucks erfolgt durch eine entwickelte Methode, die in Abschnitt 4.3.3 vorgestellt wird.

den können. Beispielsweise wurden im Vergleich zum normalen CRIN3-22 die internen Strömungskonturen sowie die Drosselplattenbohrungen für Düsendurchflüsse bis zu 1450 $cm^3/30\,s/100\,bar$ optimiert. Weiterhin wurde die Düsennadelspitze abgeflacht, um durch optimierte Strömungsverhältnisse im Sackloch das Spraybild symmetrischer zu gestalten. Angepasste Ab- und Zulaufdrosseln stellen den besten Kompromiss aus Steuerleckage und Öffnungsverhalten dar. Zur Minimierung der hydraulischen Verluste trägt entscheidend die Tatsache bei, dass der Injektor leckagefrei ausgeführt ist [24].
Übersteigt der Motor einen Hubraum von etwa 2,5 l/Zyl. und eine Leistung von etwa 150 kW/Zyl. kommt typischerweise der Speicherinjektor CRIN-LE22 T1 zum Einsatz. Er ist in der Lage Düsendurchflüsse bis zu 3500 $cm^3/30\,s/100\,bar$ und somit Leistungen von bis zu 370 kW/Zyl. zu bedienen. Der wesentliche prinzipielle Unterschied besteht im direkt verbauten Druckspeicher. Dadurch müssen die einzelnen Injektoren am Vollmotor lediglich mit einer Hochdruckleitung verbunden werden. Eine technische Besonderheit stellt der interne Resonator zur Kompensation von Druckwellen dar. Er ermöglicht ein besonders stabiles Mengenverhalten bei einer Mehrfacheinspritzung und unterschiedlichen Spritzabständen. Der CRIN-LE22 T1 ist gleichermaßen leckagefrei ausgeführt, um die hydraulischen Verluste zu minimieren [24]. Zur Optimierung der Strömung im Sackloch ist die Düsennadelspitze ebenfalls abgeflacht.

Damit das zu untersuchende Verhalten der Injektoren nicht von verschiedenen Düsenlochgeometrien überlagert wird, wurde das Spritzlochdesign soweit wie möglich angeglichen. Lediglich ein größerer hydraulischer Düsendurchfluss wurde als Variationsparameter für den CRIN-LE22 T1 mit aufgenommen, um dessen Potential zu bewerten. Die Durchflusssteigerung wurde bei gleicher Spritzlochanzahl über größere Düsenlöcher realisiert. Somit ergeben sich drei zu untersuchende Injektor-Düse-Varianten (vgl. Tabelle 3.2).
Zur Sicherstellung von vergleichbaren Rußemissionen wurde im Rahmen einer Vorstehmaßvariation (Abstand zwischen Düsenkuppe und Zylinderkopf) die Strahllage im Brennraum kontrolliert und für beide Injektortypen das individuelle Optimum hinsichtlich Dichtscheibenstärke ausgewählt. Dabei wurden frühe und späte Brennlagen sowie mehrere Betriebspunkte berücksichtigt, sodass ein repräsentativer Kompromiss ermittelt werden konnte.

Tabelle 3.2: Spezifikationen der verwendeten Versuchsinjektoren

	CRIN3-22 enh.	**CRIN-LE22 T1**	**CRIN-LE22 T1**
Q_{hyd} in $cm^3/30\,s/100\,bar$	1300	1300	1500
Anzahl Spritzlöcher		8	
Höhenwinkel in °		148	
Spritzlochgeometrie		zylindrisch und verrundet	
Max. Raildruck in bar		2200	
Zulässiger Kraftstoff		Diesel	

3.3 Definition der Betriebspunkte

Bei der Betriebspunktdefinition wurde Wert auf eine komplette Berücksichtigung der Leistungsbandbreite dieser Motorenkategorie gelegt. Aus Sicht des Einspritzsystems ergibt sich diese Forderung aus der sicheren Darstellung einer hohen Einspritzmengenspreizung. Einerseits müssen kleinste Mengen bei einem Mehrfach-Einspritzmuster (z. B. PI-MI) für einen geräuscharmen Leerlauf sicher applizierbar sein. Andererseits sind große Einspritzmengen bei hohen Nennleistungen erforderlich, die aufgrund der vergleichsweise hohen Drehzahl in deutlich kürzerer Zeit in den Brennraum eingebracht werden müssen.

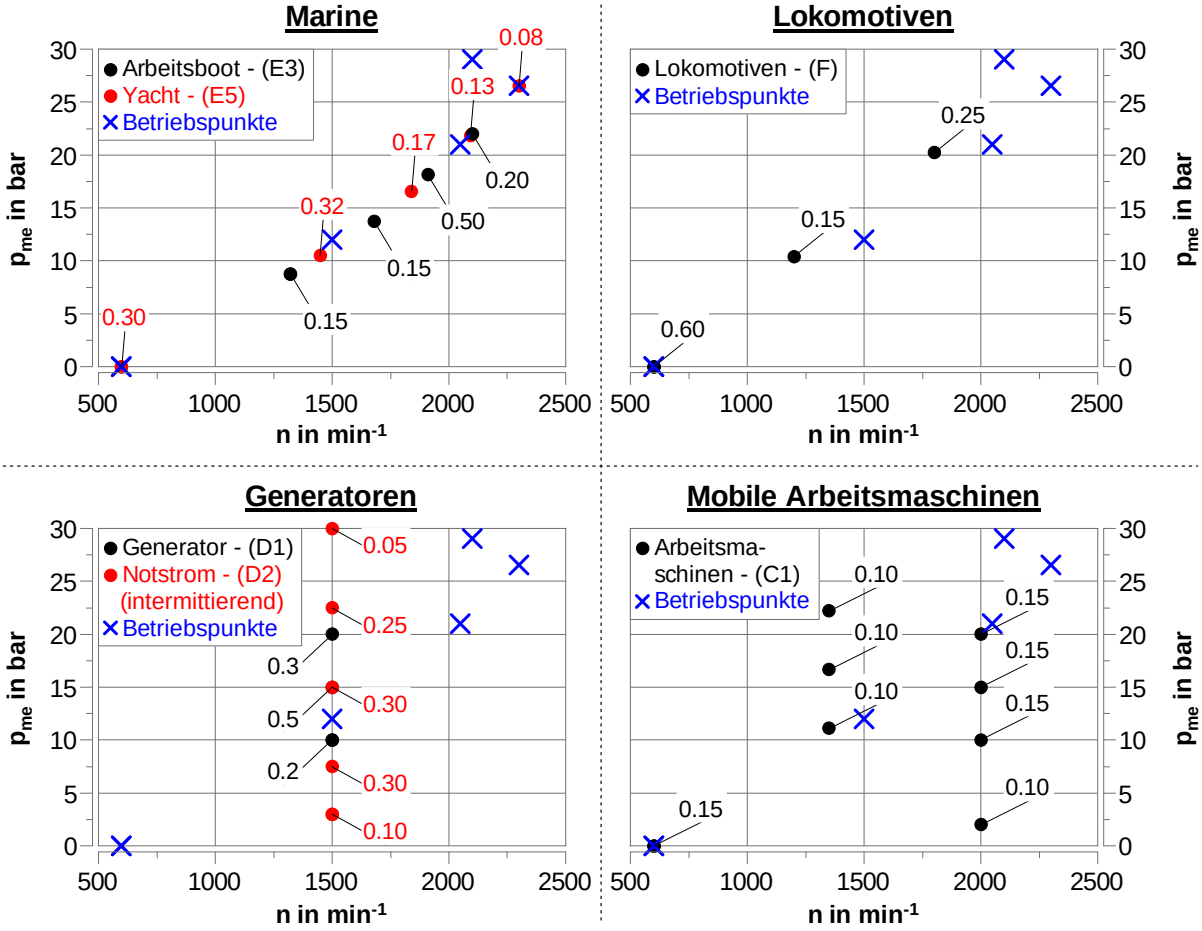


Abbildung 3.2: Darstellung der stationären Testpunkte für verschiedene Anwendungen mit ihren jeweiligen Wichtungsfaktoren und den daraus abgeleiteten Versuchspunkten für die Untersuchungen (blau).

In Abbildung 3.2 sind die anwendungsspezifischen Testpunkte (inkl. ihrer Wichtungsfaktoren) für die wichtigsten Kategorien dargestellt. Dazu wurde die Drehzahl und Last auf den Versuchsmotor skaliert. Die Grundlage für die Definition der stationären Prüfpunkte bildet die ISO 8178-4 [36]. Die in dieser Norm definierten Prüfpunkte stellen die Grundlage vieler weltweit gültigen Emissionsanforderungen dar. Neben der europäischen Emissionsgesetzge-

bung beziehen sich beispielsweise die IMO Tier I bis III [51], die die Emissionen für den Schiffsverkehr auf dem offenen Meer reglementieren, ebenfalls u. a. auf den *E3-Zyklus*. Der E3-Zyklus repräsentiert die Gruppe der Arbeitsboote, deren Antriebscharakteristik dem Betrieb mit einem Festpropeller entspricht. Grundsätzlich richtet sich der angesetzte Zyklus sowie die prozentuale Wichtung der Prüfpunkte nach dem realen Motorverhalten. Während ein Arbeitsboot häufiger im Nennleistungspunkt betrieben wird, ist eine Yacht vorwiegend im unteren Kennfeldbereich des Motors unterwegs. Aufgrund der vergleichsweise geringen jährlichen Laufleistung sind höhere spezifische Leistungen darstellbar. Der *E5-Zylklus* kommt dieser andersartigen Betriebsweise für den Yacht-Betrieb (Länge der Boote $< 24\,\mathrm{m}$) nach. Dieses unterschiedliche Verhalten wird bei der späteren Diskussion der Ergebnisse berücksichtigt.

Ähnliches gilt für Generatoren. Die Testpunkte von Notstromaggregaten mit einer intermittierenden Belastung und geringer jährlicher Laufleistung werden in den hohen Lasten weniger stark gewichtet (*D2-Zyklus*). Stromerzeugungsanlagen für den dauerhaften Betrieb (*D1-Zyklus*) werden überwiegen konstant im höheren Leistungsbereich gefahren, weshalb aus Gründen der Dauerfestigkeit der maximale effektive Mitteldruck geringer ausfällt. Auch hier sind die Wichtungsfaktoren der Testpunkte angepasst.

Die blauen Kreuze in Abbildung 3.2 kennzeichnen die gewählten Betriebspunkte, die im Rahmen der Versuche für die Einzylinderuntersuchungen betrachtet werden. Aufgrund der prinzipbedingten hohen spezifischen Reibung von Einzylindermotoren wurde ein realistischer Reibmitteldruck zu Grunde gelegt. Dessen Berücksichtigung ermöglicht die Definition der Betriebspunkte über die Drehzahl und den indizierten Mitteldruck (p_{mi}), dargestellt in Tabelle 3.3. Die Betriebspunkte wurden im Rahmen ausgewählter Ergebnisdiskussionen bereits in [23] sowie zum Teil in [38] vorgestellt. Betriebspunkt Nr. 4 und 5 sind durch die gleiche effektive Leistung charakterisiert.
Grundsätzlich werden die definierten Versuchspunkte, in Abhängigkeit des Untersuchungsschwerpunktes, mittels Parametervariationen sowie der statistischen Versuchsplanung vermessen und analysiert. Die jeweiligen Randbedingungen sind in Unterkapitel 4.2 erläutert.

Tabelle 3.3: Definierte Betriebspunkte für die Einzylinderuntersuchungen

Nr.	**Betriebsart**	$\boldsymbol{n}$ **in** $\mathbf{min^{-1}}$	$\boldsymbol{p_{me}}$ **in bar**	$\boldsymbol{p_{mr}}$ **in bar**	$\boldsymbol{p_{mi}}$ **in bar**
1	Leerlauf	**600**	0	0,5	**0,5**
2	Teillast	**1500**	12	1	**13**
3	Volllast	**2050**	21	2	**23**
4	Hochlast	**2100**	29	2	**31**
5	Hochlast	**2300**	26,5	2,5	**29**

3.4 Verwendete Sondermesstechnik

3.4.1 Messgeräte zur Ruß- und Partikelmessung

Für die schnelle Rußmessung am Einzylinderaggregat hat sich das Smokemeter der Fa. AVL als Standard etabliert. Nach Erläuterung dessen Funktionsweise wird abgeleitet, weshalb im Rahmen dieser Arbeit ein weiteres Messgerät, der *Partikelsammler*, ergänzend angewendet wird.

Smokemeter

Das nach der Filterpapiermethode arbeitende Smokemeter ist aufgrund seiner vergleichsweise einfachen Anwendung und schnellen Ergebnislieferung das wohl verbreitetste Gerät, um die Rußemissionen eines vorrangig mit Diesel betriebenen Verbrennungsmotors zu messen.
Über eine beheizte Leitung entnimmt das Smokemeter dem Abgas eine Probe mit einem konstanten Volumenstrom. Die Probe wird dabei innerhalb einer definierten kreisförmigen Fläche durch ein spezielles Filterpapier gezogen, sodass sich die im Abgas enthaltenen Partikel auf dem Filterpapier niederschlagen. Infolgedessen ergibt sich eine Trübung, die über eine Fotodiode gemessen wird. Der Messbereich reicht hierbei von 0 (weißes Papier) bis 10 (maximale Schwärzung).
Da die Abgasprobe mit einem konstanten Volumenstrom gefördert wird, ist die Trübung selbstverständlich von der Dauer abhängig, mit der das Filterpapier mit Abgas beaufschlagt wird. Um nun einen zueinander vergleichbaren Messwert mit der Einheit FSN (Filter Smoke Number) zu erhalten, wird die Trübung auf ein bestimmtes Volumen bezogen. Dieses Volumen ergibt sich aus der Kreisfläche sowie einer spezifischen Sauglänge der über der Probenfläche befindlichen Abgassäule. Damit das dadurch definierte Saugvolumen im Verhältnis zum im Abgas befindlichen Rußgehalt steht, kann dieses fest vorgegeben werden. Wenn vor der Rußmessung jedoch nicht klar ist wie hoch die Rußkonzentration im Abgas ist, kann eine automatisierte Vormessung das Niveau bestimmen, sodass die relevanten Messungen mit einer sinnvollen Probenbeaufschlagung durchgeführt werden [5]. Letzteres Vorgehen wurde für die Versuche angewendet. Um die Streuungen weiter zu reduzieren, wurde stets das arithmetische Mittel von drei Einzelmessungen gebildet.

Damit aus der Filterschwärzung, die auf eine definierte Abgasprobenmenge bezogen ist, ein Rußgehalt des Abgasvolumenstroms in g/m^3 bestimmt werden kann, wird ein etablierter empirischer Zusammenhang des Herstellers verwendet. Anschließend erfolgt die Angabe der Rußemissionen in Abhängigkeit der Bezugsgröße. Zwei unterschiedliche Formen sind hierbei gebräuchlich:

- Ruß in g/kg (Rußmenge in g bezogen auf die eingesetzte Kraftstoffmasse)
- Ruß in g/kWh (Rußmenge in g bezogen auf die verrichtete Arbeit)

Bei der zweiten Variante kann die verrichtete Arbeit wiederum auf p_{mi}, $p_{mi,HD}$ oder p_{me} basieren. Ein Bezug auf den effektiven Mitteldruck ist allerdings nur dann sinnvoll, wenn Versuche an real ausgeführten Vollmotoren mit realistischen Reibmitteldrücken durchgeführt werden.
Ein Nachteil dieses Messprinzips besteht in der Tatsache, dass die Messwerte nicht direkt mit den Partikelgrenzwerten aus der Gesetzgebung vergleichen werden dürfen. Das Smokemeter ist für die Bestimmung der Rußkonzentration ausgelegt. Angelagerte Kohlenwasserstoffe werden ggf. nicht oder falsch berücksichtigt. Auch weitere Bestandteile von Partikelemissionen, wie beispielsweise Abrieb und Asche, können mit der optischen Auswertung nicht korrekt quantifiziert werden. Damit ein Bezug zur Abgasgesetzgebung möglich ist, muss ein gravimetrisches Messverfahren gewählt werden, das alle Bestandteile der Partikelemissionen erfasst.

Partikelsammler

Die gesetzeskonforme gravimetrische Bestimmung von Partikelemissionen am Dieselmotor ist im Vergleich zum Messbetrieb mit dem Smokemeter wesentlich aufwendiger. Typischerweise erfolgt eine Partikelmassenmessung automatisiert am Vollmotor. Die Abgase des Prüflings werden dabei in einen CVS-Tunnel (Constant Volume Sampler) geleitet, wo diese auf einen konstanten Volumenstrom mit Luft verdünnt werden. Unterschiedliche Verdünnungsstufen ermöglichen eine Anpassung auf verschiedene Abgasvolumenströme sowie Rußemissionslevel des Motors. Aus dem verdünnten Abgas entnimmt der *Partikelsammler* mit einem konstanten einstellbaren Volumenstrom die Probe und durchströmt dabei, ähnlich wie bei einem Smokemeter, ein zuvor verwogenes Filterplättchen. Der Grad der Beladung des Filters wird somit über die Verdünnung am CVS-Tunnel, dem eingestellten Volumenstrom am Partikelsammler zur Probenentnahme sowie der Beladungszeit bestimmt. Sind die Filter beladen werden diese unter höchster Beachtung von Sauberkeit transportiert und vollautomatisiert unter klimatisierten Bedingungen verwogen.

Normalerweise wird mittels spezieller Software ein definierter Testzyklus am Prüfstand abgefahren und der Filter in Abhängigkeit der Wichtungsfaktoren automatisiert beladen. Somit erhält man einen PM-Messwert, der ein Testergebnis darstellt. Demzufolge ist eine PM-Messung für einen einzelnen Betriebspunkt nicht vorgesehen.
Im Rahmen dieser Arbeit wird nach einem Zusammenhang zwischen den Ergebnissen aus der Ruß- sowie Partikelmassenmessung mit dem Smokemeter bzw. dem Partikelsammler gesucht. Ziel dabei ist die Herstellung eines Bezugs von den am Einzylinder gemessenen Rußergebnissen mit dem Smokemeter zu den PM-Grenzwerten aus der Gesetzgebung. Da hierfür mit dem Partikelsammler einzelne Betriebspunkte manuell vermessen werden und somit von der üblichen automatisierten Vorgehensweise abgewichen werden muss, wird in Abschnitt 4.3.4 die Herangehensweise beschrieben.

3.4.2 Messgerät zur Bestimmung der Einspritzraten

Die genaue Kenntnis der Einspritzverläufe der verwendeten Injektorvarianten ist essentiell, wenn die spezifischen Eigenschaften in einen Zusammenhang mit den motorischen Ergebnissen gebracht werden sollen. Es musste auf ein Messgerät zurückgegriffen werden, das in der Lage ist, die zwei verschiedenen Injektortypen zu vermessen. Nur so können Messstreuungen, die aus unterschiedlichen Messgeräten resultieren, ausgeschlossen werden. Aufgrund dessen wurde der *Injection Analyzer* verwendet.
Das physikalische Messprinzip beruht auf dem Einspritzgesetzindikator (auch Bosch-Indikator), dessen Funktionsweise bereits 1964 veröffentlicht wurde [12]. Bosch leitete in seinem Beitrag die Beziehung zwischen Druck (p) und Geschwindigkeit (u) für eine Einzelwelle her (Gleichung 3.1).

$$dp = a \cdot \rho \cdot du \tag{3.1}$$

Verknüpft man diese Beziehung mit der Kontinuitätsgleichung, so ergibt sich die Formel zur Berechnung der Einspritzrate (Gleichung 3.2).

$$\frac{dm_{Inj.}}{dt} = A_{Rohr} \cdot u = \frac{A_{Rohr}}{a \cdot \rho} \cdot dp \tag{3.2}$$

Das Produkt aus den spezifischen Stoffgrößen Schallgeschwindigkeit a und Dichte ρ wird als Schallhärte bezeichnet. Sind diese bekannt, stellt die Einspritzrate eine lineare Beziehung zur Druckänderung dar. Die Integration der Gleichung führt zur Berechnung der gesamten eingespritzten Masse (Gleichung 3.3).

$$m_{Inj.} = \int dm_{Inj.} \cdot dt = \frac{A_{Rohr}}{a \cdot \rho} \int p \cdot dt \tag{3.3}$$

Anhand Abbildung 3.3 lässt sich die Funktionsweise das Injection Analyzers nachvollziehen.

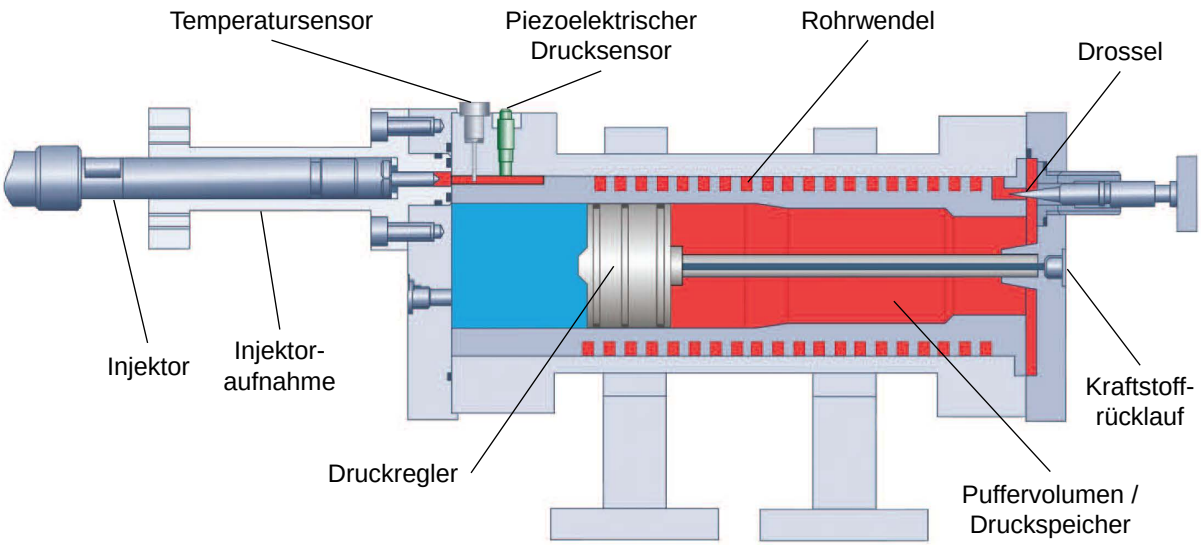


Abbildung 3.3: Prinzipbild das Injection Analyzers [34]

Die roten Flächen in Abbildung 3.3 markieren den mit Prüföl gefüllten und unter Druck stehenden Bereich. Dieser Druck wird über den Druckregler für die Versuche auf den Standardwert von 50 bar konstant eingeregelt. Dazu wird der hellblaue Bereich mit Stickstoff gefüllt (hier: 50 bar). Damit der Druck im Injection Analyzer aufgrund der eingespritzten Kraftstoffmasse nicht weiter ansteigt, wird diese über den Rücklauf kontinuierlich abgesteuert.

Der Injektor wird mit einer speziell angepassten Halterung am Injection Analyzer befestigt. Wenn eine Einspritzung abgesetzt wird, löst die eingespritzte Kraftstoffmenge in dem Bereich eine Geschwindigkeitsänderung des Prüföls aus, die sich als Druckwelle mit Schallgeschwindigkeit ausbreitet. Die Druckwelle wird über einen hochdynamischen piezoelektrischen Drucksensor gemessen. Weiterhin wird in unmittelbarer Nähe die Temperatur des Prüfmediums erfasst. Diese wird zur Berechnung der temperatur- und druckabhängigen Stoffgrößen (Schallgeschwindigkeit und Dichte) benötigt. Der Querschnitt, in dem sich das Prüföl befindet, ist in diesem Bereich konstant. So kann Gleichung 3.2 angewendet werden, um aus der gemessenen Druckänderung die Einspritzrate zu berechnen. Trägt man die Einspritzrate als Kurve über die Zeit auf, ist die eingespritzte Menge durch die eingeschlossene Fläche unterhalb der Kurve definiert. Der Flächeninhalt lässt sich durch Integration nach Gleichung 3.3 ermitteln.
Damit die gemessene Druckänderung am Drucksensor nicht unmittelbar von Reflexionen der Druckwelle überlagert wird, muss eine lange Rohrschleife hinter dem Messbereich installiert werden. Diese ist im Vollmaterial des Injection Analyzers eingefräst, was das Gerät, im Vergleich zu einer Rohrschleife, wesentlich kompakter macht und zusätzlich die Steifigkeit erhöht. Letzteres verbessert die Signalqualität deutlich [39]. Damit die Druckwelle der Einspritzung möglichst zügig abgebaut wird, ist eine Drossel am Ende der Rohrwendel installiert. Somit strömt ein Teil des eingespritzten Kraftstoffs direkt in das Puffervolumen, wobei ein wesentlicher Teil der Energie an dem Drosselquerschnitt dissipiert. Ein kleiner Teil der Energie wird reflektiert und kann über den Drucksensor als reflektierte Welle detektiert werden. Eine weitere Einspritzung erfolgt erst dann, wenn die Druckwelle komplett abgeklungen ist [12], [34].
Es lässt sich ableiten, dass die maximale Spritzdauer der zu untersuchenden Injektoren von der Länge der Rohrwendel sowie der Schallgeschwindigkeit des Fluides, mit der sich die Druckwelle ausbreitet, abhängig ist.

Auch wenn die verbaute Drossel den Druck im Mess- und Rohrwendelbereich zügig auf den eingestellten Druck des Puffervolumens abbaut, kann es insbesondere bei größeren Einspritzmengen zu Drucküberhöhungen kommen. Diese prinzipbedingte Eigenschaft führt dazu, dass das Ratensignal zu dem Zeitpunkt, wo die Einspritzung beendet ist, nicht komplett auf null zurück fällt. Diese Besonderheit ist exemplarisch in Abbildung 3.4 dargestellt und wurde beispielsweise auch von Kerékgyártó [39] beobachtet.

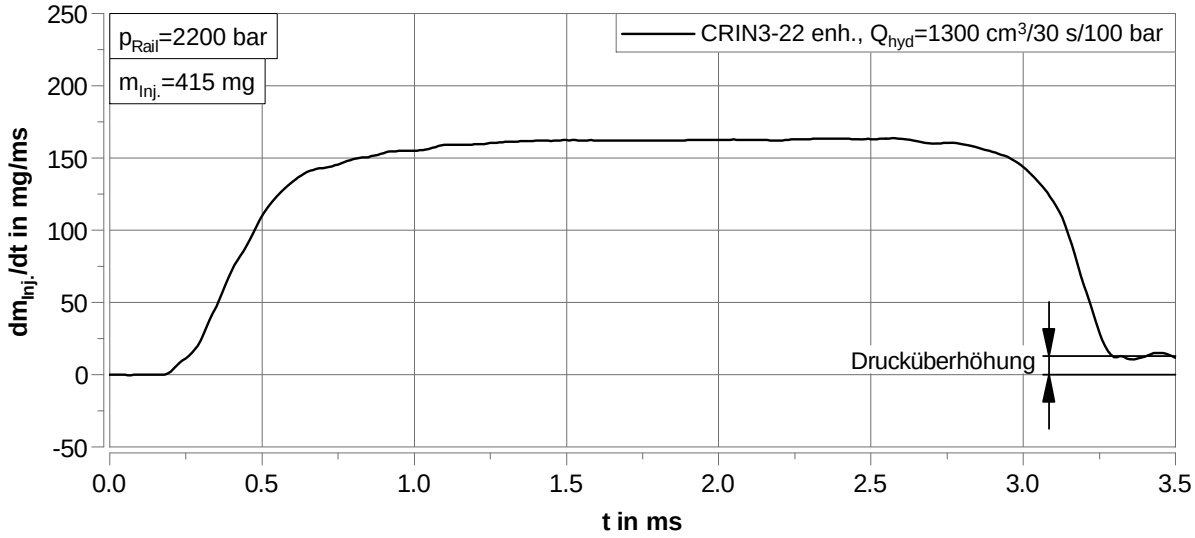


Abbildung 3.4: Darstellung der Drucküberhöhung anhand eines exemplarischen Einspritzverlaufes bei $p_{Rail} = 2200\,\text{bar}$ und $m_{Inj.} = 415\,\text{mg}$ (Betriebspunkt Nr. 5).

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Vergleiche der Einspritzverläufe verlieren durch diesen Effekt jedoch keineswegs an Aussagekraft. Da stets gleiche Einspritzmengen miteinander verglichen werden, ist die Drucküberhöhung grundsätzlich auf einem nahezu identischen Niveau.

4 Methoden, Randbedingungen und Versuchsvorhaben

4.1 Anwendung von DoE bei Motorenversuchen

Im Laufe der letzten Jahre ist im Bereich der Fahrzeug- und Motorenentwicklung eine massive Diversifizierung hinsichtlich Fahrzeug- und Anwendungsvarianten zu beobachten gewesen. Zusätzlich steigen durch immer komplexere Techniken die Anzahl der Freiheitsgrade, die dem Ingenieur zur Erfüllung der Anforderungen zur Verfügung stehen. Eingeschränkt auf den Bereich der Brennverfahrensoptimierung stieg, nicht zuletzt durch die Einführung der CR-Technologie, der Aufwand für Motorenversuche, um die optimale Betriebsweise für jeden konkreten Einsatzzweck zu identifizieren. Daher besteht die Gefahr, dass Potentiale hinsichtlich des Verbrauch-NO_x- bzw. Ruß-NO_x-Trade-Offs z. T. verborgen bleiben.
Mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung (DoE – Design of Experiments) kann der Messaufwand drastisch reduziert werden. Eine wesentliche Rolle spielt dabei die Verknüpfung geeigneter Modelle sowie maßgeschneiderte Versuchspläne. In den folgenden Kapiteln werden Grundlagen, Potentiale und Herausforderungen dargelegt, die dem Motorenentwickler dadurch zur Verfügung stehen und beachtet werden müssen. Weiterhin erfolgt die Beschreibung des Ansatzes, der durch die Software *ASCMO* (Advanced Simulation for Calibration, Modeling and Optimization) der Fa. ETAS GmbH verfolgt wird. Mit ihr kann die statistische Versuchsplanung im Bereich der Motorenversuche sowie -applikation praxisorientiert angewendet werden.

4.1.1 Grundlagen der Methodik

Im Gegensatz zur OFAT[1]-Methode steht die statistische Versuchsplanung (DoE). Dabei ist das Ziel über ein mathematisches Modell den Einfluss definierter *Faktoren* (Eingangsgrößen) sowie deren Wechselwirkungen auf die Ausgangsgrößen abzubilden. Bei den mathematischen Modellen handelt es sich meistens um Polynome erster bis vierter Ordnung. Die Durchführung der Methodik lässt sich im Wesentlichen in folgende drei Aufgabenschwerpunkte unterteilen:

[1] Bei der One-factor-at-a-time-Methode wird stets nur ein Parameter variiert.

- Versuchsplanung
- Versuchsdurchführung
- Modellbildung

Im Rahmen der Versuchsplanung besteht das Ziel, ausgehend von einer kompletten Rastervermessung[2], die notwendige Versuchsanzahl einerseits auf ein Minimum zu reduzieren, sodass jedoch andererseits der Informationsverlust möglichst gering bleibt. In der Literatur, wie z. B. [41], [60] und [64], sind unterschiedliche standardisierte Versuchspläne beschrieben, die dieser Forderung gerecht werden. Für deren optimale Anwendung müssen jedoch Informationen über das Systemverhalten einfließen. Beispielsweise sind *zentral zusammengesetzte Versuchspläne* (CCD-Pläne) nur für Modelle zweiter Ordnung geeignet.
In der Realität können die Musterpläne oftmals nicht eins zu eins angewendet werden, weil beispielsweise der Parameterraum teilweise beschnitten werden muss, um Grenzwerte des Versuchsträgers einzuhalten. Außerdem kann die Anforderung bestehen spezielle Versuchspunkte unbedingt in den Versuchsplan zu integrieren, was bei den Standardplänen auch nicht ohne weiteres möglich ist. Wenn man sich weiterhin nicht an Standardmodelle (linear, quadratisch) binden möchte, stellen die sogenannten *optimalen Versuchspläne* das Mittel der Wahl dar [29]. Bei dieser Art der Versuchspläne werden bestimmte Kandidaten[3] aus einem Vollfaktorplan ausgewählt, sodass ein bestimmtes Optimalitätskriterium erfüllt wird. Neben anderen stellt der *D-optimale Versuchsplan* die am häufigsten verwendete Form dar, da hier der Rechenaufwand zur Versuchsplanerstellung am kleinsten ist und die Ergebnisse der unterschiedlichen optimalen Pläne ähnlich gut sind. Ein Versuchsplan ist dann D-optimal, wenn die Varianz der Modellparameter minimiert wird [44]. Diese Art der Versuchspläne können aufgrund folgender zentraler Eigenschaften flexibler genutzt werden [41]:

- Freie Wahl der Versuchsanzahl. Es sollten jedoch hinreichend Messpunkte definiert werden, damit der Plan ausreichend genau ist [44].
- Bestimmte Versuchspunkte können gelöscht werden, wodurch die Berücksichtigung von Grenzwerten im Versuchsplan möglich ist.
- Die einzelnen Faktoren können beliebig viele Stufen besitzen.
- Es können bestimmte notwendige Versuche fix vorgegeben werden.
- Komplexere mathematische Modelle können abgebildet werden.

Damit der D-optimale Versuchsplan ermittelt werden kann (unter Zuhilfenahme einer geeigneten Software), muss die Art des mathematischen Modells bekannt sein. Da dies nicht immer der Fall ist, sind oftmals Screeningversuche (Vormessungen) notwendig, die das System charakterisieren. Dieses z. T. iterative Vorgehen kann für einige Anwendungen zeitaufwendiger sein.
Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Versuchsplanerstellung und Auswertung mit der Software ASCMO der Fa. ETAS GmbH durchgeführt. Der alternative Ansatz der Modellbildung sowie die Eigenschaften werden im folgenden Kapitel beschrieben.

[2] Eine Rastervermessung beinhaltet alle möglichen Versuchskombinationen aus b Faktoren und c Stufen.
[3] Ein Kandidat ist hier eine mögliche Einstellung von Faktoren [64].

4.1.2 Anwendung von ASCMO – statistisches Lernverfahren

Im vorherigen Kapitel wurde auf das klassische Vorgehen der statistischen Versuchsplanung eingegangen. Das Zusammenspiel aus geeignetem Versuchsplan sowie die mathematische Modellbildung über Polynome ist zwar anschaulich, jedoch ist für die Parametrierung ein vergleichsweise hoher Aufwand notwendig. Wenn die zu untersuchenden Systeme komplexer werden, wie es bei Applikationsaufgaben in der Motorenentwicklung häufig der Fall ist, ist schnell ein tieferes mathematisches Fachwissen notwendig, um die klassischen Ansätze sicher und effizient anzuwenden.

ASCMO hingegen zählt zur Gruppe der DoEs der zweiten Generation und basiert auf den Gauß-Prozessen (statistisches Lernverfahren) [20]. Beim Gauß-Prozess erfolgt keine bestimmte Vorgabe der Form für die physikalischen Wirkzusammenhänge [41]. ASCMO verwendet als Grundlage den *Bayes'schen Ansatz* [40]. Dabei werden als *A-priori-Verteilungen* eine Vielzahl an Funktionen zu Grunde gelegt (ASCMO verwendet Gaußfunktionen bzw. Normalverteilungen), von denen ausgegangen wird, dass sie ein zu erwartendes Verhalten wiedergeben (ohne Kenntnis jeglicher Daten). Kommen nun Messdaten hinzu, werden nur solche Funktionen berücksichtigt, die die Messdaten sehr gut wiedergeben (*a-posteriori*) [60]. Diese Funktionenschar ist durch eine Reihe von Parametern charakterisiert, die über die *Maximum-Likelihood-Methode* bestimmt werden. Das Verfahren optimiert dabei die Parameter, sodass die Wahrscheinlichkeit der Funktionen für die aktuell verwendeten Messdaten maximal ist [41]. Das bedeutet einerseits, dass die Standardabweichung einer solchen Funktion mit zunehmen Abstand vom Messpunkt aus zunimmt. Daraus resultiert, dass eine Gleichverteilung der Messdaten im definierten (meist mehrdimensionalen) Versuchsraum das Mittel der Wahl ist. Andererseits reagiert die Maximum-Likelihood-Methode empfindlich auf Messausreißer, weil die Messpunkte stets als korrekt angesehen werden [41].
Neben der Minimierung von Messfehlern am Prüfstand, muss der Versuchsingenieur die Daten gründlich auf Messausreißer kontrollieren. Mit der Methode *Leave-One-Out* bietet ASCMO die Möglichkeit, für jede zu betrachtende Ergebnisgröße die Messpunkte über die zugehörige Modellvorhersage anzuzeigen. Dazu wird jeweils ein Modell erstellt, ohne das ein bestimmter einzelner Messpunkt im Modell inkludiert wird. Dadurch ist der Fehler (bezogen auf das Modell) dieses Messpunktes in dem erstellten Modell nicht vorhanden und kann ohne zusätzlichen Messaufwand bestimmt werden [20]. Dies wird für jeden Messpunkt durchgeführt und ermöglicht die schnellere Identifikation möglicher Ausreißer.
Sind alle A-posteriori-Funktionen mit ihren jeweiligen Parametern bestimmt, stellt der Mittelwert der Kurvenschar das Systemverhalten dar. Nach einigen mathematischen Umformungen kann die Formel, die die Ausgangsgröße y in Abhängigkeit der Eingangsgrößen (x_1, x_2, ..., x_j) darstellt, als eine Summe überlagerter Gaußfunktionen wie folgt dargestellt werden [40]:

$$y = \sum_{i=1}^{N} Q_i \cdot e^{-\frac{1}{2}\sum_{j=1}^{D}\left(\frac{(x_{i,j}-x_j)^2}{l_j}\right)} \tag{4.1}$$

Dabei ist N die Anzahl der Versuchs- bzw. Trainingsdaten, Q_i resultiert aus den Trainingsdaten an der Stelle i und den Hyperparametern für Messrauschen und Signalstärke, l_j ist der Hyperparameter *Lengthscale* und $x_{i,j}$ die Position der Trainingsdaten im Eingangsraum [40]. Alle diese Parameter werden bei der Optimierung aus den Trainingsdaten ermittelt [10]. Über den wichtigen Parameter Lengthscale wird die Entfernung im Eingangsparameterraum vorgegeben, in dem sich die Funktion signifikant ändern kann [50]. D. h., dass ein kleiner Wert zu einem sehr sprunghaften Verlauf der Funktion führen kann. Demzufolge ist die Optimierung dieser Parameter essenziell, da nur so ein mathematisches Modell gebildet werden kann, das in der Lage ist, zwischen zwei Messwerten sinnvoll zu interpolieren.

Nachdem das Modell durch die überlagerten Gaußfunktionen gebildet worden ist, kann die Auswertung der Messdaten erfolgen. Neben der reinen Interpolation von Ergebnisgrößen in Abhängigkeit der Faktoren werden in der Regel *multikriterielle Optimierungen* durchgeführt. Somit kann man der Anforderung in der Dieselmotorenentwicklung gerecht werden, beispielsweise neben dem Verbrauch auch die Stickoxidemissionen zu optimieren. Außerdem können weitere Bedingungen definiert werden, wie ein zusätzliches Rußlimit, das bei der Optimierung nicht überschritten werden darf. Das Ergebnis einer solchen multikriteriellen bzw. mehrdimensionalen Optimierung wird als *pareto-optimal* bezeichnet. Das bedeutet, dass mit der verwendeten Hardware (Versuchsträger) und den definierten Limits eine Zielgröße nicht weiter verbessert werden kann, ohne dass sich die andere definierte Zielgröße verschlechtert. Diese Form der Optimierung ermöglicht, im Gegensatz zur eingangs genannten klassischen OFAT-Methode, die komplette Potentialausnutzung einer Applikation bzw. Auslegungsvariante.

Im ersten Moment erscheint eine nicht-physikalische Modellierung als zu trivial. Jedoch ist besonders bei komplexen Systemen, wo eine geschlossene physikalische Modellierung (inkl. aller Störgrößen) oft nicht möglich ist, das Verhältnis von Genauigkeit und Versuchsaufwand überzeugend [65]. Außerdem ist dieses Verfahren aufgrund folgender Vorteile für viele Anwendungsfälle attraktiv [20], [29]:

- Die Methode ermöglicht eine deutliche Reduzierung der benötigten Messpunkte. Bei fünf Verstellparametern genügen dem DoE teilweise 50 bis 100 Messpunkte (je nach Komplexität des abzubildenden Verhaltens). Bei einer klassischen Rastervermessung mit fünf Schritten pro Parameter ergeben sich bereits 3125 ($= 5^5$) benötigte Messpunkte.
- Messrauschen wird durch die Glättung eliminiert.
- Da das Modell auf realen Messungen beruht, werden keine falschen oder unvollständigen Annahmen getroffen.
- Das Prinzip ist robust und erfordert keine Parametrierung des Modells, was es somit anwenderfreundlich macht.
- Bei dem Gauß-Prozess kann für das Modell ein Vertrauensbereich berechnet werden, wodurch die Modellgüte ermittelt werden kann.

- Durch die Berechnung des Bestimmtheitsmaßes kann abgeleitet werden, ob nur qualitative oder auch quantitative Aussagen möglich sind.
- *Was-wäre-wenn-Analysen* ermöglichen Betrachtungen für unterschiedliche Randbedingungen ohne die Durchführung weiterer Versuche. Dazu können beispielsweise einzelne Eingangsparameter in ASCMO, für weitere Optimierungen, fixiert werden. Dies ist ein wichtiger Aspekt für die Bewertung unterschiedlicher Einsatzzwecke mit ihren jeweiligen spezifischen Randbedingungen und Emissionsanforderungen.

Die Kombination der mathematischen Modellbildung, basierend auf dem Gauß-Prozess, und dem motorischen Verständnis des Versuchsingenieurs führt zu einer sehr effizienten Methode, Motorenversuche zu gestalten und aussagekräftige Ergebnisse zu generieren.

4.1.3 Herausforderungen und Grenzen

Die Anwendung von DoE im Bereich der Motorenentwicklung ist nur dann sinnvoll durchführbar, wenn die Grenzen bekannt sind und deren Besonderheiten berücksichtigt werden. Grundsätzlich muss stets auf die Stabilität und Reproduzierbarkeit der Messdaten geachtet werden, um einen Drift oder Streuungen der Messwerte zu minimieren. Dies beinhaltet neben den Versorgungsmedien wie Kühlwasser, Luft und Kraftstoff natürlich auch alle Mess- und Analysesysteme am Motorprüfstand. Zur Kontrolle der Prüfstandsstabilität sollten daher im Versuchsplan mehrere *Wiederholpunkte* integriert sein. Somit kann ein fehlerhaftes Verhalten identifiziert und quantifiziert werden. Da eine Korrektur der Messungen im Nachhinein meistens nicht möglich ist, sollten die Wiederholpunkte, wenn möglich, bereits währen der Messkampagne kontrolliert werden.
Um statistische Aussagen ableiten zu dürfen, besteht die Forderung nach *unabhängig voneinander durchgeführten Versuchen*. Dies erlaubt die *Randomisierung* der einzelnen Messungen. Eine zufällige Anordnung der Messungen verhindert, dass schleichende Veränderungen des zu untersuchenden Systems (treten in der Realität leider häufig auf) als Einfluss bestimmter Faktoren interpretiert werden. Zusätzlich führt die zufällige Anordnung der definierten Messungen zu einer Reduktion des systematischen Fehlers [64]. In der Praxis kann es notwendig sein, dass ein bestimmter Faktor nicht zufällig variiert werden kann oder dies mit einem erhöhten Aufwand verbunden ist. Am Einzylinder-Forschungsmotor ist das beispielsweise die Temperatur der Ladeluft. Aufgrund des trägen Temperaturverhaltens der Ladeluftkonditionierung führt eine schrittweise Erhöhung der Ladelufttemperatur zu einer drastischen Verringerung der Einschwing- und somit der Messzeit, was für die Untersuchungen angewendet wurde. ASCMO bietet hierfür die Möglichkeit einzelne Parameter von der zufälligen Anordnung zu exkludieren und auf- bzw. absteigend anzuordnen.
Bei der Anwendung von ASCMO ermöglicht die *Blockbildung* in erster Linie die Aufteilung der Versuche auf mehrere Tage. Wenn beispielsweise 100 Einzelmessungen für eine Messkampagne notwendig sind, können die Versuche in fünf Einzelblöcke mit jeweils 20 Messpunkten unterteilt werden. Jeder Block spannt dabei den gesamten definierten mehrdimensionalen Versuchsraum auf. Dadurch führt jeder weitere Block letztendlich zu

einer Steigerung der Genauigkeit. Durch dieses Vorgehen ist die Randomisierung weiterhin gegeben. Ein weiterer entscheidender Vorteil besteht darin, dass aufgrund fehlerhafter Tagesmessungen ein Block bei der Modellerstellung unberücksichtigt bleiben kann. Trotzdem sind gute Ergebnisse mit dem erstellten Modell möglich. Wenn die Messpunkteanzahl nicht mehr ausreichend ist, können durch einen weiteren Versuchstag die fehlerhaften Messungen nachgeholt und dem Modell hinzugefügt werden. Ob das notwendig ist, kann für jede Ausgangsgröße separat mit ASCMO geprüft werden, indem der berechnete Modellfehler in Abhängigkeit der Trainingspunkteanzahl ausgeben wird. Die notwendige Anzahl der Trainingsdaten kann bei den Ausgangsgrößen differieren, weil das jeweilige Verhalten unterschiedlich stark komplex ist. Daher wird sich bei der Anwendung dieser Methode oftmals für eine tendenziell geringfügig höhere Versuchsanzahl entschieden, um jede betrachtete Ausgangsgröße hinreichend exakt abbilden zu können.
Nach der Versuchsplanung und -durchführung sind weitere Spezifika der Modelle zu berücksichtigen. Eine Schwierigkeit stellt die Auswertung von Randbereichen dar. Wenn beispielsweise ein oder mehrere Verstellparameter auf seinen bzw. ihren maximalen Wert fixiert werden, sind für diese Einstellungen typischerweise nur wenige oder gar keine Messpunkte in der gesamten Variationsbreite der anderen freien Faktoren vorhanden, zwischen denen die Interpolation erfolgen kann. Die Folge bei solchen Auswertungen ist z. T. eine deutliche Verringerung der Modellgenauigkeit. Es empfiehlt sich daher auf automatisierte Optimierungen in diesem Bereich zu verzichten und den Randbereich durch mehrere manuelle Auswertungen in Randnähe zu verifizieren. Wenn vor der Versuchsdurchführung bereits klar ist, dass nur Randzonen ausgewertet werden sollen, ermöglicht ASCMO bei der Versuchsplangestaltung von der Gleichverteilung der Messdaten abzuweichen und eine Verdichtung im Randbereich durchzuführen.
Eine harte Grenze beim DoE wird durch ein sprunghaftes Signalverhalten dargestellt, dass nicht korrekt modelliert werden kann. Bei den durchgeführten Messungen waren abrupte Änderungen im Systemverhalten nicht zu erwarten, sodass dieser Nachteil hier nicht von Bedeutung ist.
Abschließend sollte (trotz integrierter Wiederholpunkte) jedes Modell über klassische Messungen in Form von Parametervariationen, wie z. B. AGR-Schleifen, validiert werden.

4.1.4 Praktische Vorgehensweise bei der DoE-Auswertung

Im Folgenden wird die Vorgehensweise bei der Auswertung sowie Validierung der DoE-Messdaten anhand eines Beispiels mit Einfacheinspritzung (MI) veranschaulicht, das fünf freie Parameter beinhaltet. Dies sind der Rail- und Ladedruck, die Ladelufttemperatur, die AGR-Rate sowie die Brennlage (MFB_{50}), die über den Ansteuerbeginn variiert wird.

Zu Beginn der Versuche muss ein Versuchsplan erstellt werden, der den Restriktionen aus dem vorherigen Kapitel unterliegt (Abschnitt 4.1.3). Neben der Auswertung ist die

Versuchsplanerstellung ebenfalls mit ASCMO über das Unterprogramm *ExpeDes* möglich. Die einzelnen Versuchspunkte, die nun am Motorprüfstand vermessen werden, decken den gesamten fahrbaren mehrdimensionalen Versuchsraum ab. Die Darstellung der Messergebnisse führt zu einer wenig interpretierbaren Punktewolke, die im ersten Diagramm der Abbildung 4.1 dargestellt[4] ist.

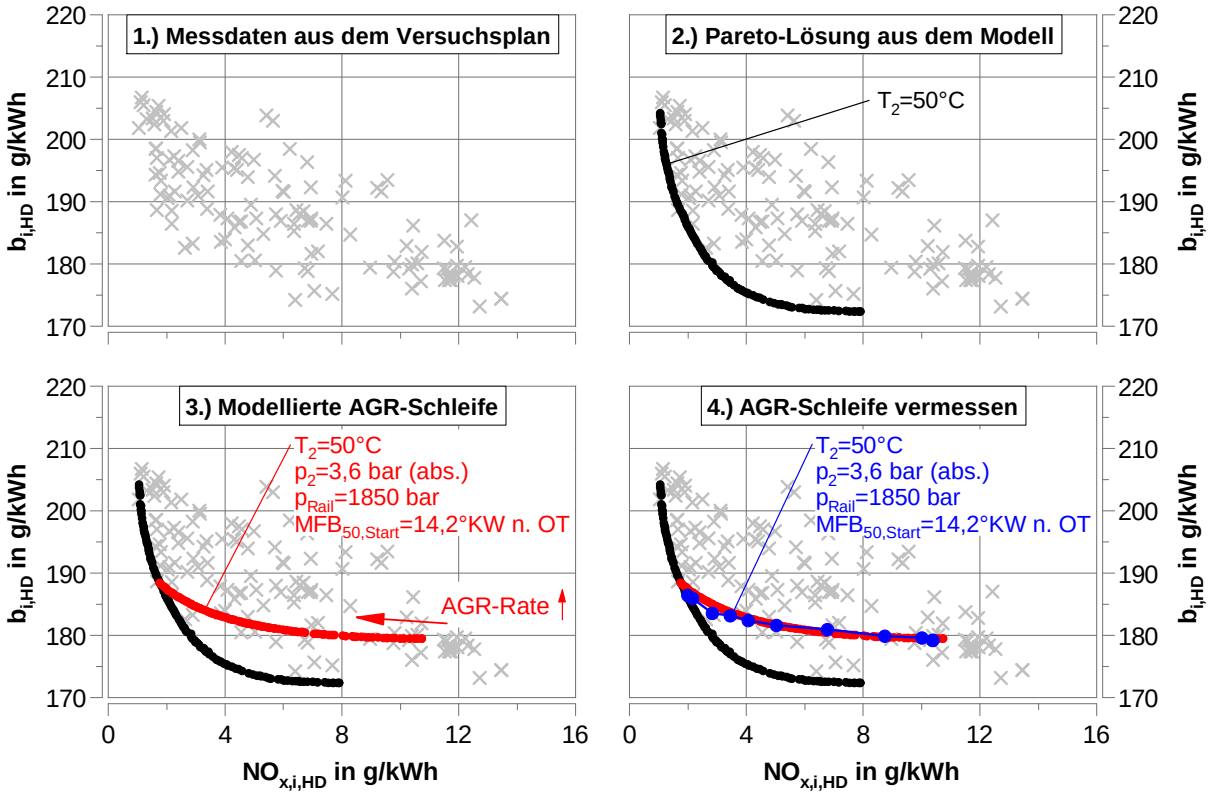


Abbildung 4.1: Exemplarische Vorgehensweise bei der Auswertung, Optimierung und Validierung der DoE-Messdaten. Einspritzmuster: MI

Nachdem die Messdaten auf Drift und Plausibilität geprüft wurden, erfolgt die Bildung eines Modells, das für Interpolationen sowie mehrdimensionale Optimierungen herangezogen werden kann. Letzteres führt zu einer pareto-optimalen Lösung (hier: Optimierung von $b_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$), die im zweiten Diagramm von Abbildung 4.1 dargestellt ist. Die Optimierung ermöglicht somit eine Identifikation der Einstellungen der freien Parameter, die zum Erreichen des bestmöglichen Kompromisses führen. Im Vorfeld können Randbedingungen gesetzt werden (hier: $T_2 = 50\,°C$), um unterschiedliche Einsatzzwecke und Restriktionen betrachten zu können. Werden alle Parameter, außer die AGR-Rate, auf bestimmte Werte festgesetzt, führt die Optimierung zu einer AGR-Schleife (drittes Diagramm, Abbildung 4.1). Der relativ deutliche Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch resultiert aus einem konstanten Ansteuerbeginn. Da eine Steigerung der AGR-Rate zu einem

[4]Die geläufige Darstellung von Verbrauch und Stickoxidemissionen (jeweils auf den indizierten Mitteldruck des Hochdruckprozesses bezogen) ist nur exemplarisch. Grundsätzlich werden alle relevanten Messgrößen bzw. Ausgangsgrößen betrachtet und analysiert.

verzögerten Kraftstoffumsatz führt, verschiebt sich die Brennlage in Richtung späterer 50 %-Umsatzpunkte. Durch die Möglichkeit der Interpolation im gesamten Versuchsraum sind somit Parameterstudien unter allen fahrbaren Randbedingungen möglich.
Ein nachträgliches Vermessen der modellierten AGR-Schleife am Motorprüfstand ermöglicht die Validierung des Modells (viertes Diagramm, Abbildung 4.1).

Grundsätzlich wurde jedes verwendete Modell über mehrere Variationen der AGR-Rate bzw. der Brennlage validiert. Für die Ausgangsgrößen waren Genauigkeiten von etwa 1,5 % darstellbar. Lediglich die Schwärzungszahl ist mit etwa 5-10 % etwas ungenauer im Modell abbildbar [23]. Für die Ableitung von Trendaussagen im Rahmen von Parameterstudien innerhalb eines DoE-Modells ist dies jedoch hinreichend genau.

4.2 Randbedingungen der Motorprüfstandsversuche

In Unterkapitel 3.3 wurden Betriebspunkte abgeleitet, die zur Untersuchung der Einspritzsysteme sowie zur Konzeptableitung verschiedener Anwendungsfälle für zukünftige Emissionsanforderungen am Einzylindermotor herangezogen werden. Für einen maximalen Erkenntnisgewinn, bei gegebener Messzeit, werden Parametervariationen sowie die statistische Versuchsplanung optimal eingesetzt. Die Methoden sind in Tabelle 4.1 den Betriebspunkten zugeordnet.

Tabelle 4.1: Eingesetzte Versuchsmethoden für die einzelnen Betriebspunkte

Nr.	Betriebsart	n in min^{-1}	p_{mi} in bar	Versuchsmethode
1	Leerlauf	600	0,5	Parametervariationen
2	Teillast	1500	13	DoE und Parametervariationen
3	Volllast	2050	23	DoE und Parametervariationen
4	Hochlast	2100	31	Parametervariationen
5	Hochlast	2300	29	Parametervariationen

Der Leerlauf sowie die beiden Hochlastpunkte können hinreichend mit gezielten Parametervariationen analysiert werden, da hier viele Randbedingen in der Realität fest vorgegeben sind. In der Teil- und Volllast wird im Wesentlichen auf die statistische Versuchsplanung zurückgegriffen. Je nach Anwendungsfall müssen hier z. T. deutlich unterschiedliche Randbedingungen betrachtet werden, sodass die Vermessung des gesamten mehrdimensionalen Versuchsraums für aussagekräftige Analysen erforderlich ist. Weiterhin unterstützt die Auswertung vielfältiger Randbedingungen die Anforderungsableitung von Einspritzsystemen. Zusätzliche Parametervariationen kommen bei diesen Betriebspunkten für Modellvalidierungen und Brenn- bzw. Heizverlaufsanalysen zum Einsatz.

Für den Vergleich der Einspritzsysteme werden alle Betriebspunkte mit beiden Einspritzsystemen und gleichem hydraulischen Düsendurchfluss von 1300 cm^3/30 s/100 bar vermessen. Dazu wird in erster Linie eine Einfacheinspritzung appliziert. Die Potentialbewertung von Mehrfacheinspritzungen kann hingegen überwiegend mit einem Injektor, dem CRIN3-22 enhanced, hinreichend analysiert werden. Die Einflussanalyse des großen Düsendurchflusses erfolgt für die Betriebspunkte 2 bis 5.
In den nächsten Unterkapiteln werden die Randbedingungen für die Parametervariationen und die DoE-Versuche zusammenfassend dargestellt.

4.2.1 Randbedingungen der Parametervariationen

Die Untersuchung der definierten Betriebspunkte im Randbereich des Motorkennfelds erfolgt, im Gegensatz zum Teil- und Volllastbetriebspunkt, ausschließlich anhand spezifischer Parametervariationen. Für die vorliegende Arbeit ist diese Vorgehensweise effizienter, da im Leerlauf sowie bei den Hochlastpunkten keine weiten Parameterbereiche detailliert betrachtet werden müssen.

Bei den Leerlaufversuchen (Betriebspunkt Nr. 1) steht das Geräuschverhalten sowie die sichere Darstellung von kleinsten Einspritzmengen im Vordergrund. Dazu wird neben der Einfacheinspritzung (zur Analyse der jeweiligen Einspritzratencharakteristik) ein Mehrfacheinspritzmuster mit Voreinspritzung bewertet (PI-MI). Zur Reduzierung von Geräusch- und Stickoxidemissionen wird typischerweise ein niedriger Raildruck appliziert. Gleiches gilt für Ladedruck und Ladelufttemperatur. Aufgrund des zu geringen Abgasenthalpiestroms kann bei einem Vollmotor im Leerlauf kein signifikanter Ladedruck bereitgestellt werden. Hinsichtlich der Ladelufttemperatur kann der Ladeluftkühler, wegen dem geringen Luftdurchsatz des Motors sowie der ausbleibenden Verdichtung der Ladeluft, bei den meisten Anwendungen die Ladelufttemperatur auf einem geringen Niveau halten. Unter Berücksichtigung dieser Annahmen ergeben sich, durch die verbleibenden freien Parameter, einerseits AGR-Schleifen bei unterschiedlichen Brennlagen. Andererseits erfordert die Betrachtung einer Voreinspritzung die Analyse von Spritzabstand sowie Voreinspritzmenge. Die Untersuchung der beiden zusätzlichen Parameter erfolgt über entsprechende Parametervariationen ohne AGR.
Die Hochlastpunkte (Betriebspunkte Nr. 4 und 5) erfordern aufgrund der hohen Drehzahl sowie der hohen notwendigen Kraftstoffmenge ein schnelles Einspritzen der Kraftstoffmasse. Dafür wird bei maximalem Raildruck eine einzelne Haupteinspritzung abgesetzt. Der üblicherweise maximale Ladedruck (unterschiedliches Niveau für verschiedene Motoren) führt, in Kombination mit einer verbrauchsgünstigen Brennlage, zum Ausreizen des maximal möglichen Zylinderspitzendrucks. Die hohen applizierten Lasten bei den hohen Drehzahlen werden, in der betrachteten Motorenkategorie, nur bei Yacht-Anwendungen eingesetzt. Da die Emissionsgewichtung hier sehr gering ist (vgl. Abbildung 3.2), kann, zu Gunsten der maximalen Leistung, auf AGR zur Stickoxidreduzierung weitestgehend verzichtet werden.

Der Einsatz effizienter Ladeluftkühler, die mit Seewasser versorgt werden, ermöglichen trotz hohem Luftdurchsatz vergleichsweise geringe Ladelufttemperaturen um die 50 °C. Für die Untersuchungen führen die verbleibenden freien Parameter somit zu Ladedruckvariationen, bei denen simultan die Brennlage nachgeregelt wird, sodass der Zylinderspitzendruck konstant 245 bar beträgt (5 bar Sicherheit vorbehalten).
In Tabelle 4.2 sind die Randbedingungen der Parametervariationen für die Betriebspunkte 1, 4 und 5 zusammengefasst.

Tabelle 4.2: Randbedingungen der Parametervariationen für die Betriebspunkte Leerlauf und Hochlast (Betriebspunkte Nr. 1, 4 und 5).

Parameter	**Leerlauf (Nr. 1)**	**Hochlast (Nr. 4, 5)**
Einspritzmuster	PI-MI und MI	MI
p_{Rail}	600 bar	2200 bar
T_2	40 °C	50 °C
$MFB_{00,MI}$	0 und 4 °KW n. OT	auf $p_{z,max} = 245$ bar geregelt
p_2	1,1 bar (abs.)	***Variationsparameter***
AGR-Rate	***Variationsparameter***	–
$t_{diff,el.,PI-MI}$	***Variationsparameter***	–
$m_{Inj.,PI}$	***Variationsparameter***	–

In der Teillast und Volllast werden zusätzliche Parametervariationen (Einfacheinspritzung) zur Validierung der DoE-Modelle sowie zur Analyse der Indiziermessdaten durchgeführt. Es handelt sich hierbei um AGR- und Spritzbeginnvariationen, deren Randbedingungen im Anhang A.1 zusammengefasst sind. Der überwiegende Anteil der Untersuchungen in diesen Betriebspunkten beruht auf der statistischen Versuchsplanung. Im folgenden Unterkapitel sind deren Randbedingungen aufgeführt.

4.2.2 Randbedingungen der DoE-Versuche

Die Analyse unterschiedlicher Motorkonzepte sowie die Ableitung der Anforderungen an das Einspritzsystem erfordert die Betrachtung einer Vielzahl verschiedener Randbedingungen. Da in der Teillast und Volllast die Variationsbreite diesbezüglich am realen Vollmotor sehr groß ist, erfolgt die Untersuchung auf Basis der statistischen Versuchsplanung. D. h. es werden die freien Parameter im gesamten fahrbaren Bereich variiert. Grenzen sind lediglich durch die Hardware gegeben. Seitens des Motors sind das insbesondere die Abgastemperatur sowie der Zylinderspitzendruck. Prüfstandsseitig ist das die AGR-Rate und die Ladelufttemperatur (limitiert durch die Kühlleistung). In Tabelle 4.3 sind die Variationsbereiche (Einfacheinspritzung) für den Teil- und Volllastbetriebspunkt dargestellt.

Tabelle 4.3: Variationsbereich der freien Parameter für die DoE-Versuche mit Einfacheinspritzung in der Teil- und Volllast (Betriebspunkte Nr. 2 und 3).

Parameter	**Teillast (Nr. 2)**	**Volllast (Nr. 3)**
p_{Rail}	800-2200 bar	1300-2200 bar
T_2	30-90 °C	30-90 °C
MFB_{50}	ca. 4-24 °KW n. OT	ca. 8-25 °KW n. OT
p_2	1,3-4,0 bar (abs.)	2,8-4,5 bar (abs.)
AGR-Rate	0-35 %	0-25 %

Neben dem Einfacheinspritzmuster wurde im Teillastbetriebspunkt der Einfluss einer Voreinspritzung mit betrachtet. In der Teil- und Volllast wurde zusätzlich das Potential einer Nacheinspritzung analysiert. Der Variationsbereich dieser weiteren Parameter ist im Anhang A.2 zusammengefasst.
Um die Genauigkeit der Modelle zu verbessern, wurde für AGR- und Nicht-AGR-Konzept sowie für jedes Einspritzmuster ein separater Versuchsplan erstellt, was zur Auswertung von jeweils gesonderten Modellen führt.

Für die meisten Applikationen von Dieselmotoren ist der Trade-Off zwischen Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen maßgeblich. D. h. es soll mit der zur Verfügung stehenden Hardware (Motor, ggf. inkl. Abgasnachbehandlung) der für den jeweiligen Einsatzzweck beste Kompromiss aus gesetzlich vorgeschriebenen NO_x-Emissionen und Kraftstoffverbrauch ermittelt werden. Daher liegt der Fokus bei den Auswertungen der DoE-Modelle auf einer mehrdimensionalen Optimierung von Verbrauch und NO_x ($b_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$). Als Resultat der Optimierung erhält man eine Pareto-Lösung, die das bestmögliche Ergebnis beschreibt, das mit der verwendeten Hardware erreicht werden kann. Das Fixieren einiger ausgewählter Parameter auf bestimmte Werte ermöglicht dabei die Betrachtung verschiedener Randbedingungen. Z. B. kann über ein Festsetzen des Ladedrucks eine Bewertung von einstufiger bzw. zweistufiger Aufladung erfolgen.
Aus Sicht des Anwenders ist die alleinige Betrachtung der Kraftstoffkosten nicht mehr ausreichend, sobald ein SCR-Katalysator aufgrund der geforderten Stickoxidlimits erforderlich ist. Der benötigte Reduktionsmittelträger AdBlue muss in einer Verbrauchskostenanalyse mit einfließen. Bei der Korrelation zwischen Einzylinder- und Vollmotorergebnissen wird dieser und weitere andere wichtige Aspekte mit berücksichtigt.
Für die Ableitung des Raildruckbedarfs in der Volllast ist es notwendig gewesen von der Optimierung von Verbrauch und NO_x abzuweichen. Zusätzlich wurde die Optimierung von Ruß- sowie Stickoxidemissionen ($Ruß_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$) durchgeführt, deren Zweck in Abschnitt 5.2.3 ersichtlich wird.
Es ist anzumerken, dass Ruß bei beiden Arten der Optimierungen grundsätzlich betrachtet wird. Bei der Interpretation der Ergebnisse ist lediglich der Unterschied hervorzuheben, ob Ruß eine Ergebnisgröße der Optimierung ist oder eben selbst optimiert wurde.

4.3 Korrelation zwischen Einzylinder- und Vollmotorergebnissen

Versuche am Einzylinder-Forschungsmotor ermöglichen die detaillierte Analyse eines Brennverfahrens unter nahezu beliebig einstellbaren Randbedingungen. Insbesondere die Bewertung der aus der Verbrennung entstandenen Emissionen, die in bestimmten Betriebsbereichen sensibel reagieren können, ist im Gegensatz zu Vollmotorenversuchen deutlich genauer und mit einer höheren Reproduzierbarkeit möglich. Daher ist der Einzylinder als Werkzeug zur Analyse von häufig kleineren Unterschieden das Mittel der Wahl.
Bei der Ableitung und Bewertung unterschiedlicher Motor- und Abgasnachbehandlungsstrategien für verschiedene Anwendungsfälle stößt der Einzylindermotor häufig an seine Grenzen. Ein hoher bauartbedingter Reibmitteldruck sowie der unrealistische Ladungswechselmitteldruck verbieten den Bezug von Kraftstoffverbrauch und Emissionen auf den gemessenen effektiven Mitteldruck. Daher ist beispielsweise ein Vergleich zu geltenden Emissionsvorschriften ohne weiteres nicht zulässig.
Bei der Bewertung von Partikelemissionen kommt zusätzlich noch die Schwierigkeit hinzu, dass unterschiedliche Messgeräte zur Anwendung kommen. Die gesetzeskonforme entnommene Abgasprobe aus einem CVS-Tunnel, die dann durch ein später zu verwiegendes Filterpapier gezogen wird, ist für die schnelle Rußmessung am Einzylindermotor absolut ungeeignet.
Damit dennoch eine Annäherung an Vollmotorergebnissen durchgeführt werden kann und somit unterschiedliche Motorkonzepte bewertet werden können, werden in den folgenden Unterkapiteln verschiedene Methoden erläutert, die für diesen Zweck im Rahmen der Untersuchungen erarbeitet und angewendet wurden.

4.3.1 Erklärung unterschiedlicher Bezugsgrößen für die Messwerte

In dieser Arbeit werden Ergebnisse präsentiert, die zum einen auf der klassischen Auswertung von SCE-Messdaten basieren. Zum anderen werden durch die Anwendung einer geeigneten Methode Analysen durchgeführt, die für grundsätzliche Betrachtungen den Bezug zum Vollmotor ermöglichen. Für die Ergebnisgrößen bedeutet dies im Wesentlichen einen unterschiedlichen Bezug.
Die klassischen Ergebnisgrößen des Einzylinders können auf den indizierten Mitteldruck, bezogen auf den Hochdruckprozess, basieren. Somit wird der über die Fremdaufladung sowie Abgasklappe künstlich vorgegebene Ladungswechsel nicht berücksichtigt, was die Analyse des reinen Arbeitsprozesses ermöglicht. Zusätzlich hat sich der Bezug der Emissionen auf den verbrauchten Kraftstoff etabliert.
Für den Brückenschlag zum Vollmotor werden die Ergebnisse auf einen realistischen effektiven Mitteldruck bezogen (vgl. Abschnitt 4.3.3).

Zur klaren Abgrenzung anhand der Indizes sind im Folgenden die ausgewerteten Ergebnisgrößen am Beispiel der Stickoxidemissionen zusammenfassend aufgelistet:

- NO_x in g/kg (Stickoxidemissionen sind auf den Kraftstoffverbrauch bezogen)
- $NO_{x,i,HD}$ in g/kWh (Stickoxidemissionen sind auf $p_{mi,HD}$ bezogen)
- NO_x in g/kWh (Stickoxidemissionen sind auf $p_{me,real}$ bezogen)

4.3.2 Einfluss der typischen Bezugsgrößen auf die Emissionsergebnisse am Einzylindermotor

An dieser Stelle wird diskutiert, ob die Anwendung der zwei typischen Bezugsgrößen auf die gemessenen Emissionen am Einzylindermotor zu unterschiedlichen Aussagen bei der Ergebnisinterpretation führen kann. Grundsätzlich haben beide Varianten ihre spezifischen Vorzüge.
Der Bezug der gemessenen Emissionen auf den verbrauchten Kraftstoff führt bei den Ergebnisgrößen zur Einheit g/kg. Durch diese Herangehensweise muss bei der vergleichenden Analyse von verschiedenen Randbedingungen bzw. Brennverfahren beispielsweise keine Berücksichtigung von erhöhten Reibmitteldrücken erfolgen, wie sie bei Einzylindermotoren typischerweise auftreten. Außerdem ist die Bestimmung eines exakten Kraftstoffverbrauchs über längere Messkampagnen üblicherweise einfacher darstellbar als bei den Indiziermessgrößen (p_{mi} oder $p_{mi,HD}$). Von Nachteil ist jedoch die geringere Anschaulichkeit. Allein durch die Definition von Emissionsgrenzwerten in der Einheit g/kWh wurde ein praxisnaher Bezug der Emissionen auf die geleistete mechanische Arbeit vorgenommen, der in vielen Forschungs- und Entwicklungseinrichtungen verbreitet ist.

Für alle durchgeführten Versuche gilt die Randbedingung eines konstanten indizierten Mitteldrucks. Aufgrund des künstlich vorgegebenen Ladungswechsels mittels Fremdaufladung und Abgasklappe liegt der Abgasgegendruck stets 10 % über dem Ladedruck (vgl. Unterkapitel 3.1). Die Folge ist ein nahezu unveränderter indizierter Mitteldruck des Hochdruckprozesses, was gleichermaßen für die verrichtete indizierte Arbeit im Hochdruckprozess gilt. Werden nun die gemessenen Emissionen auf Letztgenanntes bezogen, kann nur die Veränderung der Emissionskomponente selbst das Ergebnis in der Einheit g/kWh beeinflussen.
Im Gegensatz zum indizierten Mitteldruck des Hochdruckprozesses kann der Kraftstoffverbrauch, z. B. aufgrund verschiedener Brennlagen, deutlich beeinflusst werden. Wird nun die Schadstoffemission auf den eingesetzten Kraftstoff bezogen, kann das berechnete Ergebnis in der Einheit g/kg somit allein durch den Kraftstoffverbrauch beeinflusst werden. Bei einer Variation der Brennlage führt dieser Effekt u. U. zu einer leichten Verzerrung des scheinbaren Einflusses auf die Emissionen. Beispielsweise führt eine frühe Brennlage zu einer Verbrauchsreduktion sowie zu einer Stickoxiderhöhung. Am grundsätzlichen Verlauf ändert sich hingegen nichts, sodass keine andersartigen Aussagen bei der Ergebnisinterpretation zu erwarten sind.

Zur experimentellen Bestätigung dieser Aussage ist in Abbildung 4.2 der Einfluss anhand von drei AGR-Schleifen bei unterschiedlichen Raildrücken vergleichend dargestellt. Da bei den AGR-Schleifen der Ansteuerbeginn für die jeweilige AGR-Variation konstant ist ($MFB_{50,Start}$ = konst.), kommt es mit der Erhöhung der AGR-Rate zu einer leichten Verschleppung der Verbrennung. D. h., dass der Einfluss eines geänderten MFB_{50} in der Variation geringfügig mit enthalten ist.
Es ist zu erkennen, dass für Ruß- und NO_x-Emissionen qualitativ das identische Verhalten, unabhängig von der gewählten Einheit der Ergebnisgröße, dargestellt wird. Dieser Zusammenhang gilt bei einer Spritzbeginnvariation gleichermaßen. Aus diesem Grund wird auf eine Darstellung an dieser Stelle verzichtet.

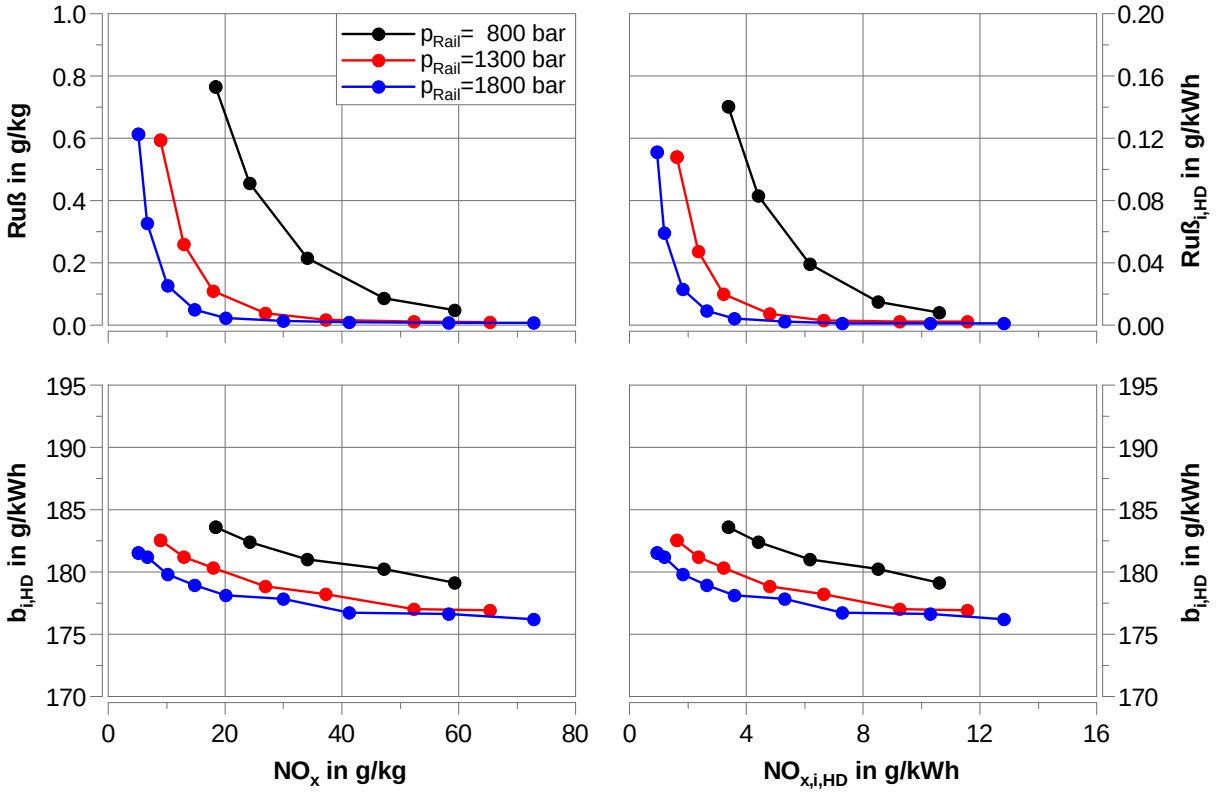


Abbildung 4.2: AGR-Schleifen in der Teillast für unterschiedliche Raildrücke mit dem CRIN3-22 enhanced mit $MFB_{50,Start}$ = 10 °KW n. OT, p_2 = 2 bar und T_2 = 50 °C. Einfluss der unterschiedlichen Bezugsgrößen für die Emissionsergebnisse (links: Einheit g/kg, rechts: Einheit g/kWh).

Um abschließend die Auswirkungen für den mehrdimensionalen Versuchsraum zu betrachten, ist im Anhang A.3 erläutert, dass auch bei einer mehrdimensionalen Optimierung keine Unterschiede in den Auswertungen zustande kommen. Dies ist der Beweis dafür, dass in diesem Fall beide Bezugsgrößen zur gleichen Interpretation der Ergebnisse führen. Aus Gründen der besseren Anschaulichkeit wird (wenn nicht anders angegeben) im Rahmen dieser Arbeit $p_{mi,HD}$ als Bezugsgröße gewählt, sodass z. B. die Emissionen in der Einheit g/kWh angegeben werden.

4.3.3 Adaption der Messdaten auf einen Vollmotor

Im Rahmen der Arbeit soll neben der Verbrennungsanalyse, für die die Messdaten des Einzylindermotors grundsätzlich hervorragend geeignet sind, zusätzlich die Ableitung von Motorkonzepten für verschiedene Anwendungsfälle durchgeführt werden. Dazu müssen die spezifischen Abgasemissionsvorschriften berücksichtigt werden. Das bedeutet, dass nach Gleichung 4.2 ein realistischer effektiver Mitteldruck bestimmt werden muss, auf den die Schadstoffemissionen bezogen werden. Außerdem ist ein realistischer effektiver Mitteldruck notwendig, um Kraftstoffverbräuche (ggf. inkl. AdBlue-Verbrauch) sowie die daraus resultierenden Kosten der Verbrauchsstoffe für verschiedene Konzepte zu bewerten.

$$p_{me,real} = p_{mi,HD} + p_{mi,LW,real} - p_{mr} \tag{4.2}$$

In Unterkapitel 3.3 wurde der jeweilige Reibmitteldruck betriebspunktspezifisch definiert. Der indizierte Mitteldruck des Hochdruckprozesses ist eine Messgröße aus den Einzylinderversuchen. Lediglich der indizierte Mitteldruck des Ladungswechsels ist bei den Messungen nicht mit dem eines Vollmotors zu vergleichen und verfälscht somit (neben der Reibung) den gemessenen effektiven Mitteldruck am SCE.
Für die Einzylinderversuche ist der Ladungswechsel in der Art fest vorgegeben, dass der Abgasgegendruck über eine Abgasklappe für jeden Betriebspunkt auf einen Wert geregelt wird, der 10 % über dem Ladedruck liegt. Dadurch kann ohne die Verwendung von zusätzlichen Bauteilen, wie z. B. Flatterventile, stets AGR gefördert werden. Neben den Strömungsverlusten an den Ventilen ist das Spülgefälle die dominante Größe, die den Ladungswechselmitteldruck beeinflusst. Bei real ausgeführten aufgeladenen Dieselmotoren stellt sich der Abgasgegendruck (vor Turbolader) in Abhängigkeit der AGR-Rate, der Abgastemperatur, dem Wirkungsgrad der Aufladegruppe sowie dem benötigtem Ladedruck ein. D. h., dass für jeden Betriebspunkt und jedes unterschiedliche Setting der Applikationsparameter der Abgasgegendruck und somit der Ladungswechselmitteldruck am Vollmotor beeinflusst wird.

Im Rahmen einer Abschlussarbeit [63] wurde ein vereinfachtes Modell erstellt, das über eine energetische Ableitung (angelehnt an die erste Turboladerhauptgleichung [67]) den notwendigen Abgasgegendruck bestimmt, der für die Bereitstellung eines definierten Ladedrucks erforderlich ist. Außerdem berücksichtigt das Modell näherungsweise die Strömungsverluste, die im Wesentlichen im Bereich der Ventile entstehen. Kalibriert ist das Modell auf den Teil- und Volllastbetriebspunkt, da hier die umfangreichsten Untersuchungen mit der statistischen Versuchsplanung durchgeführt wurden, die für die Bewertung unterschiedlicher Motorkonzepte und Anwendungsfälle notwendig sind. Die Vorgehensweise zur Herleitung der Kalibrierfaktoren ist im Anhang A.4 beschrieben. Die betriebspunktabhängigen Kalibrierfaktoren sind in Tabelle 4.4 zusammengefasst. $k_{2,i}$ berücksichtigt die Verluste beim Ansaugen und $k_{3,i}$ beim Ausschieben (Index $i{=}TL$ für Teillast bzw. $i{=}VL$ für Volllast).

Tabelle 4.4: Kalibrierfaktoren in der Teil- und Volllast (Betriebspunkte Nr. 2 und 3)

Parameter	Teillast (Nr. 2)	Volllast (Nr. 3)
$k_{2,i}$	0,96	0.89
$k_{3,i}$	1,15	1.24

Durch den beschriebenen Ansatz (vgl. Anhang A.4) kann nun ein realistischer Ladungswechselmitteldruck über Gleichung 4.3 berechnet werden.

$$p_{mi,LW,real} = p_2 \cdot k_{2,i} - p_3 \cdot k_{3,i} \tag{4.3}$$

Zur Bestimmung eines realen Ladungswechsels muss ein Abgasgegendruck berechnet werden, der sich an einem Vollmotor, bei bestimmten Randbedingungen, einstellen würde. Dieser wird nach Gleichung 4.4, unter Annahme einer konstanten mittleren isobaren Wärmekapazität, berechnet. Da die Temperaturen grundsätzlich in der Einheit °C am Prüfstand gemessen werden, wird die Umrechnung in die Einheit Kelvin stets mit angegeben.

$$p_{3,real} = \left(\frac{h_4}{(T_3 + 273,15) \cdot c_{p,Abgas}} \right)^{\frac{\kappa_{Abgas}}{1-\kappa_{Abgas}}} \cdot p_4 \tag{4.4}$$

Über p_4 kann ein beliebiger Gegendruck vorgegeben werden, um nachgeschaltete Abgasnachbehandlungssysteme abzubilden. Auch eine prinzipielle Betrachtung von beladenem bzw. regeneriertem Dieselpartikelfilter ist somit möglich. Die spezifische Enthalpie des Abgases nach dem Abgasturbolader (h_4) wird nach Gleichung 4.5 berechnet. Dabei wird von der spezifischen Enthalpie vor dem Turbolader (h_3) die Turbinenleistung, unter Berücksichtigung des isentropen Turbinenwirkungsgrades sowie des Abgasmassenstroms, subtrahiert.

$$\begin{aligned} h_4 &= h_3 && - \Delta h_{3,is.,4} \\ &= ((T_3 + 273,15) \cdot c_{p,Abgas}) && - \frac{P_{Turbine}}{\dot{m}_{Abgas} \cdot \eta_{Turbine}} \end{aligned} \tag{4.5}$$

Die Verdichterleistung ergibt sich nach Gleichung 4.6 und entspricht aufgrund der starren Verbindung zur Turbine, unter Vernachlässigung der mechanischen Reibung, der Turbinenleistung. Hierbei erfolgt die Berücksichtigung des isentropen Verdichterwirkungsgrades.

$$P_{Verdichter} = \frac{\Delta h_{2,is.,1} \cdot \dot{m}_{Luft-AGR}}{\eta_{Verdichter}} = P_{Turbine} \tag{4.6}$$

Die Differenz der spezifischen Enthalpien nach und vor Verdichter (Gleichung 4.7) dient zur Berechnung der Verdichterleistung.

$$\Delta h_{2,is.,1} = h_{2,is.} - h_1 = c_{p,Luft} \cdot (T_1 + 273,15) \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_{Luft}-1}{\kappa_{Luft}}} - 1 \right] \tag{4.7}$$

Gleichung 4.8 und Gleichung 4.9 definieren den ggf. um die AGR-Rate reduzierten Luftmassenstrom sowie den Abgasmassenstrom.

$$\dot{m}_{Luft-AGR} = \dot{m}_{Luft} \cdot \left(1 - \frac{AGR\text{-}Rate}{100}\right) \tag{4.8}$$

$$\dot{m}_{Abgas} = \dot{m}_{Luft-AGR} + \dot{m}_{Kraftstoff} \tag{4.9}$$

Nun kann ein realistischer Abgasgegendruck berechnet werden, woraus nach Gleichung 4.3 und Gleichung 4.2 ein realistischer effektiver Mitteldruck bestimmt werden kann. Bei der Berechnung werden folgende Punkte berücksichtigt:

- Reale konstante[5] Wirkungsgrade für Verdichter und Turbine des Turboladers
- Verschiedene betriebspunktabhängige Abgasgegendrücke nach der Turbine zur Abbildung von Staudrücken der Abgasnachbehandlungssysteme
- Abgastemperatur
- Verschiedene temperaturabhängige Stoffwerte für Luft und Abgas
- Umgebungstemperatur
- Differenzierung zwischen AGR- und Nicht-AGR-Konzept hinsichtlich minimal möglichem Abgasgegendruck (p_3)

Bei guten Laderwirkungsgraden und geringeren Aufladegraden kann sich am Vollmotor ein positives Spülgefälle einstellen. Das bedeutet, dass der Abgasgegendruck geringer ist als der Ladedruck. Der geringe Abgasgegendruck wirkt sich wiederum positiv auf den Kraftstoffverbrauch aus. Bei einem Motor, der mit einem Hochdruck-AGR-System ausgestattet ist, ist beispielsweise unter Zuhilfenahme eines Flatterventils ein Abgasgegendruck erforderlich, der mindestens etwa dem Ladedruck entspricht. Somit können AGR-Raten sichergestellt werden, die einen nennenswerten Beitrag zur innermotorischen Stickoxidbildung leisten. Demzufolge können lediglich Nicht-AGR-Motoren den kompletten Verbrauchsvorteil ausnutzen, der sich aufgrund positiver Spülgefälle ergibt.
Das erstellte Programm berücksichtigt diesen Einfluss in der Art, dass bei AGR-Konzepten der Abgasgegendruck mindestens dem Ladedruck entspricht. Somit gilt:

- AGR-Konzept: $p_3 \geq p_2$
- Nicht-AGR-Konzept: $p_3 < p_2$ ist möglich

Eine Eigenschaft, die nicht berücksichtigt wird, ist die reale Änderung der Abgastemperatur, die sich bei einem anderen berechneten Abgasgegendruck, im Vergleich zu dem am Einzylindermotor gemessenen Abgasgegendruck, ergeben würde. Dieser Einfluss wurde in einer gesonderten Versuchsreihe quantifiziert und im Rahmen dieser Auswertungen als nicht signifikant eingestuft.

[5] Im Ergebnisteil werden u. a. Berechnungen anhand modellierter AGR-Schleifen durchgeführt. Die dadurch am Vollmotor resultierende Massenstromänderung auf der Verdichter- und Turbinenseite bewirkt eine Änderung des Wirkungsgrades über die AGR-Schleife. Dieses komplexe Verhalten ist exemplarisch im Anhang A.5 erläutert.

Anstatt die Emissionsgrößen auf den indizierten Mitteldruck des Hochdruckprozesses zu beziehen, wird nun der Bezug auf den hergeleiteten effektiven Mitteldruck durchgeführt. In Gleichung 4.10 ist dies für die Stickoxidemissionen exemplarisch dargestellt.

$$\begin{aligned} NO_x &= \frac{p_{mi,HD}}{p_{me,real}} \cdot NO_{x,i,HD} \\ &= \frac{p_{mi,HD}}{p_{mi,HD} + p_2 \cdot k_{2,i} - p_3 \cdot k_{3,i} - p_{mr}} \cdot NO_{x,i,HD} \end{aligned} \tag{4.10}$$

Somit ist ein Bezug zur Emissionsgesetzgebung für unterschiedliche Motorkonzepte möglich. Auch eine Verbrauchskostenberechnung auf Basis des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs kann durchgeführt werden. Bei der Anwendung von SCR-Systemen, die neben dem Einsatz von Kraftstoff noch den Reduktionsmittelträger AdBlue benötigen, kann mit Gleichung 4.11 mit guter Genauigkeit der AdBlue-Verbrauch in die Verbrauchskostenberechnung mit einfließen. Das hier hinterlegte realitätsnahe Verhältnis von NO_x- zu AdBlue-Massenstrom beträgt 1 : 2. In der Praxis können hohe Abgastemperaturen, respektive SCR-Katalysatortemperaturen, sowie Änderungen im Verhältnis von NO zu NO_2 zu einer Beeinflussung des AdBlue-Bedarfs führen. Im Regelfall kann dies jedoch weitestgehend vermieden werden.

$$Kosten_{DK-AdBlue} = \left(\frac{b_e \cdot Preis_{DK}}{\rho_{DK} \cdot 1000}\right) + \left(\frac{2 \cdot NO_x \cdot Preis_{AdBlue}}{\rho_{AdBlue} \cdot 1000}\right) \tag{4.11}$$

Die Vorgehensweise ermöglicht einen ersten näherungsweisen Vergleich von unterschiedlichen Motorkonzepten, der die Bewertung des Verbrauchs von Kraftstoff und ggf. AdBlue berücksichtigt. Außerdem kann mit dieser Methode eine Vielzahl an einzelnen Berechnungen in kurzer Zeit durchgeführt werden, was aufgrund der Menge an einzelnen modellierten Versuchspunkten, die aus dem DoE stammen, notwendig ist. Für eine exakte Betrachtung müsste hingegen eine komplette Ladungswechselsimulation durchgeführt werden, was über den Umfang der Arbeit hinausgeht.
Für die Berechnung des realistischen effektiven Mitteldrucks wurden Randbedingungen getroffen, die den aktuellen Stand der Technik berücksichtigen. Diese sind im Anhang A.6 zusammengefasst.

4.3.4 Adaption der Rußmessergebnisse auf die Partikelgrenzwerte

Zur Messung der Rußemissionen am Einzylindermotor wurde das Smokemeter der Fa. AVL eingesetzt. Es entnimmt dem Abgasmassenstrom eine bestimmte Probenmenge und zieht diese durch ein Filterpapier. Die dabei generierte Trübung des Papiers wird vollautomatisiert optisch ausgewertet und als Schwärzungszahl in FSN ausgegeben (vgl. Abschnitt 3.4.1). Eine empirische Formel überführt die Schwärzung in eine Rußemission in Gramm Partikelmasse pro Kubikmeter Abgas. Die Berücksichtigung des Abgasvolumenstroms sowie der Bezug auf die indizierte Arbeit (im Hochdruckprozess) führt schließen

auf die Größe $Ruß_{i,HD}$ in g/kWh. Der Vorteil der Rußmessung mittels Smokemeter ist die schnelle Ergebnisgenerierung.
Die Gesetzgebung reglementiert jedoch Partikelemissionen (Einheit: g/kWh), die alle Bestandteile von Partikeln beinhalten, die auf einem Filterplättchen unter bestimmten Randbedingungen abgeschieden werden. Das Messverfahren, das hierfür zum Einsatz kommen muss, ist wesentlich komplexer im Aufbau sowie in der Anwendung. Die Abgase des Prüflings werden in einen CVS-Tunnel eingeleitet und verdünnt. Aus dem verdünnten Abgas wird eine Probe entnommen, die durch ein zuvor verwogenes und konditioniertes Filterplättchen gezogen wird. Ein anschließendes Verwiegen des Plättchens, der Bezug auf die effektive Arbeit des Motors sowie die rechnerische Berücksichtigung der Randbedingungen von Verdünnungstunnel und Probenentnahme ermöglicht die Angabe der Partikelemissionen des Motors (vgl. Abschnitt 3.4.1).
Das aufwendige Verfahren zur Bestimmung der Partikelmasse ist typischerweise für die Ermittlung von gewichteten Testergebnisse vorgesehen. Dabei erfolgt die Beladung des Filterplättchens vollautomatisiert, während der zu prüfende Motor einen bestimmten stationären bzw. transienten Testzyklus abfährt.
Damit bei der Ergebnisdiskussion der Bezug von den gemessenen Rußergebnissen mit dem Smokemeter zu den PM-Grenzwerten aus der Gesetzgebung möglich ist, wird im Rahmen dieser Arbeit nach einer Korrelation zwischen den beiden unterschiedliche Ergebnissen gesucht. Dafür ist es notwendig einzelne stationäre Betriebspunkte zu vermessen. Da die Auswertung nicht automatisiert möglich ist, wurden die Versuche manuell durchgeführt und entsprechend der geltenden Zusammenhänge ausgewertet.
Die Partikelmasse, bezogen auf die verrichtete effektive Arbeit, wird nach Gleichung 4.12 berechnet. Dabei ist PM_{Filter} der Wert für die gewogene Partikelmasse, die auf dem Filter abgeschieden wurde.

$$PM = \frac{PM_{Filter}}{W_{e,Mess.}} \cdot k_{Vol.-Fak.} = \frac{PM_{Filter}}{W_{e,Mess.}} \cdot \frac{\dot{Q}_{CVS}}{\dot{Q}_{Saug} \cdot \frac{293}{273,15}} \tag{4.12}$$

Die effektive Arbeit, die innerhalb des Beladungszeitraums ($t_{bel.}$) des Filterplättchens verrichtet wurde, kann anhand Gleichung 4.13 berechnet werden.

$$W_{e,Mess.} = P \cdot t_{bel.} = n \cdot p_{me} \cdot V_H \cdot i_{4-Takt} \cdot t_{bel.} \tag{4.13}$$

Schließlich muss noch die Verdünnung im CVS-Tunnel sowie der Entnahmevolumenstrom des Partikelsammlers berücksichtigt werden. Dies geschieht über den Korrekturfaktor $k_{Vol.-Fak.}$, der neben den beiden Volumenströmen die zwei verschiedenen Referenztemperaturen des Partikelsammlers und des CVS-Tunnels mit einbezieht.

Die Korrelationsversuche wurden im Motorenfeld der Robert Bosch GmbH mit einem Medium-Duty-Vollmotor durchgeführt. Dabei wurden die definierten Betriebspunkte Nr. 2 und 3 (Unterkapitel 3.3) hinsichtlich der Drehzahl auf den verwendeten Vollmotor skaliert. Die Vergleichsgröße war dabei die mittlere Kolbengeschwindigkeit. Durch unterschiedliche

Rail- und Ladedrücke sowie AGR-Raten sollten für den Teil- und Volllastbetriebspunkt spezifische Abhängigkeiten in der Korrelationsfunktion zwischen Ruß- und Partikelemissionen identifiziert werden können. Das Smokemeter und der Partikelsammler wurden stets parallel betrieben. Weiterhin wurden fünf Versuche am selben Tag mit einem Dieseloxidationskatalysator wiederholt, um dessen Reduktionspotential von Partikelemissionen zu bewerten.

Abbildung 4.3 zeigt den ermittelten Zusammenhang zwischen dem relativen Offset der beiden Messergebnisse in Abhängigkeit der gemessenen Partikelemissionen, der auszugsweise bereits in [24] veröffentlicht wurde. Der dargestellte Offset zwischen den Messergebnissen der beiden Messgeräte lässt sich nach Gleichung 4.14 berechnen und in der Einheit % angeben.

$$Offset_{PM-Ruß} = 100 - \frac{100}{Ergebnis_{PM} - Ergebnis_{Ruß}} \tag{4.14}$$

Ein Offset von 40 % bedeutet, dass die gemessenen Emissionen mit dem Smokemeter um 40 % geringer ausfallen, als die mit dem Partikelsammler gemessenen Partikelemissionen.

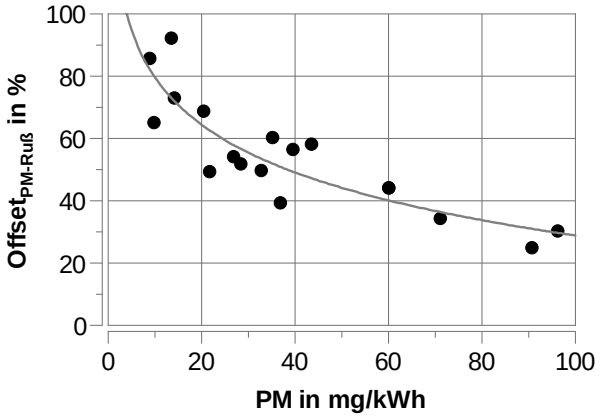


Abbildung 4.3: Relativer Offset zwischen dem Ergebnis des Smokemeters und Partikelsammlers in Abhängigkeit der Partikelmasse (ohne Abgasnachbehandlung). Verschiedene Randbedingungen und beide Betriebspunkte (Teil- und Volllast).

Die Auswertung hat ergeben, dass der Zusammenhang reproduzierbar ist, zumal die Ergebnisse an drei verschiedenen Versuchstagen ermittelt wurden. Außerdem ist kein signifikanter Einfluss der motorischen Randbedingungen (Lade-, Raildruck und AGR-Rate) im betrachteten Bereich zu identifizieren gewesen. Mit abnehmender Partikelmasse ist eine deutliche Zunahme des relativen Offsets zu erkennen. Wenn die emittierten Rußemissionen des Versuchsträgers sinken, muss schließlich der relative Anteil anderer Bestandteile der gravimetrisch bestimmten Partikel steigen. Dieser Zusammenhang führt zu dem beobachteten Verhalten.
Neben der Korrelation zwischen den zwei betrachteten Ruß- bzw. Partikelmessverfahren wurden für drei Teil- und zwei Volllastpunkte der Einfluss eines Dieseloxidationskatalysators

auf die Partikelemissionen ermittelt. Dazu wurden die fünf Betriebspunkte, die sich durch jeweils unterschiedliche motorische Randbedingungen auszeichnen, zuerst ohne Katalysator und anschließend mit Katalysator vermessen. Bei diesem Vorgehen sind vergleichbare Randbedingungen essentiell. Anzumerken ist, dass der DOC bei allen Betriebspunkten die Light-Off-Temperatur überschritten hat. In Abbildung 4.4 sind die jeweiligen Partikelmessergebnisse (links) sowie die relative Reduktion durch den DOC (rechts) dargestellt.

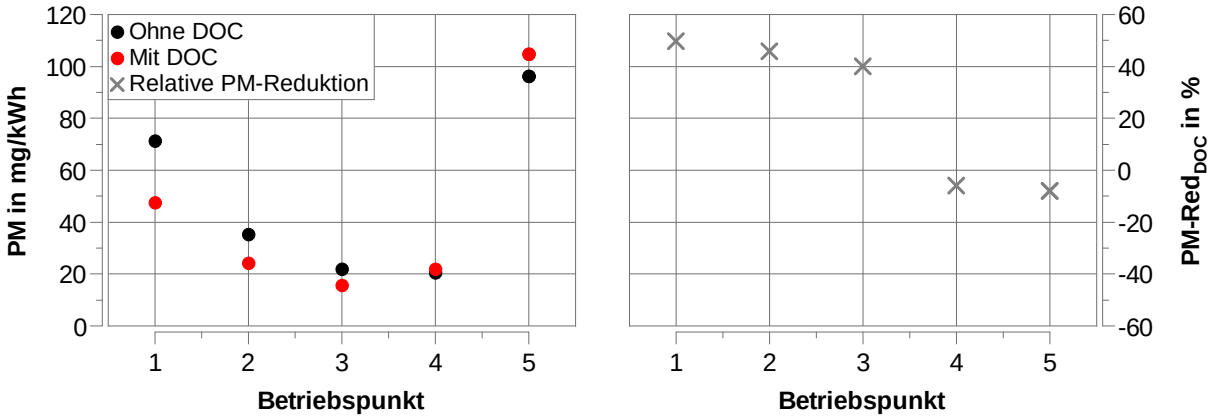


Abbildung 4.4: Partikelemissionen für drei Teillastpunkte (Nr. 1-3) und zwei Volllastpunkte (Nr. 4-5) sowie die relative Reduktion der Partikelemissionen mittels DOC.

Es ist deutlich zu erkennen, dass lediglich bei den Teillastpunkten eine signifikante Reduktion von ca. 40-50 %, bei den betrachteten Randbedingungen, möglich ist. Das Verhalten ist hier unabhängig von den eingestellten motorischen Randbedingungen.
Bei der Volllast hingegen ist keine Reduktion der Partikelmasse über den Oxidationskatalysator möglich gewesen. Anhand dieser Punkte kann jedoch die Genauigkeit (etwa ±10 %) der Vorgehensweise abgeleitet werden. Bei Betriebspunkt fünf sind die gemessenen Partikelemissionen ohne DOC scheinbar geringer als mit DOC. Dies ist auf das hohe Partikelmassenniveau zurückzuführen, bei dem das Rußverhalten vieler Motoren sehr sensitiv auf minimale Änderungen der Randbedingungen reagiert. Somit ist dieser Effekt der Streuung zuzuschreiben.
Das beobachtete Verhalten deutet auf Unterschiede in der Zusammensetzung der Partikelmasse sowie der Reaktivität der Rußemissionen hin. Partikelemissionen, die bei geringeren Lastpunkten entstehen, weisen häufig höhere Anteile an angelagerten Kohlenwasserstoffen auf, die über einen Oxidationskatalysator teilweise umgesetzt werden können. Weiterhin haben Untersuchungen gezeigt, dass unterschiedliche motorische Randbedingungen durchaus Einfluss auf die Reaktivität des gebildeten Rußes haben können [14]. D. h., dass bei Konzepten, die überwiegen im niedrigeren Lastbereich betrieben werden, Partikelemissionen über einen DOC teilweise deutlich reduziert werden können. Bei Motoren, die vorwiegend in der Nennleistung betrieben werden, muss auf andere Maßnahmen zur außermotorischen PM-Reduktion zurückgegriffen werden.

4.4 Thermodynamische Analyse der Indiziermessdaten

Für die thermodynamische Analyse des Verbrennungsprozesses ist die Motorindizierung unverzichtbar. Bereits am Prüfstand wird der Druckverlauf online gemessen und eine Berechnung des Heizverlaufs durchgeführt. Daraus abgeleitete Kenngrößen, wie Brennlage, maximaler Spitzendruck und indizierter Mitteldruck, ermöglichen eine Regelung auf diese Größen sowie eine sofortige Reaktion im Rahmen der Grenzwertüberwachung.
Im Rahmen der nachträglichen Auswertung ist über eine Brennverlaufsberechnung ausgewählter Messpunkte eine vertiefende Analyse der Verbrennung möglich.

4.4.1 Heizverlaufsberechnung am Prüfstand

Die Erfassung des Zylinderdrucks wurde mit einem modernen wassergekühlten piezoelektrischen Sensor (Kistler 6067 C) durchgeführt. Für die Messdatenerfassung ist ein IndiSet der Fa. AVL verwendet worden. Die firmeneigene Software IndiCom ermöglicht die Messdatenauswertung.
Neben der Eigenschaft, dass piezoelektrische Drucksensoren keine konstanten Drücke über einen längeren Zeitraum messen können, sind diese außerdem nicht in der Lage einen Absolutdruck zu bestimmen. Für die Berechnung des indizierten Mitteldrucks, was durch die Lösung eines Integrals ($p_{mi} = \frac{1}{V_h} \oint p_z \cdot dV$) über den gesamten Zyklus bzw. Kreisprozess geschieht, stellt der fehlende korrekte Absolutdruck kein Problem dar. Jedoch erfordert die Berechnung des Heizverlaufs einen möglichst genauen absoluten Druck, da die benötigten Stoffwerte insbesondere signifikant von der Temperatur abhängen [47]. Somit muss ein Offset Δp ermittelt werden, um den die gemessene Druckkurve korrigiert werden muss.
Für die Ermittlung des Absolutdrucks stehen unterschiedliche Methoden zur Auswahl, die in der einschlägigen Literatur dokumentiert sind. Die verbreitetste Variante ist die *Polytropenmethode* nach Hohenberg [33]. Sie stellt einen sehr guten Kompromiss aus Genauigkeit, Rechengeschwindigkeit und Aufwand dar, denn es werden keine zusätzlichen Messgeräte oder Sensoren benötigt.
Die Polytropenmethode basiert auf der Annahme, dass der mittlere Bereich des Kompressionshubs mit sehr hoher Genauigkeit mit einem konstanten Polytropenexponenten n verläuft, da der Wärmeaustausch mit der Zylinderwand konstant ist [47]. Der geringe Fehler, aufgrund des sich real ändernden Polytropenexponenten, kann über einen nicht allzu groß gewählten Bereich weiter reduziert werden [68]. Für die polytrope Verdichtung von α_1 nach α_2 gilt Gleichung 4.15.

$$p_{\alpha_1} \cdot V_{\alpha_1}^n = p_{\alpha_2} \cdot V_{\alpha_2}^n \tag{4.15}$$

Für die durchgeführten Versuche wurden für die Parameter folgende Werte festgelegt:

- V_{α_1} ist das Zylindervolumen bei $\alpha_1 = 100\,°\text{KW v. OT}$
- p_{α_1} ist der zu V_{α_1} zugehörige (gemessene) Druck im Zylinder

- V_{α_2} ist das Zylindervolumen bei $\alpha_2 = 65\,°\text{KW v. OT}$
- p_{α_2} ist der zu V_{α_2} zugehörige (gemessene) Druck im Zylinder
- n ist der konstante Polytropenexponent (Dieselmotor: 1,37)

Durch Integration des Offsets Δp in Gleichung 4.15 erhält man durch Umformung die Druckdifferenz, um den die gemessene Druckkurve korrigiert werden muss (Gleichung 4.16) [68]. Diese Berechnung ist mit modernen Indiziermesssystemen in Echtzeit möglich [47].

$$\Delta p = \frac{\left(\frac{V_{\alpha_1}}{V_{\alpha_2}}\right)^n \cdot p_{\alpha_1} - p_{\alpha_2}}{1 - \left(\frac{V_{\alpha_1}}{V_{\alpha_2}}\right)^n} \tag{4.16}$$

Die auf den Absolutdruck korrigierte Druckkurve wird nun für die Berechnung des Heizverlaufs nach Hohenberg [32] herangezogen. Die Lösung der dafür notwendigen Differenzialgleichungen sowie dem Gasgesetz führt jedoch zu einer relativ komplizierten Lösung [47]. Damit die Berechnung in Echtzeit durchgeführt werden kann, wendet IndiCom, im vorgegebenen Kurbelwinkelbereich von -60 bis $120\,°\text{KW n. OT}$ (Zünd-OT) mit einer definierten Schrittweite von $0{,}1\,°\text{KW}$, eine Differenzenmethode an. Die Berechnung des schnellen Heizgesetzes ist demnach mit Gleichung 4.17 bis Gleichung 4.21 möglich [16], [47]. Der Faktor K in Gleichung 4.17 dient der Einheitenumrechnung [16].

$$Q_{H,i} = \frac{K}{\kappa_i - 1} \cdot V_{i+n} \left[p_{i+n} - p_{i-n} \left(\frac{V_{i-n}}{V_{i+n}} \right)^{\kappa_i} \right] \cdot (x_{h,i} + 1) \tag{4.17}$$

Da der Heizverlauf die Basis vieler wichtiger Kenngrößen darstellt und somit ein gewisses Maß an Genauigkeit erforderlich ist, wurde im IndiCom der neuere *Thermodynamik2-Berechnungsblock* verwendet. Dieser ermittelt den Polytropenexponent κ in Abhängigkeit der mittleren Gastemperatur T_{Gas} mittels einer Näherungsformel (Gleichung 4.18), die für Dieselmotoren gültig ist.

$$\kappa_i = \frac{0,2888}{c_{v,i}} + 1 = \frac{0,2888}{0,7 + T_{Gas,i} \cdot (0,155 + 2 \cdot x_{h,i}) \cdot 10^{-3}} + 1 \tag{4.18}$$

Die mittlere Gastemperatur wird über das Gasgesetz ermittelt (Gleichung 4.19).

$$T_{Gas,i} = \frac{p_i \cdot V_i}{m \cdot R} \tag{4.19}$$

Die für die Berechnung von T_{Gas} notwendige Ladungsmasse im Zylinder lässt sich über das Hubvolumen, dem Ladedruck und der Ladelufttemperatur sowie dem Liefergrad nach Gleichung 4.20 bestimmten. Für den Liefergrad wurde der Vorgabewert von 0,9 beibehalten.

$$m_{Ladung} = l \cdot m_{Ladung,th} = l \cdot V_h \cdot \frac{p_2}{R \cdot T_2} \tag{4.20}$$

Für die Berechnung des Heizverlaufs sowie des Polytropenexponenten ist die Berechnung des Faktors $x_{h,i}$ notwendig, der mit Gleichung 4.21 definiert ist. Der Faktor stellt einen

empirischen Zusammenhang für Dieselmotoren dar, der die Änderung des Luft-Kraftstoff-Gemisches während der Einspritzung berücksichtigt. Q_n ist dabei die bis zu dem Zeitpunkt i zugeführte Wärme aufgrund des Kraftstoffumsatzes.

$$x_{h,i} = \frac{28 \cdot \sum_{n=0}^{i-1} Q_n}{p_2} \tag{4.21}$$

Grundsätzlich werden im Rahmen der Versuche 100 einzelne Arbeitsspiele pro Messpunkt vom IndiSet aufgezeichnet. Für die Auswertung erfolgt die Betrachtung gemittelter Verläufe und den daraus resultierenden skalaren Größen.

4.4.2 Brennverlaufsberechnung mit BeCAT

BeCAT (Bosch engine Combustion Analysis Tool) ist eine hausinterne Software, die maßgeblich im Rahmen der Dissertationen von Kulzer [45] und Lejsek [48] entstanden ist. Die Software ermöglicht u. a. die Berechnung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses sowie die Berechnung von Brennverläufen. Dabei kann eine Auswahl der gängigen Randbedingungen hinsichtlich Kalorik und Wandwärmeübergangsmodelle getroffen werden.
Die Berechnung des Brennverlaufes stellt eine wichtige Ergänzung zur Heizverlaufsanalyse dar. Die Berücksichtigung der Wandwärmeverluste und einer genauen Kalorik ermöglicht eine exaktere Korrelation von Unterschieden in der Verbrennung mit Verbrauch und Emissionen, als es allein mit Heizverläufen möglich wäre.

Der Brennverlauf ergibt sich für die einzonige Druckverlaufsanalyse nach Gleichung 4.22 über die Aufstellung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik.

$$\frac{dQ_{Br.}}{d\alpha} = \frac{dU}{d\alpha} - \frac{dQ_w}{d\alpha} + p\frac{dV}{d\alpha} - \frac{dH_{Blow-by}}{d\alpha} + \frac{dH_{intake}}{d\alpha} - \frac{dH_{exhaust}}{d\alpha} \tag{4.22}$$

BeCAT berücksichtigt die Einspritzung der Kraftstoffmasse $\frac{dm_{Inj.}}{d\alpha}$ durch die Änderung der inneren Energie. Vereinfachend wird von einer konstanten Rate ausgegangen, mit der die Kraftstoffmasse innerhalb der Spritzdauer (ermittelt aus den Einspritzratenverläufen, vgl. Anhang A.7) in den Brennraum eingebracht wird. Damit der Einspritzbeginn bei der Brennverlaufsberechnung für unterschiedliche Brennlagen gleichermaßen definiert ist, wird näherungsweise ab Start der Injektoransteuerung der Kraftstoff dem Brennraum zugeführt. Die Verdampfungsenthalpie wird über einen reduzierten unteren Heizwert des Kraftstoffs in der Bilanzierung berücksichtigt [46].

Bei der Betrachtung des Hochdruckprozesses sind im relevanten Bereich (Verbrennung) die Ventile geschlossen, sodass kein Enthalpiestrom über die Ventile stattfindet. Leckageverluste

in Form von Blow-by-Gasen sind für die spätere Ableitung von Trendaussagen nicht relevant und werden vernachlässigt. Somit verkürzt sich Gleichung 4.22 zu Gleichung 4.23.

$$\frac{dQ_{Br.}}{d\alpha} = \frac{dU}{d\alpha} - \frac{dQ_w}{d\alpha} + p\frac{dV}{d\alpha} \tag{4.23}$$

Damit ist der Brennverlauf für den betrachteten Hochdruckprozess über die Änderung der inneren Energie, Wandwärme sowie Volumenänderungsarbeit definiert [46].
Die Berechnung der inneren Energie erfolgt durch die Berücksichtigung der Stoffwerte nach Zacharias [69], die insbesondere den überstöchiometrischen Bereich abdecken ($\lambda > 1$). Somit finden die kalorischen Daten im Bereich der dieselmotorischen Brennverlaufsanalyse in vielen aktuellen Untersuchungen, wie z. B. [6] und [42], bis heute Anwendung.
Die Wandwärme berechnet sich nach Gleichung 4.24 auf Grundlage des Newton'schen Ansatzes für den Wärmeübergang. Die Flussrichtung ist durch das Vorzeichen in Gleichung 4.23 vorgegeben.

$$\frac{dQ_w}{d\alpha} = \alpha_w \cdot A_w \cdot (T_{Gas} - T_{Wand})) \cdot \frac{dt}{d\alpha} \tag{4.24}$$

Zur Berechnung des Wandwärmeübergangskoeffizienten α_w stehen unterschiedliche Modelle zur Verfügung. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Modell nach *Hohenberg* [33] gewählt, da es bei Vergleichen von unterschiedlichen Wandwärmeübergangsmodellen bei Nfz-Dieselmotoren häufig die besten Ergebnisse liefert [9]. Somit findet es insbesondere im Bereich der dieselmotorischen Verbrennungsrechnung bis heute in seiner ursprünglichen Form Anwendung.
Hohenberg definiert den Wandwärmeübergangskoeffizienten nach Gleichung 4.25 in Abhängigkeit des momentanen Volumens, der Gastemperatur, dem Zylinderdruck und der mittleren Kolbengeschwindigkeit.

$$\alpha_w = 130 \cdot V^{-0,06} \cdot T_{Gas}^{-0,53} \cdot p_z^{0,8} \cdot \left(T_{Gas}^{0,163}\,(c_m + 1,4)\right)^{0,8} \tag{4.25}$$

Bemerkenswert ist, dass der Wärmeübergangskoeffizient nahezu unabhängig von den geometrischen Abmessungen ist, was am sehr kleinen Exponenten des Volumens zu erkennen ist [9].
Die Berechnung der mittleren Gastemperatur erfolgt nach der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase (Gleichung 4.26).

$$T = \frac{p \cdot V}{m \cdot R} \tag{4.26}$$

Die mittlere Wandtemperatur T_{Wand}, die für die Bestimmung der treibenden Temperaturdifferenz notwendig ist, wurde für die Teillast auf 150 °C und für die Volllast auf 200 °C festgelegt. Analog zur Heizverlaufsauswertung erfolgt die Brennverlaufsanalyse anhand gemittelter Verläufe und skalarer Größen.

Thermodynamisches Verdichtungsverhältnis

Damit aus einem Druckverlauf ein korrekter Brenn- und Heizverlauf berechnet werden kann, muss ein thermodynamisch wirksames Verdichtungsverhältnis hinterlegt werden. Nur so korreliert bei einer Schleppmessung eine Volumenänderung zur korrespondierenden Druckänderung. Typischerweise ist das thermodynamisch wirksame Verdichtungsverhältnis geringer als das geometrische Epsilon. Dies liegt im Wesentlichen an Blow-By-Verlusten, Stauchungseffekte an der gesamten unter Druck stehenden Power Unit sowie Lagertoleranzen im Kurbeltrieb, die während des Betriebs zum Tragen kommen. Außerdem treten beim Auslitern[6] u. U. Fehler auf. Zusätzlich kann das Feuerstegvolumen nur schwer ermittelt werden. In der Literatur wird für Dieselmotoren angegeben, dass das thermodynamische Verdichtungsverhältnis häufig ein bis zwei Einheiten unter dem des geometrischen Verdichtungsverhältnisses liegt [15].
Bei der alleinigen Auswertung von Heizverläufen besteht zur Ermittlung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses oftmals nur die Möglichkeit einer qualitativen Auswertung der Heizverläufe für unterschiedliche Betriebspunkte. Dazu wird das Epsilon beispielsweise im IndiCom solange variiert, bis das Heizgesetz einen plausiblen Verlauf aufweist. Für qualitative Vergleiche ist dieses Methode meist ausreichend genau. Das Vorgehen kann dabei häufig nur ein Kompromiss sein, um die bestmöglichen Ergebnisse im gesamten Kennfeld zu erzielen.

BeCAT hingegen ermöglicht die Berechnung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses auf Grundlage des Symmetrieverfahrens [15], dessen Basis geschleppte Druckverläufe darstellen. Zur qualitativen Veranschaulichung der Methode dient Abbildung 4.5.

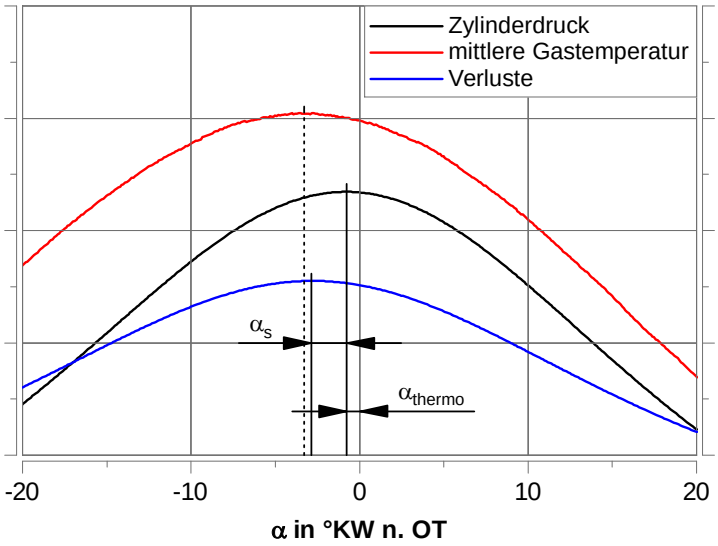


Abbildung 4.5: Qualitative Veranschaulichung des Symmetrieverfahrens nach Burkhardt und Bargende [15].

[6]Methode, um Teile des Kompressionsvolumens (z. B. Kolbenmulde und Ventiltaschen) zu bestimmen.

Das Verfahren stützt sich auf der Annahme, dass der Verlauf der Verluste (Wandwärme- und Leckageverluste) stets symmetrisch um eine Achse verläuft und dessen Maximum im Kurbelwinkelbereich zwischen Temperatur- und Druckmaximum liegt (vgl. Abbildung 4.5). Unter zusätzlicher Voraussetzung einer unveränderlichen Gaskonstante und der Annahme, dass die innere Energie im geschleppten Betrieb nicht druckabhängig ist, ist für die Verluste während der Kompression ($\alpha_s - \alpha$) und Expansion ($\alpha_s + \alpha$) die Gleichgewichtsbeziehung in [15] hergeleitet worden, die durch Gleichung 4.27 beschrieben wird.

$$[V \cdot dp + \kappa \cdot pdV]_{\alpha_s - \alpha} = [V \cdot dp + \kappa \cdot pdV]_{\alpha_s + \alpha} \tag{4.27}$$

Wird das gesamte Brennraumvolumen (V) in das Kompressionsvolumen (V_c) sowie einem veränderlichen Teil (V_s) aufgeteilt, ergibt sich Gleichung 4.28.

$$[(V_c + V_s) \cdot dp + \kappa \cdot pdV]_{\alpha_s - \alpha} = [(V_c + V_s) \cdot dp + \kappa \cdot pdV]_{\alpha_s + \alpha} \tag{4.28}$$

In Abbildung 4.5 kennzeichnet α_{thermo} den thermodynamischen Verlustwinkel. Der Symmetriewinkel α_s ist definiert durch den Abstand der Maxima von Druck- und Verlustkurve. $\alpha_s + \alpha$ bzw. $\alpha_s - \alpha$ definiert den Kurbelwinkelbereich zwischen α_s und dem gewählten Abstand von α_s. Es erfolgt typischerweise eine Berechnung mehrerer Stützstellen um α_s, sodass Ungenauigkeiten des Druckverlaufs möglichst kompensiert werden und ein gemitteltes aussagekräftiges Ergebnis bestimmt werden kann [15].
Eine Auflösung von Gleichung 4.28 nach dem Kompressionsvolumen führt abschließend zum hergeleiteten Zusammenhang, der in [15] aufgeführt ist (Gleichung 4.29).

$$V_{c,sym.} = \frac{\kappa \cdot \left([pdV]_{\alpha_s - \alpha} - [pdV]_{\alpha_s + \alpha}\right) + [V_s dp]_{\alpha_s - \alpha} - [V_s dp]_{\alpha_s + \alpha}}{[dp]_{\alpha_s + \alpha} - [dp]_{\alpha_s - \alpha}} \tag{4.29}$$

Die Berechnung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnis erfolgt schließlich nach Gleichung 4.30.

$$\epsilon_{th.} = \frac{V_h + V_{c,sym.}}{V_{c,sym.}} \tag{4.30}$$

Es wird deutlich, dass allein durch die Kenntnis der Kurbelgeometrie und des Druckverlaufs ein Verdichtungsverhältnis berechnet werden kann, das insbesondere im Bereich von α_s ein genaues reales Verdichtungsverhältnis darstellt. Der exakte Betrag der Verluste muss somit nicht bekannt sein. Im Vorfeld muss jedoch eine möglichst präzise Nulllinienfindung durchgeführt werden, da sich Fehler bei den Absolutdruckwerten signifikant auf das berechnete thermodynamische Verdichtungsverhältnis auswirken [15].

In [8] wurde festgestellt, dass sich durch die Annahme unterschiedlicher Wandwärmeverluste zwar der Betrag ändert, jedoch die geforderte Symmetrieeigenschaft der Verlustkurve erhalten bleibt und somit die eingangs geforderte Eigenschaft untermauert wurde.

In Abbildung 4.6 ist das berechnete thermodynamische Verdichtungsverhältnis für unterschiedliche Drehzahlen und die beiden verwendeten Zylinderköpfe dargestellt. Dazu wurden Schleppmessungen mit einem Ladedruck von 1,2 bar (abs.) ausgewertet.

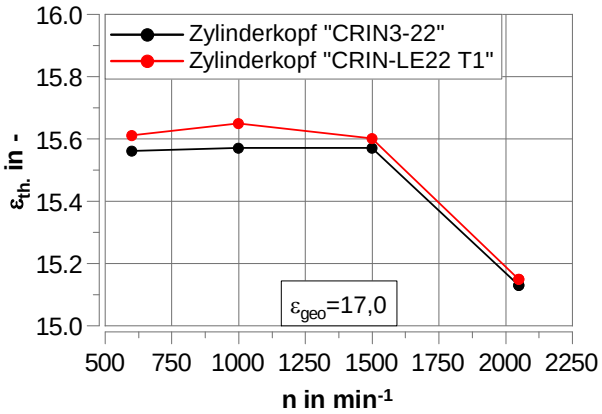


Abbildung 4.6: Berechnetes thermodynamisches Verdichtungsverhältnis nach dem Symmetrieverfahren [15] aus Schleppmessungen mit $p_2 = 1{,}2\,\text{bar}$ (abs.).

Bemerkenswert ist dabei einerseits der quasi identische Verlauf. Anderseits ist ein geringeres Verdichtungsverhältnis für die höchste Drehzahl festzustellen. Die Ursache wird hierbei im Wesentlichen in den sich unterschiedlich einstellenden Lagerspielen sowie verschiedenen dynamischen Verformungen der Bauteile für die Power-Unit gesehen. Durchgeführte Variationen des hinterlegten Verdichtungsverhältnisses bei der Brennverlaufsberechnung haben gezeigt, dass die in Abbildung 4.6 dargestellten Werte zu plausiblen Brennverläufen führen. Daher ist der abgebildete Abfall des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses bei $2050\,\text{min}^{-1}$ als real anzusehen.
Die Größenordnung des thermodynamischen Verdichtungsverhältnisses liegt mit etwa 1,5-2 Einheiten unter dem geometrischem Verdichtungsverhältnis und entspricht somit den typischen Erfahrungswerten aus der Literatur [15].
Für die Berechnung der Brennverläufe bei 1500 bzw. $2050\,\text{min}^{-1}$ wurde ein thermodynamisches Verdichtungsverhältnis von $\epsilon_{th.} = 15{,}6$ bzw. $\epsilon_{th.} = 15{,}1$ hinterlegt.

4.4.3 Nomenklatur und allgemeingültige Randbedingungen

Grundsätzlich erfolgt bei der Druckverlaufsanalyse eine Betrachtung des aus 100 Einzelzyklen gemittelten Zylinderdruckverlaufs. Infolgedessen handelt es sich beim Heiz- und Brennverlauf sowie den abgeleiteten skalaren Größen der Umsatzpunkte jeweils um Mittelungen. Da sich beispielsweise Umsatzpunkte aus der Heizverlaufsberechnung von denen aus der Brennverlaufsberechnung unterscheiden, erfolgt nachfolgend die Abgrenzung anhand der Nomenklatur am Beispiel MFB_{50} (50 %-Umsatzpunkt):

- MFB_{50} in °KW n. OT (Basis Heizverlauf – $\frac{dQ_H}{d\alpha}$)
- $MFB_{50,Br.}$ in °KW n. OT (Basis Brennverlauf – $\frac{dQ_{Br.}}{d\alpha}$)

In erster Linie basiert die Auswertung der skalaren Größen auf den Heizverlauf. Aus diesem Grund wurde auf einen weiteren Vermerk im Index verzichtet. Basieren die Umsatzpunkte allerdings auf den Brennverlauf, ist dies im Index („*Br.*“) kenntlich gemacht.

Der Brennbeginn (MFB_{00}) ist durch den Zeitpunkt definiert, bei dem die Nulllinie des Heiz- bzw. Brennverlaufs von unten durchbrochen wird. Aufgrund der Wärme, die für die Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffs benötigt wird, kommt es direkt vor der Verbrennung zu einem charakteristischen leichten Abtauchen unter die Nulllinie.
Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt keine Auswertung des 100 %-Umsatzpunktes als Brennende, da dieser, aufgrund eines sehr flachen Gradienten im integralen Heiz- bzw. Brennverlauf, mit starken Streuungen behaftet sein kann. Stattdessen werden 90 %- oder 95 %-Umsatzpunkte analysiert. Neben einer deutlich verbesserten Reproduzierbarkeit sind diese Werte für die durchgeführten Untersuchungen gleichermaßen geeignet.

Die gemessenen ungefilterten und ungeglätteten Druckverläufe weisen häufig eine Überlagerung von höherfrequenten Druckschwingungen auf. Das Verhalten ist beispielsweise abhängig von der Einbaulage des Brennraumdrucksensors. Bei der Heiz- und Brennverlaufsberechnung wurde aus diesem Grund dem Drucksignal ein Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 2200 Hz nachgeschaltet, um derartige Schwingungen zu eliminieren. Bei einer Variation der Grenzfrequenz wurde festgestellt, dass der Informationsverlust und somit der Fehler auf die nachfolgenden Berechnungen so gering ausfällt, dass dieser keine Signifikanz hat. Ein zusätzliches Glätten der Druckverläufe mittels der Indiziersoftware war nicht notwendig.
Bei allen Brennverlaufsauswertungen wurde auf die Anwendung des Summenbrennverlaufskriteriums verzichtet. Die Nulllinie wurde über die Polytropenmethode mit guter Genauigkeit abgebildet, sodass auf diese Korrektur verzichtet werden konnte.

4.5 Aufgabenschwerpunkte

Im Vorfeld sind bereits die Besonderheiten der betrachteten Motorenkategorie inkl. der relevanten Emissionsgesetzgebung diskutiert worden. Dabei spielt der Grenzbereich zwischen zwei verschiedenen CR-Injektorsystemen eine entscheidende Rolle. Neben der detaillierten Analyse der verschiedenen Injektorkonzepte wird zusätzlich das Potential eines gesteigerten Düsendurchflusses untersucht. Zur Bearbeitung dieser Schwerpunkte werden folgende Messtechniken und Methoden eingesetzt:

- Bestimmung der Einspritzraten für charakteristische Betriebspunkte und Randbedingungen mit einem Injection Analyzer.

- Ausführliche Betrachtung des motorischen Verhaltens an einem modernen Einzylinder-Forschungsmotor. Dabei wurden DoE-Messpläne sowie klassische Parametervariationen sinnvoll kombiniert, um einerseits einen effizienten Versuchsbetrieb zu realisieren und andererseits die Auswertung auf unterschiedliche Randbedingungen anpassen zu können.
- Messungen an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer unter heißen und kalten Bedingungen wurden durch Drescher et al. [19] durchgeführt, um weitere Erkenntnisse mit den Motormessungen korrelieren zu können.

In der betrachteten Motorenkategorie sind moderne CR-Injektoren in der Vergangenheit häufig nicht notwendig gewesen. Vor diesem Hintergrund besteht der Bedarf nach ausgiebigen Grundlagenuntersuchungen zur Anforderungsableitung moderner Einspritzsysteme. Schwerpunkte sind dabei:

- Bedarf hinsichtlich Raildruck
- Potential einer Vor- und Nacheinspritzung
- Bedarf hinsichtlich Ladedruck
- Potential der Abgasrückführung

Anschließend erfolgt eine Ableitung von Empfehlungen für unterschiedliche Anwendungsfälle. Dabei werden theoretische Überlegungen hinsichtlich der Abgasnachbehandlungskonzepte im Zusammenhang mit dem Brennverfahren analysiert. Ermöglicht wird dies durch die sehr breite Versuchsdatenbasis, die mit dem statistischen Ansatz ausgewertet wird. Optimieralgorithmen können so den besten Kompromiss für den jeweiligen Anwendungsfall identifizieren. In diesem Zusammenhang werden Verbrauchskostenabschätzungen (Diesel und ggf. AdBlue) durchgeführt sowie der Bezug zu Emissionsgrenzwerten hergestellt, was durch die Methoden aus Unterkapitel 4.3 möglich wird.

5 Darstellung der Ergebnisse

5.1 Vergleich der Injektorkonzepte

Im folgenden Kapitel werden die motorischen Auswirkungen hinsichtlich Verbrauch und Emissionen für die unterschiedlichen Injektorvarianten (vgl. Unterkapitel 3.2) im Zusammenhang mit den Einspritzverläufen dargestellt und analysiert. Neben den zwei verschiedenen Injektorkonzepten wird der Einfluss eines gesteigerten hydraulischen Düsendurchflusses[1] dargestellt. Ein Quervergleich zu einem anderen Versuchsmotor soll dabei die Erkenntnisse validieren und die berücksichtigte Variantenvielfalt steigern.

5.1.1 Analyse des Injektorverhaltens

Rückschlüsse des spezifischen Injektorverhaltens auf die motorischen Ergebnisse sind nur möglich, wenn die Charakteristik in Form der Einspritzgesetze exakt bekannt ist. Deren Korrelation mit den Heiz- und Brennverläufen ermöglicht die Identifikation der Einflüsse auf die Verbrennung, die durch das spezifische Injektorverhalten hervorgerufen werden. Diese Vorgehensweise ist daher für die Anforderungsableitung von Injektorspezifika notwendig. Aufgrund dessen wurden für alle drei Injektorvarianten die Einspritzverläufe für betriebspunktspezifische Einspritzmengen am Injection Analyzer gemessen. Damit die Unterschiede, speziell im Öffnungsverhalten, deutlicher zu erkennen sind, wurden die Einspritzraten hinsichtlich des Spritzbeginns gleichgezogen. Die prinzipbedingten hydraulischen Ungleichheiten der Injektorvarianten führen dabei zu abweichenden erforderlichen Ansteuerbeginnen der Injektoren.

In Abbildung 5.1 sind die Einspritzverläufe der verwendeten Injektorvarianten für Leerlaufbedingungen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das Öffnungsverhalten beim CRIN3-22 enh., im Vergleich zu den Speicherinjektoren CRIN-LE22 T1, geringfügig schneller abgestimmt ist. Das Schließverhalten hingegen ist beim CRIN3-22 enh. etwas langsamer. Bemerkenswert ist, dass bei den Speicherinjektoren kein geändertes Öffnungs- und Schließverhalten auftritt, obwohl der hydraulische Düsendurchfluss unterschiedlich ist. Bei einer größeren Durchflussspreizung wird allerdings von einem Einfluss diesbezüglich ausgegangen.

[1] Damit die Legenden bei der Ergebnisdarstellung kompakt gehalten werden können, wird in den Diagrammen auf die Angabe der Einheit $cm^3/30\,s/100\,bar$ verzichtet.

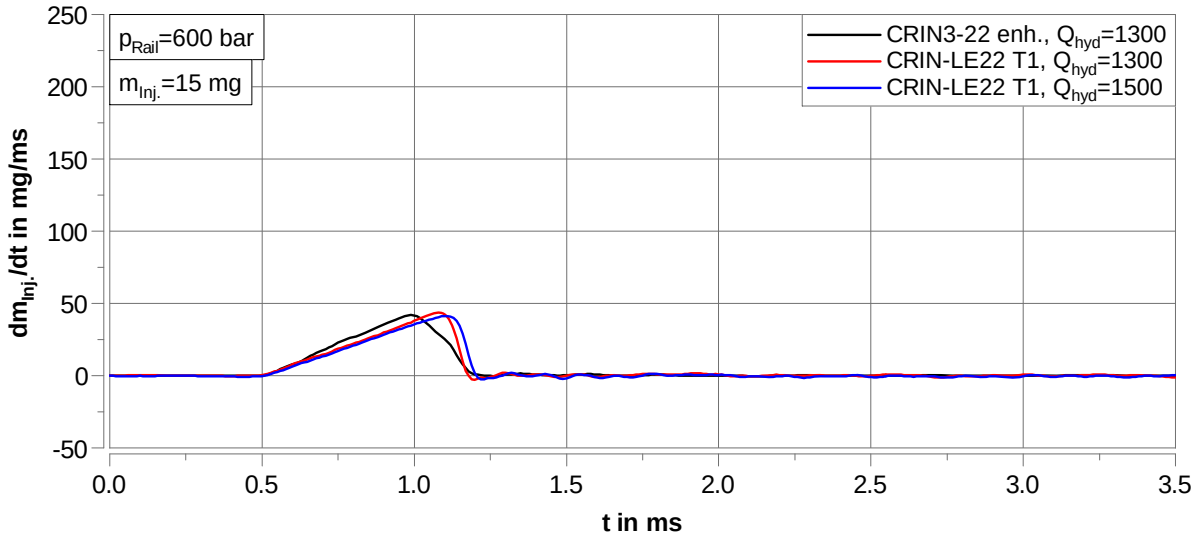


Abbildung 5.1: Einspritzverläufe für die verwendeten Injektorvarianten bei Leerlaufbedingungen, Betriebspunkt Nr. 1 ($p_{Rail} = 600\,\text{bar}$, $m_{Inj.} = 15\,\text{mg}$).

Für den Teillastbetriebspunkt kann je nach Motorkonzept ein deutlich unterschiedlicher Raildruck vorteilhaft sein. Daher sind in Abbildung 5.2 die Einspritzverläufe für vier verschiedene Raildrücke abgebildet.

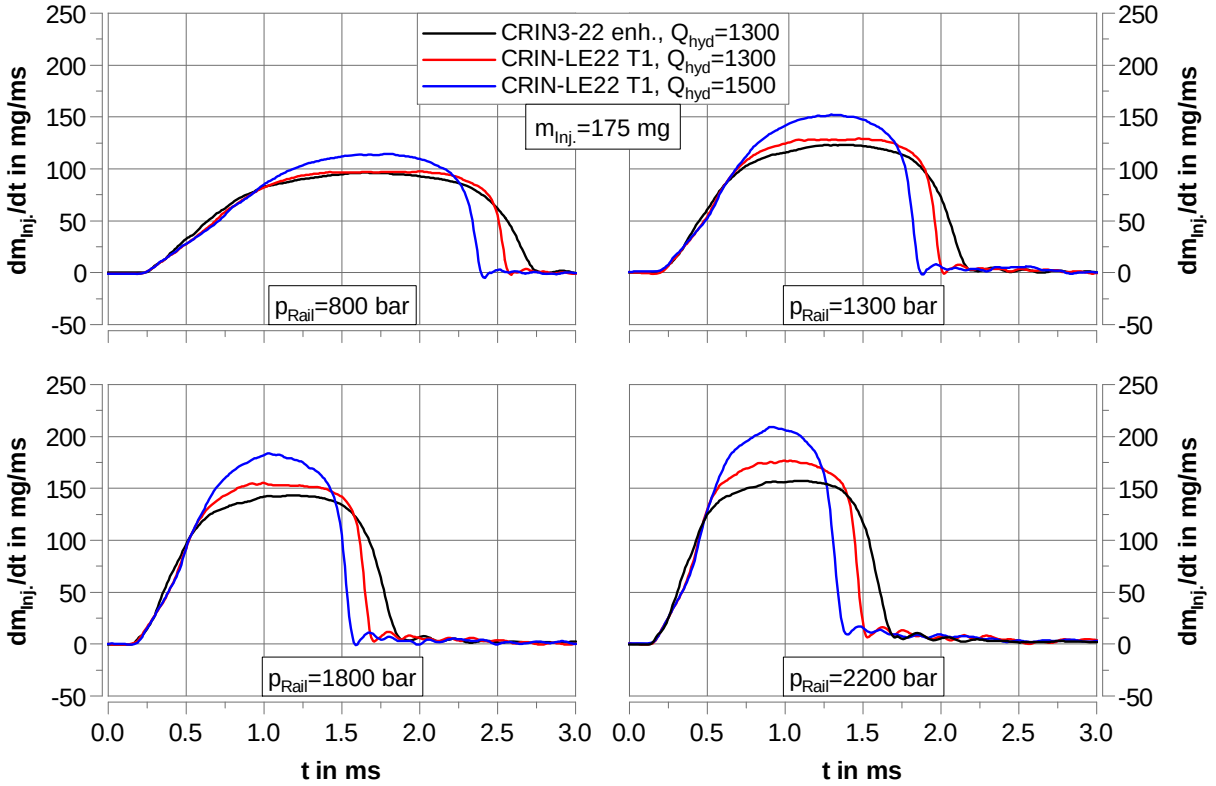


Abbildung 5.2: Einspritzverläufe für die verwendeten Injektorvarianten bei Teillastbedingungen, Betriebspunkt Nr. 2 ($p_{Rail} = 800, 1300, 1800$ und $2200\,\text{bar}$, $m_{Inj.} = 175\,\text{mg}$).

Grundsätzlich führt eine Steigerung des Raildrucks zu einem Anstieg des Ratenniveaus, wenn die Düsennadel am Endanschlag ist (Vollhub). Bei einer konstanten eingespritzten Kraftstoffmasse verkürzt sich somit die Spritzdauer. Außerdem beschleunigt ein gesteigerter Raildruck das Öffnungs- und Schließverhalten aller Injektorvarianten. Dies ist ein Resultat der sich einstellenden Kräfte an der Düsennadel und dem Ventilkolben im Injektor, die für das Öffnen und Schließen der Düsennadel verantwortlich sind. Auch bei verschiedenen Raildrücken unterscheidet sich das Öffnungs- und Schließverhalten der zwei Durchflussvarianten (CRIN-LE22 T1) nicht.
Insbesondere für die höheren Raildrücke wird der Unterschied in der maximalen Ratenhöhe zwischen dem CRIN3-22 enh. und dem CRIN-LE22 T1 bei gleichem hydraulischen Düsendurchfluss deutlich. Aufgrund des internen Hochdruckspeichers kann für die gesamte Einspritzdauer ein höherer Kraftstoffdruck bereitgestellt werden. Durch den düsennahen Speicher sind die hochdruckführenden Leitungslängen sehr viel kleiner, was in Kombination mit den konzeptbedingten Unterschieden in der Injektorhydraulik beim CRIN-LE22 T1 zu einem Druckvorteil in der Düse führt. Daraus resultiert ein höheres maximales Niveau in der Einspritzrate.
Der größte Düsendurchfluss (Abbildung 5.2, blau) ermöglicht durch die hohe Einspritzrate die kürzeste Spritzdauer, sodass bei einem Raildruck von 2200 bar und einer Einspritzmenge von 175 mg die Düsennadel ihren Endanschlag nicht mehr sicher erreicht. Dies wird als ballistischer Bereich bzw. Teilhub der Düsennadel bezeichnet.

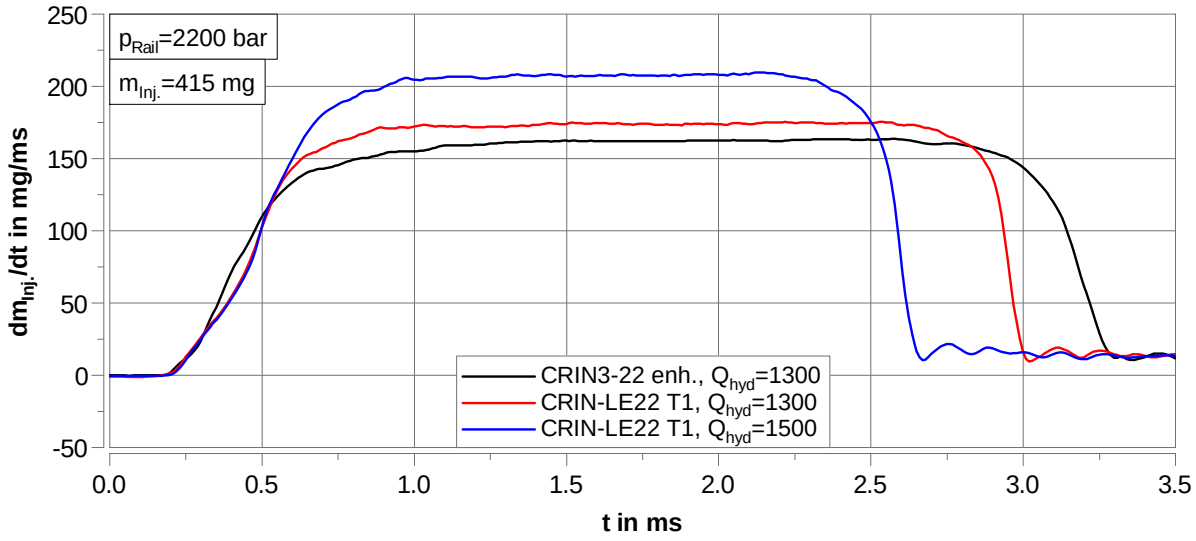


Abbildung 5.3: Einspritzverläufe für die verwendeten Injektorvarianten bei Hochlastbedingungen, Betriebspunkt Nr. 5 ($p_{Rail} = 2200\,\text{bar}$, $m_{Inj.} = 415\,\text{mg}$).

Die Einspritzverläufe für Hochlastbedingungen (Abbildung 5.3) zeigen detailliert die Einspritzcharakteristik der Injektorkonzepte inklusive dem Vollhubbereich der Düsennadel. Im Öffnungsverhalten ist der CRIN3-22 enh. zunächst am schnellsten. Wenn die Düsennadel halb geöffnet ist, nimmt jedoch der Speicherinjektor an Öffnungsgeschwindigkeit zu, die über der des CRIN3-22 enh. liegt. Dieses Verhalten ist bereits in Abbildung 5.2

für die verschiedenen Raildrücke zu erkennen gewesen. Der interne Druckspeicher sowie die konstruktiven Unterschiede ermöglichen beim CRIN-LE22 T1, bei einem konstanten Raildruck, einen höheren Druck in der Düse, was sich in der Ratenhöhe widerspiegelt. Bei dem größeren verwendeten Düsendurchfluss ist der Effekt auf die maximale Ratenhöhe deutlich stärker ausgeprägt. Im Schließverhalten unterschieden sich die Durchflussvarianten des CRIN-LE22 T1 nicht. Der CRIN3-22 enh. zeigt in der hier verwendeten Abstimmung ein etwas langsameres Schließverhalten.

5.1.2 Darstellung der motorischen Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Auswirkungen der unterschiedlichen Injektorvarianten auf die motorische Verbrennung betriebspunktselektiv analysiert und diskutiert. Es werden dabei motorische Randbedingungen ohne Abgasrückführung eingestellt, um insbesondere die Effekte auf die Stickoxidemissionen exakter bewerten zu können. Da für die folgenden Analysen die Motorindizierung essentiell ist, erfolgt an dieser Stelle keine Diskussion von DoE-Messungen.

Teillast – Betriebspunkt Nr. 2

Für den Vergleich in der Teillast sind für die drei Injektorvarianten Spritzbeginnvariationen durchgeführt worden (Abbildung 5.4). Dabei wurden Randbedingungen berücksichtigt, die für Motorkonzepte ohne Abgasrückführung realitätsnah sind. Beispielsweise führt ein vergleichsweise geringer Raildruck zu einem besseren Trade-Off-Verhalten von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen, wenn auf rückgeführtes Abgas verzichtet wird. Zur besseren Vergleichbarkeit der Injektorvarianten werden die einzelnen Messpunkte der Spritzbeginnvariation auf gleiche MFB_{50}-Punkte geregelt.
Bemerkenswert ist der NO_x-Versatz der Kurven im Diagramm unten links von Abbildung 5.4. Der CRIN-LE22 T1 mit dem größten Düsendurchfluss ermöglicht die geringsten Stickoxidemissionen bei konstanter Brennlage. Der CRIN3-22 enh. hat diesbezüglich die höchsten Werte. Solch ein Verhalten ist ohne die Auswertung der Indiziermessdaten zunächst nicht zu erklären.
Hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs kann bei der frühen Brennlage kein eindeutiger Vorteil für den großen Düsendurchfluss (CRIN-LE22 T1) identifiziert werden [24]. Je weiter die Verbrennung nach spät verlagert wird, desto stärker verschlechtert sich der Verbrauch der Speicherinjektoren, insbesondere jedoch für die Ausführung mit dem höchsten Düsendurchfluss (vgl. Abbildung 5.4, Diagramm oben rechts). Die Rußemissionen für die beiden Injektoren mit $Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm^3/30\,s/100\,bar}$ zeigen keine signifikanten Unterschiede. Der Injektor mit dem größten Durchfluss führt bei späten Brennlagen, und somit tendenziell rußsensitven Bedingungen, zu geringfügig höheren Rußemissionen.

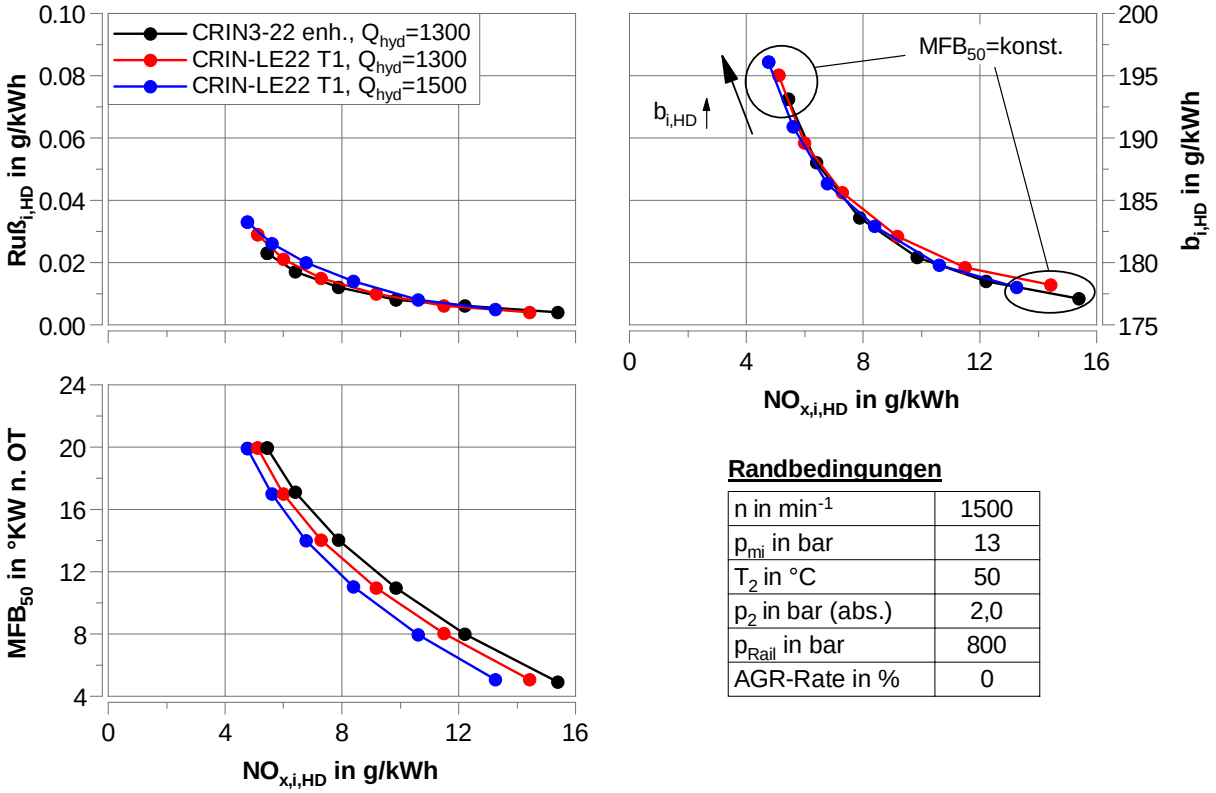


Abbildung 5.4: Spritzbeginnvariation in der Teillast mit typischen Randbedingungen für ein Konzept ohne AGR (Betriebspunkt Nr. 2).

Die Auswertung der Indiziermessungen, in Kombination mit der Brennverlaufsanalyse, ermöglicht einen detaillierten Einblick in das globale Verbrennungsverhalten. In Abbildung 5.5 sind der differenzielle und integrale Brennverlauf sowie die berechnete mittlere Gastemperatur im Brennraum für die frühe Brennlage $MFB_{50} = 5\,°\text{KW n. OT}$[2] dargestellt. Die bereits dargelegten Eigenschaften der Einspritzraten kommen in den Brennverläufen zum Tragen. Der CRIN3-22 enh. spritzt den Kraftstoff in der ersten Phase des Nadelöffnens am schnellsten in den Brennraum ein. Da die gesamte Spritzdauer jedoch am längsten andauert und sich dies auf die Brenndauer auswirkt, muss der Brennbeginn am frühesten appliziert werden, um die Brennlage (MFB_{50}) konstant zu halten. Der CRIN-LE22 T1 mit dem gleichen Düsendurchfluss kann für eine konstante Brennlage ca. 1,5 °KW später mit der Einspritzung beginnen, da die Einspritzrate und somit auch die Brennrate ab dem zweiten Teil des Nadelöffnens geringfügig schneller ansteigt. Der Injektor mit dem größten Durchfluss kann wiederum geringfügig später mit der Einspritzung beginnen, weil der Kraftstoff, bei voll geöffneter Düsennadel, am schnellsten in den Brennraum eingespritzt und auch umgesetzt wird.
Als Ergebnis aus den unterschiedlichen Brennraten resultieren die differierenden Verläufe der mittleren Gastemperatur. Ein späterer Brennbeginn führt zu einer geringeren mittleren Gastemperatur bei einem konstanten Kurbelwinkel. Bemerkenswert ist, dass die Verbren-

[2]Es sei anzumerken, dass der ermittelte 50 %-Umsatzpunkt aus der Indiziermesstechnik und der dabei durchgeführten Heizverlaufsberechnung resultiert. Vgl. hierfür Abschnitt 4.4.3.

nung mit der höchsten Umsatzrate (blau) nicht die maximale mittlere Gastemperatur generiert. Der spätere Brennbeginn und der sich bereits nach unten bewegende Kolben verursachen die geringste maximale mittlere Gastemperatur. Bereits die Korrelation der globalen Gastemperatur mit den zuvor dargestellten Stickoxidemissionen schärft somit das Verständnis der Einflüsse auf die Stickoxidbildung. Da für die NO_x-Bildung allerdings lokale Temperaturen (und Sauerstoffkonzentrationen) maßgeblich sind, könnte deren Kenntnis zusätzliche Effekte aufzeigen.

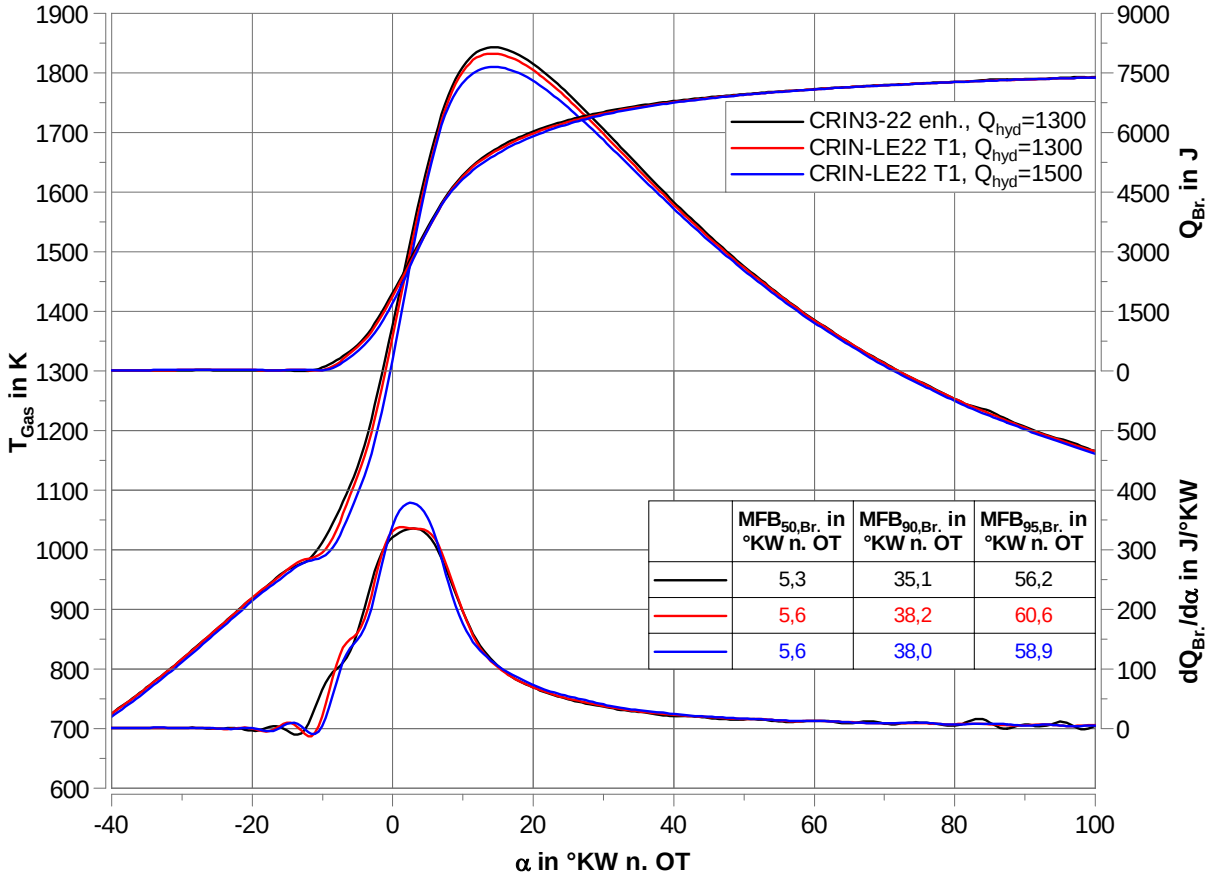


Abbildung 5.5: Differenzieller und integraler Brennverlauf sowie mittlere Gastemperatur für die Brennlage $MFB_{50} = 5\,°\mathrm{KW\,n.\,OT}$ mit den Randbedingungen aus der Spritzbeginnvariation von Abbildung 5.4 in der Teillast.

Einen Beitrag zum weiteren Erkenntnisgewinn, dessen Schwerpunkt auf den lokalen Unterschieden basiert, leisten Messungen an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer [19]. Untersuchungen unter kalten atmosphärischen sowie heißen inerten Bedingungen ermöglichten detaillierte Betrachtungen zur Sprayaufbereitung der verwendeten Injektorvarianten. Aspekte wie Eindringverhalten von flüssiger und gasförmiger Phase und sich ausbildende Kegelwinkel der einzelnen Spraykeulen standen dabei im Fokus. Ausgewählte Ergebnisse werden in Abschnitt 5.1.3 zusammen mit weiteren motorischen Detailauswertungen diskutiert.

Abbildung 5.6 zeigt in Analogie zur Abbildung 5.5 die Brennverlaufsauswertung für die späte Brennlage von $MFB_{50} = 20\,°\text{KW n. OT}$. Grundsätzlich ist ein ähnliches Verhalten zu beobachten. Der spätere Brennbeginn der beiden Speicherinjektoren ist dominant für den in Abbildung 5.4 dargestellten schlechteren Kraftstoffverbrauch. Die Angaben vom 90 %- bzw. 95 %-Umsatzpunkt, basierend auf den Brennverläufen, zeigen für die späte Brennlage und den großen Düsendurchfluss eine leichte Verschleppung der Ausbrandphase. Neben der daraus resultierenden Steigerung des Kraftstoffverbrauchs kann dies ein Indiz für die geringfügig erhöhten Rußemissionen darstellen. Der CRIN3-22 enh. führt zu einem etwas schnelleren Ausbrandverhalten, das zum Verbrauchsvorteil beiträgt.

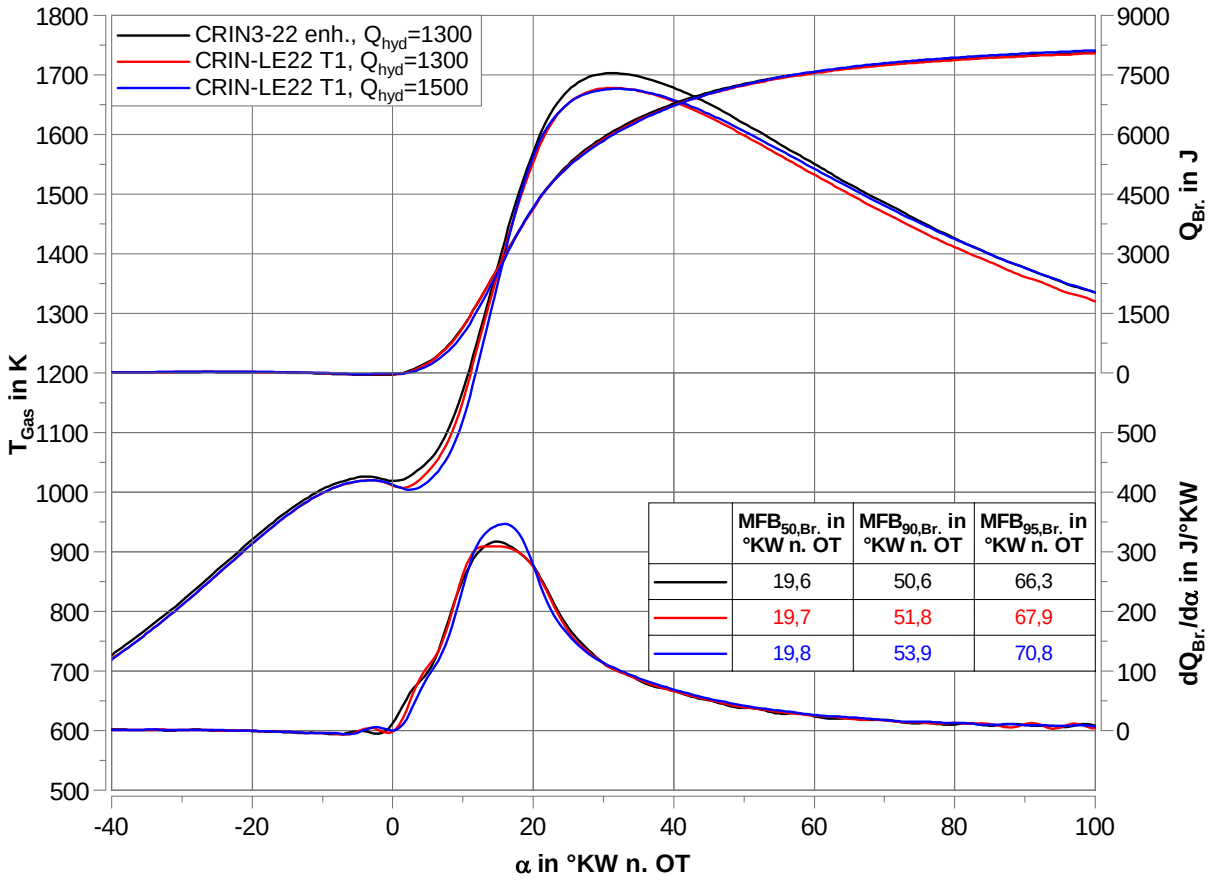


Abbildung 5.6: Differenzieller und integraler Brennverlauf sowie mittlere Gastemperatur für die Brennlage $MFB_{50} = 20\,°\text{KW n. OT}$ mit den Randbedingungen aus der Spritzbeginnvariation von Abbildung 5.4 in der Teillast.

Volllast – Betriebspunkt Nr. 3

Zur Bewertung des Einflusses der unterschiedlichen Injektorkonzepte in der Volllast sind in Abbildung 5.7 Spritzbeginnvariationen dargestellt, deren einzelne Messpunkte durch einen gleichen MFB_{50} charakterisiert sind. Die Analyse erfolgt somit analog zur Teillast. Bei der Wahl der Randbedingungen, wie z. B. Rail- und Ladedruck, wurde sich an typischen Werten orientiert, wie sie üblicherweise bei Vollmotoren appliziert werden.

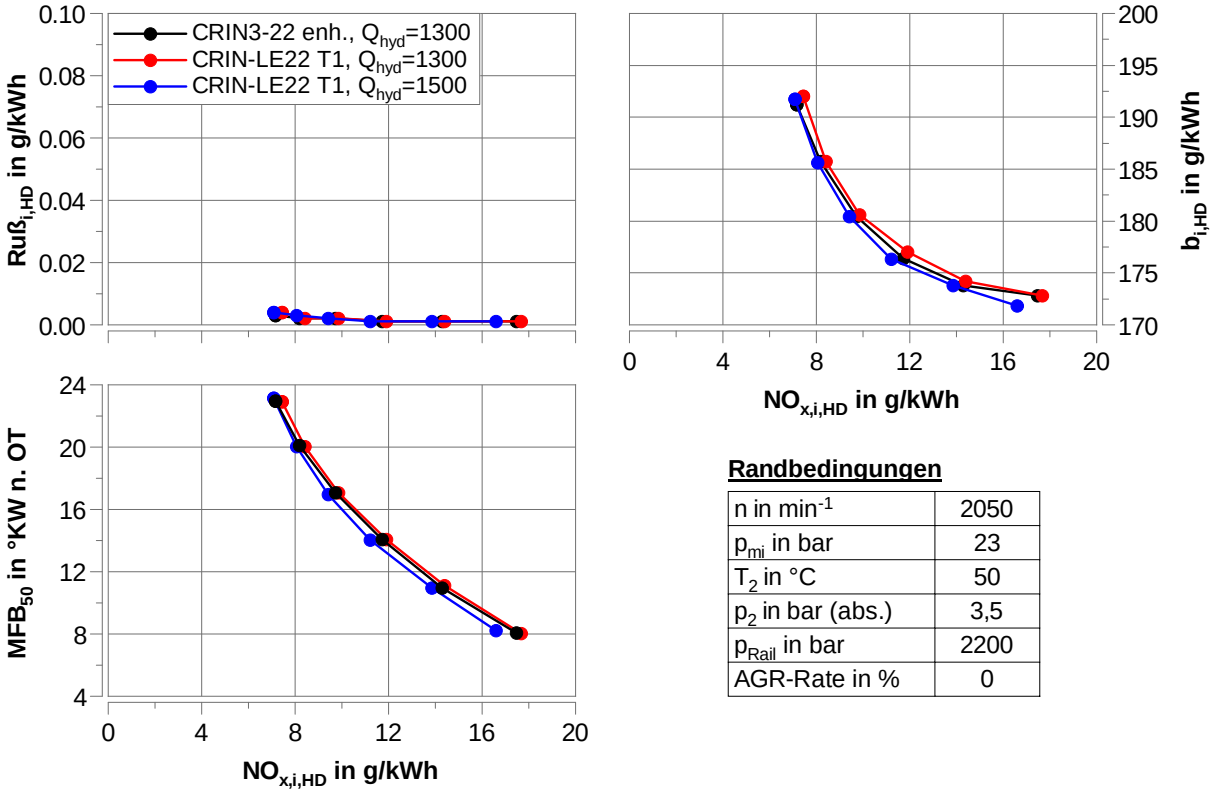


Abbildung 5.7: Spritzbeginnvariation in der Volllast mit typischen Randbedingungen für ein Konzept ohne AGR (Betriebspunkt Nr. 3).

Im Gegensatz zur Teillast ist der NO_x-Versatz bei konstanter Brennlage nur noch für den großen Düsendurchfluss erkennbar. Die beiden Injektoren mit identischem Düsendurchfluss sind hierbei auf vergleichbarem Niveau. Hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen ist ein besseres Trade-Off-Verhalten ebenfalls nur für den größeren Düsendurchfluss nachzuweisen. Besonders hervorzuheben ist, dass sich das verbesserte Trade-Off-Verhalten bei frühen Brennlagen einerseits durch den NO_x-Vorteil und andererseits durch einen zusätzlichen Verbrauchsvorteil ergibt. Die Rußemissionen sind für alle drei Injektoren, bei den betrachteten Randbedingungen, auf sehr niedrigem Niveau.

In Abbildung 5.8 sind exemplarisch die Brennverläufe sowie die mittlere Gastemperatur für die Brennlage $MFB_{50} = 15\,°\mathrm{KW\,n.\,OT}$ mit den in Abbildung 5.7 aufgeführten Randbedingungen dargestellt. Korreliert man die gemessenen Einspritzraten bei maximalem Raildruck mit den Brennverläufen, kann abgeleitet werden, dass in der Volllast insbesondere die Injektoren mit hoher maximaler Rate vorteilhaft sind. Der Start der Verbrennung verschiebt sich mit einem steigenden maximalen Ratenniveau nach spät, um der Forderung eines konstanten MFB_{50} gerecht zu werden. Infolgedessen beginnt die mittlere Gastemperatur erst später zu steigen. Im Gegensatz zur Teillast ist die maximale mittlere Gastemperatur für alle drei Injektorvarianten vergleichbar, sodass sich der Vorteil in den Stickoxidemissionen lediglich beim großen Düsendurchfluss aufgrund des verzögerten Temperaturanstiegs ergibt. Weiterhin ist das Ausbrandverhalten für die Speicherinjektoren, im Gegensatz zur

Teillast, nicht verschleppt. Dies ist einerseits ein Indiz für die gleichermaßen sehr geringen Rußemissionen aller Injektorvarianten. Andererseits wird dadurch die Verträglichkeit hoher Einspritzraten bei gesteigerten spezifischen Leistungen deutlich. Bei hohen Drehzahlen ist ein schnelles Einbringen der Kraftstoffmasse hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs vorteilhaft, was in einem gewissen Maße durch gesteigerte Düsendurchflüsse erfolgen kann. Vorteile in den Stickoxidemissionen müssen dabei nicht grundsätzlich durch Nachteile in den Rußemissionen erkauft werden.

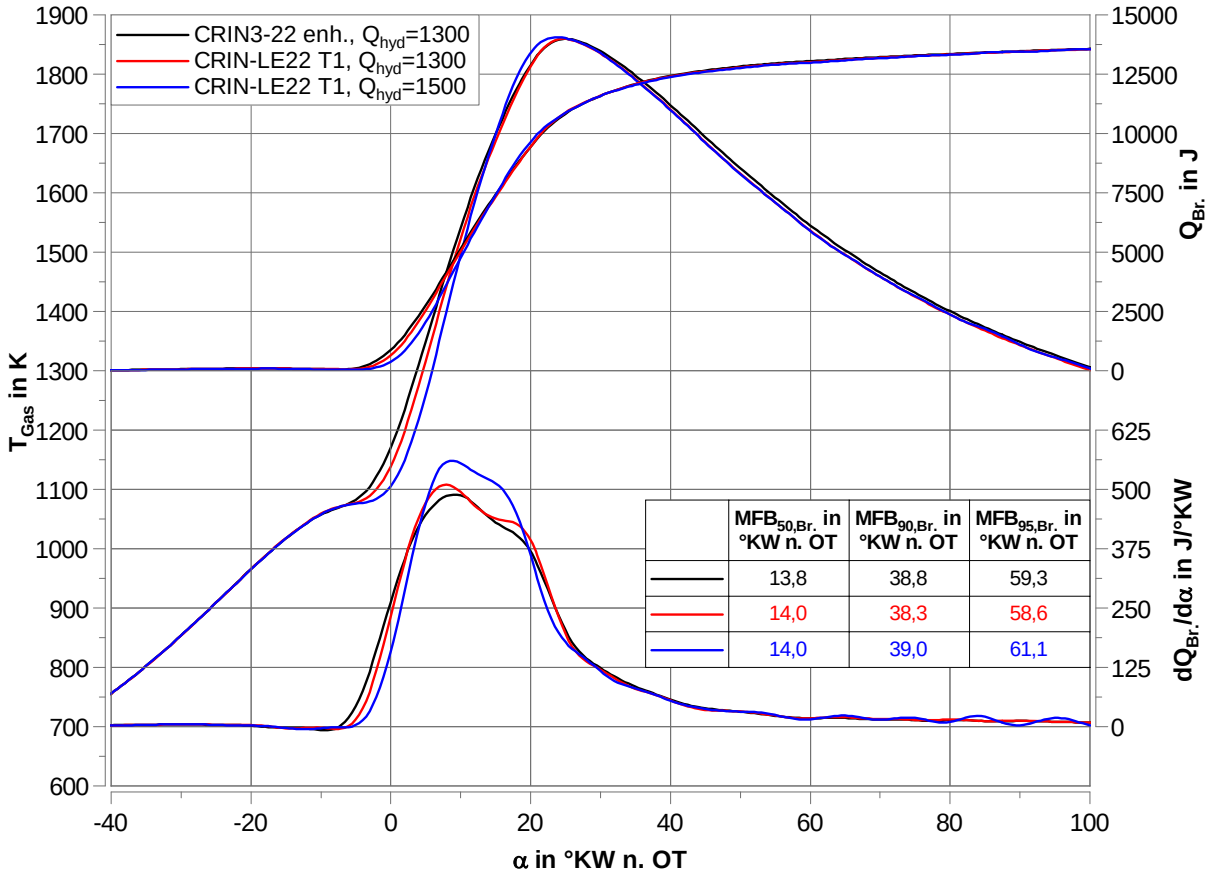


Abbildung 5.8: Differenzieller und integraler Brennverlauf sowie mittlere Gastemperatur für die Brennlage $MFB_{50} = 15\,°\text{KW n. OT}$ mit den Randbedingungen aus der Spritzbeginnvariation von Abbildung 5.7 in der Volllast.

Hochlast – Betriebspunkte Nr. 4 und 5

Bei den Untersuchungen des Hochlastbetriebs unterscheidet sich die Herangehensweise von den zuvor diskutierten Betriebspunkten. Die Betrachtung erfolgt dabei ohne Berücksichtigung von Restriktionen hinsichtlich Stickoxidemissionen. Vielmehr gilt es den Einfluss der Injektorvarianten unter hohen Lade- und Zylinderspitzendrücken zu analysieren. Wenn das Ziel die Bereitstellung höchster Leistungsdichten ist, wie z. B. für den Nennleistungspunkt bei Yacht-Anwendungen, sind eine Reihe von Randbedingungen fest vorgegeben, die im Folgenden erläutert werden.

Der Raildruck wird typischerweise auf den maximal möglichen Systemdruck angehoben, um soweit wie möglich die Spritzdauer zu reduzieren. Auch der Verzicht von Mehrfacheinspritzmustern trägt zur Spritzdauerreduktion bei. Die reale Ladelufttemperatur ist durch den verbauten Ladeluftkühler weitestgehend vorgegeben. In Analogie zu den vorherigen Betrachtungen ermöglicht der Verzicht einer Abgasrückführung einen genaueren Vergleich der drei Injektorvarianten. Weiterhin wird der maximale Zylinderspitzendruck, der mit dem verwendeten Aggregat zulässig ist, über den Ansteuerbeginn eingestellt, sodass eine möglichst frühe Brennlage zu einem möglichst guten Kraftstoffverbrauch führt.
Bei dieser Methodik wird der Ladedruck als letzter verbleibender freier Parameter variiert. Damit der Zylinderspitzendruck stets konstant bei 245 bar liegt, wird für jeden Ladedruck der Ansteuerbeginn des Injektors angepasst. Zur besseren Vergleichbarkeit sind die einzelnen Messpunkte auf gleiche Ladedrücke geregelt.

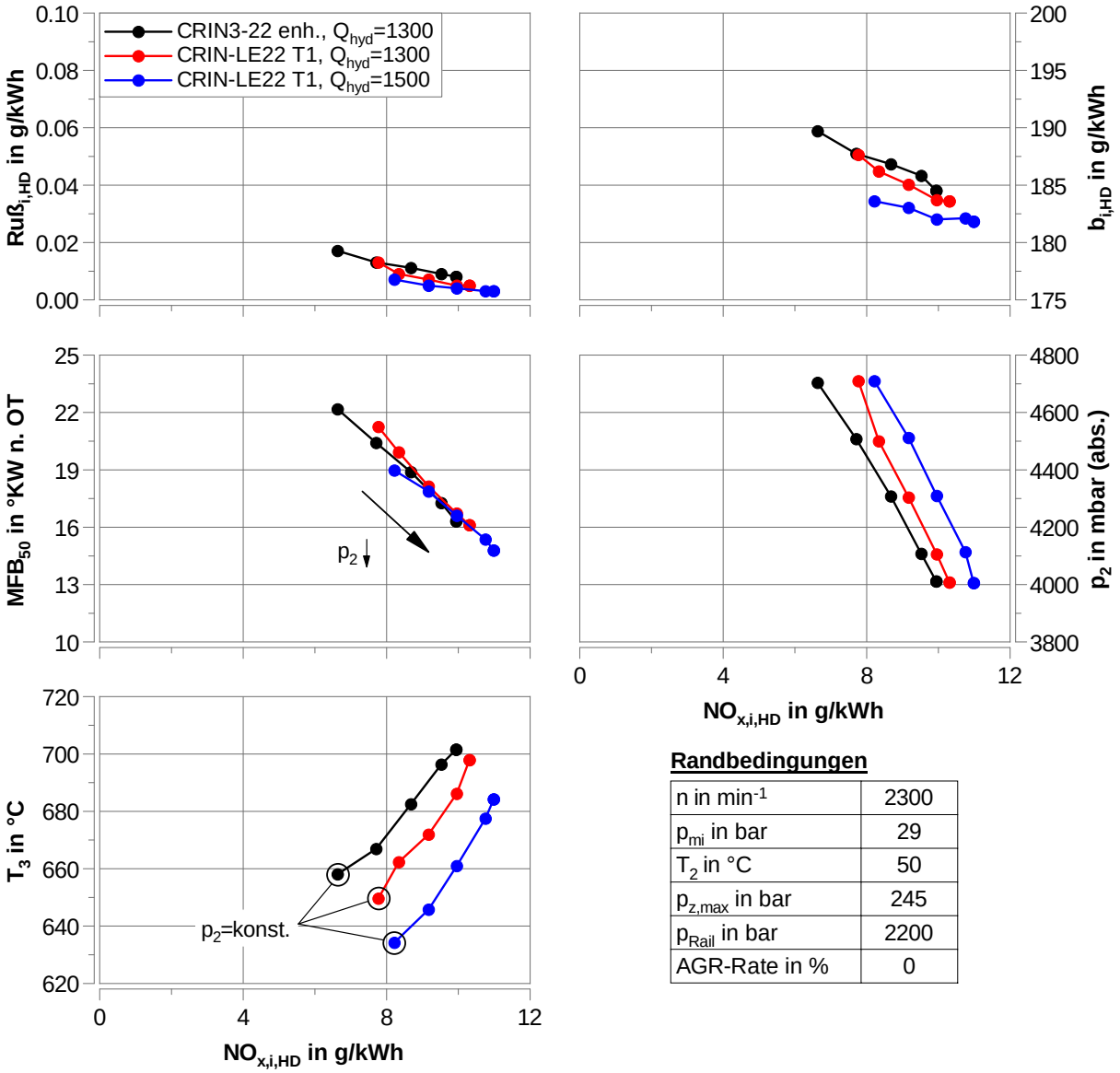


Abbildung 5.9: Ladedruckvariation bei konstantem Zylinderspitzendruck (Ansteuerbeginn variabel) in der Hochlast ohne AGR (Betriebspunkt Nr. 5).

In Abbildung 5.9 ist für den Betriebspunkt Nr. 5 die Variation des Ladedrucks bei konstantem Zylinderspitzendruck abgebildet. Der dargestellte MFB_{50} verdeutlicht das Anpassen der Brennlage in Abhängigkeit des veränderten Ladedrucks. D. h., wenn der Ladedruck herabgesetzt wird, kann die Verbrennung zu einem früheren Zeitpunkt appliziert werden. Die Folge sind ein reduzierter Kraftstoffverbrauch und erhöhte Stickoxidemissionen. Die Rußemissionen hingegen verringern sich mit sinkendem Ladedruck. Die Ursache besteht darin, dass für jeden dargestellten Betriebspunkt Luft im ausreichenden Maße vorhanden ist und die Rauchgrenze hier nicht erreicht wird. Somit reduziert die frühere Verbrennung die Rußemissionen durch die günstigeren thermodynamischen Bedingungen im Brennraum, obwohl der Ladedruck sinkt.
Das Diagramm unten links in Abbildung 5.9 verdeutlicht den Einfluss auf die Abgastemperatur. Eine Reduktion der Ladeluft führt zu einer höheren Abgastemperatur, die auch durch die frühere Brennlage nicht kompensiert werden kann. Damit wirkt die Abgastemperatur begrenzend bei der Ladedruckreduktion.

Der größte Düsendurchfluss kann in diesem Lastpunkt Vorteile im Ruß-NO_x-Verhalten sowie im Trade-Off von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen generieren. Somit ist der Einfluss der verwendeten Injektoren in diesem Betriebspunkt mit dem Volllastpunkt vergleichbar. Eine Steigerung der Einspritzrate führt hier insbesondere zu Kraftstoffverbrauchsvorteilen aufgrund der kürzeren Spritzdauer. Zusätzlich kann dadurch die Abgastemperatur um etwa 15-20 K reduziert werden, was sich vorteilhaft bei der Ladedruckauslegung bzw. der maximal möglichen Leistung darstellt.

Abbildung 5.10 verdeutlicht die Effekte anhand der Indiziermessdaten exemplarisch für einen Ladedruck von 4,3 bar (abs.). Für die qualitative Bewertung wurde jeweils der differenzielle und integrale Heizverlauf zusammen mit dem Druckverlauf dargestellt. Eine höhere Einspritzrate führt zu einem etwas späteren Brennbeginn sowie zu einer kompakteren Verbrennung. Die Auswertung der Indiziermessdaten bestätigt somit die diskutierten positiven Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch sowie auf den Ausbrand, die mit dem größeren Düsendurchfluss möglich sind. Da das Ausbrandverhalten bereits in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) unkritisch war, ist eine verschleppte Verbrennung im Hochlastbetriebspunkt auch nicht zu erwarten gewesen. Das unterschiedliche Endniveau vom integralen Heizverlauf verdeutlicht qualitativ den Kraftstoffverbrauchsvorteil.

Für den Betriebspunkt Nr. 4 gilt grundsätzlich ein identisches Verhalten. Die Ergebnisse sind im Anhang A.8 dokumentiert. Der direkte Vergleich beider Betriebspunkte, die durch eine konstante effektive Leistung charakterisiert sind, zeigt jedoch für den Betriebspunkt Nr. 5 geringe Vorteile im Trade-Off von Verbrauch und NO_x-Emissionen. Insbesondere beim Einsatz des gesteigerten Düsendurchflusses kann sich in der Praxis somit die Bereitstellung höchster Leistungsdichten über die Steigerung der Nenndrehzahl als vorteilhaft erweisen.

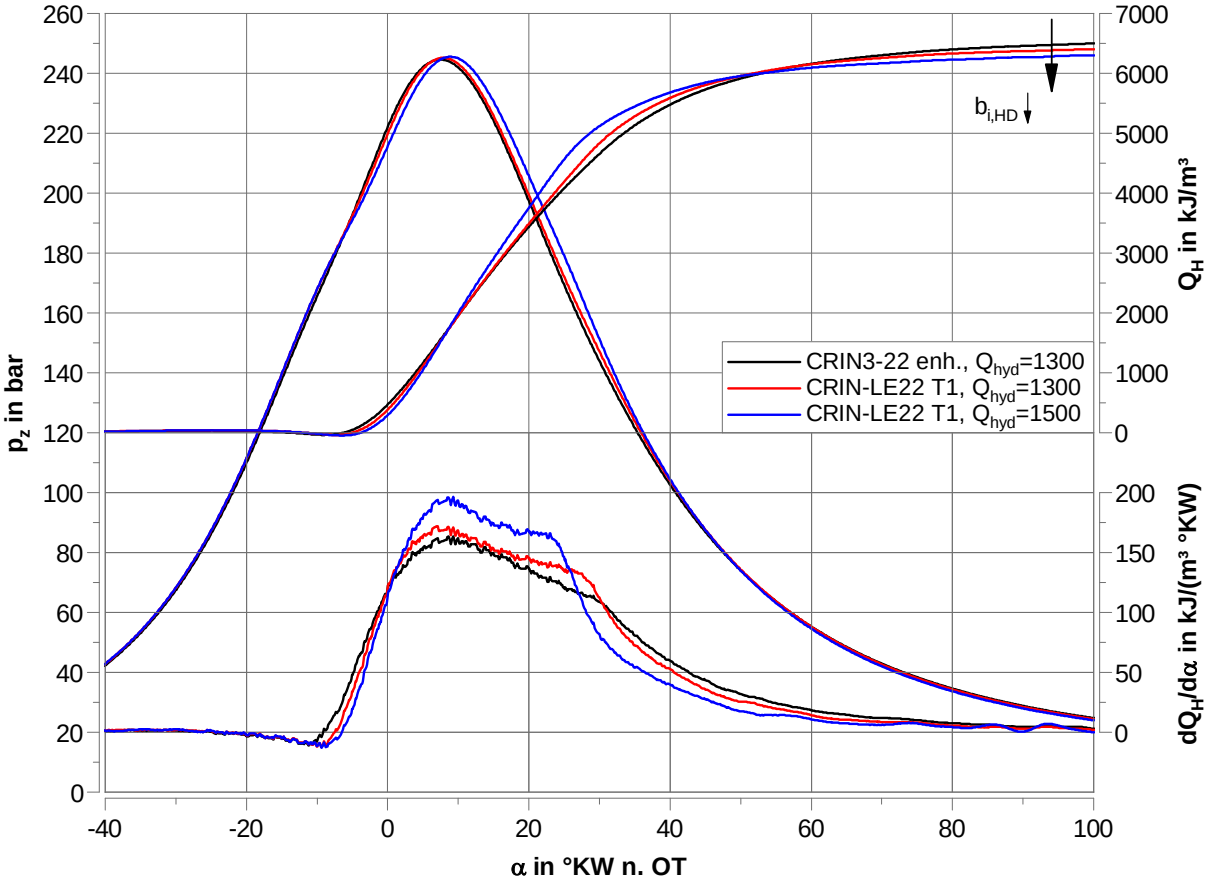


Abbildung 5.10: Differenzieller und integraler Heizverlauf sowie Druckverlauf bei einem Ladedruck von $p_2 = 4{,}3\,\text{bar}$ (abs.) mit den Randbedingungen aus der Variation von Abbildung 5.9 in der Hochlast (Betriebspunkt Nr. 5).

5.1.3 NO_x-Reduktion – Differenzierung zwischen globalen und lokalen Effekten

Die vorangegangenen Auswertungen haben gezeigt, dass durch die Steigerung der maximalen Einspritzrate (bei $p_{Rail} = konst.$) eine Reduktion der NO_x-Emissionen, bei vergleichbarer Brennlage und somit vergleichbarem Kraftstoffverbrauch, erzielt werden kann. Dies gilt für alle betrachteten Betriebspunkte ohne AGR, jedoch in verschieden starker Ausprägung. In der Voll- und Hochlast wird dieser Effekt durch einen separaten Verbrauchsvorteil überlagert, dessen Ursache in der Verkürzung der Spritz- sowie Brenndauer liegt.
In diesem Kapitel soll ausschließlich der Einfluss der unterschiedlichen Injektorvarianten auf die Stickoxidbildung detaillierter diskutiert werden. Der Schwerpunkt ist dabei die differenzierte Betrachtung hinsichtlich globaler und lokaler Effekte.

In Abschnitt 5.1.1 wurden die spezifischen Injektorcharakteristika für alle Varianten analysiert. Anhand Abbildung 5.2 wurde erläutert, dass ein Unterschied hinsichtlich des maximalen Einspritzratenniveaus auf zwei verschiedenen Wegen realisiert werden konnte.

Die größte Steigerung erfolgte mit dem CRIN-LE22 T1 über die Erhöhung des hydraulischen Düsendurchflusses. Weiterhin konnte ein (raildruckabhängiger) Unterschied im maximalen Ratenniveau durch den Vergleich des CRIN-LE22 T1 mit dem CRIN3-22 enh. bei gleichem hydraulischen Düsendurchfluss generiert werden.
Neben den Auswirkungen der maximalen Ratenhöhe, im Zusammenhang mit den diskutierten globalen Effekten auf die mittlere Gastemperatur, müssen insbesondere beim CRIN3-22 enh. zwei weitere Faktoren in Betracht gezogen werden, die potentiell die NO_x-Bildung beeinflussen könnten. Eine andersartige Injektorcharakteristik bzgl. Öffnungs- und Schließverhalten sowie eine mögliche Änderung im Einspritzspray, mit den daraus resultierenden lokalen Unterschieden in der Verbrennung, sind bei dem Injektorsystemvergleich zu diskutieren.
Um die lokalen Effekte hinsichtlich der Stickoxidbildung vertiefend analysieren zu können, müssen weitere Messtechniken und Methoden angewendet werden. Messungen an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer ermöglichen Einblicke in das Spraybild der Injektoren [19]. Da ergänzende Simulationen im Hinblick auf die lokale Stickoxidbildung nicht Gegenstand dieser Arbeit sind, soll dennoch geprüft werden, ob zumindest ein Vorhandensein solcher Effekte, die nicht allein auf die höhere Einspritzrate zurückzuführen sind, anhand der Prüfstandsdaten aufgezeigt werden kann.

Ein interessantes Verhalten ist in Abbildung 5.11 zu erkennen, wo der Brennbeginn sowie die Brenndauer[3] (MFB_{00-90}) über die Stickoxidemissionen aufgetragen sind und zusätzlich mit der Brennlage (MFB_{50}) korreliert werden. Die Größen basieren auf den bereits analysierten Spritzbeginnvariationen in der Teillast. Eine konstante Brennlage führt zwar zu unterschiedlichen Brennbeginnen und Brenndauern, jedoch verlaufen die resultierenden Kurven für die beiden Durchflussvarianten des Speicherinjektors auf einer Linie.
Beim Vergleich der beiden Injektorkonzepte mit identischem hydraulischen Düsendurchfluss ist zu erkennen, dass die Kurven des CRIN3-22 enh. hier nicht deckungsgleich mit den Varianten des CRIN-LE22 T1 verlaufen (vgl. Pfeile in Abbildung 5.11). Bei frühen Brennlagen liegt der Brennbeginn im Vergleich zum Speicherinjektor überproportional früher, was in erste Linie aus dem Öffnungsverhalten resultiert. Zusätzlich ist die Brenndauer des CRIN3-22 enh. länger, obwohl die zugehörige Verlängerung der Spritzdauer nahezu identisch ausfällt wie die zwischen den beiden Durchflussvarianten des CRIN-LE22 T1. Dies erlaubt die Schlussfolgerung, dass Unterschiede in der Verbrennung zwischen den zwei Injektorsystemen (Q_{hyd} = konst.) bestehen. Eine exakte Aufteilung zwischen dem Einfluss des geänderten Öffnungs- und Schließverhaltens sowie dem Einfluss eines geänderten Sprays und der damit verbundenen lokalen Verbrennung ist jedoch nicht möglich.
Anhand des Vergleichs der Injektorvarianten kann abgeleitet werden, dass die lokalen Effekte zusammen mit den Unterschieden im Einspritzratenverlauf in der Teillast teilweise einen gleich großen Einfluss auf die Stickoxidbildung haben, wie die hier betrachtete Steigerung des Durchflusses bzw. des Ratenniveaus bei den Speicherinjektoren.

[3] In Abschnitt 5.1.3 ist mit der Brenndauer die Zeitspanne (Einheit: °KW) gemeint, die zwischen dem Brennbeginn und dem 90 %-Umsatzpunkt liegt. Beide Größen sind aus dem Heizverlauf berechnet.

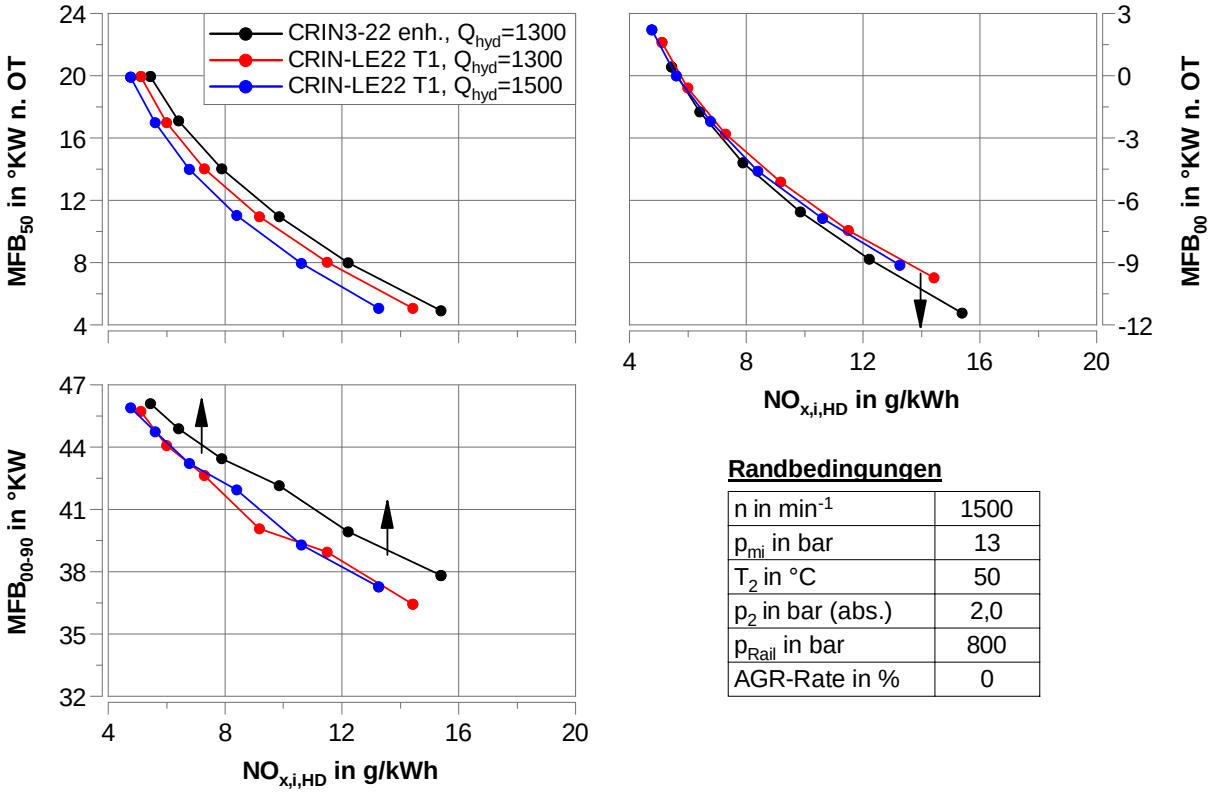


Abbildung 5.11: Korrelation von Brennbeginn und Brenndauer (MFB_{00-90}) mit der Brennlage (MFB_{50}) der Spritzbeginnvariationen aus Abbildung 5.4 in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2).

Ein sehr ähnliches Verhalten ist bei der Betrachtung der analogen Auswertung für den Volllastbetriebspunkt in Abbildung 5.12 zu erkennen. Lediglich die absoluten Unterschiede in der Einheit °KW sind in erster Linie aufgrund der höheren Drehzahl größer.

Die dargelegten Ausführungen haben gezeigt, dass anhand der Messdaten vom Motorprüfstand unterschiedliche Einflüsse auf die Stickoxidbildung aufgezeigt werden können. Eine exakte Differenzierung zwischen dem Einfluss des Öffnungs- und Schließverhaltens sowie ggf. dem Einfluss lokaler unterschiedlicher Verbrennungsvorgänge ist jedoch nicht möglich. Um dennoch einen ersten Beitrag zur weiterführenden Analyse der Ergebnisse zu leisten, wurden Messungen an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer mit allen drei Injektorvarianten unter kalten und verdampfenden Bedingungen durchgeführt [19]. Analysen der gasförmigen Phase zeigten dabei Hinweise für lokale Unterschiede. Nach Drescher et al. [19] bildet der CRIN3-22 enh., bis hin zum definierten Teillastpunkt, einen etwas größeren Kegelwinkel in der Gasphase aus, was ein Maß für ein stärkeres Air-Entrainment darstellt. Das Verhalten gilt gleichermaßen für unterschiedliche Raildrücke sowie Gasdichten, die zur Betrachtung verschiedener Aufladegrade herangezogen wurden. Diese weiteren Ergebnisse deuten auf eine lokale Erhöhung der Stickoxidemissionen aufgrund der lokal höheren Sauerstoffkonzentration hin und untermauern somit die motorischen Messergebnisse.

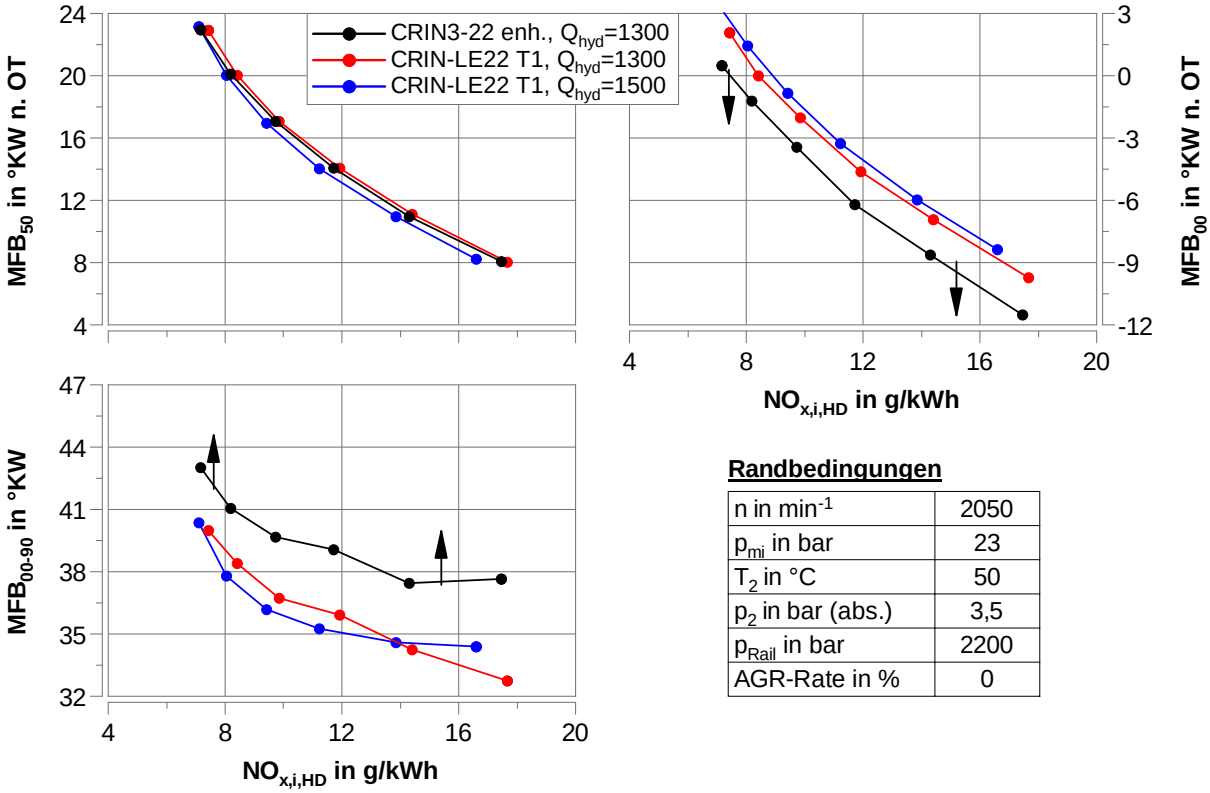


Abbildung 5.12: Korrelation von Brennbeginn und Brenndauer (MFB_{00-90}) mit der Brennlage (MFB_{50}) der Spritzbeginnvariationen aus Abbildung 5.7 in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3).

5.1.4 Quervergleich – Düsendurchflussvariation an einem weiteren HD-SCE

Um die bisher gewonnenen Erkenntnisse zu untermauern und die Datenbasis zu erweitern, wurde auf Messungen einer separaten Messkampagne zurückgegriffen. Die Erweiterung wird einerseits durch die verwendeten Düsendurchflüsse, anderseits durch einen weiteren Betriebspunkt, dargestellt. Die Messungen wurden an einem Heavy-Duty-Einzylindermotor mit einem Hubraum von 2,1 l/Zyl. im Motorenfeld der Robert Bosch GmbH in Stuttgart-Feuerbach durch Herrn M. Sc. S. Weinbrenner durchgeführt und auszugsweise in [7] veröffentlicht. Bei den Messungen wurden folgende Düsenvarianten betrachtet:

- 7-Loch-Düse mit $Q_{hyd} = 770\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$
- 7-Loch-Düse mit $Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$
- 8-Loch-Düse mit $Q_{hyd} = 1550\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$
- 12-Loch-Düse mit $Q_{hyd} = 1800\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$

Über die unterschiedliche Spritzlochanzahl wurde versucht, den Rußnachteil z. T. zu kompensieren, der aufgrund des mit dem Düsendurchfluss steigenden Spritzlochdurchmessers und der damit verbundenen nachteiligen Sprayaufbereitung einhergeht. Bzgl. Spritzlochgeometrie sind keine signifikanten Unterschiede zu den im Rahmen dieser Arbeit verwendeten

Injektoren auszumachen. Lediglich der Höhenwinkel wurde jeweils auf die Bedarfe des Brennraums sowie der Kolbenmulde angepasst.
Der ausgewählte Betriebspunkt ist durch eine geringe Drehzahl ($n = 900\,\mathrm{min}^{-1}$) sowie ein hohes Drehmoment ($m_{Inj.,MI} = 235\,\mathrm{mg/Hub}$; entspricht: $p_{mi} \approx 20\,\mathrm{bar}$) charakterisiert, wie er beispielsweise bei Nutzfahrzeuganwendungen von Bedeutung ist. Die eingestellten Randbedingungen repräsentieren typische Einstellwerte für Konzepte ohne AGR und sind in Abbildung 5.13 zusammengefasst.

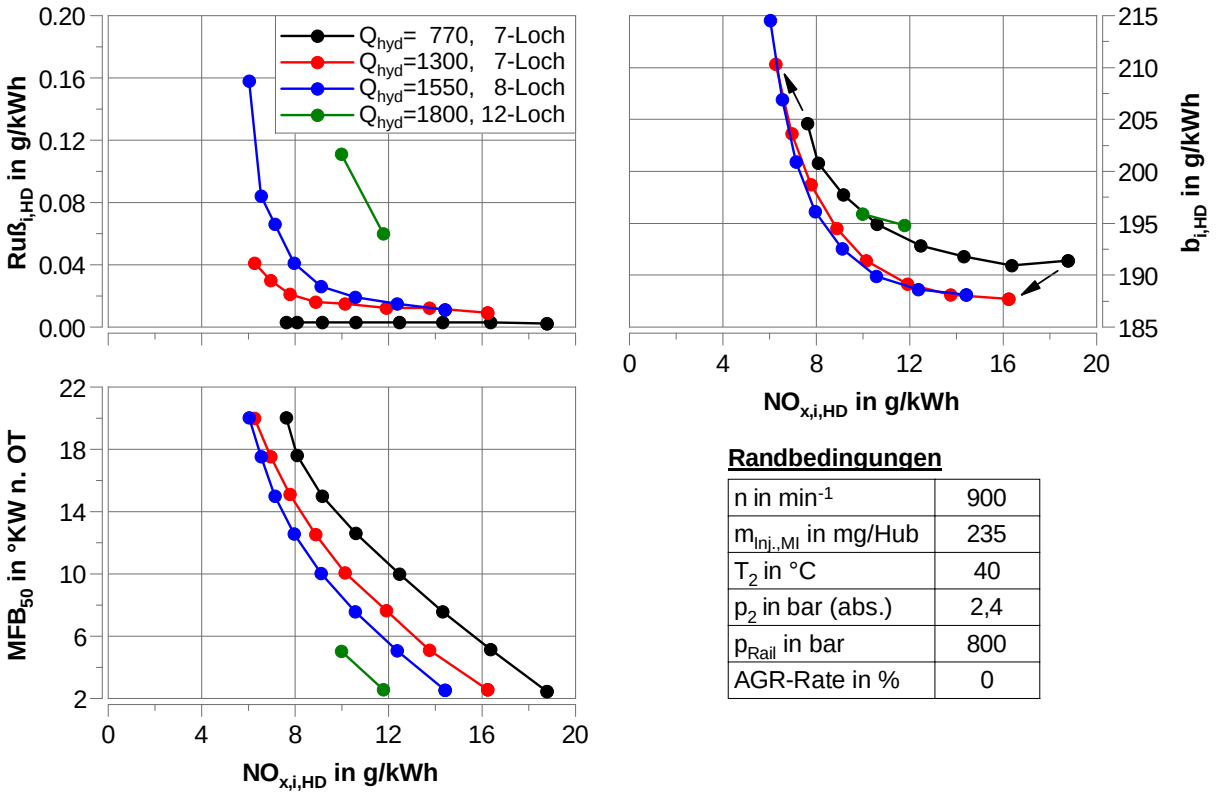


Abbildung 5.13: Spritzbeginnvariation für den Betriebspunkt $n = 900\,\mathrm{min}^{-1}$ und $m_{Inj.,MI} = 235\,\mathrm{mg/Hub}$ (entspricht: $p_{mi} \approx 20\,\mathrm{bar}$) ohne AGR.

Die in Abbildung 5.13 dargestellten Spritzbeginnvariationen sind an die Auswertungen aus Abschnitt 5.1.2 angelehnt. Der Quervergleich verdeutlicht, dass die bereits gezeigten Zusammenhänge auch für einen anderen Versuchsmotor und Betriebspunkt gelten. Hervorzuheben ist, dass eine weitere Steigerung des Düsendurchflusses, die über den zuvor betrachteten Bereich hinausgeht, zu einer weiteren Reduktion der Stickoxidemissionen bei konstanter Brennlage führt. Bei der Betrachtung der Rußemissionen, aufgetragen über die Stickoxidemissionen, wird deutlich, dass bereits für die erste Steigerung des Durchflusses Nachteile im Rußverhalten auftreten. Es ist zu erwarten, dass bei einem Nicht-AGR-Konzept über eine angepasste Ladungsbewegung sowie Kolbenmulde einerseits und ein optimiertes Düsendesign andererseits noch Rußpotential identifiziert werden kann. Die Rußemissionen werden jedoch für viele Applikationen einen begrenzenden Faktor in der Durchflusssteigerung darstellen, so wie es auch in [7] erläutert wurde. Der zweite begren-

zende Faktor wird bei der Betrachtung des Trade-Off-Verhaltens von $b_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$ ersichtlich. Kann das Verhalten über eine Durchflusssteigerung zunächst noch verbessert werden, tritt spätestens ab dem hydraulischen Düsendurchfluss von 1800 cm³/30 s/100 bar wieder eine Verschlechterung ein. Die Ursache kann anhand der Auswertung der Indiziermessdaten abgeleitet werden.

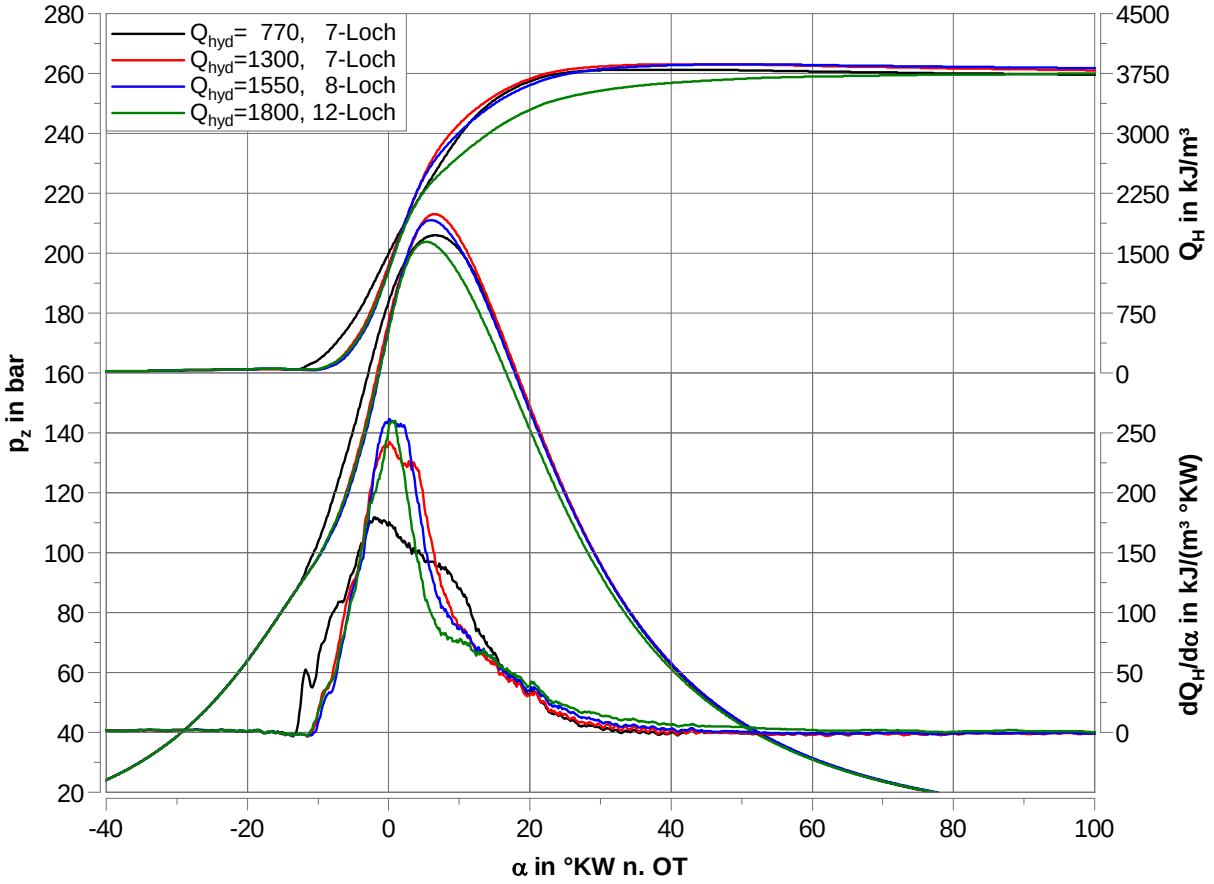


Abbildung 5.14: Differenzieller und integraler Heizverlauf für den Betriebspunkt $n = 900\,\mathrm{min}^{-1}$ und $m_{Inj.,Hub} = 235\,\mathrm{mg/Hub}$ bei einer Brennlage von $MFB_{50} = 2{,}5\,°\mathrm{KW\,n.\,OT}$ mit den Randbedingungen aus der Spritzbeginnvariation von Abbildung 5.13.

In Abbildung 5.14 sind für alle Durchflussvarianten der differenzielle und integrale Heizverlauf sowie der zugehörige Druckverlauf für die frühe Brennlage ($MFB_{50} = 2{,}5\,°\mathrm{KW\,n.\,OT}$) dargestellt. Mit dem kleinsten Düsendurchfluss muss, im Verglich zu den anderen Varianten, der Brennbeginn früher positioniert werden, um eine gleiche Brennlage einzustellen. Die Spritzdauer ist hier vergleichsweise lang, was sich negativ auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Die Steigerung auf 1300 cm³/30 s/100 bar führt zu einer deutlichen Verkürzung der Spritz- und Brenndauer, was sich im Verbrauchsvorteil widerspiegelt (zumal der Ausbrand nicht verzögert ist). Eine weitere Steigerung des Düsendurchflusses lässt eine Verlangsamung des Kraftstoffumsatzes anhand des integralen Heizverlaufs, während der zweiten Phase der Verbrennung, erkennen (vgl. blau zu rot, Abbildung 5.14). Das Verhalten

spiegelt sich zusätzlich in den erhöhten Rußemissionen wider. Wird der Düsendurchfluss weiter auf 1800 cm³/30 s/100 bar gesteigert, ist die zweite Phase der Verbrennung massiv verschleppt. Stark gestiegene Rußemissionen sowie ein erhöhter Verbrauch sind die Folge. Aus diesem Grund musste die Spritzbeginnvariation nach dem zweiten Messpunkt bereits abgebrochen werden.
In Abbildung 5.15 ist das Verhalten für eine späte Brennlage von $MFB_{50} = 20\,°\text{KW n. OT}$ dargestellt. Da die Düse mit dem größten Durchfluss aufgrund zu starker Rußemissionen unter diesen Randbedingungen nicht gefahren werden konnte, entfällt diese in der Abbildung.

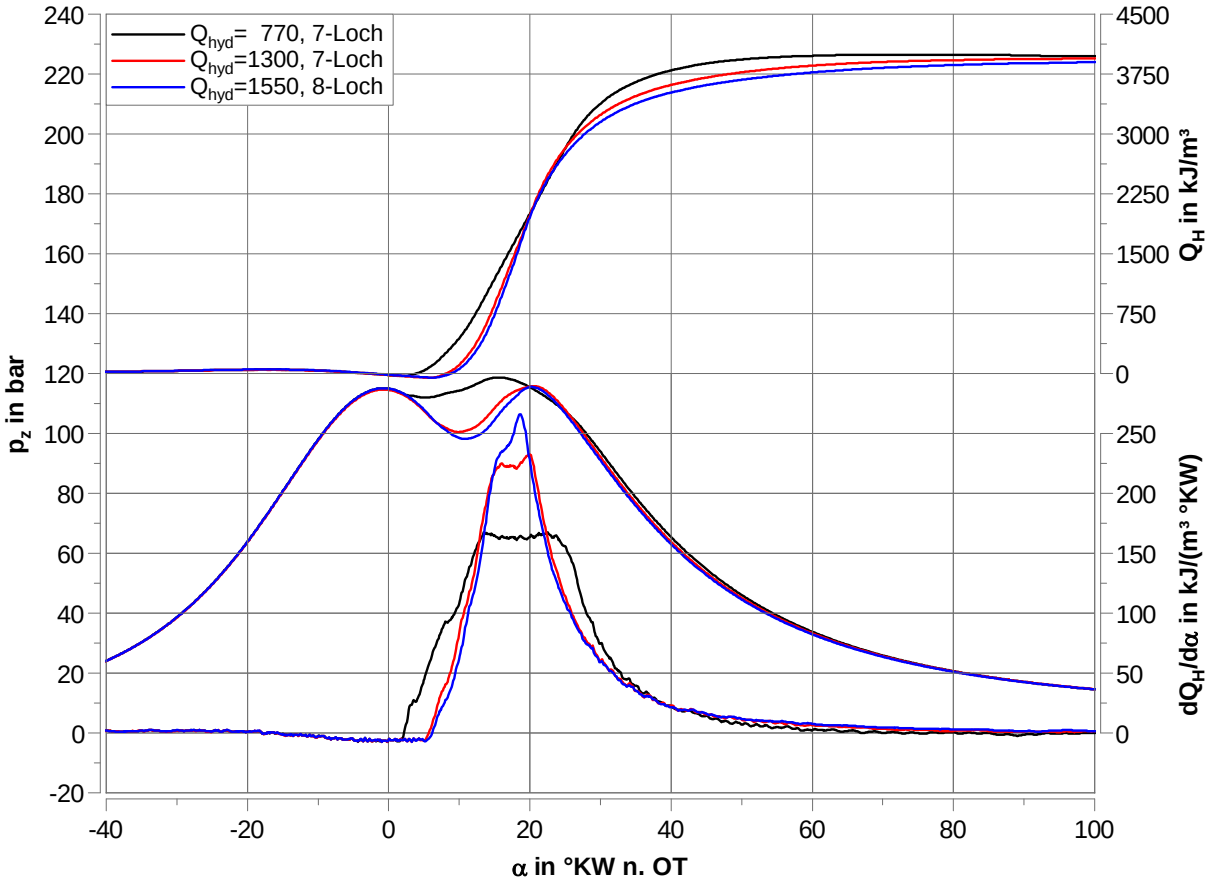


Abbildung 5.15: Differenzieller und integraler Heizverlauf für den Betriebspunkt $n = 900\,\text{min}^{-1}$ und $m_{Inj.,Hub} = 235\,\text{mg/Hub}$ bei einer Brennlage von $MFB_{50} = 20\,°\text{KW n. OT}$ mit den Randbedingungen aus der Spritzbeginnvariation von Abbildung 5.13.

Grundsätzlich ist ein ähnliches Verhalten wie bei der frühen Brennlage zu erkennen. Die Steigerung des Düsendurchflusses führt zu einem späteren Brennbeginn sowie einem verschleppten Ausbrand. Aufgrund der schlechteren thermodynamischen Randbedingungen bei der späten Brennlage ist hier bereits die Düse mit $Q_{hyd} = 1300\,\text{cm}^3/30\,\text{s}/100\,\text{bar}$ nachteilig im Ausbrand, was sich neben den Rußemissionen bereits im Verbrauch niederschlägt. Dieser Zusammenhang führt dazu, dass sich im Trade-Off von Verbrauch und Stickoxid-

emissionen, für die Durchflussvarianten 770 und 1300 $cm^3/30\,s/100\,bar$, eine Verschiebung in Richtung der schwarzen Pfeile (Abbildung 5.13) ergibt. Kommt es bei einer frühen Brennlage zu einer Verbesserung von Stickoxidemissionen und Verbrauch, führt die Durchflusssteigerung bei späten Brennlagen in der Regel nur zu einer NO_x-Verbesserung bei gleichzeitiger Verbrauchsverschlechterung. Letzteres ist einerseits durch den verzögerten Ausbrand, andererseits aber auch durch den späten Brennbeginn zu begründen.
Der gleiche Effekt ist bereits bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Motorversuchen im Teillastbetrieb zu erkennen gewesen, obwohl der Durchflusssprung deutlich geringer ausgefallen ist (Abbildung 5.4, Vergleich von roter zu blauer Kurve).

5.1.5 Zusammenfassung

Zu Beginn sind die Einspritzverläufe der drei verwendeten Injektorvarianten diskutiert worden. Dazu wurden einerseits charakteristische Einspritzmengen vermessen, die repräsentativ für die jeweiligen Betriebspunkte sind. Andererseits wurden Raildrücke betrachtet, die von 600 bar bis hin zum maximalen Systemdruck reichen.
Beide Durchflussvarianten der CRIN-LE22 T1-Injektoren weisen ein identisches Öffnungs- und Schließverhalten bei konstantem Raildruck auf. Bei einer weiteren Durchflusssteigerung kann jedoch von einer unterschiedlichen Charakteristik ausgegangen werden, die insbesondere aus den verschiedenen Druckverhältnissen im Sackloch resultiert. Der CRIN3-22 enh. ist im Vergleich zum Speicherinjektor etwas langsamer im Schließverhalten. Beim Öffnen startet der CRIN3-22 enh. geringfügig schneller. Zum Ende des ballistischen Bereiches überragt die Öffnungsgeschwindigkeit des CRIN-LE22 T1 allerdings die des CRIN3-22 enh. Unabhängig vom Injektor führt ein höherer Raildruck zu einem schnelleren Öffnungs- und Schließverhalten.
Hinsichtlich der maximalen Ratenhöhe liegt der größte Düsendurchfluss erwartungsgemäß am höchsten. Durch den internen Druckspeicher des CRIN-LE22 T1 sowie der prinzipbedingten konstruktiven Unterschiede der Injektorkonzepte differiert, bei gleichem hydraulischen Düsendurchfluss, das Ratenniveau bei voll geöffneter Düse in Abhängigkeit des Raildrucks. Dies führt dazu, dass bei mittleren bis hohen Raildrücken die maximale Rate des Speicherinjektors etwas über der des CV-Injektors liegt.

Im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch am Motor ist die Brennlage ausschlaggebend. Zusätzlich trägt eine vergleichsweise kurze und schnelle Verbrennung zu einem guten Kraftstoffverbrauch bei. Insofern gibt es keine signifikanten Unterschiede in den besten erreichbaren Kraftstoffverbräuchen zwischen den zwei Injektorkonzepten.
Im Rahmen der Untersuchungen konnte nachgewiesen werden, dass ein großer Düsendurchfluss, insbesondere bei Nicht-AGR-Konzepten, zu einem NO_x-Vorteil bei konstanter Brennlage führt. Dieser Effekt konnte mit einem weiteren Versuchsmotor verifiziert werden. Eine Sättigung konnte bei den betrachteten Varianten nicht erkannt werden. Begrenzend

werden in der Praxis die Rußemissionen sein, die mit zunehmendem Düsendurchfluss tendenziell steigen. Ein weiterer limitierender Aspekt ist das verschleppte Ausbrandverhalten bei zu starker Steigerung des Düsendurchflusses, das sich zusätzlich nachteilig auf den Kraftstoffverbrauch auswirken kann. Tendenziell ist dieses Verhalten bei niedrigeren Lastpunkten und Drehzahlen kritischer. Findet die Verbrennung bei einer späten Brennlage statt, besteht der Vorteil in den Stickoxidemissionen zwar nach wie vor, allerdings kann dieser dann mit einem zusätzlichen Nachteil im Verbrauch verbunden sein. Dies ist auf eine mit der Brennlage steigenden Verzögerung des Ausbrands aufgrund reduzierter Druck- und Temperaturverhältnisse im Brennraum zurückzuführen.
Bei hohen Lasten und insbesondere hohen Drehzahlen trägt ein gesteigerter Düsendurchfluss, bei den betrachteten Randbedingungen, grundsätzlich zu einem besseren Trade-Off von Verbrauch und Stickoxiden bei.

Die Ursache für die diskutierte Stickoxidreduzierung lässt sich in globale und lokale Effekte unterteilen. Die Brennverlaufsanalyse mit der Berechnung der mittleren Gastemperatur zeigt qualitativ den globalen Effekt. Durch die Steigerung der maximalen Rate über den Düsendurchfluss liegt der Brennbeginn, bei konstanter Brennlage (MFB_{50}), etwas später. Das führt dazu, dass die mittlere Gastemperatur geringer ist und die Bildung von thermischen NO abnimmt.
Gleichzeitig konnten NO_x-Unterschiede gezeigt werden, die auf lokale Effekte sowie einem geänderten Öffnungs- und Schließverhalten zurückzuführen sind. Detailuntersuchungen an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer (Drescher et al. [19]) untermauern diese These. Die Konfiguration des CRIN3-22 enh. führt in der Teillast zu einem größeren Kegelwinkel der gasförmigen (bereits verdampften) Phase der Spraykeule, was ein Hinweis für ein gesteigertes Air-Entrainment und damit höhere lokale Sauerstoffkonzentrationen ist. Dies bekräftigt den Trend zu etwas höheren NO_x-Emissionen bei konstanter Brennlage, der am Versuchsmotor ermittelt wurde.

5.2 Anforderungen an das Einspritzsystem

5.2.1 Einfluss der Voreinspritzung auf die Verbrennung

Die Voreinspritzung hat typischerweise die Aufgabe die Zündverzugszeit für die Haupteinspritzung, und somit die eingespritzte Kraftstoffmenge während der Zündverzugszeit, zu reduzieren. Die Folge ist eine z. T. signifikante Verringerung der vorgemischten Verbrennung und somit des typischen *Dieselnagelns*. In dem hier gewählten Teillastbetriebspunkt waren die Zündbedingungen aufgrund des hohen Druck- und Temperaturniveaus im Brennraum bereits so gut, dass dieser Effekt bei den durchgeführten Versuchen lediglich im Leerlaufbetriebspunkt zu beobachten gewesen ist.

Das Potential der Geräuschreduktion durch eine Voreinspritzung im Leerlauf ist im Anhang A.9 zusammenfassend für beide Injektorvarianten dargestellt und wurde bereits in [23] diskutiert. Der dabei beschriebene Zusammenhang zwischen Einspritzratenverlauf und Geräusch- sowie NO_x-Emissionen kann bei der Injektorauslegung von Bedeutung sein. Bei einer von mehreren untersuchten Brennlagen wurde eine Abstands- und Mengenvariation der Voreinspritzung durchgeführt, um die optimalen Einstellungen hinsichtlich Geräuschemissionen für beide Injektorvarianten zu identifizieren. Beim Spritzabstand besteht im untersuchten Bereich ($t_{diff,el.,PI-MI}$ = 250-8000 μs) nur ein sehr geringer Einfluss auf die Geräuschemissionen, deren Optimum bei einem elektrischen Spritzabstand von $t_{diff,el.,PI-MI} = 350\,\mu$s liegt (entspricht: $t_{diff,hyd.,PI-MI} \approx 300\,\mu$s).
Der Einfluss der Voreinspritzmenge ist für einen konstanten Brennbeginn der Haupteinspritzmenge in Abbildung 5.16 dargestellt.

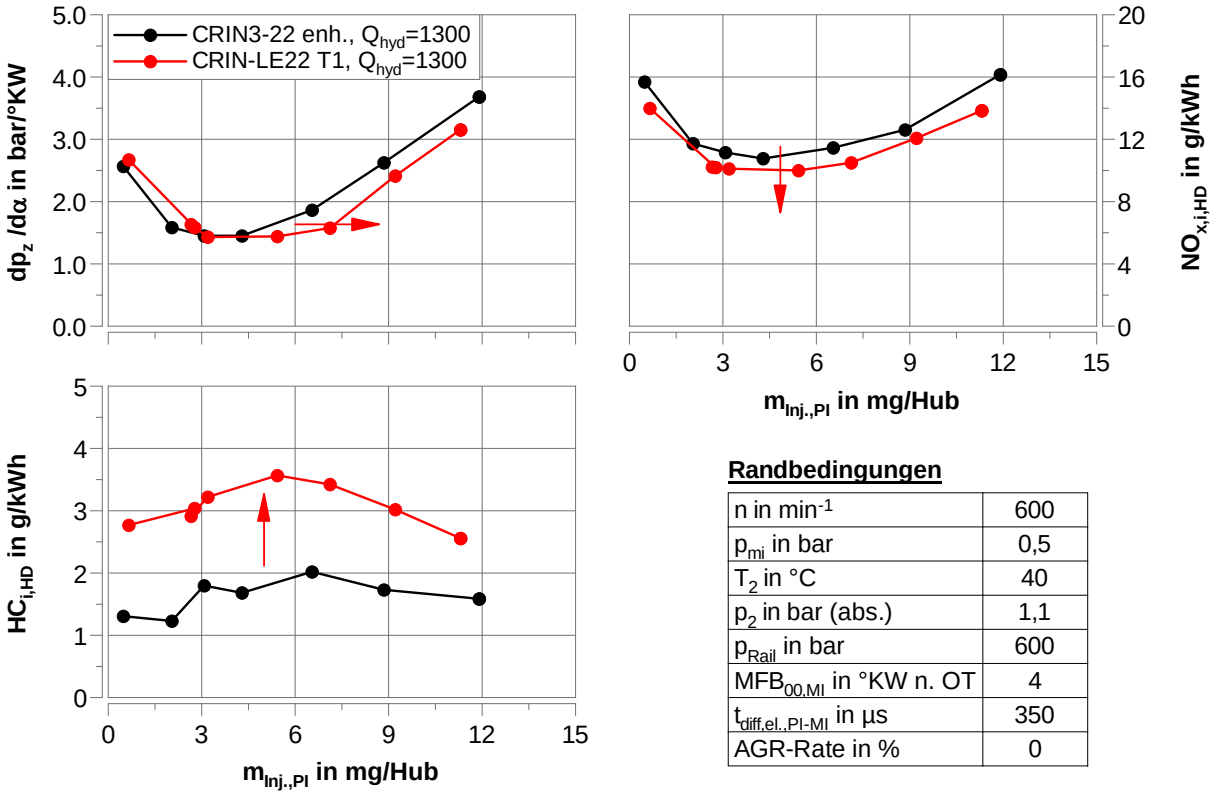


Abbildung 5.16: Variation der Voreinspritzmenge im Leerlauf (Betriebspunkt Nr. 1) ohne AGR. Optimierter Spritzabstand von $t_{diff,el.,PI-MI} = 350\,\mu$s. Einspritzmuster: PI-MI

Der Druckanstiegsgradient im linken Diagramm, welcher mit dem Verbrennungsgeräusch korreliert, verdeutlicht den Einfluss der Voreinspritzmenge auf die Reduktion der vorgemischten Verbrennung. Bemerkenswert bei dem CRIN-LE22 T1 ist der erweiterte Bereich des minimalen Druckanstiegsgradienten. Dieser Effekt ist auf die flachere Einspritzrate zurückzuführen, sodass diese nicht nur zu einer Reduktion des Verbrennungsgeräusches führt, sondern insbesondere den applizierbaren Bereich des Optimums erweitert. Dies trägt

zu einer robusten geräuschoptimierten Applikation bei. Die Auswirkungen schlagen sich direkt auf die Stickoxidemissionen nieder, die im Wesentlichen als Resultat thermischer NO-Bildung im vorgemischten Verbrennungsanteil anzusehen sind.
Die gestiegenen HC-Emissionen beim CRIN-LE22 T1 sind konstruktiv durch das etwas höhere Sacklochvolumen zu begründen. Die absoluten Zahlenwerte sind vergleichsweise hoch, da der Bezug auf den (geringen) indizierten Mitteldruck basiert. Bei etwas höheren Lastpunkten liegen die Werte beider Versuchsinjektoren unterhalb aktueller Grenzwerte. Dennoch ist grundsätzlich eine Minimierung des Schadvolumens anzustreben.

5.2.2 Einfluss der Nacheinspritzung auf die Verbrennung

Die Untersuchungen zum Einfluss der Nacheinspritzung sind exemplarisch mit dem CRIN3-22 enh. durchgeführt worden. Die Analyse erfolgt dabei durch die Auswertung von DoE-basierten Versuchsdaten im Teil- und Volllastbetriebspunkt (Nr. 2 und 3). Die Methodik hat maßgeblich dazu beigetragen die Randbedingungen zu identifizieren, bei denen eine Nacheinspritzung wirksam ist, auch wenn diese nicht den typischen zu applizierenden Randbedingungen entsprechen sollten. Im Zuge dessen wurde im Vorfeld jeweils eine Reihe an modellierten Parametervariationen analysiert.
Grundsätzlich hat eine Nacheinspritzung, für die betrachteten Randbedingungen, lediglich bei einer rußsensitiven Verbrennungsführung zur Reduktionen dieser Schadstoffkomponente beigetragen. Somit ist für nicht AGR-Konzepte hier keine positive Wirkung nachweisbar gewesen.

Teillast – Betriebspunkt Nr. 2

In Abbildung 5.17 sind für vier verschiedene Raildrücke Variationen der Nacheinspritzmenge dargestellt. Die Randbedingungen stellen dabei ein Konzept dar, bei dem die NO_x-Reduktion möglichst stark innermotorisch erfolgt. Bei einem elektrischen Spritzabstand von 1400 μs (entspricht einem hydraulischen Spritzabstand von ca. 300 μs) ist bereits das Optimum bzgl. Rußemissionen erreicht. Ursächlich ist hierbei im Wesentlichen der mittlere Drehzahlbereich, wodurch die Nacheinspritzmenge zu noch thermodynamisch günstigen Zeitpunkten bei moderaten Spritzabständen eingespritzt werden kann. Der Ansteuerbeginn wurde jeweils für die verschiedenen Raildrücke konstant gehalten, was eine Bewertung des Einflusses der Nacheinspritzmenge auf eine unveränderliche vorangegangene Verbrennung ermöglicht. Die Auswirkungen auf den 50 %-Umsatzpunkt während der Variation der Nacheinspritzmenge sind dabei nicht signifikant, wodurch dieser als konstant angesehen werden kann.
Das linke obere Diagramm in Abbildung 5.17 zeigt bei geringeren Raildrücken ein deutliches Potential der Rußreduktion mit einer Nacheinspritzmenge von bis zu 12 mg/Hub. Zusätzlich ist eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs die Folge. Die Nacheinspritzung beschleunigt das Ausbrandverhalten durch den zusätzlichen Energieeintrag (kinetische

Energie durch den Strahlimpuls und thermische Energie durch die Verbrennung) sowie die dadurch verbesserte Durchmischung. Die Dauer der zweiten Phase der Verbrennung, die durch MFB_{50-90} repräsentiert wird, bestätigt dies. Mit zunehmenden Raildruck reduziert sich allerdings die rußreduzierende Wirkung der Nacheinspritzmenge. Bereits ab einem Raildruck von 1600 bar ist nur noch ein sehr geringes Potential zu erkennen. Da der Ausbrand nicht mehr beschleunigt werden kann, ergibt sich mit steigender Nacheinspritzmenge ein Nachteil im Kraftstoffverbrauch, dem der nur sehr geringe Rußvorteil gegenübersteht. Der beste Kompromiss zwischen Rußemissionen und Verbrauch liegt hier bei einem Raildruck von 1800 bar. Berücksichtigt man allerdings, dass eine Raildrucksteigerung zu einer erhöhten Antriebsleistung der Hochdruckpumpe führt, könnte ein Raildruck um die 1600 bar an einem Vollmotor zu einem besseren effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch führen.

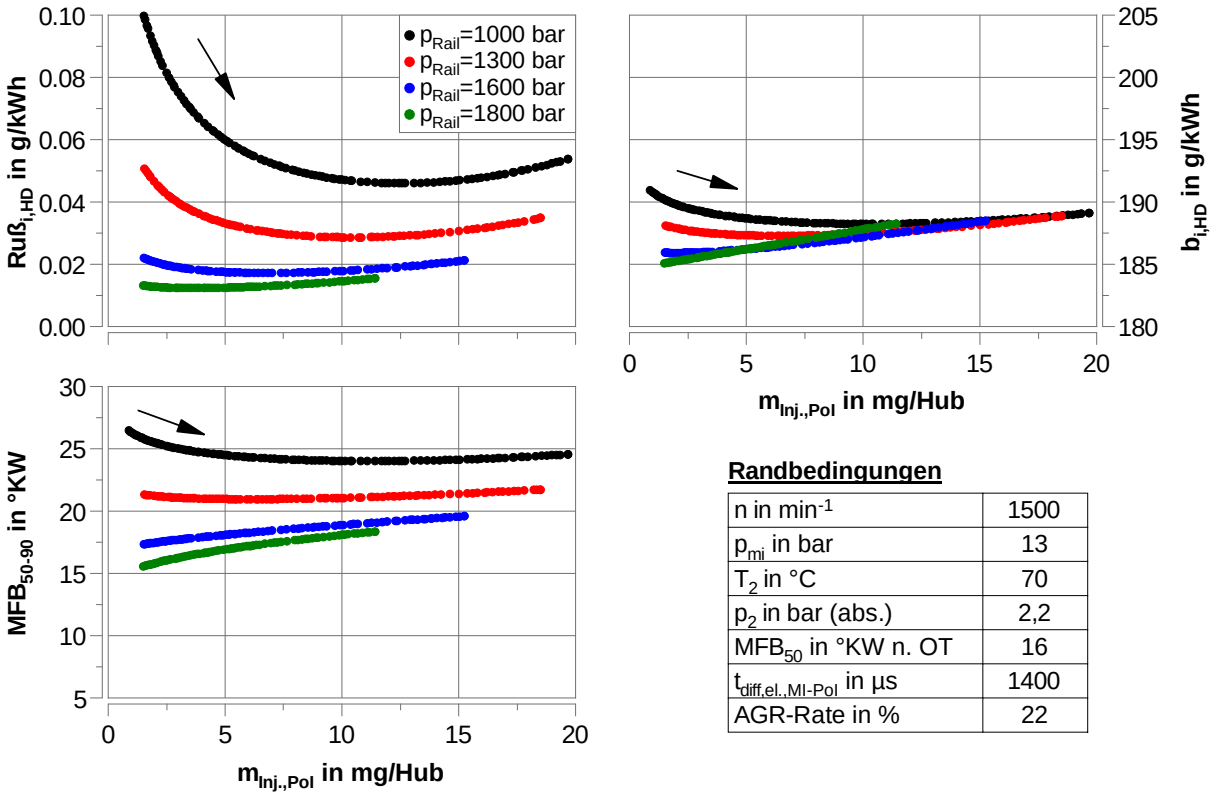


Abbildung 5.17: Variation der Nacheinspritzmenge in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2). Einspritzmuster: MI-PoI

In Abbildung 5.18 sind die diskutierten Raildruckvariationen aus Abbildung 5.17 über die Stickoxidemissionen aufgetragen. Damit das Potential der Nacheinspritzung im Vergleich zu einer reinen AGR-Ratenerhöhung bei 1800 bar Raildruck bewertet werden kann, wurde eine AGR-Schleife[4] extrapoliert, die über den vermessenen Versuchsraum hinausgeht. Somit

[4]Da es sich bei dem DoE-Modell um ein Modell mit Nacheinspritzung handelt, muss hierfür eine wenig signifikante Nacheinspritzmenge von 2 mg/Hub hinterlegt werden. Diese Vorgehensweise ist genauer als der Vergleich mit einem separaten DoE-Modell ohne Nacheinspritzung und ändert nichts an der abgeleiteten Aussage.

können (im gewissen Maße) AGR-Raten berücksichtigt werden, die durch das verbaute AGR-System unter diesen Randbedingungen nicht darstellbar waren. Die Berechnung der Standardabweichung gibt dabei Auskunft über die Güte der Extrapolation. Trotz erhöhter Unsicherheit bei Entfernung aus dem komplett vermessenen DoE-Bereich wird deutlich, dass eine reine Steigerung der AGR-Rate zu wesentlich besseren Trade-Offs von Ruß- und NO_x-Emissionen sowie Verbrauch und NO_x-Emissionen führen würde. Insofern ist eine Raildruckverringerung zur Stickoxidreduktion in Kombination mit einer Nacheinspritzung hier nicht sinnvoll.

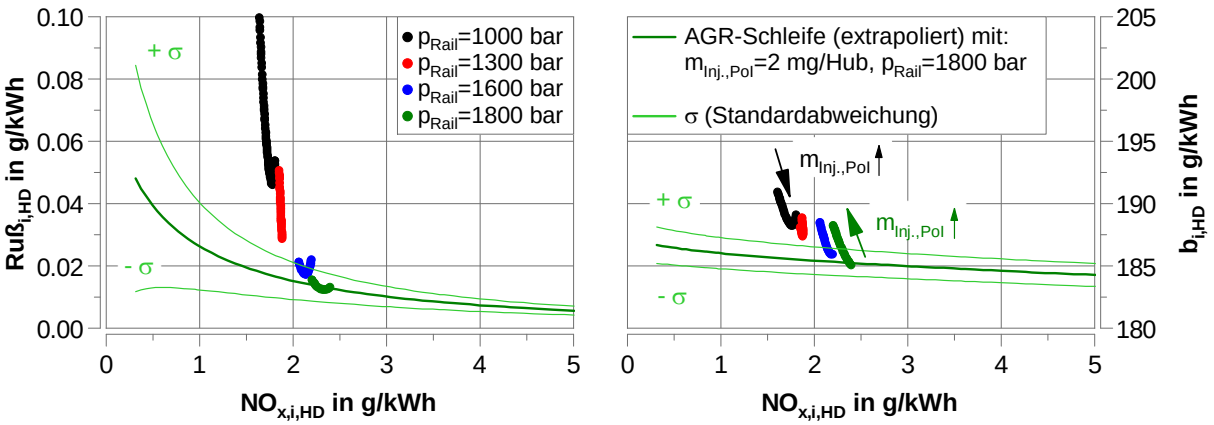
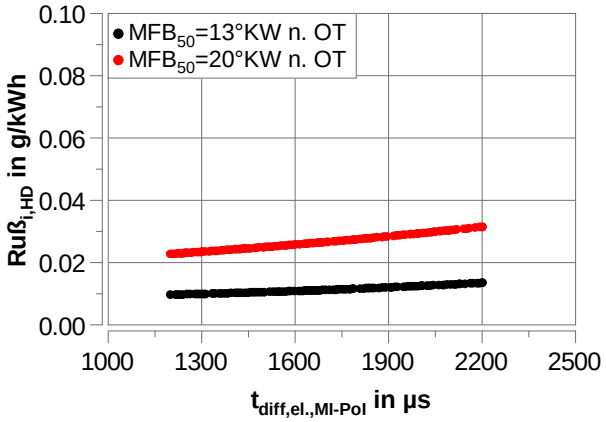


Abbildung 5.18: Variation der Nacheinspritzmenge in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2) mit den Randbedingungen aus Abbildung 5.17 sowie einer korrespondierenden AGR-Schleife zur Potentialabschätzung der Nacheinspritzung. Einspritzmuster: MI-PoI

Abschließend ist hervorzuheben, dass eine Steigerung der Nacheinspritzmenge bei den geringeren Raildrücken zunächst zu einer Steigerung der Stickoxidemissionen aufgrund der beschleunigten Verbrennung führt (vgl. rechtes Diagramm, Abbildung 5.18). Bei den hohen Raildrücken kehrt sich das Verhalten um, da auf Kosten des Kraftstoffverbrauchs ein mit der Nacheinspritzmenge wachsender Kraftstoffanteil bei späterer Verbrennungslage und somit kälteren Brennraumbedingungen umgesetzt wird.

Volllast – Betriebspunkt Nr. 3

Die Randbedingungen für den Volllastbetriebspunkt wurden nach der Forderung höherer innermotorischer NO_x-Reduktion mittels AGR festgelegt. Dies stellt analog zur Teillast den identifizierten Wirkbereich der Nacheinspritzung dar.
In Abbildung 5.19 ist die Variation des elektrischen Spritzabstandes (MI-PoI) für eine frühe sowie späte Brennlage abgebildet. Die Nacheinspritzmenge wurde auf 15 mg/Hub fixiert. Es kann abgeleitet werden, dass bei einer späten Verbrennungslage dichtere Spritzabstände aufgrund steigender Rußemissionen besonders anzustreben sind. Eine sichere Trennung von Haupt- und Nacheinspritzung muss allerdings sichergestellt werden, was bei elektrischen

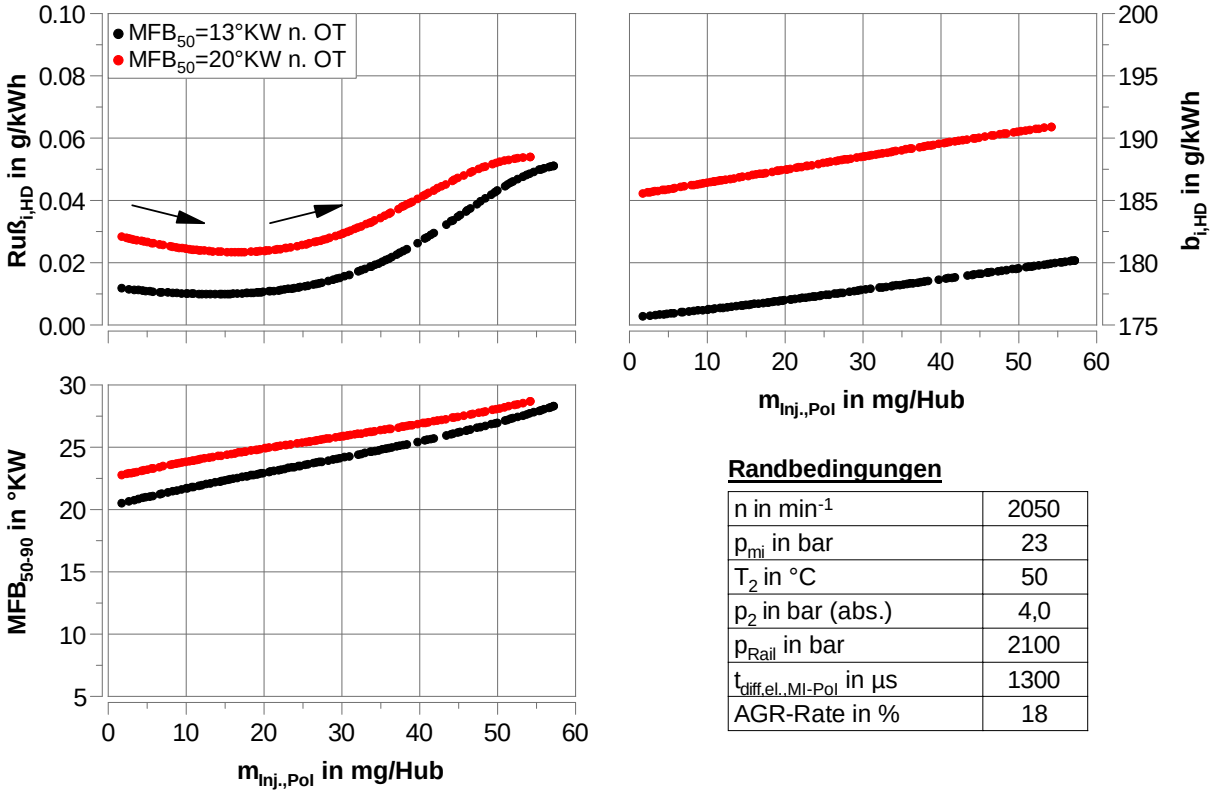


Randbedingungen

n in min^{-1}	2050
p_{mi} in bar	23
T_2 in °C	50
p_2 in bar (abs.)	4,0
p_{Rail} in bar	2100
$m_{Inj.,PoI}$ in mg/Hub	15
AGR-Rate in %	18

Abbildung 5.19: Variation des elektrischen Spritzabstandes (MI-PoI) in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3). Einspritzmuster: MI-PoI

Spritzabständen von mehr als 1200 μs der Fall ist. Als Randbedingung für die nachfolgenden Betrachtungen gilt $t_{diff,el.,MI-PoI} = 1300\,\mu$s, da das Sättigungsverhalten hinsichtlich Ruß bei der frühen Brennlage erreicht ist, beide Einspritzungen noch sauber getrennt sind und ein kleiner Abstand zum Randbereich des definierten Versuchsraums eingehalten wird. Abbildung 5.20 verdeutlicht anhand der Variationen der Nacheinspritzmenge für die frühe und späte Brennlage das Potential der Nacheinspritzung.



Randbedingungen

n in min^{-1}	2050
p_{mi} in bar	23
T_2 in °C	50
p_2 in bar (abs.)	4,0
p_{Rail} in bar	2100
$t_{diff,el.,MI-PoI}$ in µs	1300
AGR-Rate in %	18

Abbildung 5.20: Variation der Nacheinspritzmenge in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3). Einspritzmuster: MI-PoI

Während bei der späten Verbrennung mit einer optimalen Nacheinspritzmenge von etwa 15 mg/Hub eine Rußreduktion von ca. 20 % erzielt werden kann, verschwindet das Potential bei der frühen Verbrennungslage nahezu komplett. Im Gegensatz zur Teillast führt hier die Nacheinspritzung stets zu einem Verbrauchsnachteil, da die Ausbrandphase durch die Nacheinspritzung nicht beschleunigt werden kann. Bei der Betrachtung von MFB_{50-90} in Abbildung 5.20 wird ersichtlich, dass die Verbrennung stets verlängert wird.

Die diskutierten Variationen aus Abbildung 5.20 sind in Abbildung 5.21 über die Stickoxidemissionen aufgetragen. Exemplarisch wurden für die späte Verbrennungslage zwei AGR-Schleifen mit $m_{Inj.,PoI} = 4$ und 15 mg/Hub ergänzt, um das Potential der Nacheinspritzung anhand einer AGR-Schleife zu verdeutlichen. Die Nacheinspritzmenge für optimierte Rußemissionen zeigt einen verbesserten Ruß-NO_x-Trade-Off. Wie bereits erläutert muss dieser Vorteil durch einen Verbrauchsnachteil erkauft werden.
Da die Verbrennung durch eine Nacheinspritzung nicht beschleunigt werden kann und mit steigender Nacheinspritzmenge ein größerer Kraftstoffanteil später verbrennt, sinken die Stickoxidemissionen bei einer Erhöhung der Nacheinspritzmenge (vgl. rechtes Diagramm, Abbildung 5.21). Dieses Verhalten gleicht somit dem in der Teillast für hohe Raildrücke.

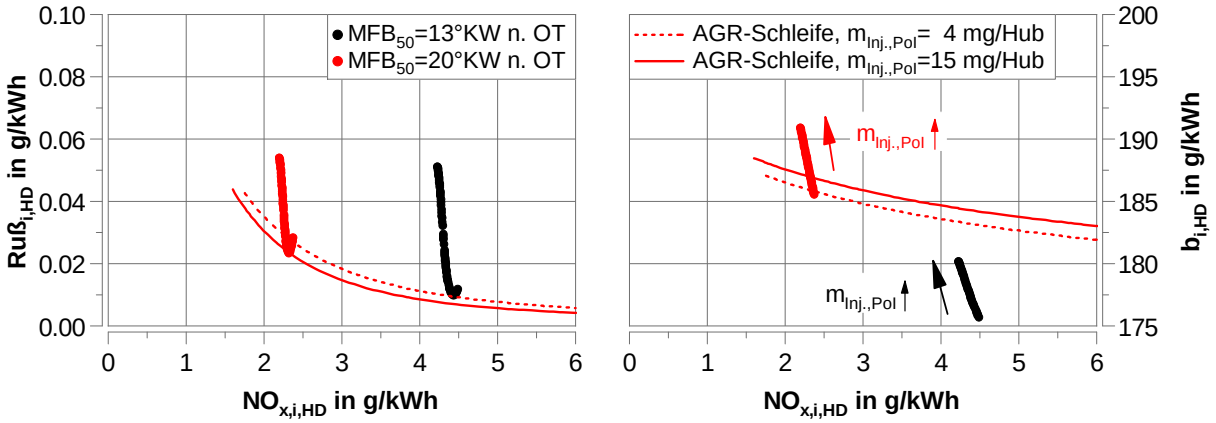


Abbildung 5.21: Variation der Nacheinspritzmenge in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) mit den Randbedingungen aus Abbildung 5.20 sowie zwei korrespondierenden AGR-Schleifen ($MFB_{50} = 20\,°$KW n. OT) mit $m_{Inj.,PoI} = 4$ und 15 mg/Hub. Einspritzmuster: MI-PoI

5.2.3 Raildruckbedarf für unterschiedliche Randbedingungen

Die Ableitung des Raildruckbedarfs wurde für alle drei Injektorvarianten anhand der DoE-Datenbasis mit Einfacheinspritzmuster durchgeführt. Die Darstellung erfolgt exemplarisch, wenn das Aufführen weiterer Injektorvarianten zu keinen weiteren Informationsgewinn beiträgt. Neben der Betriebspunktunterscheidung wird weiterhin zwischen AGR- und Nicht-AGR-Fall differenziert. In [38] sind bereits auszugsweise Ergebnisse diskutiert worden.

Teillast – Betriebspunkt Nr. 2

In Tabelle 5.1 sind die berücksichtigten Randbedingungen zusammengefasst. Über die Variationsparameter wird für die folgenden Darstellungen stets eine Optimierung von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen durchgeführt, sodass Ruß eine Ergebnisgröße darstellt. Die Pareto-Optima sind bei zwei verschiedenen Ladedruckniveaus ermittelt worden, damit der Einfluss einer verbesserten Aufladung in diesem Zusammenhang mit berücksichtigt werden kann.

Tabelle 5.1: Randbedingungen für die Auswertung der DoE-Messdaten im Teillastbetrieb, die für die Ableitung des Raildruckbedarfs herangezogen werden.

Parameter	AGR-Anwendung	Nicht-AGR-Anwendung
p_2	2,0 und 2,5 bar (abs.)	2,0 und 2,5 bar (abs.)
T_2	50 °C	50 °C
p_{Rail}	1200, 1500, 1800 und 2000 bar	800, 1200, 1500 und 1800 bar
MFB_{50}	***Variationsparameter***	***Variationsparameter***
AGR-Rate	***Variationsparameter***	-

Abbildung 5.22 zeigt das Potential des Raildrucks für AGR-Anwendungen exemplarisch anhand des CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm^3/30\,s/100\,bar}$. Es ist ersichtlich, dass bereits bei einem Raildruck von 1800 bar der beste Kompromiss zwischen Ruß- und NO_x-Emissionen erreicht wird. Gleiches gilt für das Trade-Off-Verhalten von indiziertem Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen. Der erhöhte Kraftstoffverbrauch, der sich insbesondere bei dem geringsten Raildruck zeigt, resultiert aus einem verlängerten Ausbrandverhalten, welches auf die verschlechterte Sprayaufbereitung im Brennraum zurückzuführen ist. Zusätzlich wirkt sich die verlängerte Spritzdauer nachteilig auf den Verbrauch aus.
Bei dem höheren Ladedruck ändert sich hier die Anforderung an den Raildruckbedarf nicht. Jedoch ist das Niveau der Rußemissionen bei geringem Stickoxidlevel kleiner. Weiterhin führt der gesteigerte Ladedruck zu einem schnelleren Ausbrandverhalten, was insbesondere bei geringen Raildrücken hinsichtlich Ruß und Kraftstoffverbrauch zum Tragen kommt und somit zu einer reduzierten Spreizung der Trade-Offs führt.
Zusätzliche multikriterielle Optimierungen von $Ruß_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$ haben im Rahmen der Datenanalyse gezeigt, dass sich bei den höheren Raildrücken kein geändertes Verhalten ergibt. D. h., dass sich hier auch für Applikationen, die möglichst geringe Rußemissionen ggf. auf Kosten des Kraftstoffverbrauchs innermotorisch darstellen sollen, keine weiteren Forderungen an das Raildruckniveau ergeben.
Die Auswertungen der zwei anderen Injektorvarianten zeigen das gleiche Verhalten und haben ihr Optimum ebenfalls bei einem Raildruck von 1800 bar, sodass auf die Darstellung an dieser Stelle verzichtet wird.

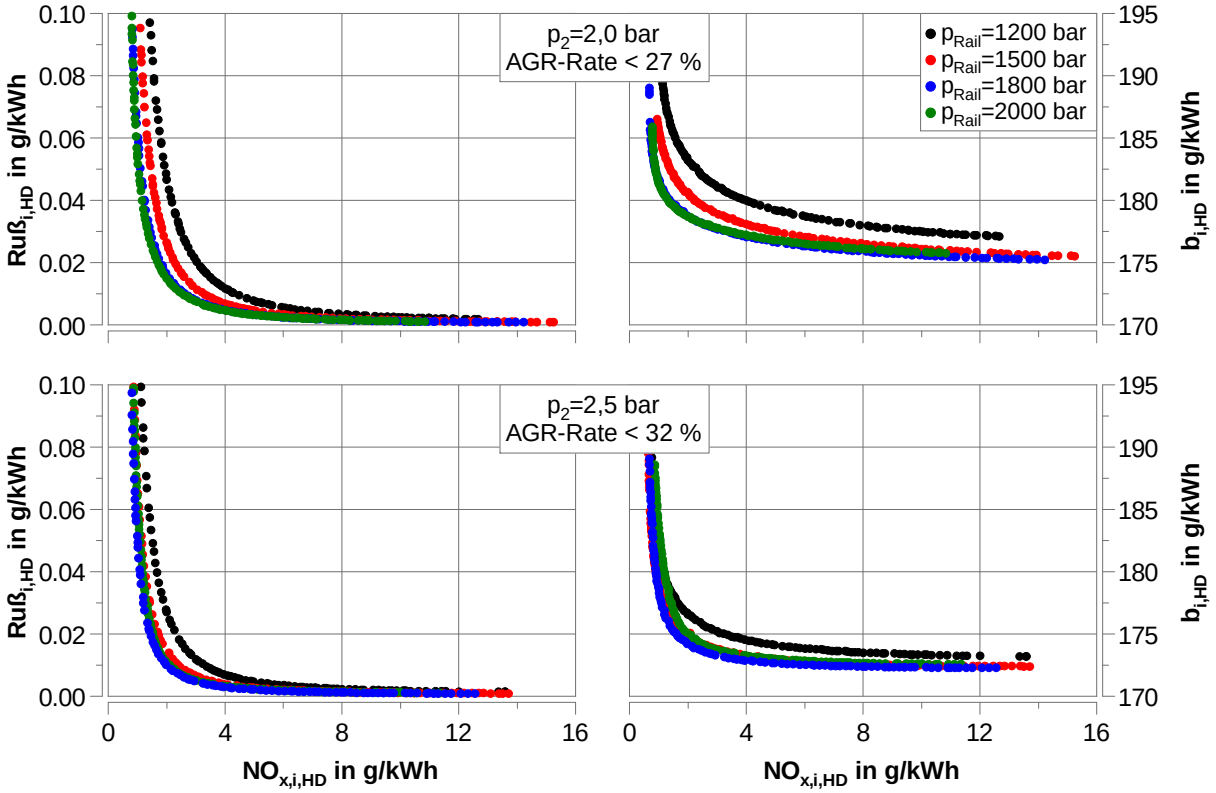


Abbildung 5.22: Ableitung des Raildruckbedarfs in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2) für AGR-Anwendungen. Optimierung von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm^3/30\,s/100\,bar}$. Einspritzmuster: MI

Bei Nicht-AGR-Anwendungen unterscheiden sich die Zusammenhänge, verglichen mit dem AGR-Konzept. Abbildung 5.23 zeigt die Auswertung der DoE-Ergebnisse für zwei verschiedene Ladedrücke am Beispiel des CRIN3-22 enh. Um zusätzlich das in Abschnitt 5.1.2 ausführlich diskutierte Verhalten gesteigerter Düsendurchflüsse im Zusammenhang mit der Ableitung des Raildruckbedarfs zu betrachten, wurde der CRIN-LE22 T1 mit dem größten hier verwendeten Düsendurchfluss mit abgebildet. Wie bereits bei der Definition der Randbedingungen in Tabelle 5.1 zu erkennen war, führt die Optimierung bei dem Nicht-AGR-Fall zu Spritzbeginnvariationen bei den verschiedenen Raildrücken.
Hinsichtlich der Rußemissionen führen späte Brennlagen tendenziell zu einer Erhöhung, die erst bei geringen Stickoxidemissionen signifikant wird. Der Effekt wird durch einen verringerten Raildruck verstärkt. Der Einsatz größerer Düsendurchflüsse führt zu einem stärkeren Anstieg der Rußemissionen bei vergleichbaren Stickoxidemissionen, was häufig charakteristisch für den Teillastbetrieb ist.
Bei der Darstellung des gegenläufigen Verhaltens von Verbrauch und NO_x-Emissionen ist die Kurvenschar für den CRIN3-22 enh. durch einen gemeinsamen Schnittpunkt charakterisiert. Dieser Punkt verschiebt sich mit steigendem Ladedruck in Richtung höherer Stickoxidemissionen. Links von dem Punkt führt ein geringerer Raildruck zu einem günstigeren Trade-Off-Verhalten. Rechts davon kann ein gesteigerter Raildruck (bis zu einem bestimmten Niveau) zu einem verbesserten Trade-Off von Verbrauch und NO_x-Emissionen

führen. Zu erklären ist dies durch einen kompakteren Brennverlauf, der mit einem gesteigerten Raildruck einhergeht. Eine signifikant verschleppte Verbrennung, die rechts vom Schnittpunkt der Kurvenschar zu Verbrauchsnachteilen führt, tritt hier allerdings nur bei einem Raildruck von 800 bar auf. Die Verbesserung der Brennbedingungen durch einen gesteigerten Ladedruck kann den Effekt z. T. deutlich reduzieren.

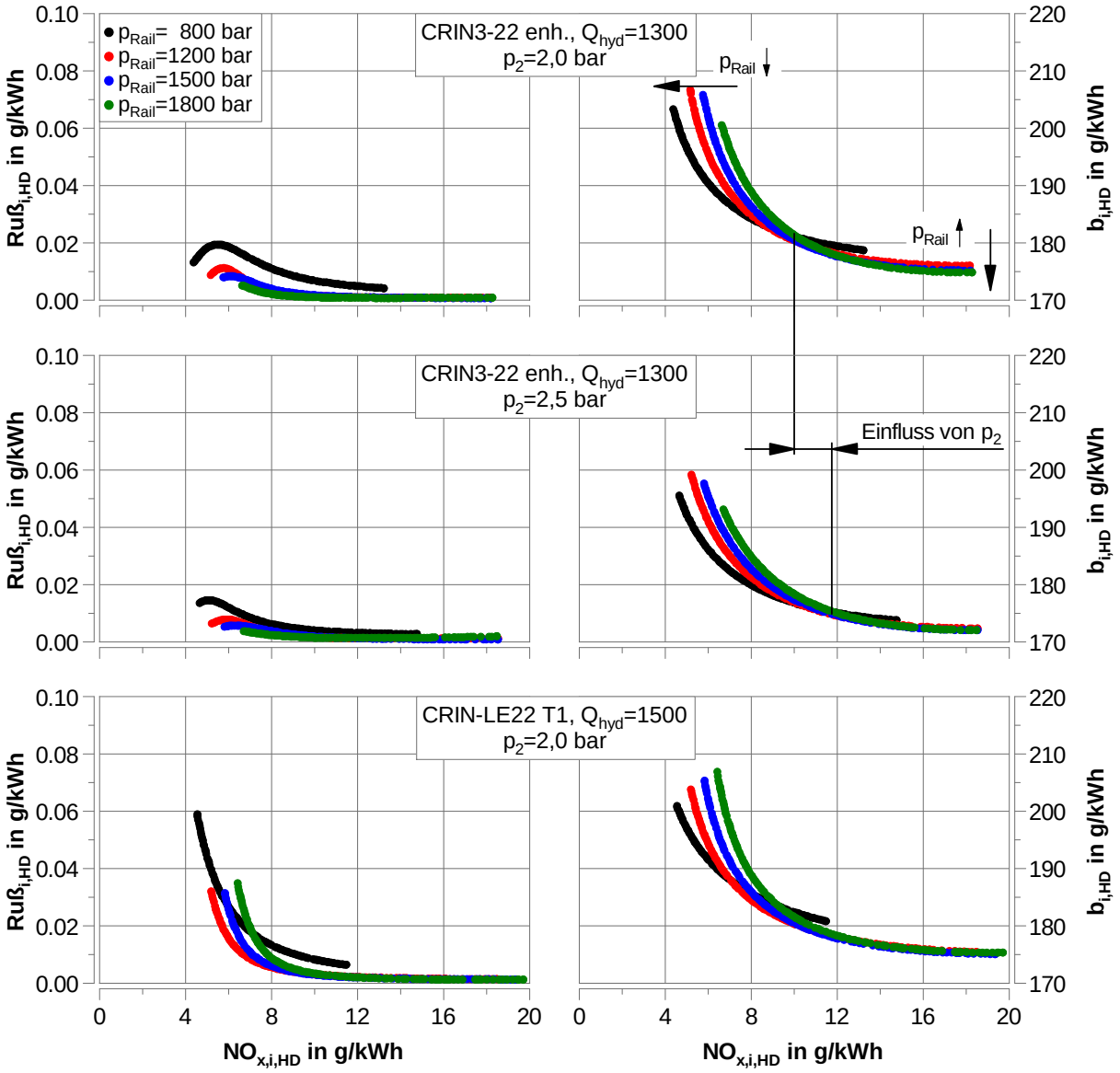


Abbildung 5.23: Ableitung des Raildruckbedarfs in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2) für Nicht-AGR-Anwendungen. CRIN3-22 enh. sowie CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$ zur Berücksichtigung des Einflusses großer Düsendurchflüsse. Einspritzmuster: MI

Am Vollmotor werden sich die diskutierten Vorteile im $b_{i,HD}$, bei Raildrücken von mehr als 1200 bar, wahrscheinlich nicht auf den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch niederschlagen. Eine mit der Raildrucksteigerung verbundenen Erhöhung der notwendigen

Antriebsleistung der Kraftstoffhochdruckpumpe wirkt dem in Abbildung 5.23 dargestellten Verbrauchsvorteil entgegen. D. h., dass sich auch bei hohen applizierten Stickoxidemissionen, bei den gewählten Randbedingungen, keine Raildrücke von deutlich mehr als 1200 bar als vorteilhaft herausstellen werden.
Der gesteigerte Düsendurchfluss ist im grundsätzlichen Verhalten vergleichbar. Bei dessen Einsatz muss jedoch besonders auf das Rußverhalten geachtet werden, da ggf. ein deutlicher Anstieg dieser Schadstoffkomponente zu erwarten ist.

Volllast – Betriebspunkt Nr. 3

In Tabelle 5.2 sind die berücksichtigten Randbedingungen für den Volllastbetriebspunkt zusammengefasst, die dabei typische Werte für diesen Betriebspunkt darstellen. Exemplarisch wird für diesen Betriebspunkt der CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$ betrachtet.

Tabelle 5.2: Randbedingungen für die Auswertung der DoE-Messdaten im Volllastbetrieb, die für die Ableitung des Raildruckbedarfs herangezogen werden.

Parameter	AGR-Anwendung	Nicht-AGR-Anwendung
p_2	3,0 und 4,0 bar (abs.)	3,0 und 4,0 bar (abs.)
T_2	60 °C	60 °C
p_{Rail}	1600, 1800, 2000, 2100 und 2200 bar	1400, 1600, 1800 und 2000 bar
MFB_{50}	***Variationsparameter***	***Variationsparameter***
AGR-Rate	***Variationsparameter***	-

Für AGR-Anwendungen im Nennleistungsbetrieb ist ein hoher Raildruck zur Reduktion der Rußemissionen essentiell. In diesem Zusammenhang stellt sich häufig eine Verringerung der Spritzdauer als vorteilhaft heraus. Dennoch liegt der Fokus weiterhin auf der Bewertung und Analyse der AGR-Verträglichkeit. Dazu werden im Folgenden zwei unterschiedliche Ansätze der Optimierung verglichen. Neben der Optimierung von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen kommt die Optimierung von Ruß- und Stickoxidemissionen hinzu. Im Anhang A.10 ist hergeleitet worden, dass durch letztgenannte Optimierung, für die hinterlegten Randbedingungen, das minimal mögliche Rußniveau in sehr guter Näherung ermittelt werden kann und somit die AGR-Verträglichkeit dabei als optimal anzusehen ist. Das mit dieser Herangehensweise bestimmte Rußniveau ist bestens geeignet, um als Bezugswert zur Potentialabschätzung einer Raildrucksteigerung zu dienen, die ggf. über den maximalen Systemdruck hinausgeht.
In Abbildung 5.24 ist der Vergleich der Optimierungen für drei Raildrücke dargestellt. Die Analyse der Diagramme, in denen Ruß- über Stickoxidemissionen aufgetragen sind, zeigt, dass die Anhebung des Raildrucks ein deutliches Potential hinsichtlich der Rußreduktion bei geringeren Stickoxidemissionen ermöglicht. Dies gilt insbesondere für die Optimierung von $b_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$.

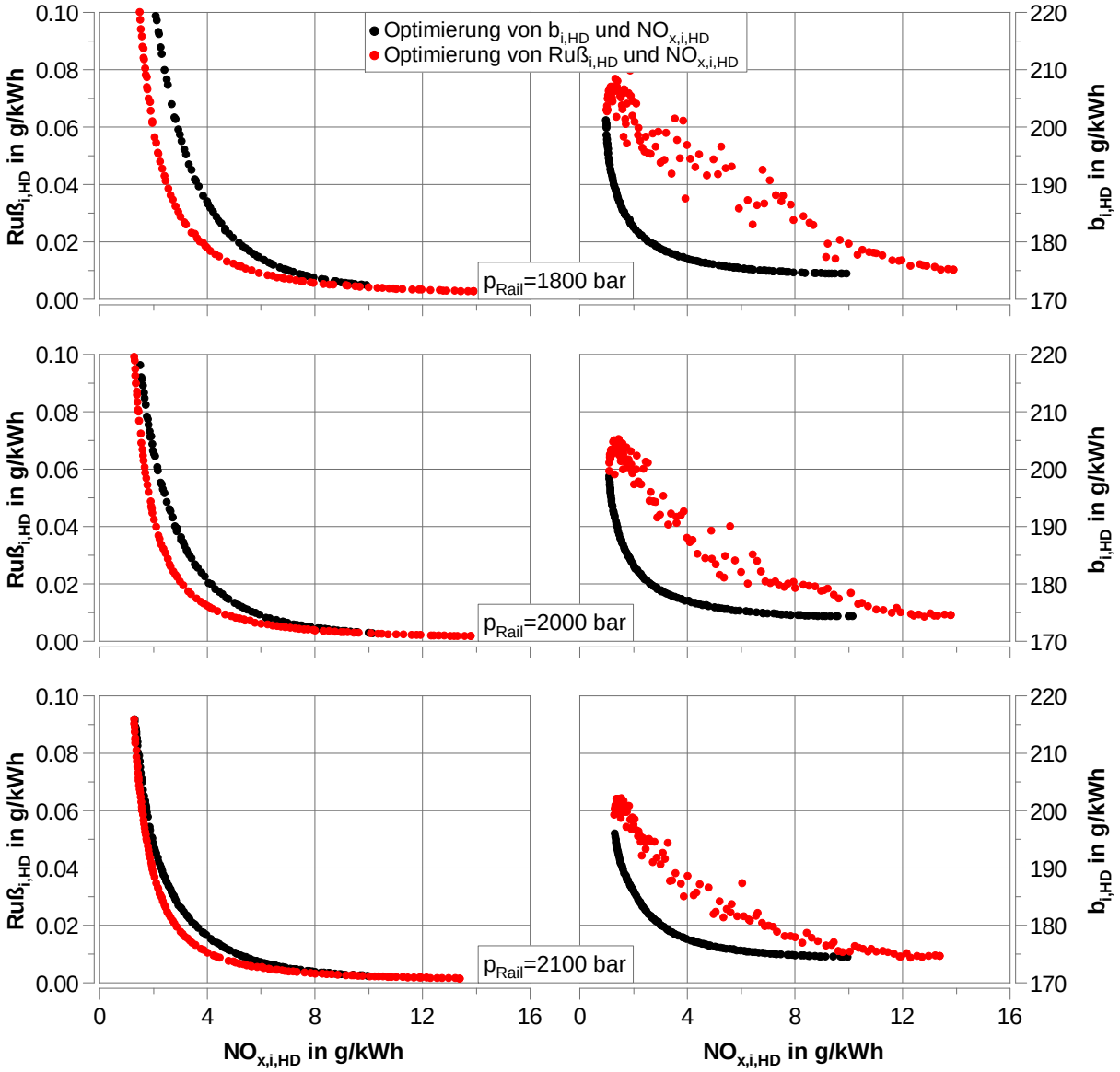


Abbildung 5.24: Gegenüberstellung unterschiedlicher Optimierungen für drei Raildrücke in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) für AGR-Anwendungen. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$ bei $p_2 = 4{,}0\,\mathrm{bar}$ und den Randbedingungen aus Tabelle 5.2. Einspritzmuster: MI

Bemerkenswert ist, dass das Trade-Off-Verhalten von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen, bei der Optimierung von $b_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$, scheinbar unabhängig vom Raildruck ist. Zwei unterschiedliche Effekte führen zu diesem Verhalten:
Zum einen kann das minimale Niveau des Kraftstoffverbrauchs bei höheren Stickoxidemissionen aufgrund des zulässigen maximalen Zylinderspitzendrucks nicht weiter reduziert werden. Durch den relativ hohen Ladedruck führt eine Raildrucksteigerung, die mit einer gesteigerten Umsatzrate verbunden ist, zu der Notwendigkeit den Ansteuerbeginn zu einem späteren Zeitpunkt zu applizieren (Forderung: $p_{z,max} < 250\,\mathrm{bar}$). Die Verkürzung der Spritzdauer kann hier ebenfalls nicht signifikant zur Verbrauchsreduktion beitragen, da diese durch den höheren Düsendurchfluss bereits vergleichsweise gering ist.

Zum anderen kompensiert die Erhöhung der NO_x-Emissionen, die durch eine Raildruckanhebung verursacht wird, bei geringeren Stickoxidemissionen (z. B. $NO_{x,i,HD} = 4\,g/kWh$) den möglichen Verbrauchsvorteil durch eine beschleunigte Verbrennung. Insgesamt führt dies zu einem vergleichbaren Trade-Off-Verhalten. Eine Differenzierung des Verbrauchsverhaltens bei unterschiedlichen Raildrücken wäre dann denkbar, wenn durch ein leistungsfähigeres AGR-System mehr Abgas rückgeführt werden kann, um die Brennlage (NO_x-neutral) etwas früher applizieren zu können. Zusätzlich darf dabei der zulässige Zylinderspritzendruck nicht überschritten werden.
Bei der Optimierung von $Ruß_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$ ist in einem weiten Bereich ein deutliches Verbrauchspotential durch eine Raildrucksteigerung zu erkennen. Die Ursache besteht in der Art der Optimierung. Bei einem erhöhten Raildruck, kann durch die gesteigerte AGR-Verträglichkeit mehr AGR mit einer früheren Brennlage kombiniert werden, ohne dass dabei die Rußemissionen ansteigen (vgl. hierzu Anhang A.10).

Solange die Rußemissionsziele erreicht werden können, wird aufgrund des Verbrauchsvorteils, der zwischen den unterschiedlichen Optimierungen besteht, für die meisten Einsatzzwecke die Optimierung von Verbrauch und Stickoxiden im Vordergrund stehen. Aufgrund dessen wird ein Raildruck um die 2200 bar, gepaart mit einer abgestimmten Düsengeometrie, für viele AGR-Konzepte vorteilhaft sein.

Zur anschaulicheren Ableitung des Raildruckbedarfs für AGR-Anwendungen wurden für $p_2 = 3$ und 4 bar jeweils $NO_{x,i,HD}$-Schnitte durchgeführt, die in Abbildung 5.25 dargestellt sind. Die Werte für $p_{Rail} = 2200\,bar$ sind aus den DoE-Messungen extrapoliert worden. Da geringste Stickoxidemissionen nur über Anpassungen am Luftpfad (Steigerung von AGR-Rate und Ladedruck) sinnvoll erreicht werden können, unterscheiden sich die Werte für die $NO_{x,i,HD}$-Schnitte in Abhängigkeit des fixierten Ladedrucks.
Das dargestellte *Ruß-Optimum* konnte durch die multikriterielle Optimierung von Ruß- und Stickoxidemissionen definiert werden, dessen Lage durch ein bereits im Anhang A.10 diskutiertes Sättigungsverhalten charakterisiert ist. Die Rußergebnisse der Optimierungen von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen nähern sich asymptotisch dem Optimum an. Es kann abgeleitet werden, dass das Rußreduktionspotential durch eine weitere Steigerung des Raildrucks, die über den maximal möglichen Systemdruck hinausgeht, für die betrachteten Randbedingungen sehr gering ausfällt. Unter Berücksichtigung, dass einerseits der Kraftstoffdruck über die Hochdruckpumpe bereitgestellt werden muss und andererseits für viele Bereiche der Trend in Richtung SCR-Systeme ohne AGR geht (vgl. Abschnitt 2.1.2), ist ein Vorteil für eine weitere Steigerung des Raildrucks hier nicht ersichtlich.
Abschließend ist anzumerken, dass das Raildruckpotential bei AGR-Konzepten mit geringen Verbrennungsluftverhältnissen (λ) tendenziell höher ist. Somit könnte sich für Hoch-AGR-Konzepte u. U. der Raildruckbedarf verändern. Dies ist mit dem verwendeten Versuchsträger und den eingesetzten Komponenten im Luftpfad nicht darstellbar gewesen.

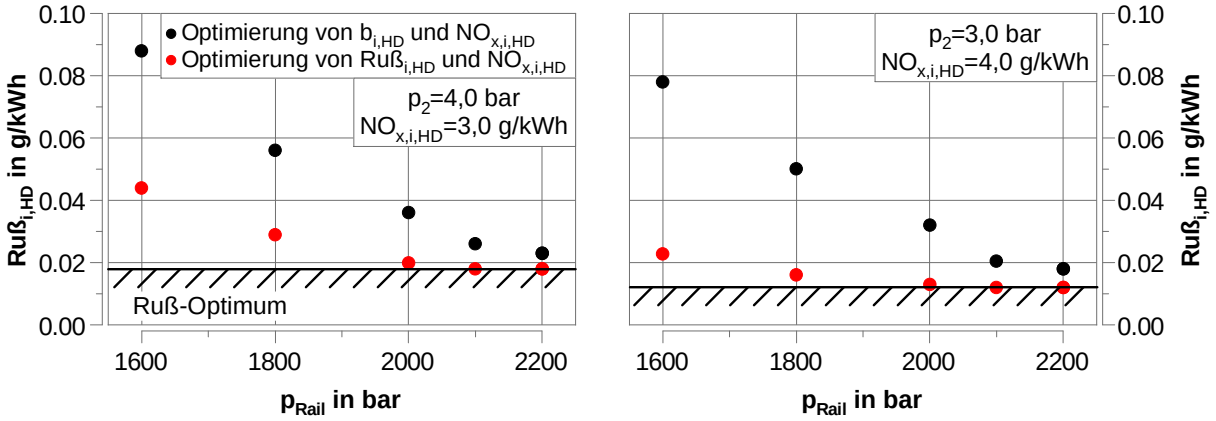


Abbildung 5.25: Gegenüberstellung unterschiedlicher Optimierungen als $NO_{x,i,HD}$-Schnitt für die Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) für AGR-Anwendungen mit den Randbedingungen aus Tabelle 5.2. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$. Einspritzmuster: MI

Für Nicht-AGR-Anwendungen ist das Verhalten grundsätzlich mit dem aus der Teillast vergleichbar. Verdeutlicht wird das durch Abbildung 5.26, die für zwei verschiedene Ladedrücke die Spritzbeginnvariationen aus den DoE-Messdaten zeigt.

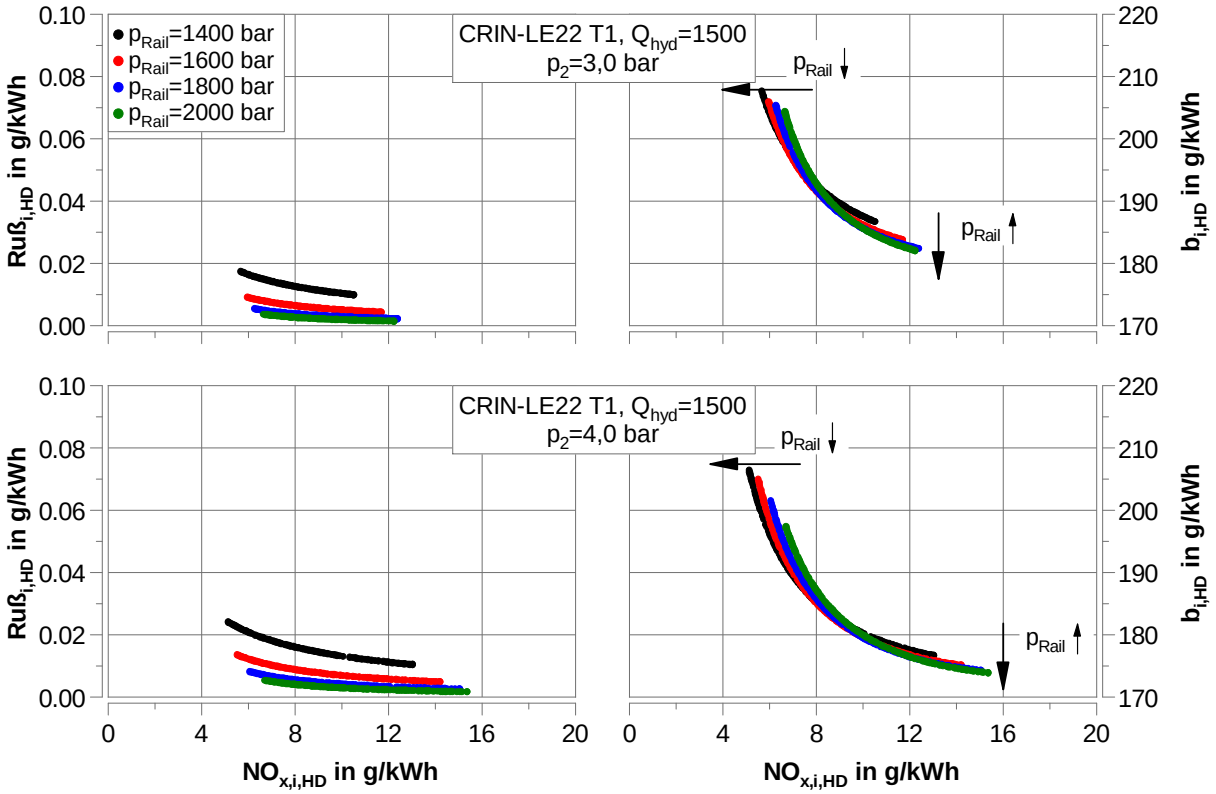


Abbildung 5.26: Ableitung des Raildruckbedarfs in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) für Nicht-AGR-Anwendungen. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$ mit den Randbedingungen aus Tabelle 5.2. Einspritzmuster: MI

Hinsichtlich des Trade-Offs von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen ergibt sich für einen weiten $NO_{x,i,HD}$-Bereich das beste Verhalten mit einem Raildruck zwischen 1600 und 1800 bar. Lediglich für die Applikation von geringsten Stickoxiden kann ein Raildruck von 1400 bar zu einer leichten Verbesserung führen. Ab diesem Raildruck und späten Brennlagen beginnt allerdings eine signifikante Verschlechterung der Rußemissionen. In der Praxis muss daher geprüft werden, wie stark der Raildruck, in Abhängigkeit von den Rußemissionsanforderungen, zu Gunsten des $b_{i,HD}$-$NO_{x,i,HD}$-Trade-Offs abgesenkt werden kann.

5.2.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel sind die Einflüsse von Raildruck sowie einer Vor- und Nacheinspritzung analysiert worden. Dabei wurde zwischen AGR- und Nicht-AGR-Anwendung differenziert sowie unterschiedliche Betriebspunkte berücksichtigt. Die aus den beschriebenen Zusammenhängen abgeleiteten Anforderungen an das Einspritzsystem werden im Folgenden kurz zusammengefasst. Diese besitzen in erster Linie Gültigkeit für den betrachteten Brennraum mit den hinterlegten Randbedingungen. Dennoch können allgemeingültige Trends für dieses Motorsegment abgeleitet werden.

Anforderungen an die Voreinspritzung

Im Leerlaufbetrieb konnte durch die Applikation einer optimierten Voreinspritzung das Geräusch- und Stickoxidniveau, insbesondere bei Nicht-AGR-Anwendungen, signifikant reduziert werden. Aufgrund der geringen Motordrehzahl verhält sich der Spritzabstand, zur Realisierung eines optimalen Geräuschverhaltens, in einem weiten Bereich neutral, sodass ein sehr kleiner hydraulischer Spritzabstand nicht notwendig ist. Diesbezüglich sind bereits $t_{diff,hyd.,PI-MI} \approx 300\,\mu$s zielführend gewesen. Die ideale Voreinspritzmenge liegt in einem Bereich von $m_{Inj.,PI}$ = 3-5 mg/Hub und entspricht damit 20-30 % der gesamten eingespritzten Kraftstoffmasse. Ein flacher Einspritzratenverlauf weitet den Bereich einer geräuschoptimierten Voreinspritzmenge aus und trägt somit zur Robustheit der Applikation bei.
Bereits im nächsthöheren Lastpunkt konnte die Voreinspritzung nicht mehr zur Reduzierung der Geräuschemissionen eingesetzt werden, da die Anteile der vorgemischten Verbrennung, aufgrund besserer Zündbedingungen, sehr gering sind.

Anforderungen an die Nacheinspritzung

Die sinnvolle innermotorische Reduktion der Rußemissionen über eine Nacheinspritzung ist bei dem betrachteten Brennverfahren nur im Volllastbetriebspunkt mit höheren AGR-Raten nachweisbar gewesen. Insbesondere bei späten Verbrennungslagen konnte eine optimierte

Nacheinspritzmenge von etwa $m_{Inj.,PoI} = 15\,\mathrm{mg/Hub}$ die Rußemissionen um ca. 20 % verringern. Eine Nacheinspritzmenge, die etwa 5-8 % der gesamten Einspritzmenge ausmacht, deckt sich mit Erfahrungen aus dem Nutzfahrzeugbereich. Da im Nennleistungsbetrieb die Spritzdauer (Bezugseinheit in °KW) vergleichsweise lang ist, führen kleine Spritzabstände zu einer Verringerung des Verbrauchsnachteils sowie der Rußemissionen. Eine saubere Trennung von Haupt- und Nacheinspritzung muss allerdings stets sichergestellt werden.
Lange Spritzdauern in der Nennleistung sind die Ursache für Verbrauchsnachteile beim Einsatz einer Nacheinspritzung. Insbesondere bei geringeren Drehzahlen und anderen Brennverfahren ist es allerdings möglich, dass durch die Nacheinspritzung die Verbrennung zum Ende hin neu „angefacht“ wird, was sich positiv auf die Rußemissionen sowie den Verbrauch auswirkt. Die Beschleunigung der Verbrennung führt dabei zu einer leichten Erhöhung der Stickoxidemissionen.
Grundsätzlich ist anzumerken, dass die Wirksamkeit der Nacheinspritzung stark vom Brennverfahren sowie den Luftpfadrandbedingungen (Ladedruck und AGR-Rate) abhängt. D. h., dass unter Umständen bereits im Teillastbetrieb ein Rußreduktionspotential (trotz hoher Raildrücke) bei Hoch-AGR-Anwendungen identifiziert werden kann.

Raildruckbedarf

Im Leerlaufbetrieb sind die geringsten Raildrücke im Motorkennfeld üblich. Aus Gründen der Geräusch- und Stickoxidreduktion ist dies empfehlenswert. Das Limit wird hier durch die Rußemissionen sowie den minimal möglichen Systemdruck definiert. Der Raildruckbedarf für die höheren Lastpunkte hängt stark davon ab, ob ein AGR- oder Nicht-AGR-Konzept vorliegt.
Bei Nicht-AGR-Anwendungen konnte das beste Verbrauchs-NO_x-Verhalten mit Raildrücken von etwa 800-1200 bar im Teillast- bzw. 1600-1800 bar im Volllastbetriebspunkt dargestellt werden. Da eine weitere Steigerung des Raildrucks zu einer überproportionalen Erhöhung der Stickoxidemissionen führt, wird dies nur beim Überschreiten definierter Rußemissionsziele eine Alternative sein.
AGR-Konzepte erfordern grundsätzlich die höheren Raildrücke. Im Teillastbetriebspunkt wurden die besten Trade-Offs aus Ruß- und NO_x-Emissionen bzw. Verbrauch und NO_x-Emissionen mit $p_{Rail} = 1800\,\mathrm{bar}$ erreicht. In der Volllast führte die Steigerung des Raildrucks bis an die Systemgrenze von 2200 bar zu einer weiteren Rußreduktion. Die Verringerung dieser Schadstoffkomponente verläuft jedoch stark asymptotisch, sodass eine weitere Steigerung, über den maximalen Systemdruck hinaus, nur ein sehr geringes Potential generieren würde. Außerdem können Raildrücke über 2200 bar nur mit Motorkonzepten genutzt werden, wenn diese darauf ausgelegt sind (z. B. sehr hohe AGR-Raten in der Nennleistung).
Unter Berücksichtigung aktueller Trends und Anforderungen scheinen 2200 bar eine sinnvolle obere Grenze darzustellen.

5.3 Bewertung von AGR- und Nicht-AGR-Konzept

In Unterkapitel 5.2 wurde bei der Anforderungsableitung für das Einspritzsystem bereits zwischen AGR- und Nicht-AGR-Konzept differenziert. Im Folgenden wird auf den Bedarf sowie den Einfluss des Ladedrucks für die zwei verschiedenen Konzepte eingegangen. Bei Einzylinderuntersuchungen ist eine solche Bewertung vergleichsweise schwierig. Einerseits ist die künstliche Vorgabe des Ladungswechsels z. B. über eine Abgasklappe üblich und andererseits wird der Ladedruck über die Haustechnik bereitgestellt, sodass die Ladedruckerzeugung nicht in die energetische Bilanzierung des Motors mit einfließt. Die Folge ist ein verfälschter effektiver Mitteldruck. Absolute Aussagen zum spezifischen Kraftstoffverbrauch sowie der Bezug zu den Emissionsgrenzwerten sind somit nicht möglich.
Um den Brückenschlag zum Vollmotor zu realisieren, wird in diesem Zusammenhang die in Unterkapitel 4.3 beschriebene Herangehensweise für den Teil- und Volllastbetriebspunkt (Nr. 2 und 3) angewendet. Dabei wird unter anderem berücksichtigt, dass ein bestimmter Ladedruck über einen Turbolader bereitgestellt werden muss und somit nicht ohne motorische Aufwände generiert werden kann. Weiterhin muss am Vollmotor, der mit einem Hochdruck-AGR-System ausgestattet ist, ggf. zusätzlich ein gewisser Abgasgegendruck eingestellt werden, damit AGR ohne zusätzliche Maßnahmen gefördert werden kann (vgl. Unterkapitel 4.3).
Letztendlich kann über eine energetische Ableitung für jeden einzelnen Punkt aus dem DoE-Modell ein notwendiger Abgasgegendruck berechnet werden, der für die Bereitstellung des definierten Ladedrucks erforderlich ist. Anschließend erfolgt die Ableitung eines realistischen effektiven Mitteldrucks, auf dem die Berechnung eines spezifischen Kraftstoffverbrauchs sowie die Berechnung der spezifischen Emissionsgrößen beruht.
Das Ziel dieser Herangehensweise ist die Schaffung einer Grundlage, auf der die Ableitung von Empfehlungen realer Motorkonzepte für verschiedene Einsatzzwecke basiert. Zur besseren Vergleichbarkeit erfolgt vereinfachend die Betrachtung einer Einfacheinspritzung. Für beide Betriebspunkte werden Auswertungen des CRIN-LE22 T1 dargestellt und analysiert, damit beide Düsendurchflüsse betrachtet werden können. Bei den AGR-Konzepten wird der kleinere Düsendurchfluss verwendet, da dieser die AGR-Verträglichkeit insbesondere in der Teillast steigert. Da sich der gesteigerte hydraulische Düsendurchfluss für Nicht-AGR-Anwendungen als vorteilhaft herausgestellt hat, wird dieser als realitätsnaher Parameter für die folgenden Betrachtungen entsprechend berücksichtigt.

5.3.1 Ladedruckbedarf in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2)

Tabelle 5.3 fasst die Parameter zusammen, die bei der DoE-Optimierung hinterlegt sind. Die entsprechenden Raildrücke basieren auf den Ableitungen der vorangegangenen Unterkapitel. Es werden jeweils für drei Ladedrücke Optimierungen von Kraftstoffverbrauch ($b_{i,HD}$) und Stickoxidemissionen ($NO_{x,i,HD}$) durchgeführt.

Tabelle 5.3: Randbedingungen für die Auswertung der DoE-Messdaten im Teillastbetrieb, die für die Ableitung des Ladedruckbedarfs herangezogen werden.

Parameter	AGR-Anwendung	Nicht-AGR-Anwendung
p_2	1,7, 2,0 und 2,5 bar (abs.)	1,7, 2,0 und 2,5 bar (abs.)
T_2	50 °C	40 °C
p_{Rail}	1800 bar	900 bar
Q_{hyd}	1300 cm^3/30 s/100 bar	1500 cm^3/30 s/100 bar
MFB_{50}	***Variationsparameter***	***Variationsparameter***
AGR-Rate	***Variationsparameter***	-

Abbildung 5.27 verdeutlicht die Wirkungsweise einer Ladedrucksteigerung an einem Vollmotor für AGR-Konzepte im Teillastbetriebspunkt. Die in den Diagrammen dargestellten Emissionsgrößen basieren auf den abgeleiteten realistischen effektiven Mitteldruck. Mit steigendem Ladedruck verringert sich der indizierte Kraftstoffverbrauch, bezogen auf den Hochdruckprozess, in erster Linie aufgrund der Erhöhung des Lambdas und der damit verbundenen Steigerung des Polytropenexponenten. Zusätzlich verringern sich die Rußemissionen durch die Steigerung des Ladedrucks.
Der ermittelte notwendige Abgasgegendruck $p_{3,real}$ gibt an, wie stark die Abgase vor dem Turbolader aufgestaut werden müssen, damit der vorgegebene Ladedruck bereitgestellt werden kann. Für AGR-Konzepte gilt hier die Forderung, dass der Abgasgegendruck mindestens so groß wie der Ladedruck sein muss, damit beispielsweise über ein Flatterventil AGR gefördert werden kann. Aus dem Grund unterschreitet der Graph für den niedrigsten Ladedruck nicht das Niveau von $p_{3,real} = 1{,}7$ bar. Bei $p_2 = 2{,}0$ bar ist diese Bedingung noch im Bereich geringer Stickoxide sichtbar. Im Fall des höchsten dargestellten Ladedrucks übersteigt der Abgasgegendruck im gesamten Bereich den Ladedruck. Dieses notwendige Anheben des Abgasgegendrucks führt dabei grundsätzlich zu einer Erhöhung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs.
Das leichte Abfallen der berechneten Abgasgegendrücke, insbesondere bei geringen Stickoxiden, ist auf die steigende Abgastemperatur zurückzuführen. Dieses Verhalten resultiert einerseits aus der Anhebung der AGR-Rate und andererseits aus der Spätstellung der Brennlage, die zusätzlich zur Erreichung geringster Stickoxidemissionen notwendig wird. Letztgenannter Parameter beeinflusst die Abgastemperatur dabei deutlich dominanter, was zu dem stärkeren Abfall von $p_{3,real}$ bei kleinsten NO_x-Emission führt.
Die Auswirkungen des steigenden Abgasgegendrucks auf den ermittelten realistischen effektiven Kraftstoffverbrauch sind unten rechts in Abbildung 5.27 dargestellt. Über eine moderate Steigerung des Ladedrucks lässt sich der effektive Kraftstoffverbrauch zunächst reduzieren, da die Wirkungsgradverbesserung, basierend auf der Lambdasteigerung, im Vergleich zum Nachteil des erhöhten Abgasgegendrucks überwiegt. Der bessere Wirkungsgrad dominiert aus dem Grund, da der Einfluss einer Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses auf den Polytropenexponenten bei einem niedrigen λ-Niveau besonders hoch ist. Außerdem können bei einem gesteigerten Ladedruck höhere Abgasrückführraten gefahren

werden, was das Erreichen geringerer Stickoxidemissionen bei guten Kraftstoffverbräuchen ermöglicht. Eine weitere Steigerung des Ladedrucks auf 2,5 bar führt hier allerdings zu einer Verschlechterung des effektiven Kraftstoffverbrauchs aufgrund des negativ beeinflussten Ladungswechsels.

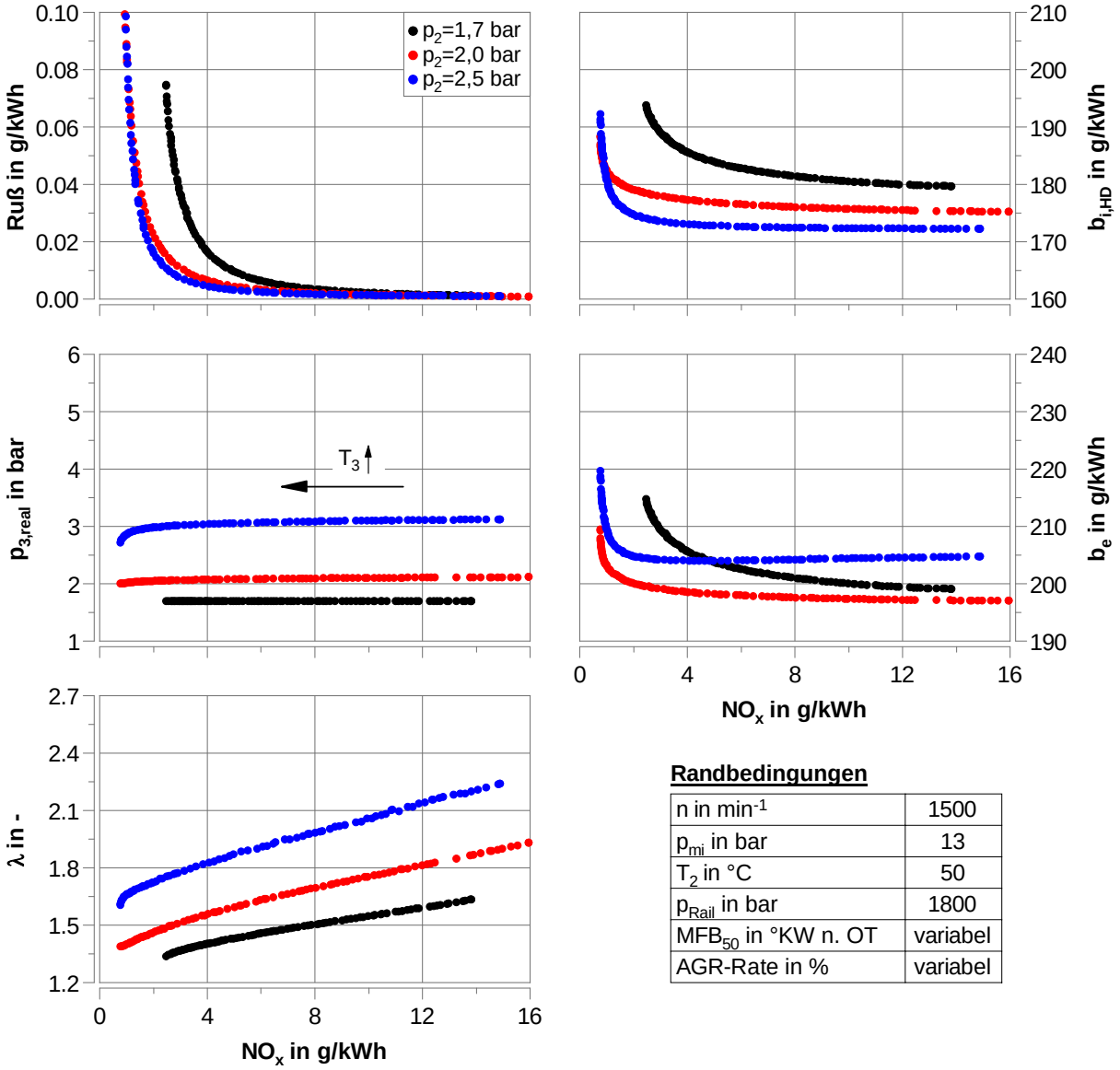


Abbildung 5.27: Einfluss des Ladedrucks auf den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2) für AGR-Anwendungen. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$. Einspritzmuster: MI

Abbildung 5.28 zeigt die analoge Auswertung für Nicht-AGR-Anwendungen. Die Rußemissionen und der spezifische Kraftstoffverbrauch, bezogen auf den indizierten Mitteldruck des Hochdruckprozesses, zeigen prinzipiell ein vergleichbares Verhalten.
Der bestimmte Abgasgegendruck verdeutlicht, dass bei Konzepten ohne Abgasrückführung

kein Aufstauen auf der Abgasseite zur AGR-Förderung vorgegeben ist. In der Hinsicht hat das Nicht-AGR-Konzept gegenüber dem AGR-Konzept einen potentiellen Verbrauchsvorteil. Eine moderate Steigerung des Ladedrucks kann aber auch bei Nicht-AGR-Anwendungen zu Verbrauchsvorteilen führen. Das ist dann der Fall, wenn der Wirkungsgradvorteil, der aus der Lambdasteigerung hervorgeht, die Wirkungsgradnachteile durch Aufstauen der Abgase sowie eine erforderliche Spätverstellung der Brennlage überkompensiert. Die Spätverstellung der Brennlage ist insofern erforderlich, da das alleinige Anheben des Ladedrucks mit einer Steigerung der Stickoxidemissionen einhergeht.

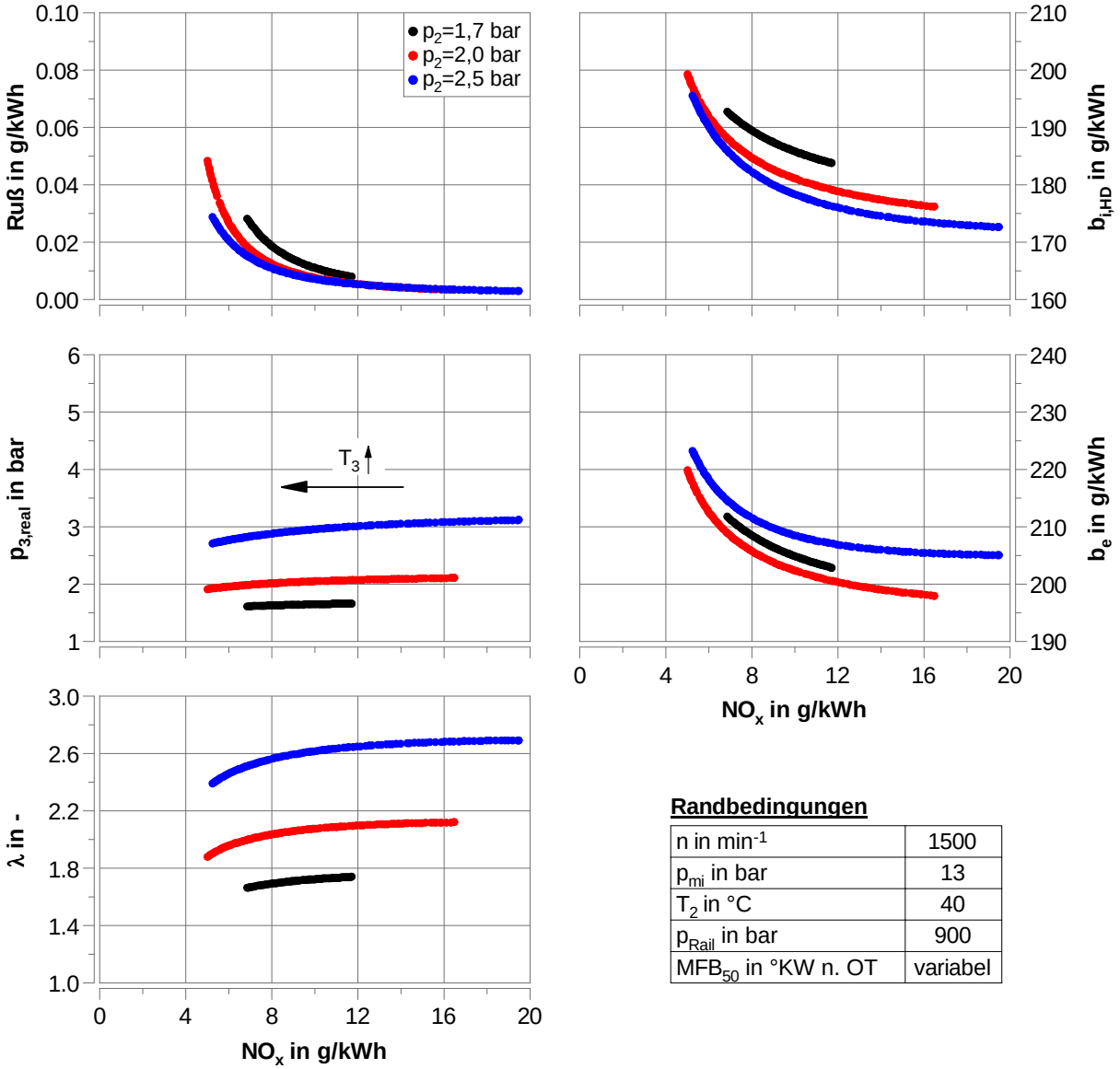


Abbildung 5.28: Einfluss des Ladedrucks auf den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2) für Nicht-AGR-Anwendungen. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$. Einspritzmuster: MI

Die Auswertungen haben gezeigt, dass sich unter Berücksichtigung der betrachteten Randbedingungen für beide Konzepte ein moderater Ladedruck von $p_2 = 2{,}0\,\text{bar}$ als bester Kompromiss ergibt. Für AGR-Anwendungen könnte ein höherer Ladedruck aufgrund vorgegebener Rußemissionsziele notwendig werden, was jedoch erst bei sehr hohen AGR-Raten in der Teillast zu erwarten ist.

5.3.2 Ladedruckbedarf in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3)

Die für die Volllast hinterlegten Randbedingungen sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst. Im Vergleich zur Teillast sind die Ladelufttemperaturen jeweils um 10 K erhöht worden, da von einem vergleichbaren Ladeluft- sowie AGR-Kühler ausgegangen wird. Dessen begrenzte Kühlleistung wird in der Realität mit steigender Last und Drehzahl zu einer erhöhten Ladelufttemperatur führen. Die fixierten Raildrücke resultieren aus der Anforderungsableitung von Abschnitt 5.2.3. Zur Vermeidung von Auswertungen im Randbereich des DoE-Versuchsraums wurde, als Ersatz für den maximalen Systemdruck von 2200 bar, der Raildruck für AGR-Anwendungen auf 2100 bar festgelegt.
In Analogie zur Teillast werden Optimierungen von Kraftstoffverbrauch ($b_{i,HD}$) und Stickoxidemissionen ($NO_{x,i,HD}$) jeweils für drei verschiedene Ladedrücke durchgeführt.

Tabelle 5.4: Randbedingungen für die Auswertung der DoE-Messdaten im Volllastbetrieb, die für die Ableitung des Ladedruckbedarfs herangezogen werden.

Parameter	AGR-Anwendung	Nicht-AGR-Anwendung
p_2	3,0, 3,5 und 4,0 bar (abs.)	3,0, 3,5 und 4,0 bar (abs.)
T_2	60 °C	50 °C
p_{Rail}	2100 bar	1800 bar
Q_{hyd}	$1300\,\text{cm}^3/30\,\text{s}/100\,\text{bar}$	$1500\,\text{cm}^3/30\,\text{s}/100\,\text{bar}$
MFB_{50}	***Variationsparameter***	***Variationsparameter***
AGR-Rate	***Variationsparameter***	-

Die in Abbildung 5.29 dargestellte Ladedruckvariation zeigt für den spezifischen Kraftstoffverbrauch, bezogen auf den indizierten Mitteldruck des Hochdruckprozesses, das bereits bei der Teillast diskutierte Verhalten. Die Steigerung des Ladedrucks reduziert den Verbrauch in erster Linie aufgrund des höheren Luftverhältnisses.
Die Rußemissionen als Ergebnisgröße weisen für unterschiedliche Ladedrücke, unter den betrachteten Randbedingungen, nur sehr geringe Unterschiede auf. Es ist jedoch anzumerken, dass, aufgrund zwei Faktoren, mit dem geringsten Ladedruck nur die niedrigsten AGR-Raten gefahren werden können. Die begrenzte Kühlleistung des AGR-Kühlers limitiert die maximale AGR-Rate wegen der Forderung der geringen konstanten Ladelufttemperatur (Frischluft inkl. AGR). Außerdem kann das Verbrennungsluftverhältnis nicht beliebig

reduziert werden, da typischerweise ein deutlicher Anstieg der Rußemissionen und Abgastemperatur auftritt. Daraus folgt, dass eine höhere innermotorische NO_x-Reduktion nur mit einer kombinierten Steigerung von Ladedruck und AGR-Rate sinnvoll möglich ist.

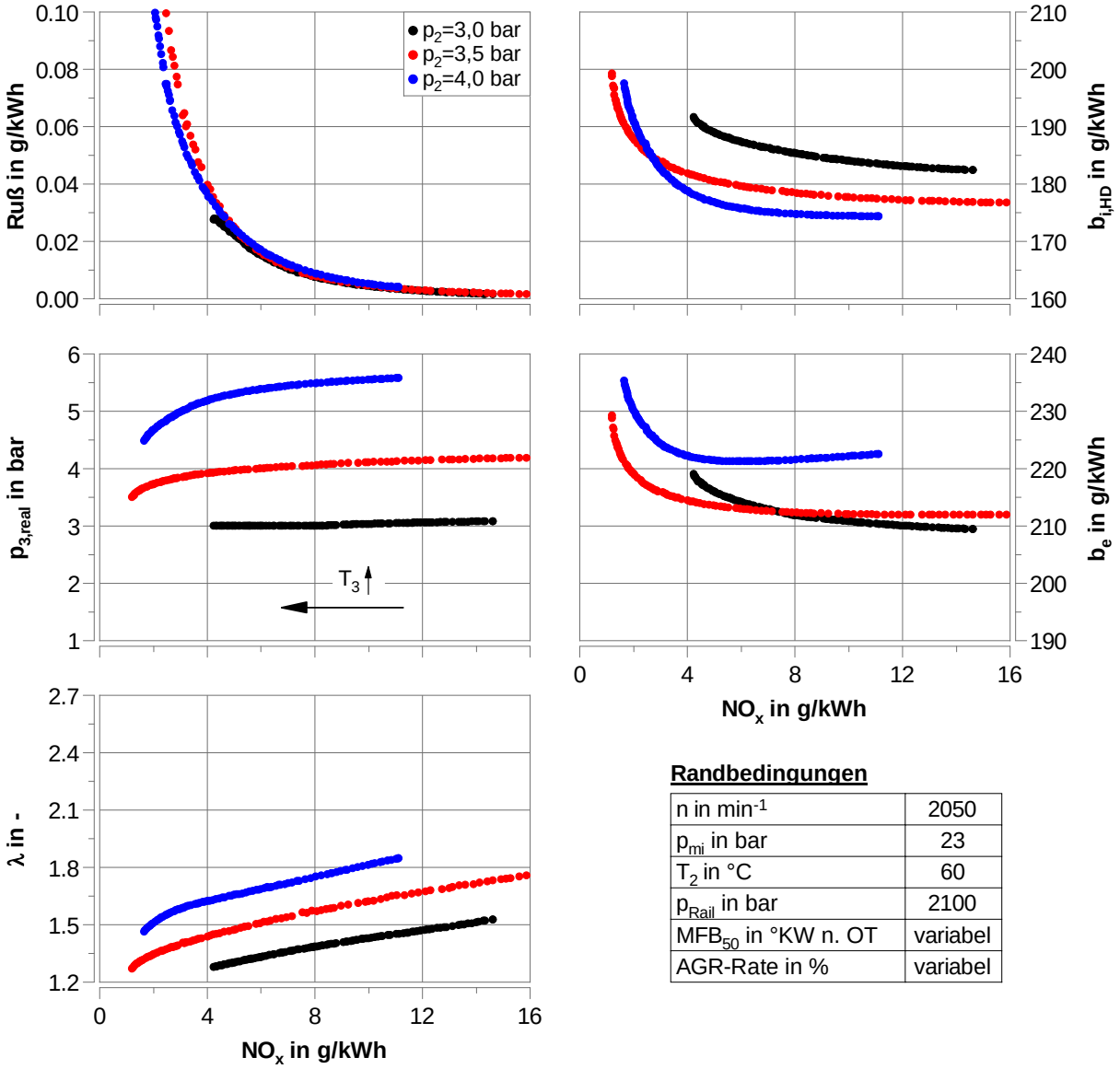


Abbildung 5.29: Einfluss des Ladedrucks auf den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) für AGR-Anwendungen. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$. Einspritzmuster: MI

Der berechnete Abgasgegendruck quantifiziert das notwendige Aufstauen der Abgase, was für die Bereitstellung der geforderten Ladedrücke notwendig ist. Insbesondere der höchste Ladedruck erfordert, im Vergleich zur Teillast, ein signifikant höheres Abgasgegendruckniveau. Die integralen Auswirkungen der Vor- und Nachteile eines gesteigerten Ladedrucks auf den Verbrauch werden durch den berechneten spezifischen effektiven Kraft-

stoffverbrauch beziffert. Der mittlere Ladedruck erweist sich in einem weiten Bereich als vorteilhaft, insbesondere vor dem Hintergrund, dass AGR-Konzepte typischerweise mit weniger als $NO_x = 8\,\mathrm{g/kWh}$ appliziert werden. Der höchste Ladedruck führt aufgrund des starken Aufstauens auf der Abgasseite zu signifikanten Nachteilen im Kraftstoffverbrauch. Daher sollte aus Verbrauchsgründen der Ladedruck (in Kombination mit AGR) nur soweit angehoben werden, wie es aufgrund der Ruß- und NO_x-Emissionen gefordert ist.

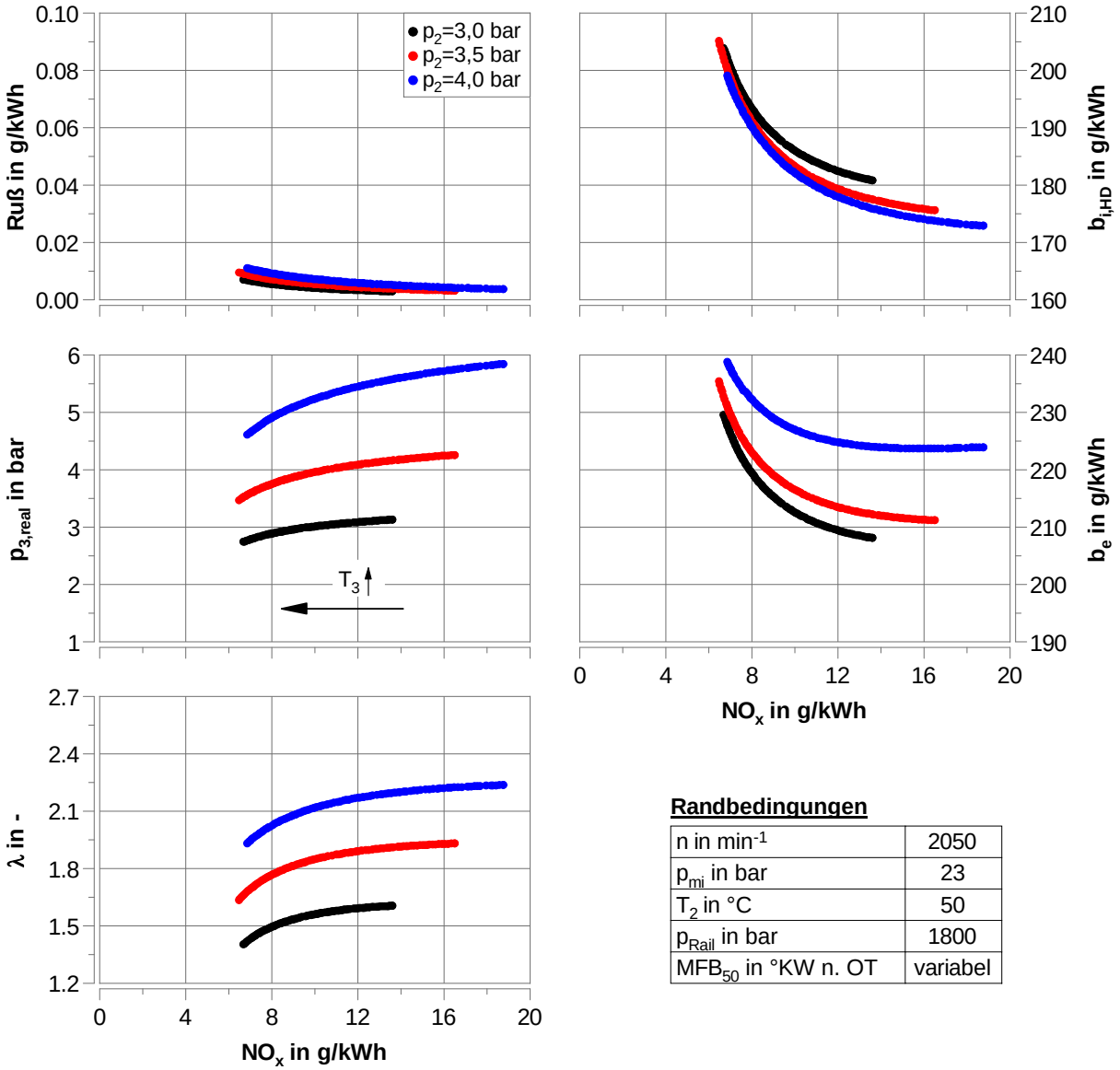


Abbildung 5.30: Einfluss des Ladedrucks auf den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) für Nicht-AGR-Anwendungen. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm^3/30\,s/100\,bar}$. Einspritzmuster: MI

Abbildung 5.30 zeigt die Ergebnisse für Nicht-AGR-Anwendungen. Im Gegensatz zu den bereits diskutierten positiven Auswirkungen der Ladedrucksteigerung auf den Kraftstoffver-

brauch ($b_{i,HD}$) stehen die Rußemissionen. Diese sind zwar auf einem sehr geringen Niveau, allerdings ist der Trend zu erkennen, dass die Ladedrucksteigerung scheinbar zu einer Erhöhung der Rußemissionen führt. Das ist darauf zurückzuführen, dass eine Steigerung des Ladedrucks, bei sonst gleichen Randbedingungen, die NO_x-Emissionen erhöht. Somit muss die Brennlage bei einem höheren Ladedruck später positioniert werden, was häufig mit einer Rußsteigerung einhergeht. Dieser Effekt dominiert hier die im Allgemeinen rußmindernde Wirkung einer Ladedrucksteigerung, wodurch der geringfügig schlechtere Ruß-NO_x-Trade-Off zu begründen ist.
Das Niveau des Abgasgegendrucks ist ähnlich hoch wie bei dem zuvor betrachteten AGR-Konzept. Dadurch, dass der Abgasgegendruck bei dem Nicht-AGR-Konzept unterhalb des Ladedrucks liegen darf und eine Ladedrucksteigerung zur Erhöhung der Stickoxide beiträgt, führt der geringste Ladedruck zum besten Trade-Off von effektiven Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen. Die Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs, bezogen auf den indizierten Mitteldruck des Hochdruckprozesses, wird somit stets durch das Aufstauen auf der Abgasseite überkompensiert, da das Verbrennungsluftverhältnis bereits bei einem Ladedruck von 3 bar auf einem relativ hohen Niveau liegt.

Die Analysen haben verdeutlicht, dass bei dem AGR-Konzept ein Ladedruck von 3,5 bar und bei dem Nicht-AGR-Konzept ein Ladedruck von 3,0 bar, bei den betrachteten Randbedingungen, zum günstigsten Verhalten von effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen führt (jeweils auf den realistischen effektiven Mitteldruck bezogen). Eine weitere Ladedrucksteigerung bei AGR-Anwendungen ist, wie bei der Teillast, nur bei sehr hohen AGR-Raten als Maßnahme zur stärkeren innermotorischen Reduktion von NO_x- und Rußemissionen zu empfehlen. Nachteile im effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch können dann aufgrund des starken, notwendigen Aufstauens der Abgase erwartet werden.

5.3.3 Vergleich der Betriebskosten

In Abschnitt 5.3.1 und Abschnitt 5.3.2 wurde gezeigt, welche Auswirkungen eine Ladedrucksteigerung an einem Vollmotor vor allem auf den effektiven Kraftstoffverbrauch hat und welches Ladedruckniveau, bei den betrachteten Randbedingungen, zu empfehlen ist. Diese Werte, mit den zugehörigen ermittelten realistischen spezifischen Kraftstoffverbräuchen, stellen die Basis für den Betriebskostenvergleich dar. Dabei soll die zentrale Frage beantwortet werden, ob eine Kombination von AGR- und SCR-System, insbesondere vor dem Hintergrund der neuen Emissionsgesetzgebung EU Stufe V, vorteilhaft ist. Im Vergleich dazu wird ein Nicht-AGR-Konzept betrachtet, das die NO_x-Zielwerte allein über den SCR-Katalysator erreicht.
Für den Betriebskostenvergleich wurde ein Zielwert von $NO_{x,tailpipe} = 1{,}44\,\mathrm{g/kWh}$[5] hinter-

[5]Dieser Wert entspricht beispielsweise dem Marinegrenzwert aus der EU Stufe V für Motoren ab einer Nennleistung von 300 kW inkl. einem Puffer von 20 % als Engineering Target.

legt. Bezogen auf die EU-Binnenschifffahrt beschreibt dieser Wert eine deutliche Reduktion im Vergleich zum bisher gültigen, kombinierten Grenzwert von $NO_x + HC = 7{,}2\,\mathrm{g/kWh}$ (vgl. Abbildung 2.1 aus Abschnitt 2.1.2). Der gewählte NO_x-Grenzwert ist für den Konzeptvergleich besonders geeignet, da dessen Erfüllung einerseits allein über einen SCR-Katalysator vorstellbar wäre. Anderseits ist die innermotorische Darstellung über ein Abgasrückführsystem zwar denkbar, allerdings sehr herausfordernd, sodass hier die Kombination mit einem SCR-Katalysator von Interesse sein könnte.

Bei Anwendungen ohne SCR-Katalysator sind die Betriebskosten direkt proportional zum effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch. Wird ein SCR-Katalysator eingesetzt, ist zusätzlich eine Berücksichtigung der Reduktionsmittelkosten notwendig, die von den zu reduzierenden Stickoxidrohemissionen des Motors abhängig sind.
Abbildung 5.31 zeigt die berechneten Verbrauchskosten, basierend auf den zuvor abgeleiteten spezifischen Kraftstoffverbräuchen. In der Darstellung wird zwischen dem Teillast- und Volllastbetriebspunkt differenziert. Weiterhin werden zwei repräsentative Bezugsregionen berücksichtigt, die sich nicht nur in den Absolutpreisen von Diesel und AdBlue unterschieden, sondern auch in ihrem Kostenverhältnis. Die berechneten Betriebskosten sind dabei stets über die Stickoxidemissionen *engine out*, d. h. vor dem SCR-Katalysator, aufgetragen.
Neben dem leicht nachvollziehbaren Unterschied in den Absolutkosten, verschiebt sich das Kostenminimum in Abhängigkeit des Preisverhältnisses von AdBlue und Dieselkraftstoff. Ist das Reduktionsmittel im Vergleich zum Dieselkraftstoff relativ teuer (Beispiel USA), sind Nachteile im Kraftstoffverbrauch zu Gunsten geringerer Stickoxidemissionen (*engine out*) aus Gesamtkostensicht in einem gewissen Maße sinnvoll (vgl. rote Pfeile in Abbildung 5.31, die den Verlauf der Brennlage (MFB_{50}) verdeutlichen).
Vergleichsweise günstige AdBlue-Preise, wie sie beispielsweise in Deutschland aktuell üblich sind, führen dazu, dass sich die minimalen Betriebskosten beider Konzepte annähern. In der Volllast ergibt sich für das Nicht-AGR-Konzept sogar ein leichter Vorteil für die Verbrauchskosten. Durch die günstigen AdBlue-Kosten bleibt hier der Vorteil im Kraftstoffverbrauch, aufgrund des signifikant besseren Ladungswechsels (geringerer notwendiger Ladedruck), erhalten.

Die Analyse hat veranschaulicht, dass das Konzept ohne AGR (mit SCR-Katalysator) dann vorteilhaft sein kann, wenn der Motor häufig unter hohen Lasten betrieben wird und die Reduktionsmittelkosten vergleichsweise günstig sind. Diese Tendenz wird durch steigende Kraftstoffkosten weiter verstärkt.
Eine Kombination von AGR- und SCR-System führt, in Abhängigkeit der Kosten für Diesel und AdBlue sowie der motorischen Randbedingungen, allerdings häufig zu den geringsten möglichen Verbrauchskosten. Ein Anstieg der Systemkomplexität ist dabei jedoch die Folge. Neben den Verbrauchskosten sowie der Systemkomplexität können auch Aspekte wie Plattformstrategien und Verfügbarkeit von AdBlue maßgeblich zum Konzeptentscheid beitragen.

Im folgenden Kapitel wird u. a. diskutiert, ob die NO_x-Konvertierungsraten der SCR-Katalysatoren ausreichen, um die relativ hohen Stickoxidrohemissionen der Nicht-AGR-Motoren sicher auf die geforderten Grenzwerte (EU Stufe V) zu reduzieren.

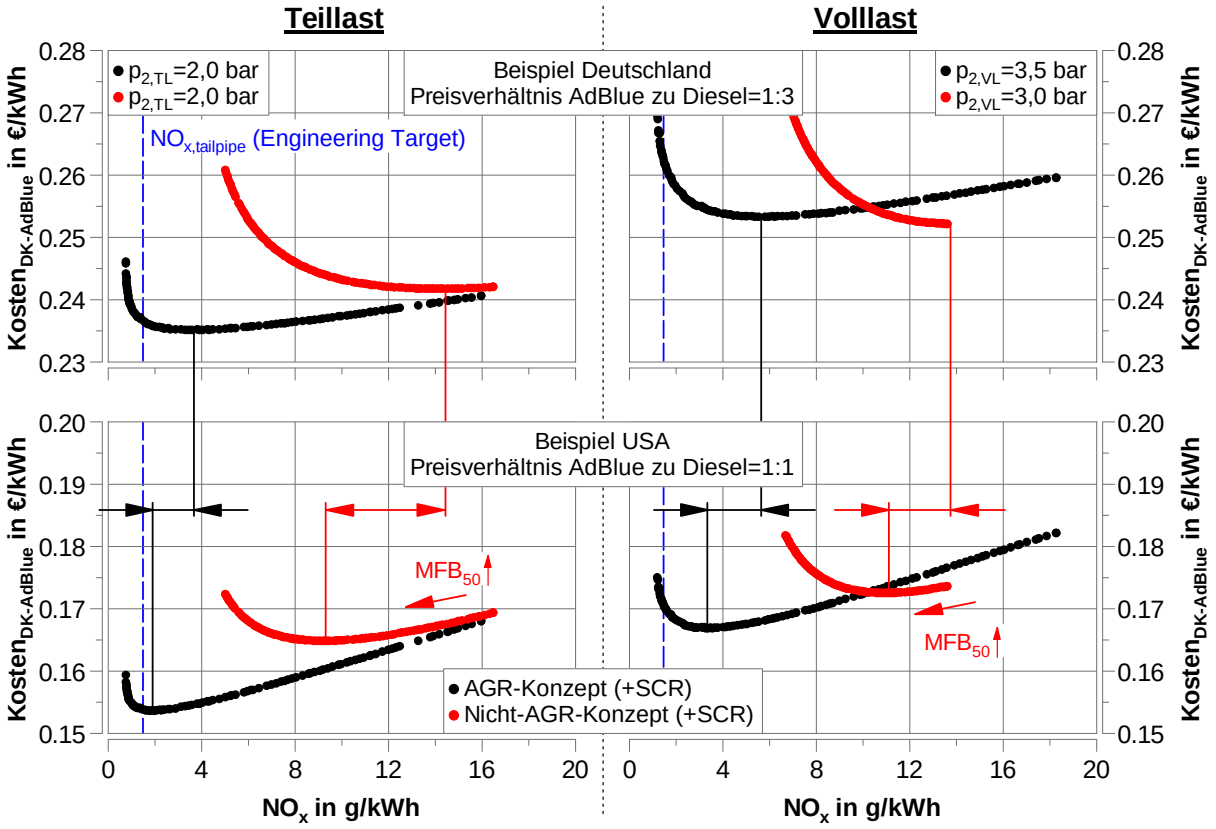


Abbildung 5.31: Verbrauchskostenvergleich von AGR- und Nicht-AGR-Konzept (inkl. SCR-Katalysator) für die Teil- und Volllast. Engineering Target: $NO_{x,tailpipe} = 1{,}44\,\mathrm{g/kWh}$. Berücksichtigung von zwei unterschiedlichen Kostenverhältnissen von AdBlue und Diesel.

5.3.4 Konzeptableitung für unterschiedliche Anwendungsfälle

Durchgeführte Konzeptableitungen beruhen grundsätzlich auf einer Vielzahl unterschiedlicher Faktoren. Dazu zählen z. B. die Betriebskosten, die Emissionsrobustheit, das Lastkollektiv, der Verzicht von Systemen/Komponenten sowie die Systemangleichung, damit verschiedene Anwendungsfelder bedient werden können.
Die Ableitung von Testergebnissen für die spezifischen Anwendungsfälle war nicht das Ziel der vorliegen Arbeit. Dennoch kann eine Abschätzung sinnvoller Konzepte anhand des Volllast- bzw. Nennleistungsbetriebspunktes durchgeführt werden, da dieser Betriebspunkt durch die hohen Anteile an verrichteter Arbeit das Testergebnis oftmals dominiert. Insbesondere für maritime Anwendungen ist diese Herangehensweise zielführend, da hier zwei der Testpunkte nach ISO 8178-4, die um den vermessenen Volllastbetriebspunkt liegen, bereits mit insgesamt 70 % gewichtet sind (vgl. Abbildung 3.2).

Abbildung 5.32 zeigt die bereits diskutierten ermittelten Verbrauchskosten auf der Basis des Volllastbetriebspunktes (vgl. Abschnitt 5.3.3), die neben dem zugehörigen realistischen spezifischen Kraftstoffverbrauch abgebildet sind. Die gemessenen Rußergebnisse wurden auf realistische Werte für die Partikelmasse adaptiert. Die Grundlage hierfür stellt die experimentell ermittelte Korrelation aus Abschnitt 4.3.4 dar.

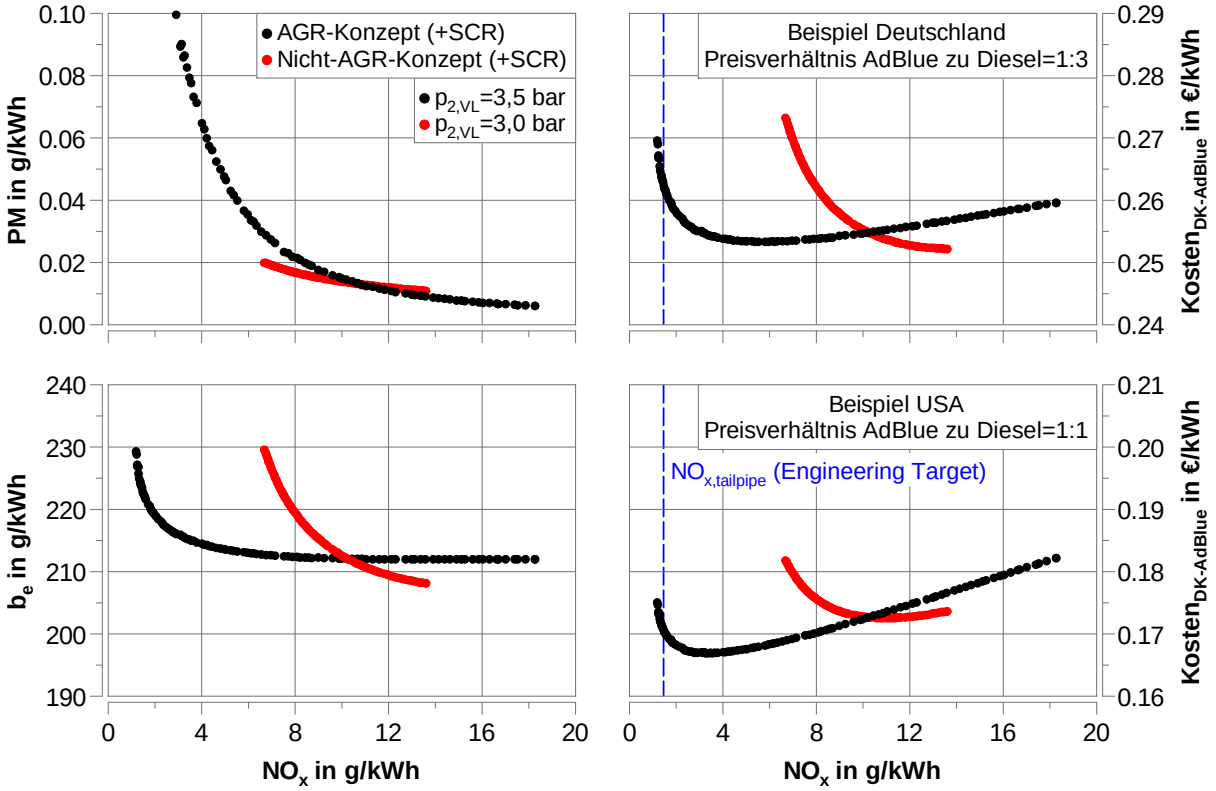


Abbildung 5.32: Vergleich von AGR- und Nicht-AGR-Konzept (inkl. SCR-Katalysator) für die Volllast zur Konzeptableitung. Engineering Target: $NO_{\mathrm{x,tailpipe}} = 1{,}44\,\mathrm{g/kWh}$. Berücksichtigung von zwei unterschiedlichen Kostenverhältnissen von AdBlue und Diesel.

Aus Betriebskostengründen ergeben sich für die AGR- bzw. Nicht-AGR-Variante zwei verschiedene Applikationsbereiche hinsichtlich der NO_x-Emissionen (engine out):

- AGR-Konzept: $NO_x \approx$ 3-8 g/kWh
- Nicht-AGR-Konzept: $NO_x \approx$ 8-14 g/kWh

In Tabelle 5.5 sind für aktuelle Abgasgesetzgebungen die NO_x- und PM-Grenzwerte wichtiger Anwendungsfälle aufgelistet. Die Berechnung der Engineering Targets erfolgt durch die Berücksichtigung eines Puffers von 20 % für Stickoxid- und 33 % für PM-Emissionen. Diese Annahmen basieren auf üblichen Größenordnungen, wie sie beispielsweise in [27] angewendet wurden. Korreliert man die NO_x-Engineering Targets mit den Ergebnissen aus Abbildung 5.32, so wird ersichtlich, dass eine solide AGR-Applikation ohne SCR, für aktuelle und zukünftige Anwendungen, nur im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen

Tabelle 5.5: Grenzwerte und Engineering Targets für NO_x- und PM-Emissionen ausgewählter Anwendungsfälle (EU Stufe V [21] und Tier 4 [2], [3]).

Anwendung ($P_n > 560\,\text{kW}$)	**Gesetzgebung**		**Engineering Target**	
	NO_x in g/kWh	PM in g/kWh	NO_x in g/kWh	PM in g/kWh
Europäische Gesetzgebung – EU Stufe V				
Marine[6]	1,8	0,015	1,44	0,01
Lokomotiven	4,0 ($NO_x + HC$)	0,025	3,2	0,017
Generatoren	0,67	0,035	0,54	0,023
Arbeitsmaschinen	3,5	0,045	2,8	0,030
US-amerikanische Gesetzgebung (EPA) – Tier 4				
Marine[7]	1,8	0,04	1,44	0,027
Lokomotiven[8]	1,8	0,04	1,44	0,027
Generatoren	0,67	0,03	0,54	0,02
Arbeitsmaschinen	3,5	0,04	2,8	0,027

[6] $P_n \geq 300\,\text{kW}$ [7] $P_n \geq 600\,\text{kW}$ [8] $P_n \geq 750\,\text{kW}$

und Lokomotiven (EU) attraktiv ist. Bei dem verwendeten Versuchsaggregat ist dabei allerdings die Partikelmasse auf einem Niveau, das einen Partikelfilter erforderlich machen würde (ungleichmäßig verteiltes rückgeführtes Abgas könnte an einem Vollmotor zu einer zusätzlichen PM-Steigerung führen). Eine weitere innermotorische Reduktion auf die definierten PM-Zielwerte ist daher nur mit ergänzenden Maßnahmen darstellbar (vgl. [38]):

- Stärkere AGR- und Ladeluftkühlung
- Steigerung der Aufladegrade
- Anwendung eines Miller-Verfahrens
- Applikation einer Nacheinspritzung
- Rußoptimierte Applikation, die zu Verbrauchsnachteilen führt
- Reduktion der spezifischen Leistung
- Optimierung der Düsengeometrie

Stickoxidzielwerte (*tailpipe*), die unterhalb von $NO_x = 3\,\text{g/kWh}$ liegen, lassen die Attraktivität von SCR-Systemen steigen [52]. Durch den Verzicht eines AGR-Systems könnten die Komplexität und somit auch die Herstellungskosten des Motors reduziert werden. Ob aus Gründen aktuell erreichbarer SCR-Konvertierungsraten eine Kombination mit einem AGR-System notwendig ist, wird anhand Abbildung 5.33 deutlich. In dem Diagramm sind für die Beispiele Generatoren, Marine und mobile Arbeitsmaschinen die zur Erreichung der definierten Engineering Targets notwendigen SCR-Konvertierungsraten in Abhängigkeit der Stickoxidrohemissionen des Motors dargestellt. Der grau hinterlegte Bereich kennzeichnet dabei Konvertierungsraten von über 90 %, deren Realisierung über lange Lebensdauern teilweise als herausfordernd zu betrachten ist.

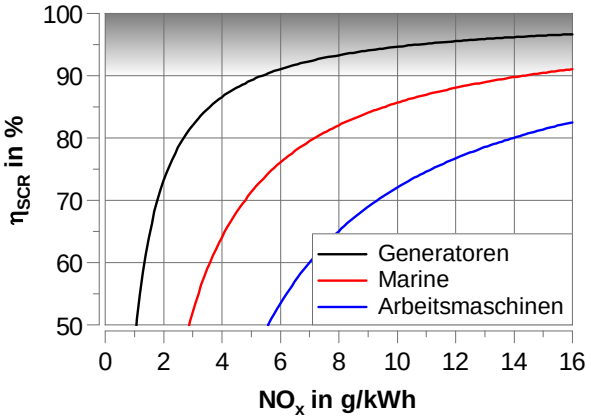


Abbildung 5.33: Notwendiger SCR-Wirkungsgrad zur Erreichung der individuellen NO_x-Engineering Targets in Abhängigkeit der effektiven Stickoxidemissionen (engine out).

Die Generatoren haben den niedrigsten Grenzwert zu erfüllen. Das führt dazu, dass im optimalen Bereich, hinsichtlich der Betriebskosten, Konvertierungsraten von etwa 93-96 % notwendig sind. Dadurch, dass Generatoren einerseits vergleichsweise geringen Anforderungen an den Bauraum unterliegen und andererseits auf einen kleineren Kennfeldbereich ausgelegt werden können, sind diese Werte bei der Anwendungskategorie erreichbar. Untermauert wird dies durch bereits im Markt befindliche CV-Anwendungen, die als Nicht-AGR-Konzepte mit SCR-Konvertierungsraten von über 95 % betrieben werden.
Bei den Marineanwendungen sind Umsetzungsgrade von 90 % für eine betriebskostenoptimierte Applikation ausreichend und gelten ebenfalls als darstellbar. Bei den in Abbildung 5.32 hinterlegten Randbedingungen führt das Nicht-AGR-Konzept, mit Preisverhältnissen wie sie in Deutschland vorherrschen, sogar zu geringeren Betriebskosten als es mit einer AGR-Anwendung (inkl. SCR) der Fall wäre. Relativ hohe Reduktionsmittelkosten sowie tendenziell hohe Anteile niederlastiger Betriebspunkte führen allerdings dazu, dass eine Kombination von AGR- und SCR-System zu den geringsten möglichen Betriebskosten führt (vgl. Abschnitt 5.3.3). Ein Anstieg der Systemkomplexität und somit der Herstellungskosten muss dabei in Kauf genommen werden.
Der Bereich mobile Arbeitsmaschinen führt zu vergleichsweise geringen notwendigen SCR-Konvertierungsraten, die dementsprechend als unkritisch einzuschätzen sind. Ein wesentlicher Vorteil eines SCR-Konzeptes ohne AGR besteht darin, dass, neben dem Verzicht des AGR-Systems, das geforderte Partikelmassenniveau ohne DPF erreichbar ist.

Die jüngste Vergangenheit hat gezeigt, dass der Einsatz von SCR-Katalysatoren mit der stetigen Grenzwertverschärfung immer attraktiver wird, wie es beispielsweise im Nutzfahrzeugbereich seit der Euro IV sukzessive zu beobachten war.
Eine weitere Verschärfung der geforderten Emissionsgrenzwerte, die über die EU Stufe V und Tier 4 hinaus geht, wird diesen Trend auch für die OHW-Motoren, die im Rahmen dieser Arbeit betrachtet wurden, fortführen [55]. Im Hinblick auf geringste Betriebsstoffkosten scheint somit ein Verzicht auf SCR-Katalysatoren zukünftig nicht zielführend zu sein.

6 Zusammenfassung

Der Schwerpunkt dieser Arbeit lag auf dem Gebiet der OHW-Anwendungen in der Hubraumklasse von etwa 2,5 l/Zyl. Dieser Bereich ruft ein besonderes Interesse für die aktuelle Ableitung von Einspritzsystemanforderungen hervor, da durch die in wenigen Jahren in Kraft tretende Gesetzgebung EU Stufe V neue Randbedingungen gelten. Der Übergangsbereich vom Nutzfahrzeugmotor zum „Large Engine“ ist dadurch gekennzeichnet, dass neben konventionellen Nfz-Injektoren auch Speicherinjektoren eingesetzt werden, um den erhöhten Einspritzmengenbedarf bedienen zu können. Für die Untersuchungen wurden deshalb der CRIN3-22 enh. ($Q_{hyd.} = 1300\,\mathrm{cm^3/30\,s/100\,bar}$) sowie der CRIN-LE22 T1 ($Q_{hyd.} = 1300$ und $1500\,\mathrm{cm^3/30\,s/100\,bar}$), jeweils aus dem Hause Bosch, verwendet.
Aufgrund der Analyse beider Injektorkonzepte konnte neben den freien Parametern, wie z. B. Raildruck und Mehrfacheinspritzmuster, zusätzlich eine unterschiedliche Injektorcharakteristik in die Anforderungsableitung mit einfließen. Das Anwenden geeigneter Methoden ermöglichte die Identifikation von Optima mehrdimensionaler Fragestellungen (DoE) sowie die Korrelation zwischen Einzylinder- und Vollmotor. Letzteres erlaubte den Bezug der Messdaten des Einzylindermotors (SCE) auf die Grenzwerte der Emissionsgesetzgebung.

Die Vermessung der Einspritzverläufe ermöglichte die Beurteilung des hydraulischen Injektorverhaltens der drei verwendeten Ausführungen. Der Speicherinjektor weist für die zwei Varianten des hydraulischen Düsendurchflusses ein identisches Öffnungs- und Schließverhalten auf. Der Nfz-Injektor öffnet in der ersten Hälfte des ballistischen Bereichs etwas schneller. In der verwendeten Abstimmung ist das Schließverhalten hingegen ein wenig langsamer als das des Speicherinjektors. Grundsätzlich beschleunigt ein höherer Raildruck das Öffnen und Schließen beider Injektorsysteme.
Der größte hydraulische Düsendurchfluss führt erwartungsgemäß zur höchsten maximalen Einspritzrate. Der CRIN-LE22 T1 zeigte im Vergleich mit dem CRIN3-22 enh., für mittlere bis hohe Raildrücke, einen Vorteil in der maximalen Ratenhöhe. Die Ursachen hierfür sind der interne Druckspeicher sowie prinzipbedingte konstruktive Unterschiede.
Der identifizierte Ratenvorteil des LE-Injektors, bei gleichem hydraulischen Düsendurchfluss, führte am Versuchsmotor jedoch zu keiner eindeutigen Verbesserung von Verbrauch bzw. Emissionen. Es wird davon ausgegangen, dass sich die Unterschiede im maximalen Niveau der Einspritzrate sowie der Sprayaufbereitung gegenseitig kompensieren. Eine negative Auswirkung auf die Rußemissionen, die beim CRIN3-22 enh. auf das etwas langsamere Schließverhalten zurückzuführen wäre, ist nicht nachweisbar gewesen.

Im Rahmen des Injektorvergleichs konnte für den größten Düsendurchfluss ein Vorteil in den NO_x-Emissionen ermittelt werden, der sich trotz gleicher Brennlage vorrangig für Nicht-AGR-Konzepte ergibt. Messungen an einem weiteren Motor verifizierten das Verhalten und zeigten trotz größerer Variationsbreite keine Sättigung. In der Praxis wird die Durchflusssteigerung durch stark ansteigende Rußemissionen sowie einen verschleppten Ausbrand limitiert. Letzteres kann zu einer signifikanten Steigerung des Kraftstoffverbrauchs führen. Vor allem Betriebspunkte mit niedrigen Motordrehzahlen reagieren diesbezüglich grundsätzlich sensitiver. Schlechtere thermodynamische Randbedingungen, wie z. B. eine späte Brennlage und ein geringer Ladedruck, verstärken den Effekt zusätzlich.
In der Volllast wirkt sich der hier verwendete größte hydraulische Düsendurchfluss grundsätzlich positiv auf den Trade-Off von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen aus.

Die stickoxidmindernde Wirkung gesteigerter Düsendurchflüsse lässt sich in globale und lokale Effekte unterteilen. Obwohl die thermische Stickoxidbildung maßgeblich von den lokalen Spitzentemperaturen abhängt, erlaubt bereits die Betrachtung der mittleren (globalen) Gastemperatur eine Interpretation. Brennverlaufsanalysen haben gezeigt, dass trotz eines gesteigerten Düsendurchflusses die mittlere Gastemperatur stets geringer ausfällt. Dies ist auf den späteren Brennbeginn zurückzuführen, der sich aus der Forderung eines gleichen MFB_{50} ergibt.
Beim Vergleich des Nfz-Injektors mit dem LE-Injektor (gleicher hydraulischer Düsendurchfluss) ergeben sich im Teillastbetriebspunkt ähnliche Effekte, die aus einem geänderten Einspritzratenverlauf (Öffnungs- und Schließverhalten) resultieren. Jedoch werden diese von lokalen Effekten in der Verbrennung überlagert. Erste Hinweise dafür lieferten Messungen an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer (Drescher et al. [19]). Ein beim CRIN3-22 enh. größerer Kegelwinkel der gasförmigen Phase der Spraykeule deutete auf ein gesteigertes Air-Entrainment hin, sodass aufgrund höherer lokaler Sauerstoffkonzentrationen tendenziell höhere Stickoxidemissionen die Folge sind.
Anhand der motorischen Ergebnisse konnte bereits das reine Vorhandensein dieser konzeptbedingten Unterschiede, bei gleichem hydraulischen Düsendurchfluss, identifiziert werden. Eine exakte Differenzierung zwischen den zwei Einflussfaktoren *Einspritzratenverlauf* und *Sprayaufbereitung/lokale Verbrennung* ist hierbei allerdings nicht möglich.

Für den Leerlaufbetrieb besteht oftmals der Bedarf nach geringen Geräuschemissionen. Zusätzlich sollten bei Nicht-AGR-Konzepten die vergleichsweise hohen Stickoxidrohemissionen innermotorisch gering gehalten werden, da bei niedrigen Lasten die notwendigen Light-Off-Temperaturen der Katalysatoren oft nicht verbrauchsneutral erreicht werden können. Eine optimierte thermisch wirksame Voreinspritzmenge von etwa 3-5 mg/Hub (ca. 20-30 % der gesamten Einspritzmenge), verbunden mit einem hydraulischen Spritzabstand von etwa 300 μs, führte zu einer erheblichen Absenkung der vorgemischten Verbrennung. Dadurch verminderten sich die Geräuschemissionen um etwa 3 db und die NO_x-Emissionen um ca. 40 %. Dieses Verhalten ist für beide Injektortypen prinzipiell identisch. Allerdings führt der flachere Einspritzratenverlauf des Speicherinjektors bei den Kleinstmengen zu einer Auswei-

tung des geräuschoptimierten Bereichs der Voreinspritzmenge auf $m_{Inj.,PI}$ = 3-7 mg/Hub (20-45 % der gesamten Einspritzmenge). Somit kann der Ratenverlauf bereits bei kleinen Einspritzmengen zu einer robusten Applikation beitragen.
Bei der Variation der Voreinspritzmenge zeigte sich anhand der Heizverläufe, dass kleinste Einspritzmengen ($m_{Inj.,PI} < 3$ mg/Hub) mit beiden Injektorkonzepten sicher darstellbar sind. Allerdings bestand bei den durchgeführten Untersuchungen nicht der Bedarf nach Voreinspritzmengen unterhalb von 3 mg/Hub.
Bereits ab dem Teillastbetriebspunkt führten gute Zündbedingungen im Brennraum zu einem sehr geringen vorgemischten Verbrennungsanteil, sodass durch eine Voreinspritzung keine weitere Reduktion der Geräuschemissionen erreicht werden konnte. Dieses Verhalten kann sich bei einem kalten sowie instationär betriebenen Motor anders darstellen.

Die Nacheinspritzung erwies sich lediglich im Volllastbetriebspunkt bei hohen AGR-Raten von mehr als 15 % und späten Brennlagen als vorteilhaft. Bei $MFB_{50} = 20\,°$KW n. OT konnten die Rußemissionen mit einer Nacheinspritzmenge von 15 mg/Hub (etwa 5 % der gesamten Einspritzmenge) um etwa 20 % reduziert werden. Da der Ausbrand durch die Nacheinspritzung nicht weiter beschleunigt wird, führt diese hier stets zu einer Verlängerung der Verbrennung und somit zu einem Kraftstoffverbrauchsnachteil. Deshalb bleibt die optimierte Nacheinspritzmenge im Volllastbetriebspunkt, bei den betrachteten Randbedingungen, ein Kompromiss aus Kraftstoffverbrauch und Rußnachoxidation.
Ein geringer hydraulischer Spritzabstand trägt zu einem verbesserten Ruß- und Kraftstoffverbrauch bei. Aufgrund des asymptotischen Verlaufes und der Forderung nach einer sauberen Trennung der einzelnen Einspritzungen sind die minimal zulässigen Spritzabstände der Injektoren ausreichend.

Hinsichtlich der Anforderung an den Raildruck muss zwischen AGR- und Nicht-AGR-Konzept unterschieden werden.
Ein vergleichsweise geringer Raildruck ermöglicht bei Nicht-AGR-Konzepten ein besseres Trade-Off-Verhalten von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen. Insofern sollte der Raildruck soweit reduziert werden, dass einerseits die Rußemissionen noch im definierten Zielbereich liegen und andererseits die Verbrennung aufgrund schlechter Sprayaufbereitung und langer Spritzdauern nicht zu sehr verschleppt wird (Nachteil im Kraftstoffverbrauch). Ein Raildruck von etwa 800 bar für den Teillast- bzw. 1600-1800 bar für den Volllastbetriebspunkt war bei den durchgeführten Versuchen ausreichend, um den besten Trade-Off von NO_x-Emissionen und Kraftstoffverbrauch, bei geringen Rußemissionen, zu realisieren.
AGR-Konzepte erfordern aufgrund der notwendigen AGR-Verträglichkeit deutlich höhere Raildrücke. In der Teillast wurde eine Sättigung bei $p_{Rail} = 1800$ bar erreicht, die für verschiedene Ladedrücke gilt. Im Volllastbetriebspunkt ist bis zum maximalen Systemdruck von 2200 bar ein Vorteil im Ruß-NO_x-Trade-Off zu verzeichnen gewesen. Die entwickelte Herangehensweise, die durch die DoE-Auswertungen möglich war, konnte das Potential einer Raildrucksteigerung verdeutlichen, die über den möglichen maximalen Systemdruck hinausgeht. Dieses Potential wird nur dann als signifikant eingeschätzt, wenn

der Motor, beispielsweise durch sehr hohe AGR-Raten und Aufladegrade, auf den hohen Raildruck ausgelegt ist. Unter Berücksichtigung aktueller Randbedingungen und Trends scheint ein maximaler Raildruck von etwa 2200 bar eine sinnvolle obere Grenze darzustellen.

Für einen zulässigen Vergleich der SCE-Messdaten mit Emissionsgrenzwerten sowie zur Abschätzung der Verbrauchskosten muss der Bezug zum Vollmotor hergestellt werden. Zum einen wurde im Rahmen der Arbeit über eine vereinfachte Modellierung ein realistischer effektiver Mitteldruck bestimmt, auf den die gemessenen Emissionen und Kraftstoffverbräuche bezogen werden konnten. Von wesentlicher Bedeutung ist dabei die Ermittlung eines realistischen Ladungswechselmitteldrucks, bei dem die Ladedruckbereitstellung energetisch berücksichtigt wird. Aufgrund dessen ist eine zusätzliche Abschätzung des Ladedruckbedarfs möglich gewesen. Zum anderen wurde eine Korrelation ermittelt, die den Zusammenhang zwischen Ruß- und Partikelemissionen näherungsweise beschreibt.
Aus Gründen des Kraftstoffverbrauchs ist eine moderate Aufladung, verbunden mit der maßvollen Steigerung des Verbrennungsluftverhältnisses (λ), zielführend gewesen. Die Auswertungen haben verdeutlicht, dass auf diese Weise die Verbesserung des Wirkungsgrades durch den positiven Einfluss auf den Polytropenexponenten überwog. In Relation dazu hielt sich die Verschlechterung des Ladungswechselmitteldrucks, infolge des Aufstauens der Abgase vor dem Turbolader, in Grenzen. Verständlicherweise führen Nicht-AGR-Konzepte dabei zu geringeren Ladedruckanforderungen, weil keine Ladungsmasse durch rückgeführtes Abgas substituiert wird.

Die Diskussion von Verbrauchskosten wird stets im Zusammenhang mit den unterschiedlichen Motorkonzepten (inkl. der ggf. notwendigen Abgasnachbehandlung) geführt, die insbesondere von den Maßnahmen zur Stickoxidreduktion dominiert werden. Der Fokus liegt dabei auf AGR-Konzepten, SCR-Konzepten (ohne Abgasrückführung) sowie einer Kombination beider Maßnahmen.
Sind die Reduktionsmittelkosten vergleichsweise gering und wird der Motor häufig unter hohen Lasten betrieben, kann ein SCR-Konzept (ohne AGR) zu den günstigsten Verbrauchskosten führen. Die Ursache besteht in dem vorteilhaften Kraftstoffverbrauch, der aus dem signifikant besseren Ladungswechsel (geringerer notwendiger Ladedruck) resultiert. Oftmals werden allerdings in Abhängigkeit des Lastkollektivs sowie dem Kostenverhältnis von AdBlue und Kraftstoff mit der Kombination von AGR- und SCR-System die geringsten darstellbaren Verbrauchskosten ermöglicht. Ein Anstieg der Systemkomplexität sowie der Herstellungskosten muss hierbei in Kauf genommen werden.
Es sei anzumerken, dass mit den SCR-Konzepten (ohne AGR) die aktuell diskutierten Grenzwerte für Partikelemissionen ohne DPF erreicht werden können, solange kein Partikelanzahlgrenzwert vorgeschrieben ist.
Die verbleibenden Randbedingungen, die zukünftig für ein AGR-Konzept (ohne NO_x-Nachbehandlung) sprechen können, sind im Wesentlichen mangelnde Verfügbarkeit von AdBlue, Stickoxidgrenzwerte von etwa 3,5 g/kWh (z. B. Bahnanwendungen innerhalb der EU) sowie Einsatzzwecke, bei denen geringere Leistungsdichten ausreichend sind.

Literaturverzeichnis

[1] 40 CFR Parts 69, 80 and 86: *Control of Air Pollution From New Motor Vehicles: Heavy-Duty Engine and Vehicle Standards and Highway Diesel Fuel Sulfur Control Requirements; Final Rule*. Federal Register: Part V – Environmental Protection Agency, 2001 (siehe S. 7).

[2] 40 CFR Parts 9, 69, et al.: *Control of Emissions of Air Pollution From Nonroad Diesel Engines and Fuel; Final Rule*. Federal Register: Part II – Environmental Protection Agency, 2004 (siehe S. 8, 105).

[3] 40 CFR Parts 9, 85, et al.: *Control of Emissions of Air Pollution From Locomotive Engines and Marine Compression-Ignition Engines Less Than 30 Liters per Cylinder; Final Rule*. Federal Register: Part II – Environmental Protection Agency, 2008 (siehe S. 8, 105).

[4] 97/68/EG: *RICHTLINIE DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 16. Dezember 1997 über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte*. Europäische Union, 2007 (siehe S. 8).

[5] *AVL PRODUCT DESCRIPTION – AVL Smoke Meter 415SE*. AVL List GmbH. Stand: Dezember 2016. Verfügbar unter: `https://www.avl.com/documents/10138/885893/AVL+Smoke+Meter+415SE` (siehe S. 24).

[6] Barba, C.: *Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung*. Dissertation. Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2001 (siehe S. 53).

[7] Barba, C.; Kauss, H.; Motz, S.: *Ableitung von Einspritzsystemeigenschaften für zukünftige Nfz-Emissions- und Verbrauchsanforderungen und deren Umsetzung im BOSCH CRSN Modular System*. 10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung. 24.-25.11.2016 (siehe S. 73, 74).

[8] Bargende, M.: *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren*. Dissertation. Technische Hochschule Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, 1991 (siehe S. 55).

[9] Bargende, M.; Binder, K. B.; Krüger, M.; Schaller, J. et al.: *Handbuch Dieselmotoren*. Hrsg. von Mollenhauer, K.; Tschöke, H. 3., neubearbeitete Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007 (siehe S. 11, 12, 16, 18, 53).

[10] Berger, B.: *Modeling and Optimization for Stationary Base Engine Calibration*. Dissertation. Technische Universität München – Lehrstuhl für Regelungstechnik, 2012 (siehe S. 32).

[11] Bockhorn, H. et al.: *Soot Formation in Combustion – Mechanisms and Models*. Hrsg. von Bockhorn, H. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1994 (siehe S. 14, 15).

[12] Bosch, W.: *Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Meßgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen*. Motortechnische Zeitschrift 25, Bd. 7 (1964), S. 268–282 (siehe S. 26, 27).

[13] Buchholz, B.: *Analysis of Injection Sprays from Heavy Fuel Oil Common-Rail Injectors for Medium-Speed Diesel Engines*. FVTR-Fachbuchreihe Band 1. Dissertation. Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, 2008 (siehe S. 16).

[14] Buchholz, B.; Püschel, M.; Peppel, T.: *Analyse der Partikelemissionen eines mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotors als Grundlage für den erfolgreichen Einsatz von DPF an Großmotoren*. 4. Rostocker Großmotorentagung. Rostock, 15.-16.09.2016 (siehe S. 49).

[15] Burkhardt, C.; Bargende, M.: *Klopfregelung für Ottomotoren II – Trends für Serienentwickler*. Hrsg. von Brill, U. Haus der Technik Fachbuch Bd. 74. Expert Verlag, 2006. Kap. *Eine praktische Methode zur Bestimmung des realen Verdichtungsverhältnisses*, S. 119–136 (siehe S. 54–56).

[16] *CALCGRAF – Grafischer Formeleditor, User's Guide*. AT2653D, Rev. 02. AVL List GmbH. Graz, 2008 (siehe S. 51).

[17] Cui, Q.; Morokuma, K.; Bowman, J. M.; Klippenstein, S. J.: *The spin-forbidden reaction* $\mathrm{CH}\,(^2\Pi) + \mathrm{N_2} \longrightarrow \mathrm{HCN} + \mathrm{N}\,(^4S)$ *revisited. II. Nonadiabatic transition state theory and application*. Journal of Chemical Physics, Bd. 110(19) (1999), S. 9469–9482 (siehe S. 16).

[18] Dec, J. E.; Kelly-Zion, P. L.: *The Effects of Injection Timing and Diluent Addition on Late-Combustion Soot Burnout in a DI Diesel Engine Based on Simultaneous 2-D Imaging of OH and Soot*. SAE Technical Paper, 2000-01-0238, 2000 (siehe S. 13).

[19] Drescher, M.; Pinkert, F.; Buchholz, B.: *Analysis of the influence of different common-rail injector concepts on injection and mixture formation at a high pressure high*

temperature spray chamber and a single cylinder research engine. Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren 2016 – 11. Internationale MTZ-Fachtagung. Ulm, 22.-23.11.2016 (siehe S. 58, 64, 71, 72, 78, 108).

[20] *ETAS ASCMO 4.5 User's Guide*. ETAS GmbH. Stuttgart, 2014 (siehe S. 31, 32).

[21] (EU) 2016/1628: *VERORDNUNG (EU) 2016/1628 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 14. September 2016 über die Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte für gasförmige Schadstoffe und luftverunreinigende Partikel und die Typgenehmigung für Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte, zur Änderung der Verordnungen (EU) Nr. 1024/2012 und (EU) Nr. 167/2013 und zur Änderung und Aufhebung der Richtlinie 97/68/EG*. Europäische Union, 2016 (siehe S. 8, 105).

[22] (EU) Nr. 582/2011: *VERORDNUNG (EU) Nr. 582/2011 DER KOMMISSION vom 25. Mai 2011 zur Durchführung und Änderung der Verordnung (EG) Nr. 595/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates hinsichtlich der Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen (Euro VI) und zur Änderung der Anhänge I und III der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates*. Europäische Union, 2011 (siehe S. 7).

[23] Fenner, M.; Kendlbacher, C.; Barba, C.; Fischer, S.; Hofstädter, A.: *Derivation of injection system requirements in the engine segment 2.5 l/Cyl. based on combustion design investigation on a single cylinder engine*. 15th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine". Graz, 24.-25.09.2015, S. 377–392 (siehe S. 23, 36, 79, 132).

[24] Fenner, M.; Barba, C.: *Verbrennungsstrategien zur Erfüllung der zukünftigen off-highway Emissionsgesetzgebung für die Hubraumklasse von 2,5 l/Zyl.* 4. Rostocker Großmotorentagung. Rostock, 15.-16.09.2016 (siehe S. 21, 48, 62).

[25] Fischer, S.: *Bewertung relevanter Einflussgrößen beim Pkw-Dieselmotor auf die Emissionsreduktion durch Höchstdruckeinspritzung*. Dissertation. Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, 2011 (siehe S. 18).

[26] Flynn, P. F.; Durrett, R. P.; Hunter, G. L.; zur Loye, A. O.; Akinyemi, O. C.; Dec, J. E.; Westbrook, C. K.: *Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, And Empirical Validation*. SAE Technical Paper, 1999-01-0509, 1999 (siehe S. 13).

[27] Fölzer, K.-H.; Kammerdiener, T.; Zallinger, M.; Ludu, A.: *Aspects of a Tier 4 development for a multi-application high speed Diesel engine*. CIMAC Congress. Shanghai, 2013 (siehe S. 104).

[28] Gauthier, Y.: *Einspritzdruck bei modernen PKW-Dieselmotoren – Einfluss auf die Rußemission*. Vieweg+Teubner Research. Dissertation. Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg, Fakultät für Maschinenbau, 2009 (siehe S. 14, 18).

[29] Haase, D.: *Ein neues Verfahren zur modellbasierten Prozessoptimierung auf der Grundlage der statistischen Versuchsplanung am Beispiel eines Ottomotors mit elektromagnetischer Ventilsteuerung (EMVS)*. Dissertation. Technische Universität Dresden, 2004 (siehe S. 30, 32).

[30] Heywood, J. B. et al.: *Internal Combustion Eingine Fundamentals*. Hrsg. von Heywood, J. B. McGraw-Hill, Inc., 1988 (siehe S. 16).

[31] Hild, O. S.: *Einfluß der Abgasrückführung auf die Schadstoffbildung im Brennraum eines direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotors*. Dissertation. RWTH Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, 1999 (siehe S. 15).

[32] Hohenberg, G.: *Der Verbrennungsverlauf – ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses*. 4. Wiener Motorensymposium. 1982 (siehe S. 51).

[33] Hohenberg, G.: *Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren*. Habilitationsschrift. Technische Universität Graz, 1980 (siehe S. 50, 53).

[34] *Injection Analyzer – Messgerät zur simultanen Einspritzraten- und Einspritzmengenerfassung*. IAV GmbH (siehe S. 26, 27).

[35] ISO 8178-1:2006(E): *Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions*. International Organization for Standardization (ISO), 2006 (siehe S. 14).

[36] ISO 8178-4:2007(E): *Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 4: Steady-state test cycles for different engine applications*. International Organization for Standardization (ISO), 2007 (siehe S. 22).

[37] Joos, F.: *Technische Verbrennung – Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006 (siehe S. 11, 16).

[38] Kendlbacher, C.; Fenner, M.; Barba, C.; Bernhaupt, M.; Giessauf, H.; Haider, P.: *The challenge of EU Stage 5 emissions. Are current injection systems sufficient for future large engine emission limits?* CIMAC Congress. Helsinki, 6.-10.06.2016 (siehe S. 7, 8, 23, 84, 105).

[39] Kerékgyártó, J.: *Ermittlung des Einspritzverlaufs an Diesel-Injektoren*. Dissertation. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät Maschinenbau, 2009 (siehe S. 27).

[40] Klar, H.; Klages, B.; Gundel, D.; Kruse, T.; Huber, T.; Ulmer, H.: *Neue Verfahren zur effizienten modellbasierten Motorapplikation*. 5. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik. Wiesbaden, 22.-23.10.2013, S. 117–124 (siehe S. 31, 32).

[41] Kleppmann, W.: *Versuchsplanung – Produkte und Prozesse optimieren*. 8., überarbeitete Auflage. Carl Hanser Verlag, 2013 (siehe S. 30, 31).

[42] Kožuch, P.: *Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren*. Dissertation. Universität Stuttgart, Fakultät Maschinenbau, 2004 (siehe S. 18, 53).

[43] Kožuch, P.; Gärtner, U.: *Besonderheiten der Abgasrückführung bei Nutzfahrzeugmotoren*. VII. Tagung Motorische Verbrennung, Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze. Erlangen, 15.-16.03.2005 (siehe S. 18).

[44] Kötter, H.; Sequenz, H.: *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe – Elektronik, Modellbildung, Regelung und Diagnose für Verbrennungsmotoren, Getriebe und Elektroantriebe*. Hrsg. von Isermann, R. 1. Auflage. Vieweg+Teubner, PRAXIS | ATZ/MTZ-Fachbuch, 2010, S. 130–166 (siehe S. 30).

[45] Kulzer, A. C.: *BDE-Direktstart – Startoptimierung eines Ottomotors mit Direkteinspritzung mittels eines thermodynamischen Motorsimulationsmodells*. Dissertation. Universität Stuttgart, Fakultät Maschinenbau, 2004 (siehe S. 52).

[46] Kulzer, A. C.; Lejsek, D.: *BeCAT user manual – Bosch engine Combustion Analysis Tool*. Robert Bosch GmbH, Abt.: GS/ECS2. Stuttgart, 2010 (siehe S. 52, 53).

[47] Kuratle, R.: *Motorenmeßtechnik*. 1. Auflage. Vogel Buchverlag, 1995 (siehe S. 50, 51).

[48] Lejsek, D.: *Berechnung des instationären Wandwärmeübergangs im Hochlauf von Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung*. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, 2009 (siehe S. 52).

[49] Malosse, H.: *Stellungnahme des Europäischen Wirtschafts- und Sozialausschusses zu dem Vorschlag für eine Verordnung des Europäischen Parlaments und des Rates über die Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte und die Typgenehmigung für Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte*. Europäische Union, 2015 (siehe S. 8).

[50] Melo, J.: *Gaussian Processes for regression: a tutorial*. Faculty of Engineering, University of Porto, FEUP – Department of Electrical and Computer Engineering, 2012 (siehe S. 32).

[51] MEPC 58/23/Add. 1 - Annex 13: *ANNEX 13 – RESOLUTION MEPC.176(58), Adopted on 10 October 2008, AMENDMENTS TO THE ANNEX OF THE PROTOCOL OF 1997 TO AMEND THE INTERNATIONAL CONVENTION FOR THE PREVENTION OF POLLUTION FROM SHIPS, 1973, AS MODIFIED BY THE PROTOCOL OF 1978 RELATING THERETO, (Revised MARPOL Annex VI)*. Marine Environment Protection Committee, 2008 (siehe S. 23).

[52] Merker, G. P.; Teichmann, R. et al.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren – Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Hrsg. von Merker, G. P.; Teichmann, R. 7., vollständig überarbeitete Auflage. Springer Vieweg, ATZ/MTZ-Fachbuch, 2014 (siehe S. 5, 6, 9–16, 105).

[53] Merker, G. P.; Stiesch, G.: *Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung*. Teubner Verlag, 1999 (siehe S. 16).

[54] Merker, G. P.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.: *Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. 3., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Teubner Verlag, 2006 (siehe S. 13).

[55] *Mobile Source Strategy*. California Environmental Protection Agency – Air Resources Board, 2016 (siehe S. 9, 106).

[56] Mollenhauer, K.; Tschöke, H. et al.: *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*. Hrsg. von Grote, K.-H.; Feldhusen, J. 21., neubearbeitete und erweiterte Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005, S. P 65 (siehe S. 11).

[57] Moskaleva, L. V.; Xia, W. S.; Lin, M. C.: *The* $CH + N_2$ *reaction over the ground electronic doublet potential energy surface: a detailed transition state search*. Chemical Physics Letters, Bd. 331 (December 2000), S. 269–277 (siehe S. 16).

[58] Pischinger, F.: *Abschlussbericht, Sonderforschungsbericht 224 „Motorische Verbrennung“*. RWTH Aachen, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2001 (siehe S. 13).

[59] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb*. 2., überarbeitete Auflage. Springer-Verlag Wien, 2002 (siehe S. 11–13, 125–127).

[60] Rasmussen, C. E.; Williams, C. K. I.: *Gaussian Processes for Machine Learning*. Massachusetts Institute of Technology: The MIT Press, 2006 (siehe S. 30, 31).

[61] Röpke, S.: *Zu Ursachen der NO-Bildung in einem Pkw-DI-Dieselmotor mit Abgasrückführung*. Dissertation. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, 1996 (siehe S. 18).

[62] Schloz, E.: *Untersuchungen zur homogenen Dieselverbrennung bei innerer Gemischbildung.* Dissertation. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, 2003 (siehe S. 10, 15).

[63] Schnupp, S.: *Ableitung von Einspritzsystemanforderungen für die Motorenkategorie von 2,5 l/Zyl. anhand von DoE-basierter Versuchsdaten.* Diplomarbeit. Hochschule für angewandte Wissenschaften Würzburg-Schweinfurt, Fakultät Maschinenbau, 2016 (siehe S. 43).

[64] Siebertz, K.; van Bebber, D.; Hochkirchen, T.: *Statistische Versuchsplanung – Design of Experiments (DoE).* Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010 (siehe S. 30, 33).

[65] Stuhler, H.; Kruse, T.: *Komplexe Produkte optimieren.* Industrial Management INSIGHTS. Schriftenreihe der Fakultät Technik: 1/2014. Duale Hochschule Baden-Württemberg, Stuttgart, 2014 (siehe S. 32).

[66] Warnatz, J.; Mass, U.; Dibble, R. W.: *Verbrennung – Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung.* 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001 (siehe S. 11, 14).

[67] Wichmann, V.; Püschel, M. et al.: *Verbrennungskraftmaschinen.* Hrsg. von Harndorf, H. 1. Auflage. FVTR-Fachbuchreihe, 2015 (siehe S. 17, 43).

[68] Wimmer, A.; Glaser, J.: *Indizieren am Verbrennungsmotor – Anwenderhandbuch.* PA0671D. AVL List, Graz, 2002 (siehe S. 50, 51).

[69] Zacharias, F.: *Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen.* Dissertation. Technische Universität Berlin, 1966 (siehe S. 53).

Anhang

A.1 Randbedingungen der Validierungsmessungen

Für die Validierung der DoE-Modelle sowie zur detaillierten Untersuchung der Indiziermessdaten wurden in der Teil- und Volllast, mit allen drei Injektorvarianten (vgl. Unterkapitel 3.2), zusätzliche AGR-Schleifen und Spritzbeginnvariationen gefahren. Die Randbedingungen sind in Tabelle A.1 und Tabelle A.2 zusammengefasst.

Tabelle A.1: Randbedingungen der AGR-Schleifen in der Teil- und Volllast (Betriebspunkte Nr. 3 und 4).

Parameter	**Teillast (Nr. 2)**	**Volllast (Nr. 3)**
Einspritzmuster	MI	MI
p_{Rail}	800, 1300 und 1800 bar	1500, 1800 und 2200 bar
T_2	50 °C	50 °C
$MFB_{50,Start}$	10 °KW n. OT	12 °KW n. OT
p_2	1,6, 2,0 und 2,5 bar (abs.)	3,0, 3,5 und 4,0 bar (abs.)
AGR-Rate	***Variationsparameter***	

Tabelle A.2: Randbedingungen der Spritzbeginnvariationen in der Teil- und Volllast (Betriebspunkte Nr. 3 und 4).

Parameter	**Teillast (Nr. 2)**	**Volllast (Nr. 3)**
Einspritzmuster	MI	MI
p_{Rail}	800 und 1300 bar	1500, 1800 und 2200 bar
T_2	50 °C	50 °C
MFB_{50}	***Variationsparameter***	
p_2	2,0 und 2,5 bar (abs.)	3,5 und 4,0 bar (abs.)
AGR-Rate	–	

A.2 Variationsbereich der DoE-Versuche mit Mehrfacheinspritzung

Zur Untersuchung von Vor- und Nacheinspritzung wurde der in Abschnitt 4.2.2 vorgestellte DoE-Versuchsplan um die jeweiligen Parameter für eine Vor- bzw. Nacheinspritzung ergänzt. Deren Variationsbandbreite für den Teil- und Volllastbetriebspunkt ist in Tabelle A.3 zusammengefasst. Der minimale elektrische Spritzabstand für die Vor- bzw. Nacheinspritzung ist so gewählt, dass bei allen Randbedingungen die Einzeleinspritzungen eindeutig voneinander getrennt sind.
Da die Hauptaufgabe der Nacheinspritzung in der innermotorischen Nachoxidation des gebildeten Rußes besteht, wird für das Einspritzmuster MI-PoI ein AGR-Konzept (rußsensitiv) betrachtet. In der Volllast wurde zur Reduktion der notwendigen Messpunkte der Rail- und Ladedruck sowie die Ladelufttemperatur auf einen repräsentativen Wert eines Nennleistungspunktes fixiert.
Die Untersuchungen wurden ausschließlich mit dem CRN3-22 enhanced durchgeführt, da der grundsätzliche Einfluss von Mehrfacheinspritzungen für den verwendeten Versuchsmotor als solches analysiert werden sollte.

Tabelle A.3: Variationsbereich der freien Parameter für die DoE-Versuche mit Mehrfacheinspritzung in der Teil- und Volllast (Betriebspunkte Nr. 2 und 3).

Parameter	**Teillast (Nr. 2)**	**Teillast (Nr. 2)**	**Volllast (Nr. 3)**
Einspritzmuster	PI-MI	MI-PoI	MI-PoI
p_{Rail}	800-2200 bar	800-2200 bar	2100 bar
T_2	30-90 °C	30-90 °C	50 °C
MFB_{50}	ca. 4-24 °KW n. OT	ca. 4-24 °KW n. OT	ca. 8-25 °KW n. OT
p_2	1,3-4,0 bar (abs.)	1,3-4,0 bar (abs.)	4,0 bar (abs.)
AGR-Rate	0-35 %	0-35 %	0-25 %
$t_{diff,el.,PI-MI}$	320-1500 μs	–	–
$m_{Inj.,PI}$	1,5-10 mg/Hub	–	–
$t_{diff,el.,MI-PoI}$	–	1200-2500 μs	1200-2500 μs
$m_{Inj.,PoI}$	–	1,5-50 mg/Hub	1,5-60 mg/Hub

A.3 Einfluss unterschiedlicher Bezugsgrößen bei der DoE-Auswertung

Einen zentralen Schwerpunkt bei der Auswertung von DoE-Messdaten stellt die multikriterielle Optimierung von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen dar. Anhand dieser Optimierung soll nachgewiesen werden, dass bei der Verwendung von Ergebnisgrößen, die auf zwei unterschiedlichen Bezugsgrößen basieren, das identische Verhalten abgebildet wird.
Zu diesem Zweck sind zwei Optimierungen durchgeführt worden, die in Abbildung A.1 dargestellt sind. Die Basis hierfür ist ein DoE-Modell in der Volllast mit Einfacheinspritzung, bei dem der CRIN-LE22 T1 ($Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$) zum Einsatz kam. Zum einen ist eine Optimierung von $NO_{x,i,HD}$ in g/kWh und $b_{i,HD}$ abgebildet und zum anderen eine Optimierung von NO_x in g/kg und $b_{i,HD}$. Damit alle denkbaren Einflüsse berücksichtigt werden, die aufgrund der verschiedenen Variationsparameter bei der mehrdimensionalen Optimierung auftreten können, sind alle fünf freien Parameter (AGR-Rate, Ladelufttemperatur, Brennlage sowie Rail- und Ladedruck) variabel gehalten.

Oben links in Abbildung A.1 sind die Pareto-Lösungen für die optimierten Größen dargestellt. Beide Herangehensweisen führen zum identischen Ergebnis. Auch die Betrachtung von $Ruß_{i,HD}$ (Ergebnisgröße) über $NO_{x,i,HD}$ zeigt, dass beide Auswertungen zu derselben Interpretation führen. Die Ursache wird anhand der übrigen Diagramme, die alle zur Optimierung freien Parameter darstellen, nachvollziehbar. Es ist zu erkennen, dass in beiden Fällen die gleichen Settings für die freien Parameter ermittelt werden. Dies kann nur dazu führen, dass bei einem aussagekräftigen Modell mit geringem Fehler die Ergebnisse deckungsgleich verlaufen.
Damit ist bestätigt, dass bei der Verwendung von Ergebnisgrößen, bezogen auf $p_{mi,HD}$, die gleichen Aussagen getroffen werden, als wenn die zu optimierenden Größen auf den verbrauchten Kraftstoff bezogen werden würden. Das Verhalten untermauert somit die Ausführungen, die für eine einfache Parametervariation in Abschnitt 4.3.2 dargelegt wurden.

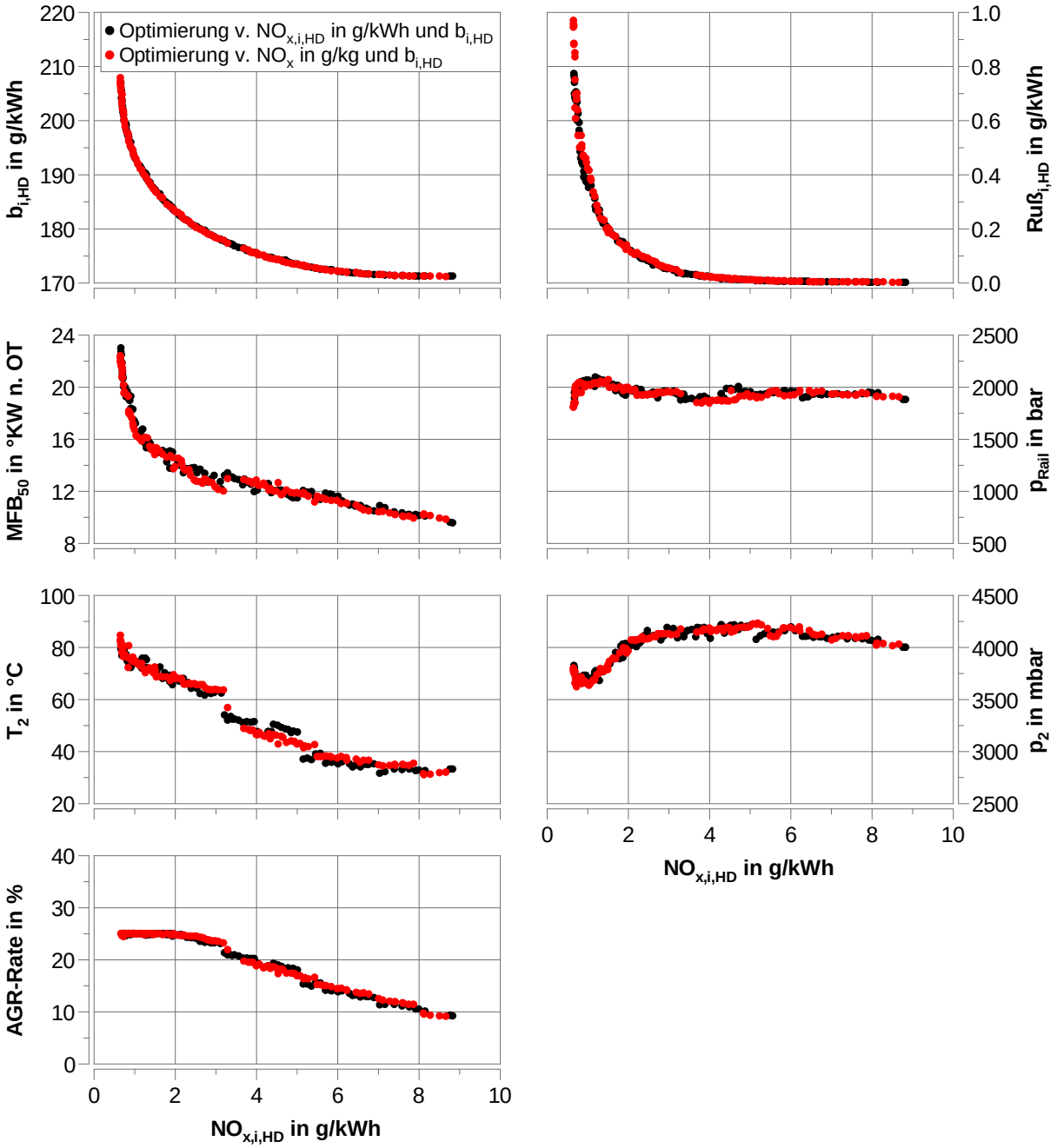


Abbildung A.1: Multikriterielle Optimierung von $NO_{x,i,HD}$ in g/kWh und $b_{i,HD}$ (schwarz) sowie NO_x in g/kg und $b_{i,HD}$ (rot) in der Volllast. Alle fünf Variationsparameter sind variabel. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1300\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$. Einspritzmuster: MI

A.4 Kalibrierfaktoren zur Bestimmung des Ladungswechselmitteldrucks

Zur Berücksichtigung der Strömungsverluste, die im Wesentlichen an den Ventilen auftreten, wurden für den Teil- und Volllastbetriebspunkt unterschiedliche Versuche ausgewertet, deren relevante Größen in Tabelle A.4 und Tabelle A.5 zusammengefasst sind. Es wurden für mehrere Messpunkte aus unterschiedlichen Versuchsreihen die Lade- und Abgasgegendrücke zusammengetragen. Weiterhin wurde während des Ansaugens ($p_{2,Zyl.}$) bzw. Ausschiebens ($p_{3,Zyl.}$) der mittlere Druck im Zylinder über die Indiziermesstechnik ermittelt. Das Verhältnis der jeweils korrespondierenden Größen charakterisiert die jeweiligen Kalibrierfaktoren nach Gleichung A.1 (separat für Teil- und Volllast mit dem Index i=TL bzw. i=VL).

$$k_{2,i} = \frac{p_{2,Zyl.}}{p_2} \quad \text{bzw.} \quad k_{3,i} = \frac{p_{3,Zyl.}}{p_3} \tag{A.1}$$

Tabelle A.4: Relevante Werte zur Bestimmung der Kalibrierfaktoren für die Strömungsverluste in der Teillast (Betriebspunkt Nr. 2).

Versuchs-Nr.	$\boldsymbol{p_2}$ **in bar**	$\boldsymbol{p_{2,Zyl.}}$ **in bar**	$\boldsymbol{p_3}$ **in bar**	$\boldsymbol{p_{3,Zyl.}}$ **in bar**	$\boldsymbol{p_{mi,LW}}$ **in bar**	$\boldsymbol{k_{2,TL}}$ **in −**	$\boldsymbol{k_{3,TL}}$ **in −**
647	1,59	1,52	1,81	2,21	-0,58	0,96	1,17
648	1,60	1,51	1,81	2,10	-0,57	0,95	1,16
650	1,60	1,52	1,81	2,11	-0,58	0,95	1,17
651	2,00	1,95	2,27	2,64	-0,70	0,97	1,17
652	2,00	1,92	2,27	2,61	-0,71	0,96	1,15
653	2,00	1,95	2,27	2,63	-0,71	0,97	1,16
658	1,99	1,91	2,25	2,59	-0,69	0,96	1,15
659	2,00	1,92	2,27	2,59	-0,69	0,96	1,14
654	2,48	2,41	2,82	3,20	-0,85	0,97	1,14
656	2,49	2,40	2,80	3,25	-0,92	0,96	1,16
657	2,48	2,39	2,82	3,22	-0,90	0,96	1,14
660	2,50	2,38	2,83	3,16	-0,84	0,95	1,12
661	2,49	2,45	2,83	3,22	-0,84	0,98	1,14
					Mittelwert:	**0,96**	**1,15**

Aufgrund der geringen Streuung der Kalibrierfaktoren für die einzelnen Versuche kann ein Mittelwert gebildet werden, der bei der energetischen Ableitung des Abgasgegendrucks für die Vielzahl der betrachteten Randbedingungen konstant gehalten wird.
Es ist zu erkennen, dass sich die Faktoren signifikant zwischen den Betriebspunkten und weniger von den eingestellten Ladedrücken unterscheiden. Dies beruht in erster Linie auf den verschiedenen Drehzahlen der zwei Betriebspunkte (Teillast: 1500 min^{-1},

Volllast: 2050 min^{-1}). Bei dem Volllastbetriebspunkt müssen die Gase sehr viel schneller an den Ventilen vorbeiströmen, wobei höhere Ladungswechselverluste auftreten.

Tabelle A.5: Relevante Werte zur Bestimmung der Kalibrierfaktoren für die Strömungsverluste in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3).

Versuchs-Nr.	p_2 **in bar**	$p_{2,Zyl.}$ **in bar**	p_3 **in bar**	$p_{3,Zyl.}$ **in bar**	$p_{mi,LW}$ **in bar**	$k_{2,VL}$ **in −**	$k_{3,VL}$ **in −**
663	3,00	2,66	3,41	4,30	-1,57	0,89	1,26
664	3,00	2,65	3,36	4,27	-1,57	0,88	1,27
665	3,00	2,65	3,45	4,28	-1,58	0,88	1,24
667	3,50	3,13	4,01	4,94	-1,79	0,89	1,23
668	3,50	3,11	3,96	4,91	-1,79	0,89	1,24
676	3,50	3,12	3,99	4,92	-1,80	0,89	1,23
669	3,50	3,10	3,94	4,92	-1,81	0,89	1,25
675	3,50	3,11	3,95	4,92	-1,80	0,89	1,24
674	3,50	3,10	3,95	4,90	-1,80	0,89	1,24
671	3,99	3,53	4,53	5,54	-2,03	0,89	1,22
673	3,99	3,56	4,53	5,57	-2,03	0,89	1,23
672	3,99	3,53	4,52	5,55	-2,04	0,88	1,23
677	3,99	3,52	4,52	5,54	-2,05	0,88	1,22
679	3,99	3,54	4,53	5,53	-2,02	0,89	1,22
678	3,99	3,54	4,53	5,53	-2,01	0,89	1,22
					Mittelwert:	**0,89**	**1,24**

Da Gleichung A.2 gilt, führt diese Herangehensweise in einem weiten Variationsbereich nur zu einem geringen Fehler.

$$\frac{k_{2,i} \cdot p_2 - k_{3,i} \cdot p_3}{p_{mi,LW}} \approx 1 \tag{A.2}$$

A.5 Wirkungsgradverschiebung durch Änderung der Massenströme am Abgasturbolader

Der Wirkungsgrad von Turboladern setzt sich aus dem Verdichter- sowie Turbinenwirkungsgrad zusammen. Die Reibungsverluste in den Lagerstellen können bei der folgenden Betrachtungsweise, die lediglich die Effekte an den Strömungsmaschinen beschreibt, vernachlässigt werden. Die Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine sind von mehreren Parametern abhängig, wie z. B. dem Eintrittszustand des Mediums, dem Druckverhältnis, einem charakteristischen Durchmesser sowie dem Medium selbst (κ, R) [59].
Typischerweise werden die Turbolader an speziellen Heißgasprüfständen vermessen. Damit eine vergleichende Bewertung unterschiedlicher Lader möglich ist, werden dabei einerseits Stoffdaten von Luft bzw. Abgas hinterlegt und anderseits ein konstanter Wert für den charakteristischen Durchmesser festgelegt, der auf den Abmaßen des Turboladers basiert. Als Resultat davon ergibt sich der sogenannte *bezogene Massenstrom* $\dot{m}^*_K$ bzw. $\dot{m}^*_T$ (Verdichter bzw. Turbine) sowie der entsprechende isentrope Wirkungsgrad als Funktion des Druckverhältnisses und der *bezogenen Drehzahl* n^*_{TL}[1]. Auch wenn die Größen nicht dimensionslos sind, ermöglichen sie eine Beschreibung der Eigenschaften des Turboladers unabhängig vom Eintrittszustand des Mediums [59].

In Abbildung A.2 ist ein typisches Verdichterkennfeld dargestellt. Dabei ist das zu realisierende Druckverhältnis über den bezogenen Massenstrom aufgetragen. Die Linien konstanter bezogener Drehzahl verlaufen zunächst annähernd waagerecht. Mit steigendem Massenstrom sinkt das mögliche Druckverhältnis stark ab. Die durch die Bauteilfestigkeit begrenzte obere Drehzahl kennzeichnet somit auf der rechten Seite des Kennfeldes die Stopfgrenze. Auf der linken Seite wird das Kennfeld durch die Pumpgrenze limitiert, da zu hohe Druckverhältnisse bei zu geringen Massenströmen zu Rückströmeffekten im Verdichter führen.
Die eingezeichneten Pfeile verdeutlichen den Einfluss auf den Verdichterwirkungsgrad bei einer Abnahme des Massenstroms, wie es beispielsweise beim Einstellen einer definierten AGR-Rate und einem geforderten konstanten Ladedruck der Fall ist. Es wird deutlich, dass der Startpunkt und der Grad der Massenstromreduktion vorgibt, ob der Wirkungsgrad sinkt (schwarz), steigt (rot) oder konstant (blau) bleibt. Wo der Startpunkt liegt hängt von vielen Faktoren ab, wie z. B. dem Lastpunkt, der Volllastkennlinie des Motors und somit der Massenstrom- und Ladedruckspreizung sowie eventuell berücksichtigter Höhenreserven. Insofern ist es schwer abzuschätzen, in welchen Bereich sich die definierten Betriebspunkte bei den unterschiedlichen betrachteten Randbedingungen einordnen lassen.

[1] Der bezogene Massenstrom und die bezogene Drehzahl werden auf bestimmte Ausgangswerte bezogen, die der Hersteller zusammen mit den Kennfeldern angibt.

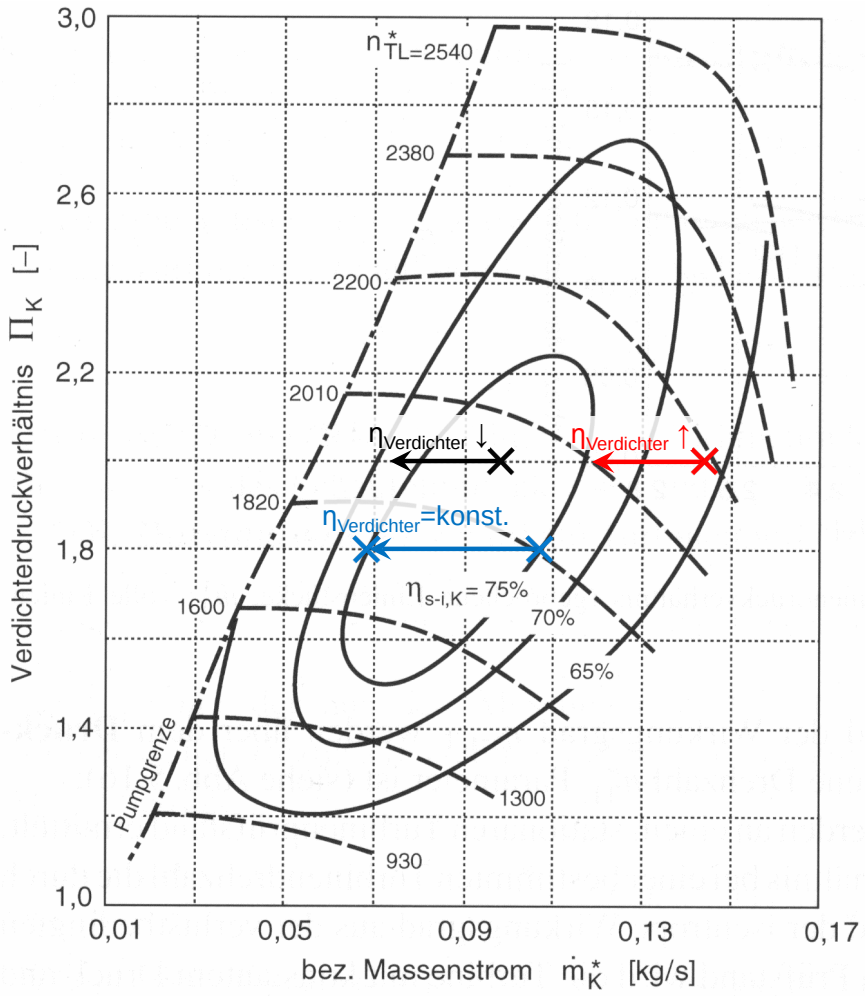


Abbildung A.2: Exemplarisches Kennfeld eines Radialverdichters [59].

Abbildung A.3 zeigt ein typisches Kennfeld einer Radialturbine. Es ist einerseits der Wirkungsgrad und andererseits der bezogene Massenstrom über dem Turbinendruckverhältnis dargestellt. Bei der Vermessung solcher Kennfelder werden konstante Drehzahlen eingestellt und das Druckverhältnis leicht variiert, was zu den einzelnen Verläufen führt. Die dünnen Linien verbinden die jeweiligen Mittelwerte und können zur groben Beschreibung der Turbineneigenschaften herangezogen werden. Es ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad vom Massenstrom und dem Druckverhältnis abhängt.
Die beim Abgasturbolader starre Verbindung zwischen Verdichter und Turbine erfordert es, dass die Turbinengröße, und somit die Turbinendrehzahl, sehr gut zur notwendigen Verdichterdrehzahl passt. Dies kann für verschiedene Betriebspunkte und Randbedingungen unterschiedlich gut ausfallen.

Die Turboladerauslegung ist ein komplexes Thema. Eine variable Gestaltung der Wirkungsgrade für Verdichter und Turbine ist für unterschiedliche Randbedingungen, Betriebspunkte und Anwendungsfälle im Rahmen der hier durchgeführten Betrachtungen nicht darstellbar. Somit werden bei der Auswertung der DoE-basierten Versuchsdaten realistische Wirkungs-

grade angekommen, die über die AGR-Schleife konstant bleiben. Dadurch kann jeder einzelne modellierte Variationspunkt als separate Optimierung hinsichtlich der Laderauslegung angesehen werden.

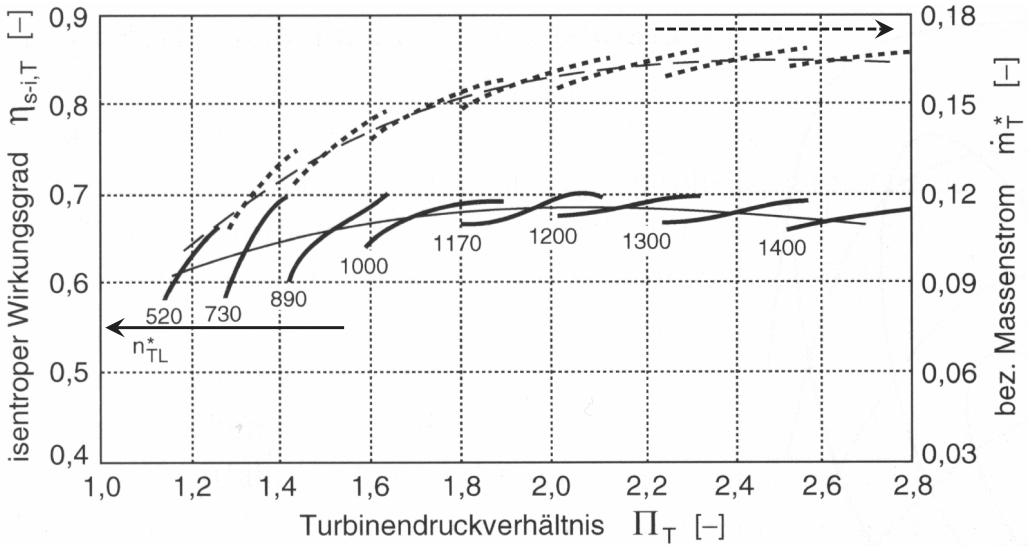


Abbildung A.3: Exemplarisches Kennfeld einer Radialturbine [59]. Die dünnen Linien zeigen den Verlauf der Mittelwerte.

A.6 Randbedingungen für die Berechnung des definierten realistischen effektiven Mitteldrucks

Für die Berechnung des realistischen effektiven Mitteldrucks wurden Randbedingungen angenommen, die den aktuellen Stand repräsentieren. Diese sind in Tabelle A.6 zusammengefasst. Die Betriebspunktabhängigkeit des Abgasgegendrucks nach der Turbine ist dabei aufgrund der unterschiedlichen Abgasmassenströme und einer nachgeschalteten Abgasnachbehandlungsanlage charakteristisch.

Tabelle A.6: Randbedingungen für die energetische Ableitung eines realistischen effektiven Mitteldrucks in der Teil- und Volllast (Betriebspunkte Nr. 2 und 3).

Parameter	**Teillast (Nr. 2)**	**Volllast (Nr. 3)**
$\eta_{Verdichter}$	0,7	
$\eta_{Turbine}$	0,67	
p_4	1,05 bar (abs.)	1,20 bar (abs.)
p_1	1 bar (abs.)	
T_1	25 °C	
$c_{p,Abgas}$	abhängig von T_3 und λ	
$c_{p,Luft}$	1004,85 J/kg K	
κ_{Abgas}	abhängig von T_3 und λ	
κ_{Luft}	1,4	
$Preis_{DK}$	1,00 €/l (Bsp.: EU), 0,65 €/l (Bsp.: USA)	
$Preis_{AdBlue}$	0,33 €/l (Bsp.: EU), 0,65 €/l (Bsp.: USA)	
ρ_{DK}	850 kg/m^3	
ρ_{AdBlue}	1090 kg/m^3	

A.7 Spritzdauerermittlung für die Brennverlaufsanalyse

Für die Brennverlaufsberechnung wurde im Vorfeld die Spritzdauer der betrachteten Betriebspunkte anhand der Einspritzverläufe ermittelt. Diese sind in Tabelle A.7 zusammengefasst.
Für jeden Betriebspunkt wurde eine charakteristische Einspritzmenge bestimmt, deren zugehöriges Einspritzgesetz gemessen wurde. Abweichungen der Spritzdauer infolge unterschiedlicher Kraftstoffverbräuche, verbunden mit der Forderung konstanter indizierter Mitteldrücke, haben in diesem Zusammenhang keine signifikanten Auswirkungen.

Tabelle A.7: Ermittelte Spritzdauern für die Brennverlaufsberechnung anhand der charakteristischen Einspritzmengen in der Teil- und Volllast (Betriebspunkte Nr. 2 und 3).

Parameter	**Teillast (Nr. 2)**	**Volllast (Nr. 3)**
Raildruck	800 bar	2200 bar
$m_{Inj.}$	175 mg/Hub	305 mg/Hub
$t_{SD,CRIN3-22\,enh.,Q_{hyd}=1300}$	2520 μs $\widehat{=} \approx$ 23 °KW	2400 μs $\widehat{=} \approx$ 30 °KW
$t_{SD,CRIN-LE22T1,Q_{hyd}=1300}$	2330 μs $\widehat{=} \approx$ 21 °KW	2150 μs $\widehat{=} \approx$ 26 °KW
$t_{SD,CRIN-LE22T1,Q_{hyd}=1500}$	2150 μs $\widehat{=} \approx$ 19 °KW	1910 μs $\widehat{=} \approx$ 23 °KW

A.8 Ladedruckvariation in der Hochlast (Betriebspunkt Nr. 4)

In Abbildung A.4 ist die Ladedruckvariation, mit jeweils angepasster Brennlage, für den Betriebspunkt Nr. 4 dargestellt. Grundsätzlich ähnelt das Verhalten dem von Betriebspunkt Nr. 5. Allerdings ist das absolute Niveau der Trade-Offs von Kraftstoffverbrauch ($b_{i,HD}$) und NO_x-Emissionen ($NO_{x,i,HD}$) etwas höher als es beim Betriebspunkt Nr. 5 der Fall ist. Insbesondere die Stickoxidemissionen sind bei der durchgeführten Variation bei Betriebspunkt Nr. 5 geringer.

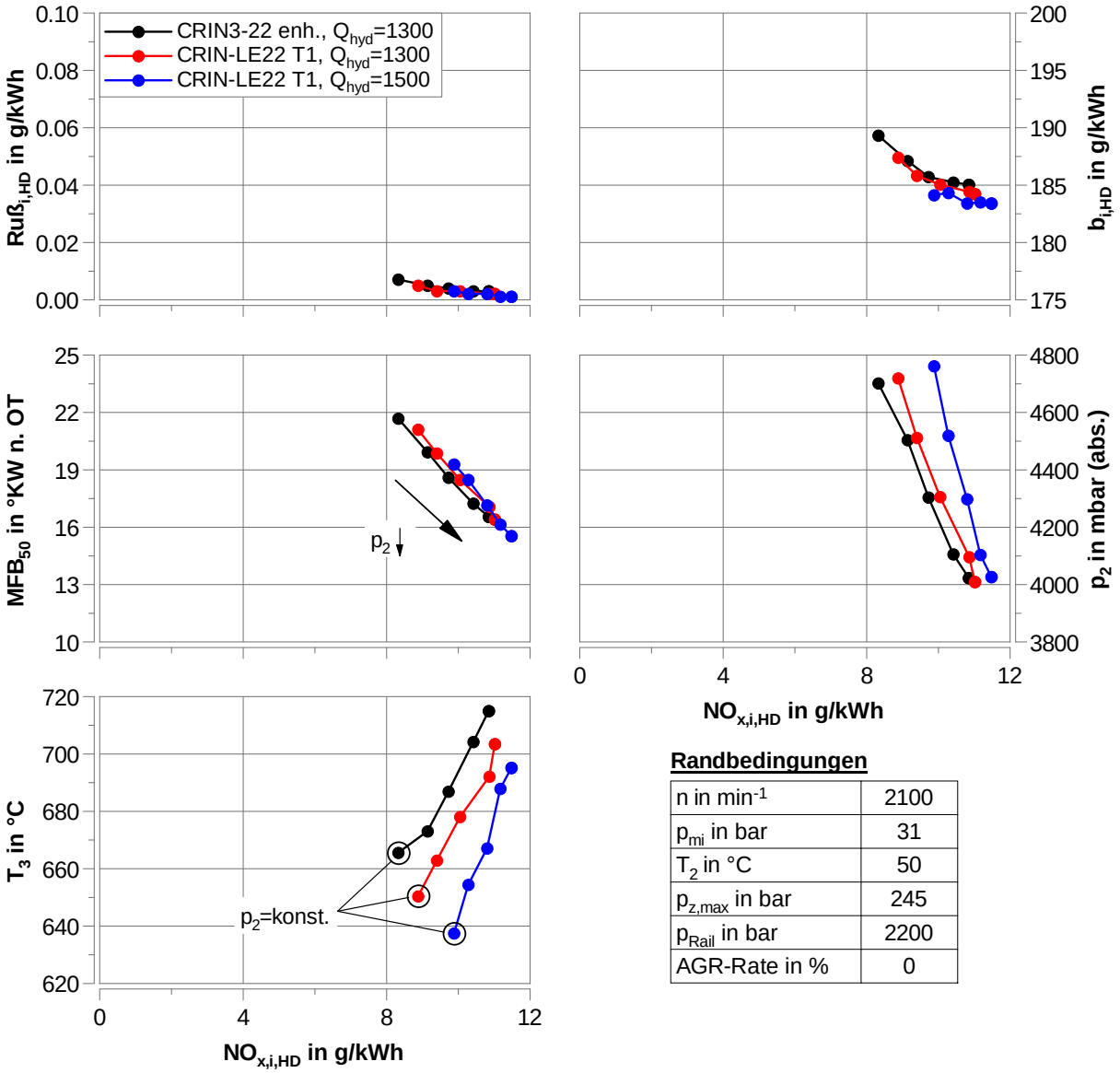


Abbildung A.4: Ladedruckvariation bei konstantem Zylinderspitzendruck (Ansteuerbeginn variabel) in der Hochlast ohne AGR (Betriebspunkt Nr. 4).

Die Ergebnisse aus den Indiziermessdaten ähneln ebenfalls denen aus Betriebspunkt Nr. 5 und untermauern somit die diskutierten Auswertungen.

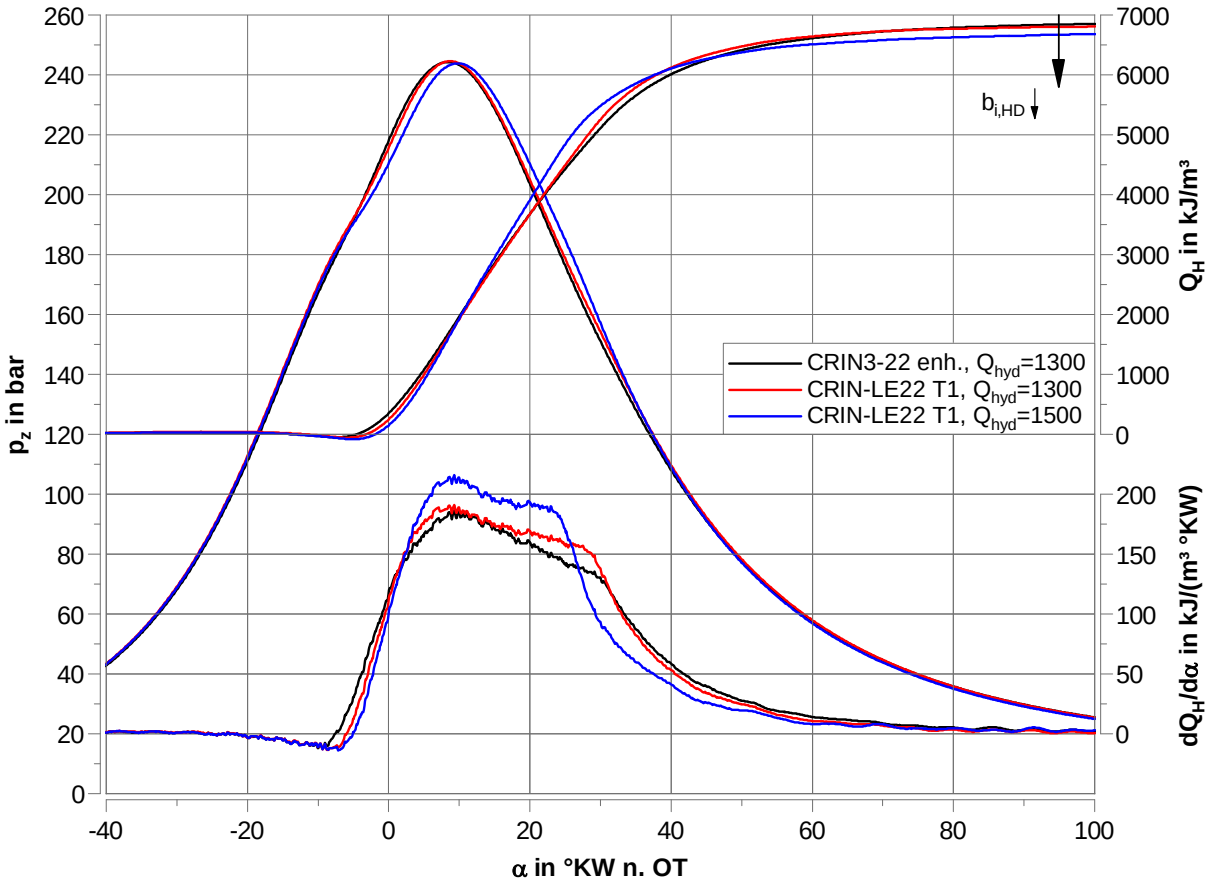


Abbildung A.5: Differenzieller und integraler Heizverlauf sowie Druckverlauf bei einem Ladedruck von $p_2 = 4{,}3\,\text{bar}$ (abs.) mit den Randbedingungen aus der Variation von Abbildung A.4 in der Hochlast (Betriebspunkt Nr. 4).

A.9 AGR-Schleifen im Leerlauf (Betriebspunkt Nr. 1)

In [23] wurden AGR-Schleifen im Leerlaufbetriebspunkt für beide verwendeten Injektorvarianten (Abbildung A.6) dargestellt. Der Brennbeginn der Hauteinspritzmenge liegt im OT. Das Potential der Voreinspritzung hinsichtlich der Geräuschreduktionen ist signifikant. Außerdem ist für beide Injektorvarianten eine deutliche Verringerung der Stickoxidemissionen zu beobachten, die aus dem reduzierten vorgemischten Verbrennungsanteil und der damit einhergehenden Absenkung lokaler Spitzentemperaturen resultiert.

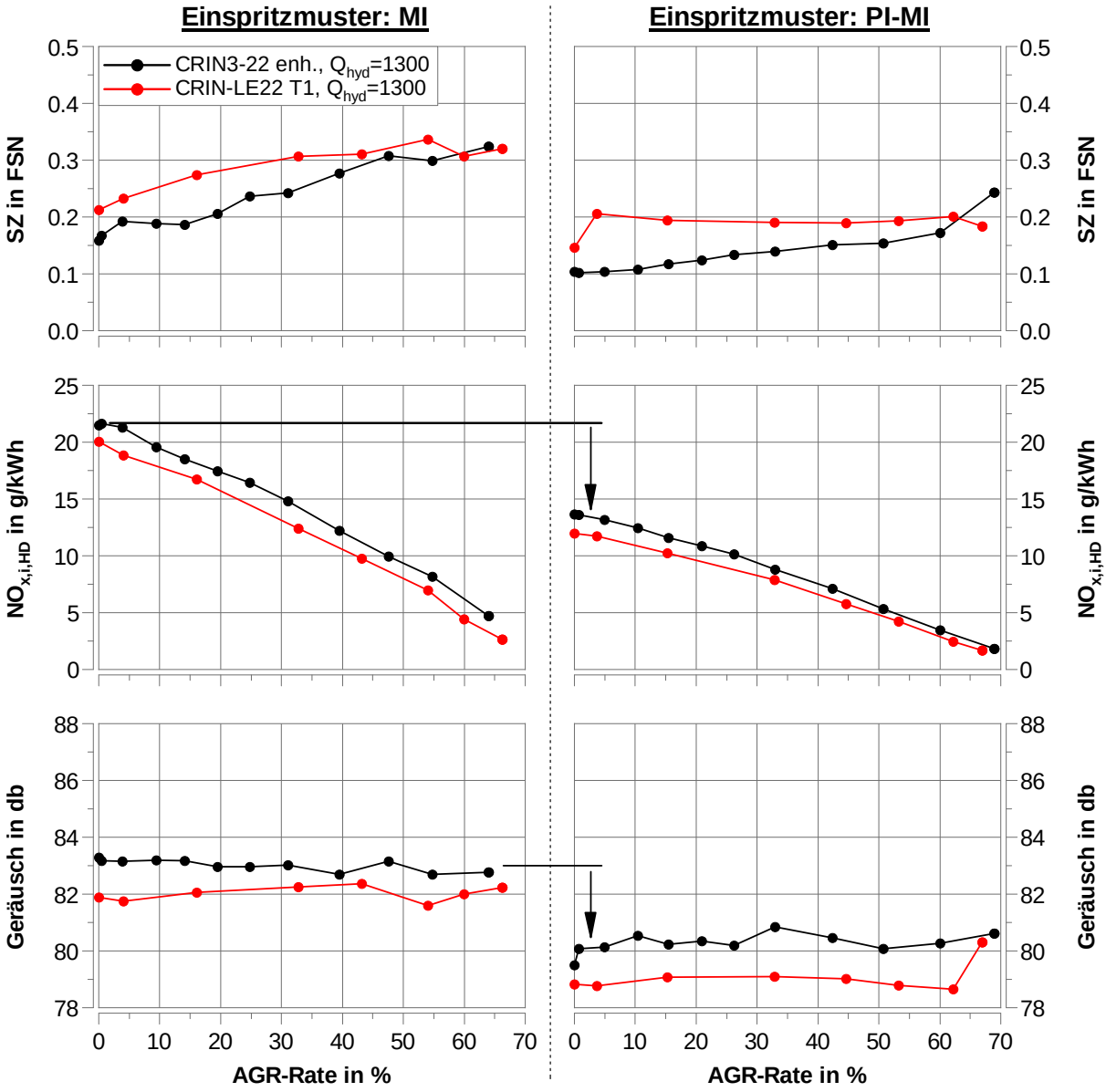


Abbildung A.6: AGR-Schleifen im Leerlauf (Betriebspunkt Nr. 1). $p_2 = 1{,}1\,\text{bar}$, $T_2 = 40\,°\text{C}$, $MFB_{00,MI} = 0\,°\text{KW n. OT}$, $t_{diff,el.,PI-MI} = 350\,\mu\text{s}$, $m_{Inj.,PI} = 3\,\text{mg/Hub}$, $p_{Rail} = 600\,\text{bar}$.

Für die AGR-Schleifen mit Mehrfacheinspritzung wurden im Vorfeld Parametervariationen hinsichtlich Spritzabstand und Voreinspritzmenge durchgeführt, sodass optimale Geräuschemissionen erzielt werden konnten.

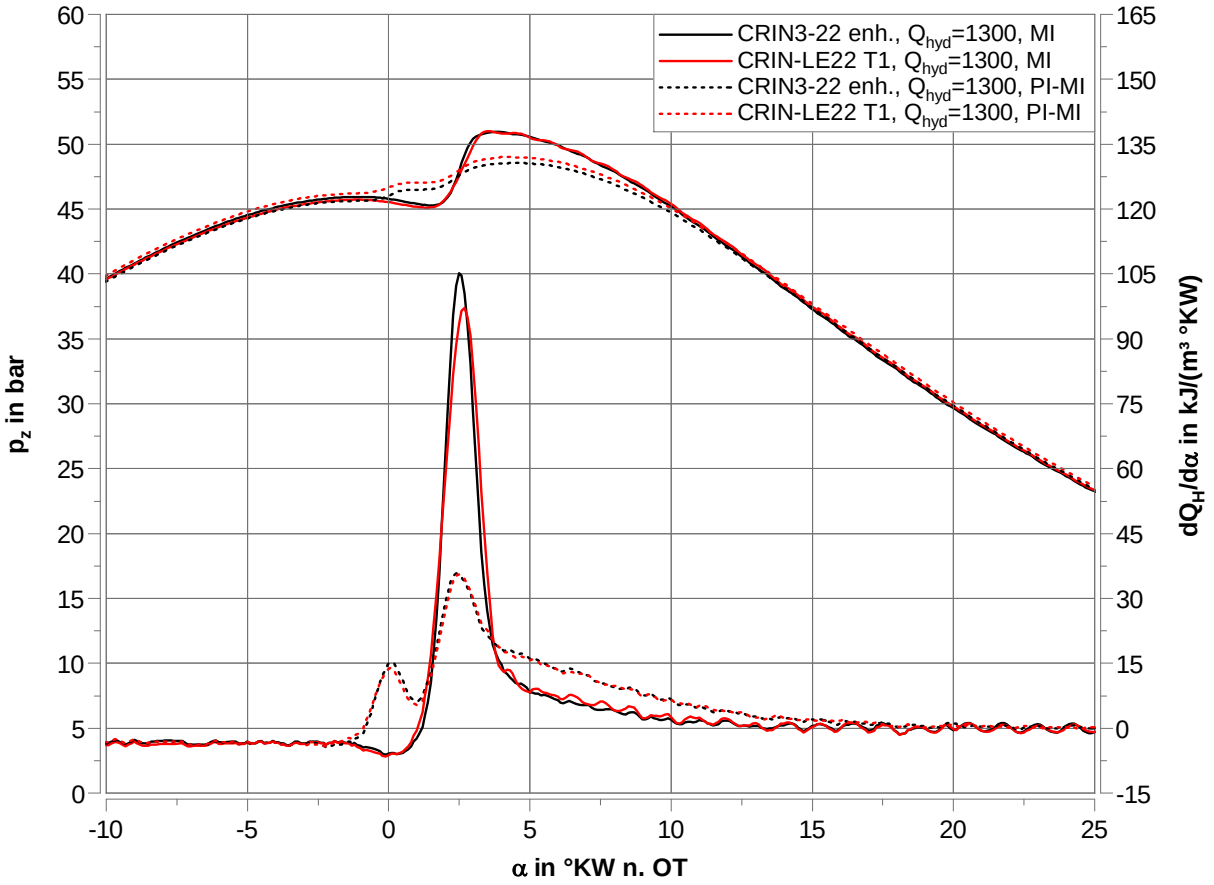


Abbildung A.7: Differenzielle Heizverläufe sowie zugehörige Druckverläufe im Leerlauf (Betriebspunkt Nr. 1) ohne AGR. $p_2 = 1{,}1\,\text{bar}$, $T_2 = 40\,°\text{C}$, $MFB_{00,MI} = 0\,°\text{KW n. OT}$, $t_{diff,el.,PI-MI} = 350\,\mu\text{s}$, $m_{Inj.,PI} = 3\,\text{mg/Hub}$, $p_{Rail} = 600\,\text{bar}$.

In Abbildung A.7 sind für die Punkte ohne AGR die Druck- sowie die differenziellen Heizverläufe dargestellt, anhand derer die diskutierten Auswirkungen deutlich sichtbar sind. Neben dem Einfluss der Voreinspritzung kann zusätzlich das unterschiedliche Injektorverhalten anhand des Einfacheinspritzmusters analysiert werden. In erster Linie führt der flachere Ratenverlauf des CRIN-LE22 T1 (vgl. Abbildung 5.1) zu einem geringfügig langsameren Kraftstoffumsatz. Dies korreliert mit den Geräusch- und Stickoxidemissionen beim Vergleich der Injektoren untereinander. Ein flacherer Ratenverlauf kann somit im Leerlaufbetrieb zur Reduktion von Geräusch- und NO_x-Emissionen beitragen.
Die durchgeführte Gleichstellung der Heizverläufe beim Mehrfacheinspritzmuster hat gezeigt, dass beide Injektorvarianten in der Lage sind, kleinste Mengen sicher abzusetzen.

A.10 Vergleich unterschiedlicher Optimierungen in der Volllast zur Definition des minimal möglichen Rußniveaus

Für die Ermittlung des Raildruckbedarfs in der Volllast ist die Anwendung von zwei unterschiedlichen Optimierungsstrategien erforderlich gewesen. Standardmäßig erfolgt im Rahmen dieser Arbeit eine mehrdimensionale Optimierung des Kraftstoffverbrauchs sowie der Stickoxidemissionen (jeweils auf $p_{mi,HD}$ bezogen), wie es in Abschnitt 4.2.2 beschrieben ist. Exemplarisch ist diese Art der Optimierung in Abbildung A.8 dargestellt. Dabei wurden die Randbedingungen für den AGR-Fall in der Volllast aus Abschnitt 5.2.3 (Tabelle 5.2) angewendet. Die freien Parameter sind dabei die Brennlage sowie die AGR-Rate.

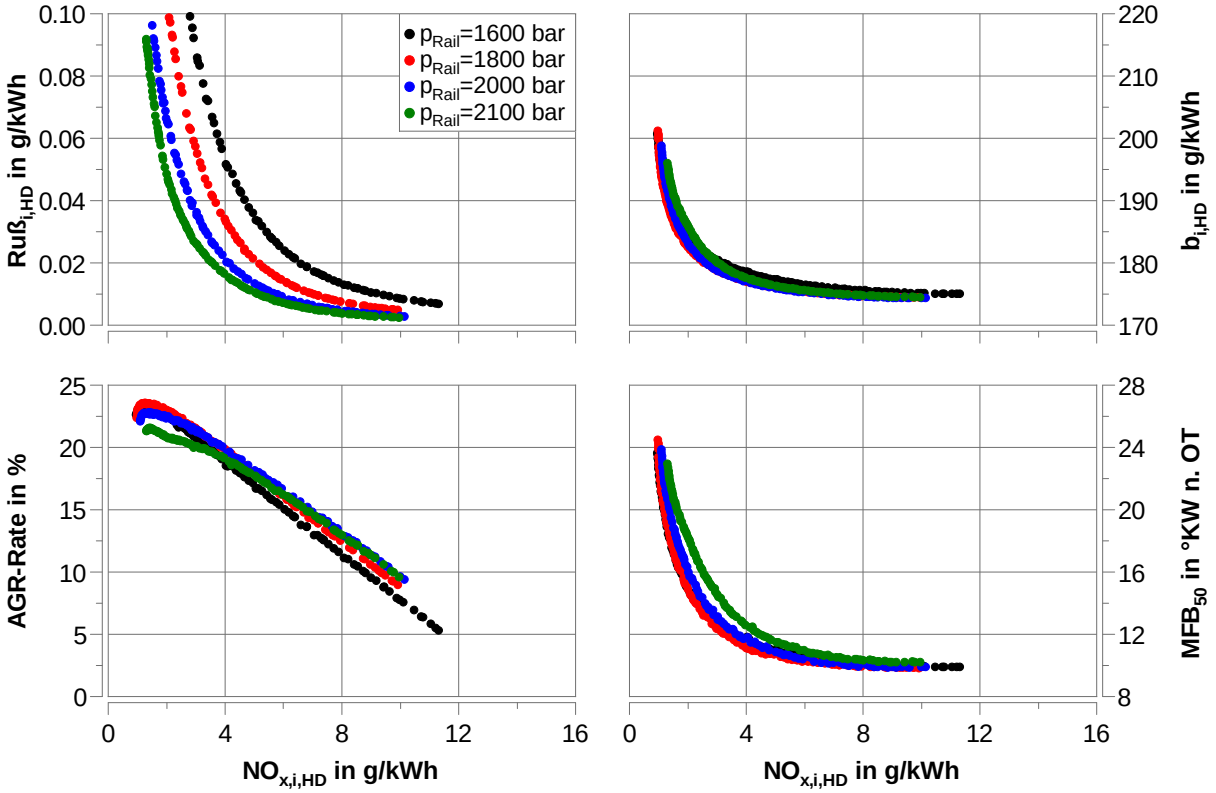


Abbildung A.8: Optimierung von $b_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$ in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) für AGR-Anwendungen bei unterschiedlichen Raildrücken. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$ bei $p_2 = 4{,}0\,\mathrm{bar}$ und den Randbedingungen aus Tabelle 5.2 zur Ableitung des Raildruckbedarfs. Einspritzmuster: MI

Anhand Abbildung A.8 ist zu erkennen, dass bei der Optimierung von Verbrauch und NO_x-Emissionen der Verbrennungsschwerpunkt für mittlere und höhere Stickoxidemissionen in einem Bereich liegt, der zu besten Kraftstoffverbräuchen führt. Limitierend wirkt hier lediglich der maximal zulässige Zylinderspitzendruck, der eine frühere Brennlage

verbietet. Somit erfolgt die Reduktion der Stickoxidemissionen zunächst im Wesentlichen über die Anhebung der AGR-Rate. Erst wenn sich die Abgasrückführrate aufgrund der Limitierungen im Luftpfad nicht weiter steigern lässt, kann eine zusätzliche Reduktion der Stickoxidemissionen nur noch durch die Spätstellung der Verbrennung erreicht werden. Infolgedessen kommt es zu deutlichen Verbrauchsnachteilen.
Die Rußemissionen sind bei dieser Optimierung bisher eine Ergebnisgröße gewesen. D. h. die Optimierung von Ruß- und Stickoxidemissionen kann, im Gegensatz zur Teillast, unter Umständen zu einem anderen Ergebnis führen. Abbildung A.9 zeigt die Auswertung dieser weiteren Optimierungsart für die gleichen Randbedingungen.

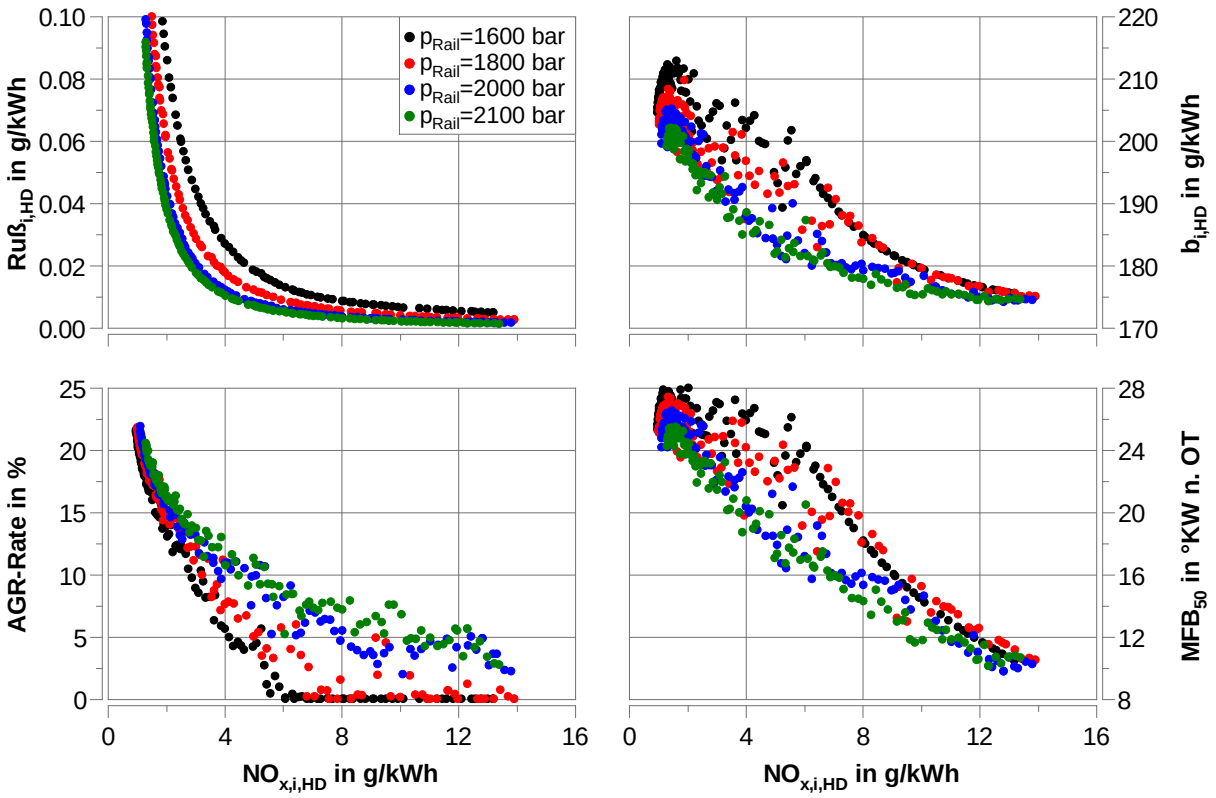


Abbildung A.9: Optimierung von $Ruß_{i,HD}$ und $NO_{x,i,HD}$ in der Volllast (Betriebspunkt Nr. 3) für AGR-Anwendungen bei unterschiedlichen Raildrücken. CRIN-LE22 T1 mit $Q_{hyd} = 1500\,\mathrm{cm}^3/30\,\mathrm{s}/100\,\mathrm{bar}$ bei $p_2 = 4{,}0\,\mathrm{bar}$ und den Randbedingungen aus Tabelle 5.2 zur Ableitung des Raildruckbedarfs. Einspritzmuster: MI

Für die zwei geringeren Raildrücke erfolgt die Reduzierung der Stickoxidemissionen in einem weiten Bereich zunächst lediglich über die Brennlage (mit den bekannten Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch). Wird der Raildruck erhöht, kann bei hohen NO_x-Emissionen etwas AGR zugegeben werden, ohne dass sich dabei die Rußemissionen stärker erhöhen, als es über eine weitere Spätstellung der Verbrennung der Fall gewesen wäre. Dies leitet sich aus den Forderungen der Optimierungsart ab. Das Diagramm oben links aus Abbildung A.9 verdeutlicht, dass mit einem Raildruck von 2000 bar bereits eine nahezu ideale Sättigung

des Rußreduktionspotentials erreicht wird. Daher ist die AGR-Verträglichkeit, bei diesen motorischen Randbedingungen, für $p_{Rail} > 2000\,\text{bar}$ kein begrenzender Faktor hinsichtlich des minimal möglichen Rußniveaus.

Diese Herangehensweise ermöglicht somit die Bestimmung des Rußniveaus, welches aufgrund der gegebenen Hardware nicht lediglich durch eine Steigerung des Raildrucks signifikant unterschritten werden kann. Für die Ableitung des Raildruckbedarfs bei AGR-Konzepten in der Volllast ist dies eine wichtige Vergleichsbasis (vgl. Abschnitt 5.2.3). Zusätzlich kann anhand dieser Vergleichsbasis das Potential einer weiteren Erhöhung des Raildrucks veranschaulicht werden (bei der Optimierung von Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen), die über den maximal möglichen Systemdruck hinausgeht.
Das beschriebene Verhalten gilt für alle drei Injektorvarianten, sodass auf deren jeweilige Darstellung verzichtet wird.