

ENTWICKLUNG UND MESSTECHNISCHE VERIFIKATION
VON PHÄNOMENOLOGISCHEN MODELLEN
ZUR RUSSEMISSIONSBERECHNUNG

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Martin Gufler

Ausgeführt zum Zweck der Erlangung des akademischen Grades
des Doktors der technischen Wissenschaften
an der Technischen Universität Graz

August 2013

Vorwort

Diese Dissertation entstand in den Jahren 2009 bis 2013 im Zuge meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter und Projektingenieur am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik im Arbeitsbereich Großmotoren. Die Jahre am Institut waren für mich eine lehrreiche Zeit, in der ich viele wertvolle Erfahrungen sammeln durfte.

Für die interessante Aufgabenstellung und die gute Betreuung danke ich Herrn Prof. Dr. Andreas Wimmer. Das entgegengebrachte Vertrauen ermöglichte es mir, selbstständig und eigenverantwortlich zu arbeiten.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr. Michael Engelmayer für die wohlwollende Unterstützung bei allen Fragestellungen und die stete Diskussionsbereitschaft. In zahlreichen Gesprächen konnten wertvolle Ideen gesammelt werden, die den Fortgang der Arbeit positiv beeinflussten.

Nicht unerwähnt soll an dieser Stelle die ausgezeichnete und freundschaftliche Zusammenarbeit mit den Mitarbeitern des Teams Diesel Medium and High Speed bleiben.

Weiters gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Peter Werlberger und Herrn Dr. Alois Hirsch, Mitarbeiter der AVL List GmbH., für die sehr gute Unterstützung bei der Durchführung und der Auswertung der optischen Untersuchungen.

Mein Dank gilt allen Personen, welche zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Graz, im August 2013

Martin Gufler

Kurzfassung

Die Simulation der Rußemission aus der dieselmotorischen Verbrennung stellt eine große Herausforderung dar. Die zahlreichen Einflüsse auf die Rußentstehung erschweren die rechnerische Modellierung. In der Entwicklung von Brennverfahren wäre ein einfacher Modellansatz, mit dem die Trends und nach Möglichkeit auch die Absolutwerte der Rußemission zuverlässig berechnet werden können, hilfreich. Um diesem Ziel näher zu kommen, wurde in dieser Arbeit folgender Weg beschritten:

Zu Beginn wurde untersucht, welche Ansätze grundsätzlich geeignet sind, die Rußemission moderner mittelschnelllaufender Dieselmotoren zu berechnen. Durch einen systematischen Vergleich von aus der Literatur bekannten phänomenologischen Modellansätzen konnte die Zahl der geeigneten Modelle auf zwei Ansätze beschränkt werden. Die ausgewählten Modelle wurden anhand einer umfangreichen Datenbasis an Messungen validiert.

Die für die Validierung herangezogenen Messungen wurden in drei Hauptgruppen unterteilt: Einspritzdruck, Drehzahl und Last. Innerhalb dieser drei Gruppen wurde die Auswirkung einer Änderung einzelner Einflussgrößen betrachtet. Beispielsweise wurde für die Einspritzdruckvariation der Einfluss der Abgasrückführrate untersucht. Die Messungen wurden an einem Einzylinder-Forschungsmotor mit einem Hubvolumen von 15.7 Litern durchgeführt. Insgesamt wurden über 300 Messpunkte aufgezeichnet, der Großteil unter Einsatz von optischer Messtechnik. Die aus der Validierung erhaltenen Ergebnisse wurden bei der Adaptierung eines ausgewählten Modellansatzes miteinbezogen. Der neue, erweiterte Modellansatz unterscheidet sich durch die zusätzliche Berücksichtigung der Konzentration an Hydroxyl-Radikalen und der Zündverzugszeit. Aus den Ergebnissen der optischen Messungen konnten wertvolle Hinweise für die Abstimmung des Modells abgeleitet werden. Der Modellansatz wurde an der umfangreichen Datenbasis validiert.

Mit dem erweiterten Modellansatz wurde die Rußemission für den gesetzlich vorgeschriebenen Prüfzyklus für die Lokomotivapplikation berechnet. Die Abschätzung der Rußemission erfolgte für die Emissionsstufen US EPA TIER 2 und TIER 4. Die berechneten Rußemissionswerte korrelieren gut mit den Ergebnissen aus der Rauchwertmessung und den nicht-flüchtigen Anteilen aus der Partikelanalyse. Für die Emissionsstufe TIER 4 können die flüchtigen Anteile bis zu 50 % der gesamten Partikelmasse betragen. Zukünftig wird es daher für eine brauchbare Abschätzung der Partikelemission erforderlich sein, die flüchtigen Anteile der Partikelemission in die Simulation einzubeziehen.

Die vorliegende Arbeit liefert eine umfassende experimentelle und rechnerische Untersuchung der Einflussgrößen auf die Rußemission für mittelschnelllaufende Dieselmotoren. Die Tendenzen konnten für fast alle betrachteten Variationen mit dem erweiterten Modellansatz zufriedenstellend wiedergegeben werden. Damit eine zuverlässige Vorausberechnung für sämtliche Variationen und auch hinsichtlich der Absolutwerte auf dem niedrigen Emissionsniveau moderner mittelschnelllaufender Dieselmotoren möglich ist, müssen jedoch noch weitere Anstrengungen unternommen werden.

Abstract

Simulation of soot emissions from diesel combustion is a great challenge. The large number of influences on soot development make it difficult to produce analytical models. In the development of combustion concepts, it would be helpful to have a simple model with which trends and if possible the absolute values of soot emissions could be calculated reliably. To come closer to this goal, the following course was pursued in this dissertation.

First, it was investigated which models are fundamentally suitable for calculating soot emissions from modern medium-speed diesel engines. After a systematic comparison of the phenomenological models from the literature, the number of suitable models was limited to two. The models selected were validated using an extensive database of measurements.

The measurements used for validation were divided into three main groups: injection pressure, engine speed and load. Within these three groups, the effect of a change in individual parameters was observed. For example, the influence of the exhaust gas recirculation rate on injection pressure variation was investigated. The measurements were made on a single-cylinder research engine with a displacement of 15.7 liters. All in all, over 300 measuring points were recorded, the majority of which using optical measuring techniques. The results obtained from validation were included in the adaptation of the model. The new, expanded model is distinct due to its additional consideration of the concentration of hydroxyl radicals and ignition delay time. Valuable hints about how to calibrate the model were derived from the results of optical measurements. The model was validated using the extensive database.

Soot emissions were calculated with the expanded model for the test cycle for locomotive applications required by law. Soot emissions were estimated at US EPA TIER 2 and TIER 4 emission levels. The calculated soot emission values correlate well with the results from smoke value measurement and the non-volatile matter from particle analysis. At TIER 4, volatile matter amounts to up to 50% of the overall particulate matter. In the future, therefore, it will be necessary to include the volatile matter part of particulate emissions in simulation in order to produce a useful estimate of particulate emissions.

This dissertation presents a comprehensive experimental and analytical investigation of parameters for soot emissions from medium-speed diesel engines. The trends with the expanded model were able to be reproduced satisfactorily for nearly all the variations considered. More effort must be made to make it possible to reliably pre-calculate all variations and the absolute values at the low emission level of modern medium-speed diesel engines.

Inhaltsverzeichnis

<i>Vorwort</i>	<i>I</i>
<i>Kurzfassung</i>	<i>II</i>
<i>Abstract</i>	<i>III</i>
<i>Inhaltsverzeichnis</i>	<i>IV</i>
<i>Nomenklatur</i>	<i>VI</i>
1 Einführung und Zielsetzung	1
1.1 Medizinischer Gesichtspunkt	3
1.2 Emissionsgesetzgebung	5
1.3 Zielsetzung.....	7
2 Grundlagen und Modellansätze	9
2.1 Rußbildung und Rußoxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung.....	9
2.1.1 Grundlagen der Rußentstehung	11
2.1.2 Grundlagen der Rußoxidation	15
2.1.3 Einflüsse auf die Rußemission.....	16
2.1.4 Wege zur Beeinflussung der Rußemission.....	20
2.2 Rußemissionsmodelle.....	21
3 Bewertung phänomenologischer Rußemissionsmodelle	25
3.1 Versuchsträger	25
3.2 Messprogramm	27
3.3 Simulationsumgebung	28
3.4 Betrachtete Rußemissionsmodelle	30
3.4.1 Modell von Hiroyasu	30
3.4.2 Modell von Boulouchos	31
3.4.3 Modell von Kožuch	32
3.5 Validierung der Modellansätze.....	33
4 Entwicklung und Validierung des modifizierten Modellansatzes	41
4.1 Messtechnik zur Erfassung der Rußemission	41
4.1.1 Gravimetrische Bestimmung der Partikelmasse.....	41
4.1.2 Bestimmung der Rußmasse aus der Rauchwertmessung	42
4.1.3 Grundlagen der optischen Temperatur- und Rußmesstechnik.....	42
4.1.4 Optische Messtechnik	44
4.2 Ansätze zur Verbesserung	47
4.2.1 Turbulenz	48
4.2.2 Zündverzug.....	49

4.2.3	Oxidation durch Hydroxyl-Radikale.....	52
4.3	Abstimmung des modifizierten Modellansatzes.....	55
4.3.1	Vorgangsweise bei der Modellabstimmung	55
4.3.2	Aktivierungstemperaturen und Größenordnung der Verläufe.....	56
4.4	Optische Untersuchungen - Messmethodik.....	58
4.5	Einfluss ausgewählter Parameter auf die Rußemission.....	63
4.5.1	Einspritzdruck	63
4.5.2	Drehzahl.....	73
4.5.3	Last	77
4.5.4	Einfluss der Ladelufttemperatur	83
4.6	Prüfzyklus für die Lokomotivapplikation.....	86
5	<i>Interpretation der Ergebnisse</i>	92
6	<i>Zusammenfassung</i>	97
7	<i>Verzeichnisse</i>	99
7.1	Literatur.....	99
7.2	Abbildungen	107
7.3	Tabellen.....	110

Nomenklatur

Formelzeichen

A	Modellkonstante
A_{glob}	Modellkonstante
b_e	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
c_1	erste Strahlungskonstante
c_2	zweite Strahlungskonstante
C_{Arr}	Modellkonstante für die Reaktionsrate nach Arrhenius
C_K	Kraftstoffkonzentration
C_{Mag}	Modellkonstante für die Reaktionsrate nach Magnussen
C_O	Sauerstoffkonzentration
C_R	ratenbestimmende Konzentration
C_{Turb}	Konstante der Turbulenzerzeugung
d	Abweichung
E_{kin}	kinetische Energie
$E_{kin, Einlass}$	kinetische Energie aus der Einlassströmung
$E_{kin, Einspritzung}$	kinetische Energie aus der Einspritzung
$E_{kin, Quetsch}$	kinetische Energie aus der Quetschströmung
G	Grün
G_{th}	absoluter Farbwert Grün
k	turbulente kinetische Energiedichte
k	Rußkonzentration (empirisch)
k_2	Modellkonstante
$k_{grün}$	Korrekturfaktor für den Grünanteil
k_{opt}	optischer Korrekturfaktor
l_{char}	charakteristische Länge
L_{st}	stöchiometrische Luftmenge
L_λ	spektrale Strahldichte
M_i	Schadstoffkomponente
$m_{K, verfügbar}$	verfügbare Kraftstoffmasse
m_L	Luftmasse
n	Drehzahl
p	Zylinderdruck
P	Leistung
p_{me}	effektiver Mitteldruck
p_{rail}	Druck im Kraftstoffspeicher
r_{Arr}	Reaktionsrate nach Arrhenius
r_{ges}	gesamte Reaktionsrate
rg_{th}	relativer Farbwert
r_{Mag}	Reaktionsrate nach Magnussen
R	Rot
R_{th}	absoluter Farbwert Rot
s	Schichtdicke

T	Temperatur
T_a	Aktivierungstemperatur
V_{Zyl}	Zylindervolumen
W_j	Gewichtungsfaktor
$X_{Messung}$	Messwert
$X_{Rechnung}$	berechneter Wert

Griechische Formelzeichen

α	Absorptionsgrad
ε	Verdichtungsverhältnis
ε	Emissionsgrad
ε_λ	spektraler Emissionsgrad
λ	Luftverhältnis
λ	Wellenlänge
λ_v	Verbrennungs-Luftverhältnis
ρ	Reflexionsgrad
ρ_L	Luftdichte
σ	Standardabweichung
τ	Transmissionsgrad
τ_{char}	Charakteristische Mischungszeit
φ	Kurbelwinkel
χ_{O_2v}	Sauerstoffkonzentration im Verbrannten

Weitere Indizes und Abkürzungen

3D	dreidimensional
AGR	Abgasrückführung
Anst.	Beginn des Ansteuersignals des Injektors
ASP	Arbeitsspiel
AV	Auslassventil
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
BET	Brunauer-Emmett-Teller
CATO	Combustion Analysis Tool
CCD	Charge-coupled device
CFD	Computational Fluid Dynamics
DI	Direct Injection
Diff	Diffusionsverbrennung
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
e	energetisch (alle Wellenlängenbereiche werden betrachtet)
EPA	Environmental Protection Agency
EV	Einlassventil
FSN	Filter Smoke Number
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.
Gew.-%	Gewichtsprozent
HACA	H-abstraction-C ₂ H ₂ -addition

IDI	Indirect Injection
IP	Institute of Petroleum
konst.	konstant
LLI	Laser-Induzierte Inkandeszenz
max	maximal
mess	Messung
min	minimal
MTU	Motoren- und Turbinen-Union
n.	nach
Nfz	Nutzfahrzeug
OT	Oberer Totpunkt
PAK	Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe
Pkw	Personenkraftwagen
PLIF	Planare Laser-Induzierte Fluoreszenz
PM	Particulate Matter
S	Schwarzer Strahler
s	Schichtdicke
sog.	sogenannt
st	stöchiometrisch
TEM	Transmissionselektronenmikroskop
USA	United States of America
v.	vor
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e.V.
WHO	World Health Organization
ZV	Zündverzug

Chemische Formelzeichen

C	Kohlenstoff
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
H	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoffe
N	Stickstoff
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickstoffoxide
O	Sauerstoff
O ₂	Molekularer Sauerstoff
OH	Hydroxyl-Radikal
THC	Kohlenwasserstoffe (gesamt)

Einheiten

%	Prozent
°C	Grad Celsius
°KW	Grad Kurbelwinkel
amu	atomic mass unit; $1 \text{ amu} = 1.6606 \cdot 10^{-27} \text{ kg}$ [23]
bar	Einheit für den Druck; $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$
cm ³	Kubikzentimeter
dm ³	Kubikdezimeter
g	Gramm
J	Joule
K	Kelvin
kW	Kilowatt
kWh	Kilowattstunde
mg	Milligramm
min ⁻¹	Umdrehungen pro Minute
mm	Millimeter; $1 \text{ mm} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
MW	Megawatt
nm	Nanometer; $1 \text{ nm} = 1 \cdot 10^{-9} \text{ m}$
ppm	parts per million
sek	Sekunde
µm	Mikrometer; $1 \text{ µm} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}$

1 Einführung und Zielsetzung

Bei technischen Verbrennungsprozessen werden neben Gasen auch feste Komponenten emittiert. Die Hauptbestandteile des Abgases sind Stickstoff, Wasserdampf und Kohlendioxid; Neben diesen werden noch die sog. Schadstoffe emittiert. Der Gesetzgeber beschränkt die Emission von Kohlenmonoxid, Stickoxiden, Kohlenwasserstoffen und Partikel, welche zusammen in der Regel nur einen geringen Anteil (unter 1 %) der gesamten Abgasemission ausmachen. Für einige Abgaskomponenten, wie Kohlenmonoxid, ist der Wirkmechanismus bekannt, welcher für die gesundheitliche Gefährdung verantwortlich ist, während für andere Komponenten ein Zusammenhang bislang ausschließlich über epidemiologische Studien hergestellt werden konnte. Dies ist beispielsweise für die Partikelemission der Fall. Die Wirkungsweise des Gases Kohlenmonoxid im menschlichen Organismus ist seit langem bekannt¹. Gelangt Kohlenmonoxid über die Lunge in den Blutkreislauf, so bindet es sich an das Hämoglobin und schränkt den Sauerstofftransport ein. Die möglichen Folgen zu hoher Konzentration in der Atemluft reichen von Kopfschmerzen und Schwindel bis zum Tod durch Erstickten. Die Wirkung des Atemgifts Kohlenmonoxid ist somit unmittelbar feststellbar. Die Auswirkungen der partikelbelasteten Atemluft auf die menschliche Gesundheit zeigen sich hingegen erst nach jahrelanger Einwirkung. Eine eindeutige Ursache – Wirkungsbeziehung ist dementsprechend schwierig nachweisbar und konnte bislang nicht erbracht werden. Ein Zusammenhang zwischen Atemwegserkrankungen und der Partikelbelastung wurde lange vermutet - der Nachweis gelang jedoch erst durch Langzeitstudien, beispielhaft erwähnt sei die Harvard Six Cities Study [16]. Diese groß angelegte Kohortenstudie untersuchte über einen Zeitraum von 14 Jahren den Zusammenhang von Luftverschmutzung und Sterblichkeit in sechs Städten der USA. Durch die Berücksichtigung individueller Faktoren wie Rauchverhalten, Geschlecht und anderer Gegebenheiten unterschied sich die Untersuchungsmethodik von vorangegangenen Studien. Die Ergebnisse bestätigten eine Verbindung zwischen dem Anstieg der Sterblichkeitsrate der erwachsenen Probanden und der Belastung der Atemluft mit Partikeln eines aerodynamischen Durchmessers kleiner als 2.5 µm. Dieselmotoren können eine wesentliche Quelle für lungengängige Partikel sein. Vergleichbare Studien wurden auch in europäischen Städten durchgeführt [37]. Obwohl statistische Untersuchungen die Wirkungsweise von Partikeln auf die menschliche Gesundheit nicht im Detail erklären können, erwiesen sie sich als wichtiges Werkzeug, um die potentiellen Auswirkungen abzuschätzen. Um das grundlegende Verständnis der Wechselwirkungen von Partikeln mit dem menschlichen Organismus zu erweitern, muss der gesamte Lebenszyklus eines Partikels von der Entstehung über den Transport und die Transformation in der Atmosphäre bis zur Inhalation und der Reaktion der Zellen betrachtet werden. Eine solch umfassende Betrachtung erfordert die Zusammenarbeit der Bereiche Atmosphärenchemie, Toxikologie, Epidemiologie und Verbrennungsforschung [41].

¹ Claude Bernard (*1813-†1878), französischer Wissenschaftler, erklärte die Wirkung von Kohlenmonoxid auf die Atmung.

Neben der Gefährdung der menschlichen Gesundheit beeinflussen Partikel über die Strahlungswärmebilanz der Erde auch das Klima. Partikel können über mehrere Wirkketten einen Beitrag zur Erderwärmung leisten, beispielsweise über einen Niederschlag auf Schnee- oder Eisfeldern. Die Partikel absorbieren Wärmestrahlung, folglich sinkt der reflektierte Strahlungsanteil. Das Resultat ist ein beschleunigter Schmelzvorgang. Andererseits beeinflussen sie als Aerosole die Wolkenbildung. Wolken schirmen die Erdoberfläche vor der Sonnenstrahlung ab und weisen somit einen kühlenden Effekt auf [26]. Wie groß die einzelnen Beiträge sind und welcher der beiden genannten Effekte überwiegt, bleibt Gegenstand weiterer Forschung. Sowohl die gesundheitlichen wie auch die klimatischen Auswirkungen verdeutlichen, warum die Rußemission im Fokus der aktuellen Forschung im Bereich der Verbrennungsmotoren steht.

Dieselmotoren sind aufgrund ihrer Effizienz, Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit aus vielen Anwendungsbereichen nicht mehr wegzudenken. Besondere Bedeutung kommt dem Dieselmotor beim Antrieb von Lokomotiven zu. Die dieselektrische Traktion hat sich dabei in vielen Regionen der Welt gegenüber anderen technischen Lösungen durchgesetzt. In Nordamerika, Europa, Indien und China dominieren bei schnelllaufenden Dieselmotoren Leistungen von 0.5 bis 1.5 MW den Markt. Größere mittelschnelllaufende Dieselmotoren mit einer Leistung bis zu 5 MW finden hauptsächlich in den USA und Asien für den Antrieb von Lokomotiven im Linienbetrieb Verwendung [92]. Wie auch im Pkw- und Nfz-Bereich, ist die Entwicklung im Großmotorensektor von der stetig restriktiveren Emissionsgesetzgebung getrieben. Die gleichzeitige Erfüllung der Stickoxid- und Partikelemissionsgrenzwerte stellt dabei eine zentrale Herausforderung dar. Für mittelschnelllaufende Dieselmotoren ist derzeit aufgrund des begrenzten Bauraums und der geforderten langen Wartungsintervalle kein serienreifes System zur Abgasnachbehandlung verfügbar. Aus diesem Grund wird die innermotorische Einhaltung der zukünftig vorgeschriebenen Grenzwerte forciert. Um dieses anspruchsvolle Entwicklungsziel zu erreichen, werden umfangreiche Anstrengungen in Form von Versuchen und mathematischer Modellierung unternommen. Versuche an Motorenprüfständen bleiben bislang unabdingbar, sie sind jedoch aufwendig und teuer. Daher ist man bestrebt, bereits im Vorfeld die Anzahl der zu untersuchenden Varianten durch den Einsatz von Simulationswerkzeugen auf ein Minimum zu beschränken. Während für die Berechnung der Stickoxidemissionen zuverlässige Modelle verfügbar sind [94], ist die Partikelemission derzeit einer Berechnung nicht zugänglich. Die aus der Literatur bekannten Ansätze zielen darauf ab, die Rußemission zu erfassen, welche den Großteil der nicht-flüchtigen Komponenten der Partikel ausmacht. Die Berechnung der Rußemission ist für den Entwicklungsingenieur mit einigen Schwierigkeiten verbunden, da die Mechanismen der Rußentstehung nur teilweise bekannt sind. Ein tieferes Verständnis der Vorgänge und Zusammenhänge bei der Bildung und der Oxidation von Ruß ist daher erstrebenswert. Die vorliegende Arbeit richtet das Augenmerk auf die Kategorie der mittelschnelllaufenden Dieselmotoren und untersucht die Möglichkeiten und Grenzen einer nulldimensionalen phänomenologischen Modellierung der Rußemission für niedrigste zukünftige Emissionsgrenzwerte.

1.1 Medizinischer Gesichtspunkt

In der medizinischen Forschung wurden zahlreiche Untersuchungen über die gesundheitlichen Auswirkungen von ultrafeinen Partikeln, wie sie von Dieselmotoren emittiert werden, publiziert. Einen umfassenden Überblick über den aktuellen Wissensstand vermittelt die Arbeitsgruppe „Wirkungen von Feinstaub auf die menschliche Gesundheit“ der Kommission Reinhaltung der Luft im VDI und DIN in [35] und Kennedy in [41]. Eine Gefährdung der menschlichen Gesundheit kann von der Lungengängigkeit, als auch von den an die Partikel gebundenen Begleitstoffen ausgehen. Die Aufnahme der Partikel in den menschlichen Körper erfolgt durch Inhalation. Abbildung 1 zeigt, in welchen Bereichen des Atemtrakts die Partikel abgeschieden werden. Die in der Nasenschleimhaut und den Bronchien abgeschiedenen Partikel verbleiben nur für kurze Zeit im Körper. Die Eindringtiefe wird von der Größe der Partikel und der Löslichkeit beeinflusst. Teilchen mit einem Durchmesser kleiner als einem Mikrometer dringen bis zu den Alveolen vor. In den Alveolen können sie nicht ausgeschieden werden, sondern werden von Fresszellen (Makrophagen) zersetzt. Ist der Reinigungsmechanismus durch die Makrophagen eingeschränkt, verbleiben die Partikel in der Lunge. Ein Gesundheitsrisiko durch Partikel besteht solange sie sich in der Lunge befinden. Chronische Entzündungen in den Alveolen können die Folge sein. Aus den chronischen Entzündungen können sich Tumore entwickeln. Die Verweildauer von Partikeln in den Alveolen ist maßgeblich von deren Löslichkeit abhängig.

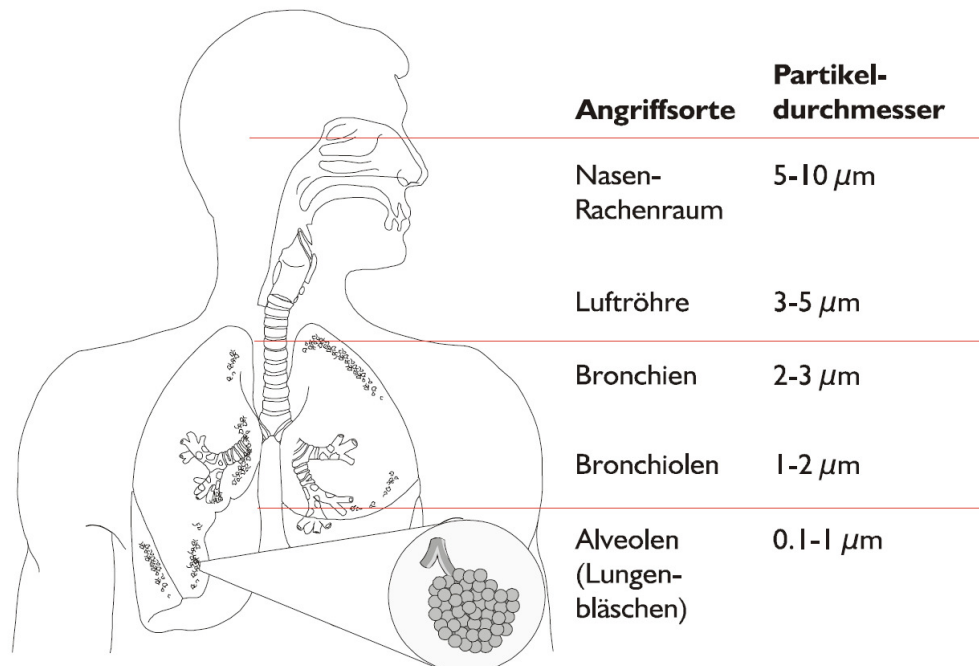


Abbildung 1: Lungengängigkeit der Partikel in Abhängigkeit vom Durchmesser [71].

In zahlreichen Untersuchungen wurden die Auswirkungen von Partikeln auf das Atemsystem von Menschen [57] und Tieren [10] studiert. Mit zunehmender Partikelbelastung der Atemluft kommt es vermehrt zu chronischen Atemwegserkrankungen wie Atemnot, Husten, Allergien und Atemwegsinfektionen. Außerdem wurde eine Beeinträchtigung der Lungenfunktion festgestellt [71]. Das Erkrankungsrisiko steigt für einzelne Berufsgruppen

wie beispielsweise Lastkraftwagenfahrer, Bahn- und Minenarbeiter, da sie den Partikeln direkt und in einer höheren Konzentration als der Durchschnitt der Bevölkerung ausgesetzt sind [57], [63], [80]. Studien [35] legen den Schluss nahe, dass Partikel nicht nur das Atemsystem von Menschen und Tieren beeinflussen, sondern auch Auswirkungen auf das Herz-Kreislaufsystem aufweisen. Eine mögliche Erklärung könnte die Aufnahme von Partikeln in die Blutbahn und die daraus resultierenden Abwehrreaktionen des Körpers sein.

Partikel bestehen aus einer Vielzahl an Substanzen, den Hauptbestandteil und Kern bildet Ruß. Die WHO bezeichnet Ruß als einen Träger für andere organische Verbindungen, welche gesundheitsschädigend sein können [33]. In Analysen wurden an der Partikeloberfläche karzinogene und erbgutschädigende chemische Verbindungen wie polycyclische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) und Nitroaromaten, nachgewiesen [84], [85]. Diese bilden sich bei der unvollständigen Verbrennung von organischen Substanzen. Die erwiesenermaßen karzinogenen PAK-Verbindungen sind meist schwerflüchtig und lagern sich deshalb bevorzugt an die Rußteilchen an [71]. Eine Vielzahl von an den Ruß angelagerten aromatischen Verbindungen wurde identifiziert, darunter befindet sich auch Benzo(a)pyren [85]. Benzo(a)pyren wird häufig als Leitsubstanz für die Belastung mit PAK verwendet, da seine karzinogene Wirkung bestätigt wurde [84]. Laut WHO wird eine karzinogene Wirkung von Ruß ebenfalls vermutet, diese konnte aber bislang nicht eindeutig nachgewiesen werden [33]. Die krebserregende Wirkung der Dieselpartikel kann nach heutigen wissenschaftlichen Studien nicht ausschließlich auf die angelagerten karzinogenen Substanzen zurückgeführt werden. Vielmehr wird angenommen, dass die Kohlenstoffkerne der Partikel durch mechanische Reizung der Lunge zum Krebsrisiko beitragen.

Welchen Anteil die beiden Wirkmechanismen und die einzelnen Substanzen zur insgesamt karzinogenen Wirkung der Partikel haben, ist schwierig zu quantifizieren, da eine gegenseitige Beeinflussung nicht ausgeschlossen ist. Außerdem variiert die Zusammensetzung der Partikel mit den Betriebsbedingungen des Motors. Aus diesen Gründen limitiert der Gesetzgeber die gesamte von Dieselmotoren emittierte Partikelmasse.

1.2 Emissionsgesetzgebung

Zur Wahrung der menschlichen Gesundheit schreibt der Gesetzgeber Grenzwerte für die zulässigen gas- und partikelförmigen Emissionen von Verbrennungskraftmaschinen vor. In diesem Abschnitt wird auf die derzeit gültige Gesetzgebung für Lokomotivantriebe in den USA eingegangen. Die Environmental Protection Agency (EPA) legt die Grenzwerte der Abgasemission von Verbrennungsmotoren fest. Für Lokomotivmotoren umfasst die Gesetzgebung, in Abhängigkeit vom Baujahr derzeit fünf Emissionsstufen (TIER 0 bis 4) [81]. Der Gesetzgeber unterscheidet dabei zwischen dem Linienbetrieb und dem Rangierbetrieb. Die Entwicklung der Grenzwerte für Lokomotivmotoren im Linien- und im Rangierbetrieb im Zeitraum von 2005 bis 2015 zeigt Tabelle 1. Mit dem Jahr 2015 treten die weltweit strengsten Grenzwerte im Eisenbahnsektor mit der Emissionsstufe TIER 4 in Kraft. Limitiert sind die Emissionen von Stickoxiden (NO_x), Partikeln (PM), Kohlenmonoxid (CO) und Kohlenwasserstoffen (HC).

Stufe	Jahr	NO _x g/kWh	PM g/kWh	CO g/kWh	HC ² g/kWh
Linienbetrieb					
TIER 2	2005	7.4	0.27	2.0	0.4
TIER 3	2012	7.4	0.13	2.0	0.4
TIER 4	2015	1.74	0.04	2.0	0.19
Rangierbetrieb					
TIER 2	2005	11.0	0.32	3.2	0.8
TIER 3	2012	6.8	0.13	3.2	0.8
TIER 4	2015	1.74	0.04	3.2	0.19

Tabelle 1: Grenzwerte der Emissionsstufen US EPA TIER 2 bis 4 für Lokomotivmotoren im Linienbetrieb und Rangierbetrieb [53].

Die angegebenen Emissionsgrenzwerte müssen über die Nutzungszeit („useful life“) erfüllt werden, welche in Megawatt-Stunden oder in Jahren angegeben wird. Um die Nutzungszeit zu ermitteln, werden Lokomotiven seit dem Baujahr 2000 mit MW-Stunden-Zählern ausgestattet. Der minimale Nutzungszeitraum beträgt 10 Jahre [53].

Die Ermittlung der Abgasemissionen erfolgt durch den gesetzlichen stationären Prüfzyklus³ [82]. Der Gesetzgeber schreibt eine Unterteilung des Motorenkennfeldes in ein

² Limitiert ist die Gesamtheit an Kohlenwasserstoffen.

³ Prüfspezifikationen nach [83]

oder zwei Leerlaufbetriebspunkte (Idle), einen Betriebspunkt für den Schubetrieb (Dynamic brake) und 8 Betriebspunkte für den Fahrbetrieb vor. Die Betriebspunkte für den Fahrbetrieb werden mit Notch⁴ 1 bis 8 bezeichnet. Die betrachtete limitierte Abgas-komponente wird für jeden Betriebspunkt mit dem jeweiligen Gewichtungsfaktor bewertet. Bei der Zuordnung des Gewichtungsfaktors finden die unterschiedlichen Lastprofile von Linien- und Rangierbetrieb Berücksichtigung. In Tabelle 2 sind die Gewichtungsfaktoren, in Abhängigkeit vom Lastprofil und davon ob mehrfache Leerlaufeinstellungen möglich sind, angeführt. Erwartungsgemäß ist im Linienbetrieb ein größerer Zeitanteil bei hohen Lasten vorhanden, weshalb der Volllastpunkt Notch 8 stärker gewichtet wird. Im Gegenzug kennzeichnet den Rangierbetrieb ein hoher Zeitanteil im Leerlauf und im Bereich der unteren Teillast.

Betriebspunkt	Leistung ⁵ %	Leerlauf mehrfach		Leerlauf einfach	
		Linien- betrieb	Rangier- betrieb	Linien- betrieb	Rangier- betrieb
Low Idle	0.0	0.190	0.299	(⁶)	(⁶)
Normal Idle	0.0	0.190	0.299	0.380	0.598
Dynamic Brake	0.0	0.125	0.000	0.125	0.000
Notch 1	4.5	0.065	0.124	0.065	0.124
Notch 2	11.5	0.065	0.123	0.065	0.123
Notch 3	23.5	0.052	0.058	0.052	0.058
Notch 4	35.0	0.044	0.036	0.044	0.036
Notch 5	48.5	0.038	0.036	0.038	0.036
Notch 6	64.0	0.039	0.015	0.039	0.015
Notch 7	85.0	0.030	0.002	0.030	0.002
Notch 8	100.0	0.162	0.008	0.162	0.008

Tabelle 2: Gewichtungsfaktoren für die Betriebspunkte der Lokomotivapplikation [82].

⁴ Engl. für Kerbe; Bezeichnet eine diskrete Stellung des Fahrhebels der Lokomotive.

⁵ Ausgedrückt in Prozent der Nennleistung [82].

⁶ entfällt

Aus allen Betriebspunkten wird der Zykluswert der jeweiligen Abgaskomponente nach Gleichung (1.1) berechnet.

$$\text{Zykluswert} = \frac{\sum_{i=\text{Idle}}^{N_g} M_i \cdot W_i}{\sum_{i=\text{Idle}}^{N_g} P_i \cdot W_i} \quad \text{in g/kWh} \quad (1.1)$$

M_i	g/h	Schadstoffkomponente
W_i	-	betriebspunktabhängiger Gewichtungsfaktor
P_i	kW	Leistung

1.3 Zielsetzung

In der Entwicklung von dieselmotorischen Brennverfahren spielt die nulldimensionale Motorprozessrechnung eine wichtige Rolle. Der Verbrennungsprozess wird in einfacher Weise abgebildet, indem örtliche Abhängigkeiten unberücksichtigt bleiben. Die „globale“ Beschreibung der ablaufenden Vorgänge ermöglicht es, umfangreiche Berechnungen mit vertretbarem zeitlichem Aufwand durchzuführen. Die zusätzliche Implementierung von Emissionsberechnungsmodellen erlaubt es, Empfehlungen zur schadstoffarmen Verbrennungsführung abzuleiten. In den Arbeiten von Boulouchos [74] und Kožuch [44] wurden phänomenologische Modellansätze für die Berechnung der Rußemission entwickelt und in eine nulldimensionale Berechnungsumgebung eingebunden. Die Berechnungsergebnisse wurden an einer breiten Messdatenbasis validiert. Es konnten für die in beiden Arbeiten betrachteten Nfz-Dieselmotoren unter den entsprechenden Betriebsbedingungen zufriedenstellende Resultate erzielt werden.

In der vorliegenden Arbeit soll in einem ersten Schritt untersucht werden, ob die von Boulouchos und Kožuch vorgeschlagenen Berechnungsansätze auch auf die veränderten Bedingungen bei mittelschnelllaufenden Dieselmotoren für Lokomotivanwendungen ohne weitere Adaptierungen übertragbar sind. Die Validierung erfolgt an einer eigens am Einzylinder-Forschungsmotor gemessenen umfangreichen Datenbasis. Um Aussagen über den zeitlichen Verlauf der Rußkonzentration im Brennraum zu erhalten, wird das optische Messsystem AVL Visioscope eingesetzt. Die Ergebnisse aus den optischen Untersuchungen fließen zusätzlich zu den mittels Rauchwertmessgerät erhaltenen Rußemissionswerten in die Modellbewertung ein.

Mit den gewonnenen Erkenntnissen sollen Vorschläge für eine Verbesserung der Prognosefähigkeit erarbeitet werden. Die anschließende Validierung des erweiterten Modellansatzes soll den Einfluss einzelner Parameter wie Einspritzdruck, Drehzahl, Last und Ladelufttemperatur auf die gemessene und berechnete Rußemission detailliert aufzeigen und die Verbesserungen quantifizieren.

Folgende ingenieurwissenschaftliche Aufgaben sollen beantwortet werden:

- Können die niedrigen Rußwerte zukünftiger mittelschnelllaufender Dieselmotoren durch eine nulldimensionale Modellierung zuverlässig erfasst werden?
- Ein direkter Zusammenhang zwischen dem optisch gemessenen Rußverlauf und der Rußkonzentration im Abgas konnte bislang nicht hergestellt werden. Es stellt sich die Frage, wie eine Verbindung zwischen den Ergebnissen der optischen Untersuchungen und der Modellentwicklung hergestellt werden kann?
- Ist der erweiterte Modellansatz geeignet, die Rußemission auf dem Niveau des US EPA TIER 4 Grenzwerts für die Lokomotivapplikation abzubilden?
- Aufzeigen möglicher Ansätze zur zukünftigen Reduktion der Partikelemission.

2 Grundlagen und Modellansätze

In diesem Abschnitt werden sowohl die Grundlagen der Rußbildung und -oxidation als auch die beeinflussenden Parameter näher betrachtet. Im Anschluss daran werden Modellansätze zur Berechnung der Rußemission vorgestellt.

2.1 Rußbildung und Rußoxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung

Ruß ist ein schwarzer Feststoff, welcher sich bei der unvollständigen Verbrennung kohlenwasserstoffhaltiger Brennstoffe aus der Gasphase abscheidet. Zusammen mit un- und teilverbrannten Kohlenwasserstoffen, Asche, Sulfaten und Metalloxiden⁷ spricht man von der Partikelemission. Bezogen auf die Masse stellt Ruß, oder besser elementarer Kohlenstoff, den Hauptbestandteil der Partikel dar [52]. Die Zusammensetzung der Partikel variiert in Abhängigkeit vom verwendeten Kraftstoff⁸ und den Betriebsbedingungen.

Bei der dieselmotorischen Verbrennung laufen die Vorgänge Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung teilweise zeitgleich ab. Der Verbrennungsablauf im Dieselmotor lässt sich nach [50] in drei Phasen einteilen: die vorgemischte Verbrennung, die Hauptverbrennung und die Nachbrennphase.

Während der Zündverzugszeit mischt sich ein Teil des Kraftstoffs mit der umgebenden Luft und bildet ein annähernd homogenes, zündfähiges Gemisch. Der aufbereitete Kraftstoff wird nach der Zündverzugszeit rasch in der vorgemischten Verbrennung umgesetzt. Dies führt zu hohen Druck- und Temperaturgradienten. Die Reaktionskinetik bestimmt dabei die Umsetzungsgeschwindigkeit. In brennstoffreichen Zonen der vorgemischten Verbrennung kann Ruß gebildet werden.

An die vorgemischte Verbrennung schließt die diffusionskontrollierte Hauptverbrennung an. In dieser Phase wird die Verbrennung durch die turbulente Mischung von Luft und Kraftstoff kontrolliert. Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung laufen bis zum Ende der Einspritzung gleichzeitig ab. Die in dieser Phase stattfindenden Vorgänge können mit dem Modell von Dec [14] erklärt werden. In Abbildung 2 ist die quasistationäre Phase während der Hauptverbrennung skizziert. Der Kraftstoffstrahl dringt in den Brennraum ein und vermischt sich in den Randzonen mit der umgebenden heißen Luft. Die Diffusionsverbrennung beginnt dort, wo das Luftverhältnis über dem Umfang des Einspritzstrahls annähernd stöchiometrisch ist. Der Abstand zwischen der Einspritzdüsenöffnung und dem Beginn der Diffusionsflamme wird als Abhebehöhe (lift-off length) bezeichnet. Das fette vorgemischte Luft-Kraftstoffgemisch vor der Einspritzstrahlspitze wird durch die

⁷ Metalloxide stammen aus Additiven, die dem Schmieröl und Kraftstoff beigemischt werden. In den Partikeln sind die Metalloxide nur in Spuren nachweisbar.

⁸ Der Schwefelgehalt von Kraftstoff und Schmieröl bestimmt den Sulfatanteil der Partikel.

Verbrennung erwärmt. Dieses Gemisch verbrennt teilweise und führt zu einer Temperaturerhöhung innerhalb des Strahls. Die unvollständig verbrannten Produkte der fetten vorgemischten Verbrennung werden als Vorläuferspezies von Ruß angesehen. Um die Zonen mit hoher Rußkonzentration in der Flammenkeule zu identifizieren, wurden LLI-Messungen durchgeführt [14]. Aus den Messungen wurde eine höhere Rußkonzentration im vorderen Bereich der Flammenkeule als in der Mitte der Keule und den stromaufwärts gelegenen Regionen ermittelt. Die Rußpartikel sammeln sich im vorderen Bereich der Flammenkeule wo sie sich ausreichend lange befinden um weiter zu wachsen [14]. Weitere Messungen [15], welche mittels LII und PLIF durchgeführt wurden, zeigen den Ruß in der Flamme, umschlossen von OH-Molekülen. Es konnte kein Ruß außerhalb der umhüllenden OH-Moleküle festgestellt werden. Daraus resultiert die Annahme, dass sich die Rußteilchen stromabwärts in Richtung der Diffusionsflamme bewegen und dort oxidiert werden. In den Randzonen der Flammenkeule herrschen hingegen magere Bedingungen vor. Aufgrund der hohen Temperaturen und des Sauerstoffüberschusses kommt es in den Randzonen zur Stickoxidbildung.

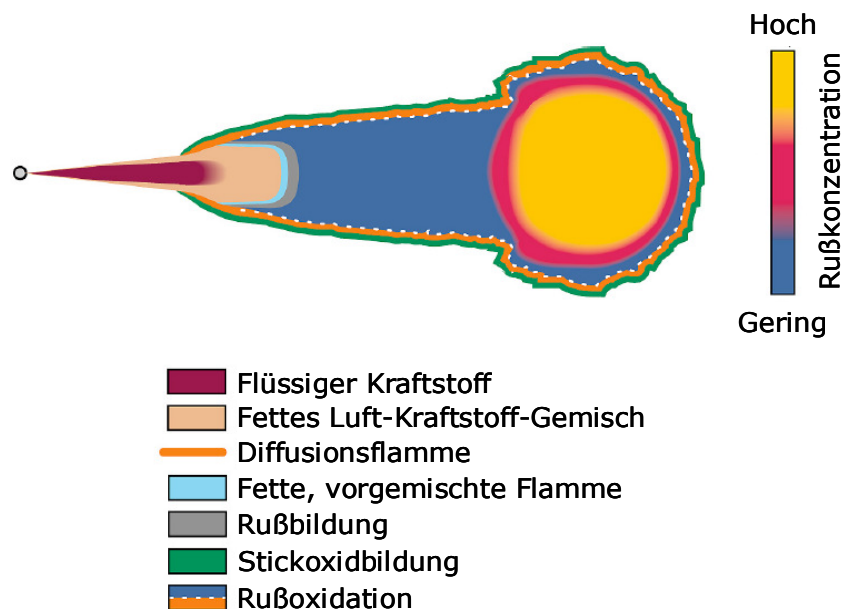


Abbildung 2: Schema der quasistationären Dieselflamme [14].

Die Nachbrennphase beginnt unmittelbar nach dem Ende des Einspritzvorgangs. Die Düsennadel verschließt die Bohrungen der Einspritzdüse, somit kann kein Kraftstoff mehr nachströmen. Der durch die Einspritzstrahlen eingebrachte Impuls dissipiert in der umgebenden Ladungsmasse. Die Flammenkeule der Hauptverbrennung zerfällt in einzelne Flammen. Gegen Ende der Verbrennung sinkt die Temperatur und die Reaktionsraten nehmen ab. Dies führt dazu, dass reaktivere Spezies noch oxidiert werden, während stabilere Spezies unverbrannt zurückbleiben. Ein Großteil des gebildeten Rußes kann in der Expansionsphase oxidiert werden, wenn die Temperaturen im Brennraum ausreichend hoch sind. Der Prozess der nachträglichen Oxidation wird vorzeitig unterbrochen, falls nicht genügend Zeit zur Verfügung steht, oder die Temperatur nicht ausreichend hoch ist, wie dies beispielsweise bei Verdünnung der Fall ist.

2.1.1 Grundlagen der Rußentstehung

Die Entstehung von Ruß ist ein komplexer Vorgang, welcher sich aus einer Vielzahl von Einzelreaktionen und den daraus resultierenden Zwischenprodukten zusammensetzt. Dabei findet ein Übergang von gasförmigen Ausgangsstoffen in der Größenordnung von zehn Kohlenstoffatomen hin zu festen, inhomogenen Strukturen mit einigen Millionen Kohlenstoffatomen statt. Die Prozesse laufen in einem engen Zeitfenster ab und werden maßgeblich von den lokal herrschenden Bedingungen beeinflusst. Gegenwärtig wurden noch nicht sämtliche bei der Rußentstehung ablaufenden chemischen und physikalischen Vorgänge vollständig verstanden und bleiben somit Gegenstand intensiver Forschung. Die allgemein anerkannte Modellvorstellung beschreibt die Rußentstehung mittels zweier konkurrierender Vorgänge: der Rußbildung und der Rußoxidation. Um die bislang bekannten Zusammenhänge bei der Rußentstehung zu veranschaulichen und einer Berechnung zugänglich zu machen, wurden einzelne Teilmodelle erarbeitet. Sie beschreiben die wesentlichen Schritte in vereinfachter Form. Werden die einzelnen Teilmodelle in einer Darstellung zusammengefasst, ergibt sich das vielfach in der Literatur [7] angeführte Schema nach Abbildung 3. Die Rußentstehung wird darin in folgende Prozesse unterteilt:

- (1) Bildung des ersten Benzolrings unter Sauerstoffmangel
- (2) Planares Wachstum der polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe bei gleichzeitigem Anstieg des Anteils der Kohlenstoffatome durch Abspaltung von Wasserstoffatomen
- (3) Bildung von Rußkeimen durch Anlagerung weiterer polyzyklischer aromatischer Kohlenwasserstoffe an die planaren Strukturen und somit Übertritt vom zwei- ins dreidimensionale Wachstum
- (4) Wachstum der Rußkeime zu Rußpartikeln durch Oberflächenwachstum und Koagulation⁹
- (5) Agglomeration¹⁰ der Rußpartikel
- (6) Oxidation der Rußpartikel hauptsächlich durch molekularen Sauerstoff und OH-Radikale

⁹ Koagulation (lat. coagulare „gerinnen lassen“) bedeutet die Aufhebung von fein verteilten Zuständen. Darunter versteht man das Größenwachstum der Teilchen durch Kollision. Die Masse der Teilchen steigt dabei an, ihre Anzahl sinkt.

¹⁰ Agglomeration (lat. agglomerare „fest anschließen“) bezeichnet den Zusammenschluss von Rußteilchen zu größeren, verzweigten Strukturen.

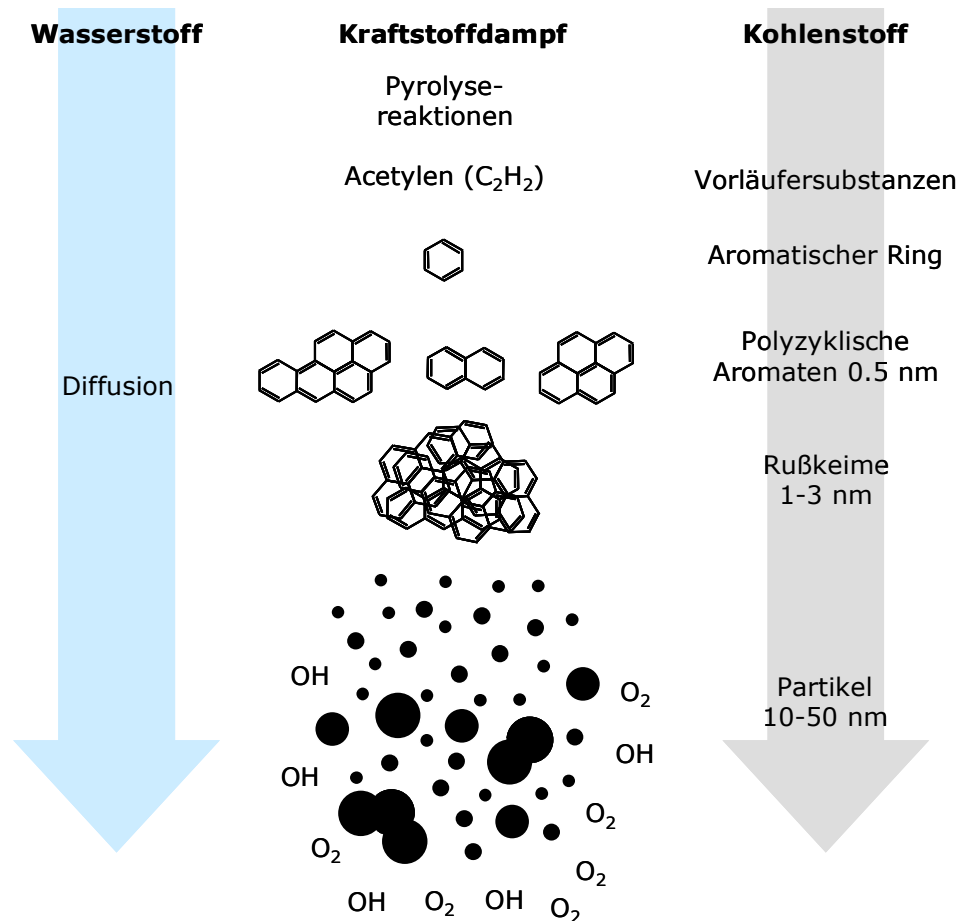


Abbildung 3: Mechanismen der Rußentstehung [7], [73], [67].

Am Beginn der Rußbildung stehen die Vorläuferspezies. Diese Bausteine sind das Produkt von Pyrolysereaktionen¹¹ des Kraftstoffs bei hohen Temperaturen. Ein Teil der Vorläuferspezies wird unmittelbar nach der Entstehung oxidiert. Der verbleibende Teil steht für die Bildung von Ruß zur Verfügung. Die chemischen Reaktionswege, welche zur Aufspaltung der Kraftstoffmoleküle und in weiterer Folge zur Bildung des ersten aromatischen Rings führen, wurden bislang nur teilweise verstanden [48]. Nachfolgend wird auf die in der Literatur weitgehend akzeptierten Reaktionswege, die zur Bildung des ersten Benzolrings führen, eingegangen.

Die Bildung des ersten Benzolrings stellt einen zentralen, den weiteren Reaktionsverlauf bestimmenden, Schritt dar. Reaktive Vorläufersubstanzen wie Acetylen (C_2H_2) sind die Grundlage für diesen Prozess. Um die Bildung des ersten aromatischen Rings zu erklären, findet verbreitet die Acetylenhypothese Anwendung. Der Reaktionspfad ist in Abbildung 4 aufgezeigt. Bei der Pyrolyse der Kraftstoffmoleküle entsteht Acetylen, welches mit einem Vinylradikal (C_2H_3) reagiert. Bei hohen lokalen Temperaturen wird Vinylacetylen gebildet, welches über die Zwischenstufe des $n-C_4H_3$ -Radikals zu einem Phenyl reagiert. Bei

¹¹ Unter Pyrolyse versteht man die Aufspaltung organischer Verbindungen in kleinere Moleküle bei hohen Temperaturen. Die Aufspaltung der Moleküle geschieht ausschließlich thermisch.

niedrigen Temperaturen reagieren Acetylen und das Vinylradikal zu $n\text{-C}_4\text{H}_5$. In einem weiteren Schritt reagiert $n\text{-C}_4\text{H}_5$ mit Acetylen und es bildet sich Benzol.

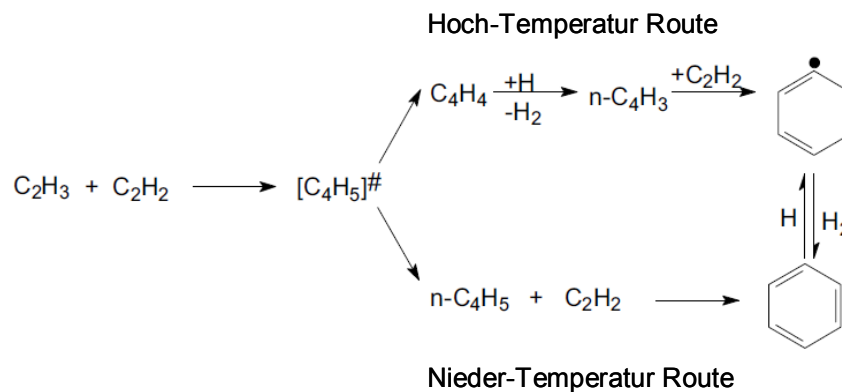


Abbildung 4: Temperaturabhängige Reaktionswege zur Bildung des ersten aromatischen Rings [20].

Im weiteren Verlauf kommt es durch Addition von Acetylenmolekülen und gleichzeitiger Dehydrierung zum Anwachsen der aromatischen Kohlenwasserstoffe zu größeren Gebilden. Dieser Vorgang ist in Abbildung 5 dargestellt und wird nach [20] als HACA-Mechanismus (H-Abstraktion und C_2H_2 -Addition) bezeichnet.

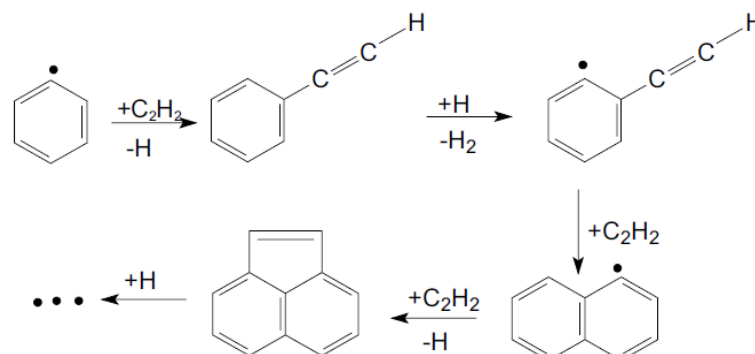


Abbildung 5: Wachstum der PAK durch den HACA-Mechanismus [20].

Wie Abbildung 6 zeigt, können sich Benzolringe aus dem Kraftstoff bei hohen Temperaturen auch direkt zusammenschließen. Dieser Reaktionspfad ist nur in der anfänglichen Reaktionsphase von Bedeutung. Weiters hängt sein Beitrag vom verwendeten Kraftstoff ab [65]. Die stetige Abnahme der Bedeutung des Wachstums der polycyclischen aromatischen Kohlenwasserstoffe durch Kombination mit fortschreitendem Reaktionsablauf kann durch die vermehrte Umwandlung von Benzolmolekülen zu Acetylen erklärt werden. Erreicht die Konzentration von Acetylen jene von Benzol, dominiert der in Abbildung 5 dargestellte HACA-Mechanismus [20].

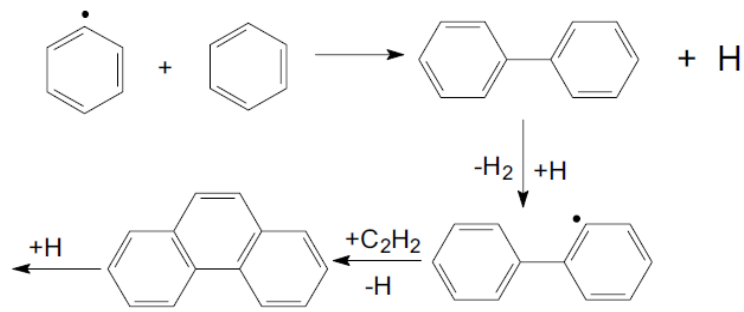


Abbildung 6: Wachstum der PAK durch Kombination [20].

Durch Kondensation kommt es zur Bildung von Rußkernen (Nukleation¹²) mit einer molekularen Masse von rund 2000 amu¹³ und einem Durchmesser von 1.5 nm [65]. In diesem Stadium werden die molekularen Größenverhältnisse verlassen - man spricht von nun an von Partikeln. Aufgrund experimenteller Einschränkungen werden die chemischen Wachstumsprozesse vom Molekül zum Partikel bislang nur unzureichend verstanden [65]. Aus den Rußkernen bilden sich durch Anlagerung weiterer Substanzen und Oberflächenwachstum Rußprimärteilchen mit einer Größe von 10-50 nm [76], [73]. Aus der Gasphase lagern sich hauptsächlich Acetylen und Polyacetylen an die Oberfläche an. Die Teilchenanzahl bleibt während des Oberflächenwachstums unverändert, es nehmen der Partikeldurchmesser und die Partikelmasse zu. Der Prozess der Koagulation läuft parallel dazu ab. Die Rußteilchen wachsen in weiterer Folge durch Agglomeration zu langen, kettenförmigen Strukturen mit einer typischen Größe von 0.1-1 μm [76]. Die Teilchenanzahl verringert sich durch den Zusammenschluss, die Rußmasse bleibt jedoch unverändert.

Die Abbildung 7 zeigt zwei Elektronenmikroskopaufnahmen von Dieselruß. In der linken Aufnahme ist die verzweigte, teils längliche Struktur des Agglomerats gut zu erkennen, sowie die annähernd kugelförmigen Rußteilchen. Das rechte Bild zeigt die nochmals deutlich vergrößerte Aufnahme eines einzelnen Rußteilchens. Das Teilchen ist aus parallel angeordneten kristallinen Schichten aufgebaut. Diese Struktur wird als turbostratisch¹⁴ bezeichnet. Untersuchungen ergaben, dass jedes Teilchen in der Größenordnung aus bis zu 10^4 kristallinen Elementen besteht, welche sich wiederum aus 5 bis 10 Schichten von Kohlenstoffatomen zusammensetzen [22].

¹² Nukleation (lat. nucleus „Kern“) bezeichnet einen Prozess, der eine Phasenänderung einleitet.

¹³ Maßeinheit für Masse; 1 amu entspricht definitionsgemäß $1/12$ der Masse eines Kohlenstoffatoms ^{12}C .

¹⁴ Die kristalline Struktur wird als turbostratisch bezeichnet, da die einzelnen Schichten zwar parallel gestapelt, aber ansonsten regellos gegeneinander verdreht und verschoben sind [30].

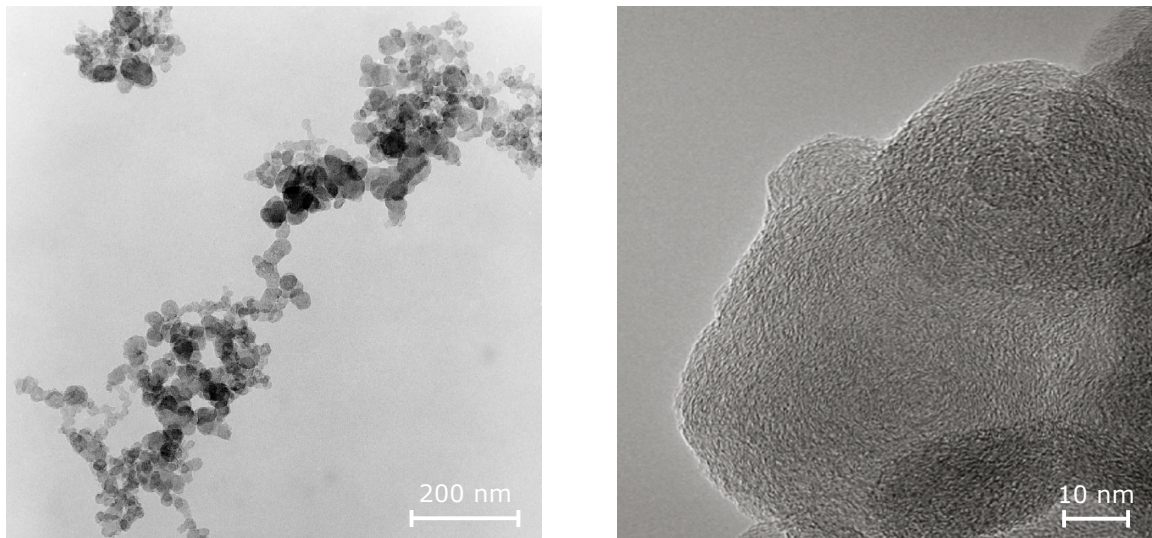


Abbildung 7: Elektronenmikroskopaufnahmen von Dieselruß bei unterschiedlicher Vergrößerung [76], [32].

2.1.2 Grundlagen der Rußoxidation

Parallel zur Rußbildung läuft die Rußoxidation ab. Unter dem Begriff Oxidation werden mehrere chemische Vorgänge zusammengefasst: die Oxidation von Vorläuferspezies welche zur Rußbildung führen, sowie die Oxidation von Rußpartikeln und auch die Oxidation von Kohlenwasserstoffverbindungen, welche an den Rußpartikeln angelagert sind. Eine Quantifizierung der Beiträge der einzelnen Oxidationsvorgänge konnte bislang nicht getroffen werden. An dieser Stelle wird auf die Oxidation der Rußpartikel eingegangen. Messungen der an den Reaktionen beteiligten Spezies gestalten sich unter den im Dieselmotor vorherrschenden Bedingungen als aufwendig. Die in der Literatur [21], [19], [51], [76], [64], [31], [3] vorgestellten Untersuchungen wurden unter vereinfachten experimentellen Rahmenbedingungen durchgeführt. Dieser Umstand muss bei der Übertragung der Versuchsergebnisse auf die Verbrennung im Dieselmotor berücksichtigt werden.

Als wesentliche Oxidatoren kommen molekularer Sauerstoff, atomarer Sauerstoff und Hydroxyl-Radikale in Frage. Es wird von folgenden globalen heterogenen Reaktionen an der Oberfläche des Rußes ausgegangen [21]:



Zahlreiche Untersuchungen zielten darauf ab, die jeweiligen Einflüsse zu quantifizieren. Bei lokalem Luftüberschuss wird O_2 als Hauptreaktionspartner angesehen. Diese Bedingungen herrschen gegen Ende der Diffusionsverbrennung vor. Es wird angenommen, dass bei lokalem Luftmangel die Oxidation durch OH-Radikale dominiert [65]. OH-Radikale bilden sich bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen. Intensive experimentelle Untersuchungen wurden an verschiedensten Verbrennungssystemen durchgeführt, um den Einfluss und die Wirkungsweise von OH-Radikalen bei der Oxidation zu

quantifizieren [21], [19], [51], [8]. Die ersten Untersuchungen wurden an vorgemischten Ethylen-Luft Flammen von Fenimore [19] und Millikan [51] durchgeführt. Fenimore stellte eine Abhängigkeit der Rußoxidation in einem Temperaturbereich von 1530 K bis 1890 K von der Konzentration an OH-Radikalen fest [19]. Die Resultate von an Diffusionsflammen durchgeführten Experimenten ergaben einen maßgeblichen Einfluss der OH-Radikale an der Oxidation [64]. Das OH-Radikal kann sowohl mit Ruß reagieren als auch mit Kohlenmonoxid. Obwohl Ruß weniger reaktiv als Kohlenmonoxid ist, wurde eine überwiegende Rußoxidation durch OH-Radikale festgestellt. Die Wahrscheinlichkeit der Oxidationsreaktion mit OH-Radikalen ist im Vergleich zu O_2 um eine Größenordnung höher [22]. Die Oxidation von Rußpartikeln durch atomaren Sauerstoff und OH-Radikale bei hohen Temperaturen wurde in [21] untersucht. Die Experimente wurden an Stoßwellenrohren in einem Temperaturbereich von 1250 K bis 3200 K durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Wahrscheinlichkeit der Oxidation durch OH-Radikale größer ist als durch atomaren Sauerstoff. In Flammen ist die Konzentration von atomarem Sauerstoff deutlich geringer als die OH-Radikalkonzentration. Es ist daher berechtigt anzunehmen, dass die Oxidationsreaktionen mit atomarem Sauerstoff von untergeordneter Bedeutung sind.

2.1.3 Einflüsse auf die Rußemission

Die angeführte Unterteilung versucht die wichtigsten Einflussgrößen in allgemeiner Form wiederzugeben. Als beeinflussende Parameter wurden Temperatur, Druck, Additive, Kraftstoffstruktur und -zusammensetzung, Mischung und Verweilzeit identifiziert. Eine isolierte Untersuchung des jeweiligen Parameters in der dieselmotorischen Verbrennung ist nicht möglich, deshalb werden auch die an Untersuchungen mit Brennerflammen erzielten Ergebnisse zur Erklärung miteinbezogen.

Temperatur. Die Temperatur übt einen entscheidenden Einfluss auf die Prozesse der Rußbildung und der Rußoxidation aus. Bei der Verbrennung im Dieselmotor beeinflusst die Temperatur die Kraftstoffverdampfung als auch den Zündverzug und damit das Verhältnis zwischen diffusionskontrollierter und vorgemischter Verbrennung. Deshalb ist es nicht möglich, den Einfluss der Temperatur isoliert zu betrachten. Die Bildung von Ruß beginnt bei Temperaturen um 1400 K [78]. Das Rußkonzentrationsmaximum steigt mit der Temperatur, da mehr Ruß gebildet wird. Dieser Effekt wurde an laminaren und turbulenten stationären Brennerflammen sowie bei der dieselmotorischen Verbrennung beobachtet [8]. Mit der Temperatur nimmt die Rußoxidationsrate ebenfalls zu. Mit steigender Temperatur wächst die Rußoxidationsrate schneller an als die Rußbildungsrate. Findet die Verbrennung auf einem höheren Temperaturniveau statt, wird folglich weniger Ruß emittiert. Aus Untersuchungen [61] an einem schnelllaufenden direkt-einspritzenden Dieselmotor wurde nach verstreichen einer Verweilzeit von 2 bis 3 ms der Beginn der Rußoxidation bei Temperaturen oberhalb von 1300 K ermittelt. Steigt die Temperatur auf über 1500 K, werden mehr als 60%, bei Temperaturen von 1700 K zwischen 85 und 90 % des gebildeten Rußes oxidiert.

Druck. Der Einfluss des Zylinderdrucks ist schwierig isoliert zu erfassen, da eine Änderung auch Auswirkungen auf die Eindringtiefe des Stahls und den Strahlaufbruch hat. Bei Untersuchungen an vorgemischten Flammen [9] und Diffusionsflammen [78], [6], [34]

wurde ein Druckeinfluss festgestellt. Eine direkte Übertragbarkeit der Aussagen auf die Verhältnisse im Dieselmotor ist nicht möglich, deshalb wird auf die Ergebnisse aus der Literatur nicht näher eingegangen. Allgemein wird angenommen, dass in vorgemischten Flammen und Diffusionsflammen mit steigendem Druck mehr Ruß gebildet wird [25].

Additive. Wie die Zugabe eines oder mehrerer Additive zum Kraftstoff die Rußemission beeinflusst, kann nicht allgemeingültig beschrieben werden. Ein Additiv kann die Rußemission unter bestimmten Randbedingungen reduzieren, unter veränderten Randbedingungen kann dieselbe Verbindung die Rußemission erhöhen. Die Wirkungsweise eines Additivs ist im Wesentlichen abhängig von seiner Konzentration, dem verwendeten Kraftstoff und der Temperatur. Die Auswirkung von nichtmetallischen Additiven auf die Rußemission von vorgemischten Flammen und Diffusionsflammen ist gering, sofern Verdünnung keine Rolle spielt [25]. Metallische Zusätze wie Mangan, Eisen und Nickel können die Rußemission stark reduzieren [68]. Untersuchungen an Dieselmotoren ergaben eine signifikante Reduzierung der Rußemission bei Zugabe von Barium zum Kraftstoff [25], [79]. Die genaue Wirkungsweise dieser Additive ist unbekannt, es wird aber davon ausgegangen, dass katalytische Vorgänge den Übergang vom Feststoff Ruß in die Gasphase beschleunigen [25].

Kraftstoff. Umfangreiche Forschungsarbeiten [25], [22] untersuchten, wie Kraftstoffstruktur und -zusammensetzung die Rußemission beeinflussen. Die Untersuchungen wurden meist an vorgemischten Flammen oder laminaren Diffusionsflammen durchgeführt. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf den dieselmotorischen Verbrennungsprozess ist deshalb nur eingeschränkt möglich. Trotzdem sollen an dieser Stelle, ausgehend von einfachen Molekülstrukturen, grundsätzliche Tendenzen aufgezeigt werden. In Abbildung 8 ist die Rußneigung verschiedener Kohlenwasserstoffe in Abhängigkeit von der Molekülstruktur aufgetragen. Der Darstellung ist zu entnehmen, dass die Neigung zur Rußbildung mit der Molekülgröße und der Anzahl an Mehrfachbindungen zunimmt. Bei aromatischen Verbindungen kann eine ausgeprägte Neigung zur Rußbildung festgestellt werden.

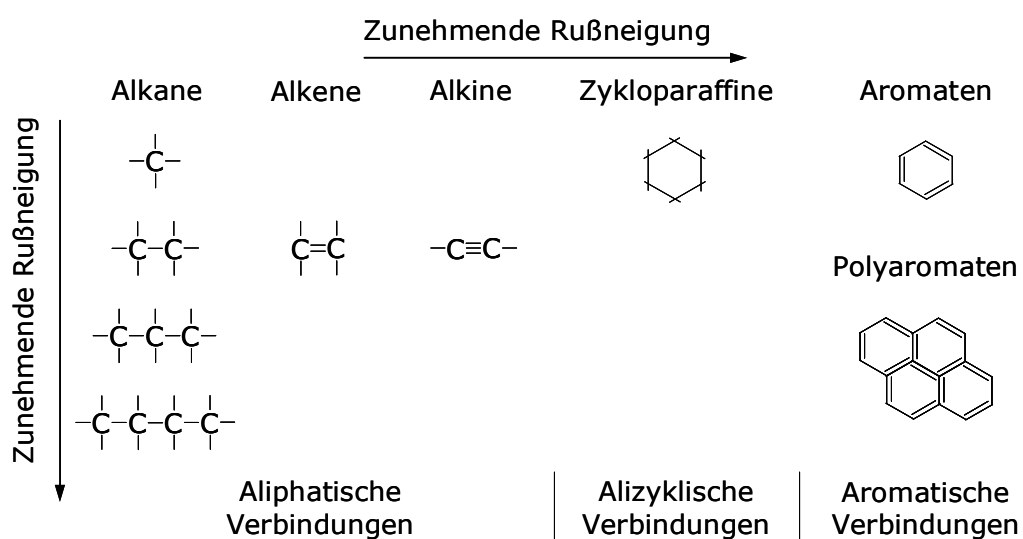


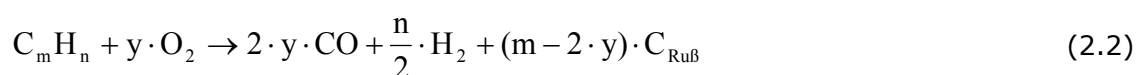
Abbildung 8: Einteilung einfacher Kohlenwasserstoffverbindungen nach ihrer Rußneigung [45].

Wesentliche Faktoren, welche die Übertragbarkeit der Ergebnisse einschränken, sind die Mischung von Luft und Kraftstoff, die Randbedingungen unter denen die Verbrennung abläuft (Temperaturfeld) und die Art des Kraftstoffs. Flüssige Kraftstoffe sind meist ein Gemisch mit veränderlicher Zusammensetzung bestehend aus verschiedenen Kohlenwasserstoffmolekülen und Additiven. Flüssige Kraftstoffe weichen in ihren Eigenschaften zum Teil stark von den in Abbildung 8 untersuchten Kohlenwasserstoffverbindungen ab.

Neuere Untersuchungen [32] bewerten die Wirkung des Aromatengehalts des Kraftstoffs auf die Oxidationstemperatur von Ruß. Für Kraftstoffe mit einem niedrigen Gehalt an aromatischen Verbindungen wurden höhere Oxidationstemperaturen gemessen. Mit dem Transmissionselektronenmikroskop (TEM) durchgeführte Aufnahmen geben Aufschluss über den strukturellen Aufbau der Rußteilchen. Für Ruß, gebildet aus Kraftstoffen mit einem niedrigen Gehalt an aromatischen Verbindungen, zeigen die TEM-Aufnahmen geordnete Strukturen mit wenigen Fehlstellen. Bei einem hohen Gehalt an aromatischen Verbindungen im Kraftstoff weist der strukturelle Aufbau des Rußes deutlich mehr Fehlstellen auf. Es ist daher naheliegend, dass durch die geringere strukturelle Ordnung eine niedrigere Energie für die Oxidation erforderlich ist.

Die in der Literatur [78], [25], [22] vorherrschende Ansicht ist, dass die Zusammensetzung des Kraftstoffs auf die Bildung von Ruß Einfluss nimmt. Dies gilt für alle Arten der Verbrennung. Vielfach wurde mit steigendem Kohlenstoffanteil eine höhere Neigung zur Bildung von Ruß beobachtet. Im Kraftstoff gebundener Sauerstoff wirkt der Rußbildung entgegen, da er unmittelbar dort vorhanden ist, wo die Oxidationsreaktionen ablaufen. Im Vergleich mit Sauerstoff ist der Einfluss von H_2 von untergeordneter Bedeutung [78]. Mit zunehmendem H_2 -Anteil nimmt die Tendenz zur Rußbildung ab. Schwefel ist nicht direkt in den Prozess der Rußbildung eingebunden, erhöht jedoch die Partikelanzahl und -masse indem es sich an die Rußteilchen anlagert.

Mischung von Luft und Kraftstoff. Gleichgewichtsbetrachtungen legen nahe, dass es zur Bildung von Ruß kommen muss, sobald m größer $2y$ wird. Oder anderes ausgedrückt, das C/O-Verhältnis größer als 1 wird.



Das Kraftstoff-Luftverhältnis ergibt sich nach [27] zu:

$$\lambda = \left[2 \cdot \left(\frac{C}{O} \right) \cdot \left(1 + \frac{n}{4 \cdot m} \right) \right]^{-1} \quad (2.3)$$

Experimentelle Untersuchungen zeigen ein Rußleuchten bereits bei C/O-Verhältnissen kleiner als eins. Je nach Kraftstoff und Art der Flamme liegt das kritische C/O-Verhältnis in einem Bereich zwischen 0.5 und 0.95 [25]. Die Erklärung für dieses Ergebnis liegt in den Reaktionen des Hydroxyl-Radikals mit CO zu CO_2 und H_2 zu H_2O . Der in CO_2 und H_2O gebundene Sauerstoff steht nicht mehr für die Rußoxidation zur Verfügung. Gleichzeitig bilden die Kraftstoffmoleküle zusammen mit H, O und OH-Radikalen Kohlenwasserstoffradikale, die Vorläufer von Ruß sind. Das C/O-Verhältnis, ab dem die Bildung von Ruß beobachtet wird, ist stark von der Temperatur abhängig. Der Druck hingegen übt einen geringen Einfluss aus [27]. Theoretisch ist zwar ausreichend Sauerstoff für die voll-

ständige Oxidation vorhanden, dieser ist jedoch nicht für die Reaktion verfügbar. Die Mischung von Luft und Kraftstoff ist daher entscheidend für eine Verbrennung von kohlenstoffhaltigen Kraftstoffen mit minimaler Rußemission.

Im vorangegangenen Abschnitt wurden die Auswirkungen des Kraftstoffs auf die Rußemission betrachtet. Es wird festgehalten, dass eine Übertragbarkeit der vielfach an vorgemischten Flammen erhaltenen Ergebnisse auf die dieselmotorische Verbrennung nur bedingt zulässig ist. Unter Berücksichtigung der Mischungsverhältnisse wird deutlich, warum die Einflüsse des Kraftstoffs auf die Rußemission nur eingeschränkt verglichen werden können. Im gesamten Reaktionsablauf spielt die Verfügbarkeit von Sauerstoff eine zentrale Rolle. Die örtlichen Konzentrationen der einzelnen Reaktionspartner haben entscheidenden Einfluss darauf, welche Reaktion abläuft. Kennzeichnend für die vorgemischte Flamme ist eine homogene Verteilung von Kraftstoff und Luft. Über das globale Mischungsverhältnis kann die Freisetzung von Ruß gesteuert werden. Der Verbrennungsablauf in turbulenten Diffusionsflammen wird neben reaktionskinetischen Vorgängen auch von der lokalen Mischung der einzelnen Reaktionspartner kontrolliert. Das globale Luftverhältnis lässt keinen Rückschluss auf die lokalen Bedingungen zu, denn lokal variieren die Werte des Luftverhältnisses von 0 bis ∞ . Die, durch die Einspritzstrahlen in den Brennraum eingebrachte, turbulente kinetische Energie ist die treibende Größe für die Mischung der Reaktionspartner.

Verweildauer. Neben den zuvor genannten Einflüssen muss der Parameter Zeit in die Betrachtung miteinbezogen werden. Die Verweildauer eines Rußprimärteilchens in Bereichen hoher Temperatur bestimmt seine Wachstums- und Oxidationsrate. Die Auswirkungen der Verweilzeit auf die Rußemission können nicht allgemeingültig formuliert werden [2]. In Laboruntersuchungen [49] wurde beobachtet, dass sich Kohlenstoffanteil und Durchmesser der Rußteilchen mit zunehmender Verweilzeit erhöhen. Die Untersuchungen wurden bei konstanter C_2H_2 -Konzentration von 15000 ppm und einer konstanten Temperatur von 1100 °C durchgeführt. Der Durchmesser der Rußteilchen wurde aus Rasterelektronenmikroskopaufnahmen abgeschätzt. Er befindet sich in der Größenordnung von 0.2 bis 0.4 μm . Mit Verdoppelung der Verweildauer nimmt die Oberfläche der Rußteilchen von 22.6 auf 20.9 m^2/g ab. Dies deutet auf eine Alterung der Teilchen hin. Die Größenbestimmung der Oberfläche erfolgte mit dem BET-Verfahren¹⁵.

¹⁵ Das BET-Verfahren (Brunauer-Emmett-Teller) nutzt die Adsorption von Gasmolekülen an Festkörperoberflächen zur Bestimmung der spezifischen Oberfläche [m^2/g]. Das Verfahren wird insbesondere zur Ermittlung der Oberfläche von porösen Festkörpern eingesetzt.

2.1.4 Wege zur Beeinflussung der Rußemission

Die Optimierung von Dieselmotoren ist ein Kompromiss zwischen der Erfüllung der gesetzlichen Emissionsgrenzwerte und der Verbrauchsvorgaben. Einzelne Maßnahmen alleine reichen nicht aus, um die gesetzlichen Anforderungen und die Verbrauchsziele gleichzeitig zu erfüllen. Nur durch eine Kombination mehrerer Maßnahmen kann sichergestellt werden, dass alle Vorgaben bestmöglich erfüllt werden. Die Beeinflussung der vom Dieselmotor emittierten Rußmenge kann grundsätzlich auf innermotorischem und außermotorischem Wege erfolgen. Die angeführte Aufzählung gibt einen Überblick über derzeit gängige innermotorische Optimierungsparameter:

Brennverfahren	▪ Ladungsbewegung
Einspritzsystem	▪ Einspritzdüsengeometrie ▪ Einspritzdruck ▪ Einspritzstrategie ▪ Einspritzbeginn
Ladeluft	▪ Luftverhältnis ▪ Ladeluftdruck ▪ Ladelufttemperatur ▪ Zusammensetzung der Ladeluft
Brennraumgeometrie	▪ Kolbenmuldenform
Weitere Parameter	▪ Drehzahl ▪ Verdichtungsverhältnis

Einige der angeführten Maßnahmen besitzen auch Auswirkungen auf andere Schadstoffkomponenten. So beeinflusst beispielsweise die Abgasrückführrate sowohl die Rußemission als auch die Stickoxidemission.

Der Motorenentwickler ist bestrebt, die vorgegebenen Emissionsziele durch innermotorische Maßnahmen zu erreichen. Eine außermotorische Abgasnachbehandlung ist mit zusätzlichen Kosten verbunden, bedeutet einen höheren Platzbedarf und einen größeren Wartungsaufwand. Die außermotorische Senkung der Partikelemission kann durch Filterung des Abgases mittels Wandstrom- oder Nebenstromfilter erfolgen. Bei Wandstromfiltern wird der mit Partikeln beladene Abgasstrom in einen porösen keramischen Filter geleitet. Die Partikel scheiden sich beim Durchtritt durch die Filterwand ab. Der gesamte Abgasstrom wird gezwungen, die Filterwand zu passieren, dadurch sind hohe Abscheideraten von über 95 %, für das Größenspektrum von 10 nm bis 1 µm möglich [52]. Die Partikel können den Filter verschließen. Aus diesem Grund muss eine Regenerationsstrategie vorgesehen werden. In Nebenstromfiltern wird der in den Filter eintretende Abgasstrom in Teilströme aufgeteilt und diese werden in Richtung der Filterlagen abgelenkt. Die Rußpartikel scheiden sich an den Filterlagen ab. Der Abgasstrom

wird nicht gezwungen, die Filterwände zu durchdringen. Konstruktionsbedingt ist es nicht möglich, dass sich ein Nebenstromfilter bei hoher Beladung verschließt. Mit zunehmender Beladung strömt ein größerer Anteil des Abgases an der Filterwand vorbei, ohne dass sich dabei Partikel abscheiden. Der Abscheidewirkungsgrad derartiger Filter ist somit eine Funktion der Beladung und liegt im Bereich von 30 bis 70 % [52].

Im Bereich der Bahnantriebe sind für schnelllaufende Dieselmotoren bereits Partikelfiltersysteme im Einsatz [70]. Der bei schnelllaufenden Dieselmotoren der Baureihe MTU 4000 eingesetzte Partikelfilter arbeitet nach dem Prinzip des Wandstromfilters. Für mobile Anwendungen in der Größenordnung von mittelschnelllaufenden Dieselmotoren befinden sich derzeit verschiedenste Systeme in der Erprobung. Die Applikation von Abgasnachbehandlungssystemen bei mittelschnelllaufenden Dieselmotoren wird durch die geforderte Lebensdauer, den begrenzten Bauraum, die gewünschten Wartungsintervalle und die verfügbare Kraftstoffqualität¹⁶ erschwert.

2.2 Rußemissionsmodelle

Es wurde eine Vielzahl von Modellen entwickelt, um den komplexen Vorgang der Rußentstehung mathematisch beschreiben zu können. Einen Überblick über die verfügbaren Modellansätze geben [40] und [28]. In [76] sind diverse Modellansätze zur Berechnung der Rußoxidation zusammengefasst. Die Bandbreite der Modelle reicht dabei von einfachen empirischen, über semiempirische Ansätze bis hin zu Modellen, welche die grundlegenden Reaktionsgleichungen, die zur Rußentstehung führen, lösen. Die experimentelle Datenbasis stammt aus Versuchen an Brennerflammen, Modellbrennkammern, Stoßwellenrohren und Verbrennungsmotoren.

In [40] finden sich zahlreiche empirische Modellansätze zur Erfassung der Rußemission von Dieselmotoren und Gasturbinen. Empirische Modellansätze berücksichtigen die komplexen physikalischen und chemischen Zusammenhänge nicht und beschreiben die Rußentstehung in einfachster Weise. Typische Vertreter dieser Kategorie sind die in [42] und [89] angeführten Modellansätze. An dieser Stelle sei das Modell von Khan [42] angeführt. Der Modellansatz beschreibt die Rußemission von Dieselmotoren. Dem Modell liegt die Annahme zugrunde, dass die Rußemission ausschließlich vom Bildungsprozess kontrolliert wird. Die Rußbildungsrate ist eine Funktion von Druck, dem lokalen Luftverhältnis der unverbrannten Gase und der Temperatur [40]. Als Ergebnisgröße erhält man die Rußkonzentration in kg/m^3 . Die Modellkonstanten wurden durch den Abgleich mit Messergebnissen an einem direkteinspritzenden Dieselmotor mit einem Hubraum von 1 dm^3 ermittelt. Mit dem Modellansatz war es durch Anpassung der Konstanten, möglich die experimentellen Ergebnisse dem Trend nach richtig abzubilden. Die Anwendbarkeit auf andere Motoren kann nicht vorausgesetzt werden, da die Rußoxidation nicht berücksichtigt wird [40].

¹⁶ Einige Nachbehandlungssysteme erfordern einen nahezu schwefelfreien Kraftstoff.

Semiempirische Ansätze versuchen grundlegende physikalische und chemische Einflüsse zu berücksichtigen. Die zugrunde liegende Modellvorstellung betrachtet die emittierte Rußmasse als Differenz zweier konkurrierender Vorgänge, der Bildung und der Oxidation. In Abbildung 9 ist der Verlauf der beiden Reaktionen skizziert. Die Differenz aus der gebildeten und der oxidierten Rußmenge ist die momentane Rußmenge und die daraus berechnete Rußkonzentration.

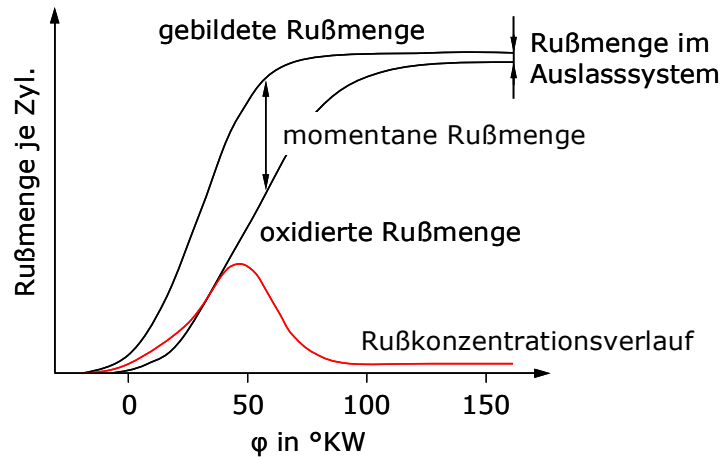


Abbildung 9: Verlauf von Rußbildung und Rußoxidation über dem Kurbelwinkel nach [75].

Einige semiempirische Modellansätze zur Berechnung der Rußemission werden an dieser Stelle angeführt, um die Entwicklung chronologisch aufzuzeigen. Die Auswahl in Tabelle 3 beschränkt sich auf Modellansätze zur Berechnung der Rußemission von Dieselmotoren. Allen Ansätzen ist gemein, dass sie die emittierte Rußmenge als Differenz von Bildung und Oxidation abbilden. Die Bandbreite reicht von einfachsten echtzeitfähigen Ansätzen bis hin zu komplexen Ansätzen, welche versuchen, die Rußentstehung durch einen aus [39] abgeleiteten 9-Schritte-Mechanismus zu erfassen. Drei Modellansätze werden im nächsten Abschnitt detailliert beschrieben.

Referenz Jahr	Brennverfahren Gelöste Variable	Zeitliche Auflösung	Bemerkungen
Wilson 1974 [90]	Dieselmotor Partikelmasse	ja	Erstmaliger Vorschlag, die Rußentstehung durch eine Rußbildungs- und eine Rußoxidationsgleichung zu beschreiben.
Kau 1976 [38]	DI Dieselmotor Partikelmasse	ja	Kopplung der Bildungs- und Oxidationsgleichung über die Rußmasse.
Hiroyasu 1983 [29]	DI Dieselmotor Partikelmasse	ja	Berücksichtigt den Anteil an Kraftstoffdampf.
Kyriakides 1986 [46]	DI Dieselmotor Partikelanzahl	ja	Berechnung der Partikelanzahl aus der Differenz von gebildeten und oxidierten Rußteilchen. Annahme einer konstanten Dichte für die Berechnung der Rußmasse.
Kouremenos 1990 [40]	IDI Partikelmasse	ja	Vom Hiroyasu-Ansatz abgeleitetes Modell für Kammermotoren.
Boulouchos 2001 [74]	DI Dieselmotor Partikelmasse	ja	Berücksichtigung des Einspritzdrucks durch die charakteristische Mischungszeit.
FVV 2002 [62]	DI Dieselmotor Partikelmasse	ja	Kombination eines Rußbildungsmodells nach dem 9-Schritt-Mechanismus von Kasakov und Foster [39] und dem mehrstufigen Rußoxidationsmodell aus [61].
Bayer 2003 [5]	DI Dieselmotor Partikelmasse	ja	Berücksichtigung von Kenngrößen aus optischen Untersuchungen.
Kožuch 2004 [44]	DI Dieselmotor Partikelmasse	ja	Berücksichtigung des Durchmessers der Einspritzbohrung und der Sauerstoffmasse in der Rauchgaszone.
Warth 2005 [88]	DI Dieselmotor Partikelmasse	ja	Modellierung der Rußbildung unter Einbeziehung eines Rußertragskennfelds in Anlehnung an [1]. Das Kennfeld bildet den Rußertrag in Abhängigkeit von Temperatur und Luftverhältnis ab.
Kirchen 2008 [43]	DI Dieselmotor Partikelmasse	nein	Echtzeitfähiges Mittelwertmodell, welches unter Einbeziehung von 16 Parametern die Rußemission ermittelt.

Tabelle 3: Semiempirische Modellansätze für Dieselmotoren.

Empirische und semiempirische Ansätze sind an die Versuchsrandbedingungen gebunden, unter denen sie ermittelt wurden. Eine Anwendbarkeit unter abweichenden Randbedingungen ist nicht gegeben. Reaktionskinetische Modelle versuchen diese Einschränkung aufzuheben, indem sie die komplexen chemischen Vorgänge, die während des Verbrennungsprozesses ablaufen und zur Bildung des ersten aromatischen Rings führen, abbilden. Die Modelle berücksichtigen oftmals mehrere Hundert einzelne Reaktionsschritte. Die genaue Erfassung der bestimmenden Reaktionsschritte ist sehr aufwendig. Bis dato konnten nicht alle Reaktionsschritte, die bei der Verbrennung eines Kohlenwasserstoffs mit Luft zur Bildung von Ruß führen, vollständig beschrieben werden. Die weiteren ablaufenden Prozesse von Rußpartikeldynamik, Rußkernbildung, Oberflächenwachstum, Kondensation, Koagulation, Agglomeration und Oxidation werden durch eine phänomenologische Beschreibung erfasst [50].

Beispielhaft für ein reaktionskinetisches Modell soll an dieser Stelle der in [36] vorgestellte Ansatz kurz beschrieben werden. Der Berechnungsablauf ist in ein 3D-CFD-Berechnungsprogramm eingebunden. Dies ermöglicht eine zeitaufgelöste und gleichzeitig örtliche Betrachtung der Rußbildung im Brennraum. Der Modellansatz versucht, die physikalischen und chemischen Vorgänge beginnend mit der Aufspaltung der Kraftstoffmoleküle bis zur Bildung der Rußteilchen zu beschreiben. Der gesamte Prozess wird unterteilt in Reaktionen, welche in der Gasphase ablaufen, und den Reaktionen der Partikel. Die zentrale Reaktion in der Gasphase stellt die Bildung des ersten aromatischen Ringes dar. Dieser Bildungsmechanismus wird über einen detaillierten chemischen Ansatz unter der Berücksichtigung von 89 Spezies und 855 Einzelreaktionen abgebildet. Der Benzolring wächst durch Reaktionen mit Acetylen weiter und bildet aromatische Strukturen, welche die Zwischenstufe von der Gasphase zu den Partikeln darstellen. In weiteren Berechnungsschritten wird das Partikelwachstum durch Oberflächenreaktionen und Kondensation erfasst. Die Rußpartikel werden durch Reaktionen mit molekularem Sauerstoff und Hydroxyl-Radikalen oxidiert.

Für die Berechnung der Rußemission von modernen direkteinspritzenden Dieselmotoren kommen semiempirische und reaktionskinetische Modellansätze in Betracht. Letztere haben den Nachteil der hohen Komplexität und des hohen zeitlichen Rechenaufwands, da eine Implementierung der Gleichungen in ein 3D-CFD-Rechenprogramm notwendig ist. Semiempirische Modelle können in bestehende nulldimensionale Rechenprogramme einfach integriert werden. Die Rechenzeit stellt keine Einschränkung dar, somit ist eine Variantenrechnung mit geringem rechentechnischem Aufwand möglich. Aus diesem Grund werden im Weiteren ausschließlich semiempirische Modellansätze betrachtet.

3 Bewertung phänomenologischer Rußemissionsmodelle

3.1 Versuchsträger

Die Prüfstandsversuche wurden am Einzylinder-Forschungsmotor am Large Engines Competence Center (LEC) an der Technischen Universität Graz durchgeführt. Bei dem Einzylinder-Forschungsmotor handelt es sich um einen Großdieselmotor, welcher in der Version als 12-Zylinder-Motor in V-Anordnung für den Antrieb von Lokomotiven, Schiffen und zur Stromerzeugung eingesetzt wird. Der Forschungsmotor wird mit handelsüblichem Dieseldieselkraftstoff betrieben. Die Tabelle 4 gibt einen Überblick über die wichtigsten Motor-kenngrößen.

Arbeitsverfahren	4-Takt
Bohrung in mm	250
Hub in mm	320
Pleuellänge in mm	590
Zylindervolumen in dm ³	15.7
Verdichtungsverhältnis	14.7
Maximaldrehzahl in min ⁻¹	1050
Zylinderleistung in kW	300

Tabelle 4: Eckdaten des Forschungsmotors.

Der Prüfstandsaufbau ist schematisch in Abbildung 10 dargestellt. Die Ladeluft wird über eine Schraubenkompressoreinheit zur Verfügung gestellt. Die Regelung des Ladeluft-drucks erfolgt in einem Bereich von 1 bar bis 10 bar, über ein System bestehend aus Klappen und Ventilen. Eine Kühler-Heizer-Kombination ermöglicht es, die Temperatur der Ansaugluft in einem Bereich von 25 bis 125 °C stufenlos vorzugeben. Über einen Dampferzeuger wird der Ansaugluft Wasserdampf zudosiert, um die vorgegebene Feuchtigkeit von 0 bis 25 g/kg_{Luft} zu erreichen. Der Abgasgegendruck wird mittels zweier geregelter Klappen im Auslasssystem eingestellt. Zur Dämpfung von Schwingungen sind im Ansaug- und Auslasssystem Beruhigungsvolumina vorgesehen. Die Prüfstandsinfrastruktur wurde zusätzlich um ein Abgasrückführsystem erweitert. Die Zusammensetzung der Ladeluft kann nun in weiten Grenzen verändert werden. Die Hauptbestandteile des Systems sind der gegenüber Verschmutzung unempfindliche Abgas-Wasser-Wärme-tauscher, die Gebläseeinheit mit Elektromotor und die Regelventile. Das Abgas wird dem unter Druck stehenden Teil des Abgasstranges entnommen und unmittelbar nach dem Beruhigungsbehälter in der Ansaugleitung zugeführt. Durch diese Anordnung konnten die

Leitungslängen des Systems kurz gehalten werden, was sich wiederum positiv auf die Einstellbarkeit der Betriebspunkte auswirkt. Die rückgeführte Abgasmasse wird aus dem Verhältnis der CO_2 -Konzentration im Abgas und in der Ansaugluft berechnet. Zusätzlich wurde ein Coriolis-Massendurchflussmesser eingebaut, um die berechneten Werte zu plausibilisieren. Als Belastungseinheit dient eine Vier-Quadranten-Asynchronmaschine mit einer Nennleistung von 600 kW. Die erzeugte elektrische Energie wird ins Netz eingespeist. Die Regelung von Massendurchfluss und Temperatur der Betriebsmittel Öl und Kühlwasser erfolgt durch die Prüfstandskonditioniereinrichtung.

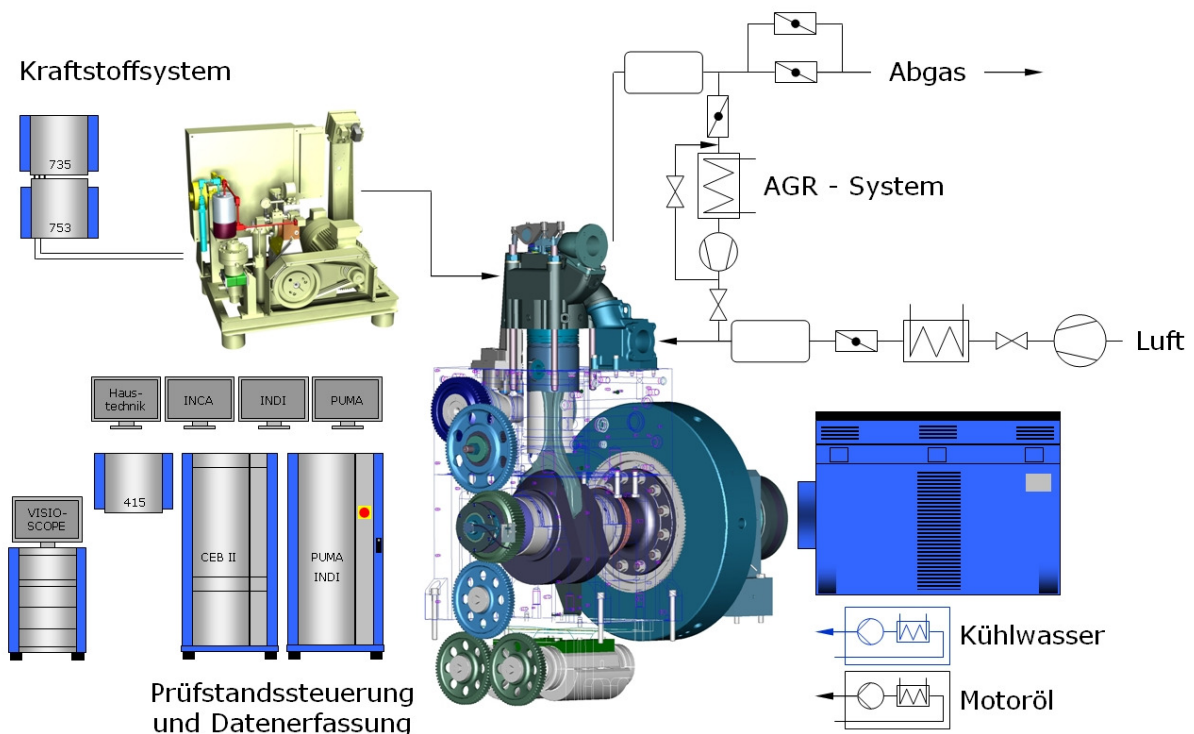


Abbildung 10: Schema des Prüfstandsbaus.

Das Kraftstoffsystem besteht aus einem Niederdruck- und einem Hochdruckkreislauf. In den Niederdruckkreislauf sind die Kraftstoffwaage vom Typ AVL 735 und die Kraftstoffkonditioniereinrichtung vom Typ AVL 753 eingebunden. Nachdem der Kraftstoff von der Konditioniereinrichtung auf die vorgegebene Temperatur gebracht wurde, wird er dem Hochdrucksystem zugeführt. Beim Hochdrucksystem handelt es sich um ein Speichereinspritzsystem, welches Drücke von bis zu 2200 bar erzeugen kann. Die Parameter der Einspritzung wie Einspritzbeginn, Einspritzdruck und Einspritzdauer werden über die Bediensoftware ETAS INCA festgelegt.

Die koordinierte Regelung der einzelnen Systeme am Prüfstand erfolgt durch das Prüfstandsautomatisierungssystem AVL PUMA. Durch das Automatisierungssystem werden Messungen ausgelöst und die kurbelwinkelunabhängigen Messgrößen aufgezeichnet. Die Überwachung der Grenzwerte ist ebenfalls eine Aufgabe dieses übergeordneten Systems. Die integrierte Datenbank verknüpft und speichert kurbelwinkelabhängige und -unabhängige Messdaten für jeden Betriebspunkt. Die kurbelwinkelabhängigen Messdaten werden durch das Indiziersystem AVL INDICOM aufgezeichnet.

Die Analyse der Verbrennungsabgase erfolgt mittels des kombinierten Analysesystems AVL Emission Test Bench (CEB II). Das Abgas wird aus dem Beruhigungsbehälter im Abgasstrang entnommen und über eine beheizbare Leitung den einzelnen Analysatoren zugeführt. Die Analysatoren erfassen folgende Abgaskomponenten: Sauerstoff O_2 , Kohlenmonoxid CO, Kohlendioxid CO_2 , Stickstoffmonoxid NO, Stickstoffdioxid NO_2 , und die Gesamtemission an Kohlenwasserstoffen THC. Nach den Abgasgegendruckklappen, im drucklosen Teil des Auslasssystems, befinden sich die Entnahmestellen für das Rauchwertmessgerät und die gravimetrische Partikelmessung.

3.2 Messprogramm

Im Rahmen der Arbeit wurden Untersuchungen am Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt mit dem Ziel, eine umfangreiche Datenbasis an Messungen für die Validierung der Modellansätze zu schaffen. Der Einsatz der optischen Messtechnik erfordert eine sorgfältige Auswahl der Messpunkte. Die Überlegungen zum Messprogramm sollen an dieser Stelle erläutert werden. Die Parameter Zylinderdruck und Temperatur begrenzen den Einsatzbereich der optischen Messtechnik. Der maximal zulässige Zylinderdruck beträgt 140 bar. Dieser wird durch die Festigkeit der Sichtfenster beschränkt, welche das Endoskop vom Brennraum trennen. Ein Bruch des Glases oder eine Beschädigung der Klebestelle zwischen Sichtfenster und Metallhülse muss vermieden werden. Nicht unerwähnt bleiben darf die maximal zulässige Temperatur an der Spitze des Endoskops von 150° . Oberhalb dieses Temperaturwerts tritt eine Trübung der Linse ein und das Endoskop wird in der Folge unbrauchbar. Trotz einer Kühlung der Optik durch Druckluft sind Messungen an der Vollast des Motors nicht möglich. Damit Variationen in einem weiten Bereich durchgeführt werden können, ist es sinnvoll, einen Teillastpunkt als Basis auszuwählen, von welchem aus die jeweilige Größe geändert wird. Als Basis wurde der Teillastbetriebspunkt Notch 4 mit einem effektiven Mitteldruck von 8 bar und einer Drehzahl von 888 min^{-1} gewählt. Der Basispunkt stellt die obere Belastungsgrenze dar, bis zu welcher die optische Messtechnik zuverlässig eingesetzt werden kann. Trotzdem ist noch genügend Spielraum vorhanden, um Variationen in einem weiten Bereich durchführen zu können. Gleichzeitig ist der Punkt repräsentativ für die Teillast.

Bei der Erstellung des Messprogramms wurde darauf geachtet, dass jeweils nur ein Parameter verändert wird, um dessen Einfluss auf die Rußemission isoliert zu erfassen. Die restlichen Parameter wurden konstant gehalten. In Einzelfällen musste mehr als ein Parameter angepasst werden, bei diesen Variationen wird eigens darauf hingewiesen. Das Messprogramm wurde in die drei Hauptgruppen Einspritzdruck, Drehzahl und Last unterteilt. Innerhalb jeder Gruppe wurden einzelne Variationen durchgeführt, wie beispielsweise eine Änderung des Einspritzbeginns oder der Abgasrückführtrate.

Die geschaffene Datenbasis umfasst insgesamt über 300 Messpunkte, davon wurden 175 Punkte zusätzlich mit optischer Messtechnik aufgezeichnet. Neben der Rauchwertmessung kam bei ausgewählten Variationen auch die gravimetrische Partikelmessung zum Einsatz. Die auf dem Filter abgeschiedenen Partikel wurden einer chemischen Analyse unterzogen. Aus der chemischen Analyse wurden die nicht-flüchtigen und die organisch flüchtigen Komponenten der Partikelemission bestimmt. Die organisch flüchtigen Komponenten wurden nach ihrem Ursprung aufgetrennt in Anteile aus dem Kraftstoff und in

Anteile aus dem Schmieröl. Aus den nicht-flüchtigen Komponenten können die in einem Alkohol-Wasser-Gemisch nicht-löslichen Anteile mit den Hauptbestandteilen Kohlenstoff und Asche und die löslichen Anteile, bestehend aus Nitraten und Sulfaten, ermittelt werden. Aufgrund des geringen Ascheanteils kann auf eine weitere Auftrennung verzichtet werden. Die nicht-flüchtigen Anteile werden mit den aus der Rauchwertmessung ermittelten Rußemissionswerten korreliert. Zur Validierung des Modells wurde die Datenbasis anhand von Messungen aus vorangegangenen Forschungsvorhaben erweitert.

Sämtliche Messungen wurden an einer zur Erfüllung der US EPA TIER 4 Grenzwerte optimierten Motorkonfiguration durchgeführt [58]. Charakteristisch für die Konfiguration ist das abgesenkte¹⁷ Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=14.7$. Der Kolben besitzt eine flache, weite Mulde. Es stand ein Zylinderkopf mit einem Einlassdrall von 1.6 für die Messungen zur Verfügung. Im Zuge einer zweiten Messkampagne wurde der Zylinderkopf nachbearbeitet und die Drallbleche aus den Einlasskanälen entfernt. Das Drallniveau reduzierte sich auf 0.6. Die Steuerzeiten der Nockenwelle sind in Tabelle 5 angeführt.

	Auslassventil	Einlassventil
öffnet in °KW n. OT	136	320
schließt in °KW n. OT	399	577

Tabelle 5: Ventilsteuerzeiten

3.3 Simulationsumgebung

Die Berechnung der thermodynamischen Größen erfolgt mit einem nulldimensionalen Prozessrechenprogramm [60]. Eingesetzt wurde das Programm CATO (Combustion Analysis Tool) [18]. Das thermodynamische System Brennraum wird mathematisch durch die Erhaltungsgleichungen für Masse und Energie, sowie die thermische Zustandsgleichung beschrieben. Eine örtliche Abhängigkeit der Größen bleibt unberücksichtigt. Der zugrundeliegende Modellansatz wird als Zwei-Zonen-Modell bezeichnet. Das Zwei-Zonen-Modell unterteilt den Brennraum in eine Frischgaszone und eine Verbrennungsgaszone. Der Stofftransport von der Frischgaszone in die Rauchgaszone wird über das lokale Luftverhältnis modelliert. Beim Verlauf des lokalen Luftverhältnisses über dem Verbrennungsprozess handelt es sich um eine grundlegende Annahme. Es beschreibt, wie viel Luft pro Zeitschritt für die Verbrennung zur Verfügung steht. Im vorliegenden Modell wird der Verlauf während der Einspritzung mit $\lambda=1$ angenommen. Nach Einspritzende bis zum Ende der Verbrennung wird der Verlauf des Luftverhältnisses durch eine Funktion beschrieben. Mit Ende der Verbrennung erreicht der Wert des lokalen Luftverhältnisses das globale Luftverhältnis. Als Eingabegrößen dienen der gemessene Druckverlauf, die

¹⁷ Gegenüber einer Motorkonfiguration zur Erfüllung der US EPA TIER 2 Emissionsgrenzwerte. Die Konfiguration für TIER 2 Emissionsgrenzwerte ist hinsichtlich des Brennstoffverbrauchs optimiert und weist deshalb ein höheres Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 17.2$ auf.

gemessene Luft- und Kraftstoffmasse und Geometriedaten des Motors. Die zugrundeliegenden Stoffwerte [13] berücksichtigen die Dissoziation bei hohen Temperaturen.

Die Mischungsrate von Kraftstoff und Luft bestimmt die Geschwindigkeit der Kraftstoffumsetzung bei der Verbrennung im Dieselmotor [12]. Auch für die Rußmodelle ist die Mischung ein zentraler Parameter. Mit steigendem Einspritzdruck beispielsweise verbessert sich die Kraftstoffaufbereitung und so verkürzen sich Zündverzugszeit und Verbrennungsdauer. Der Beginn des Rußabbrands verschiebt sich zu einem früheren Kurbelwinkelzeitpunkt und der Rußabbrand findet folglich auf einem höheren Temperaturniveau statt. Ein weiterer Punkt ist die Mischung der Reaktanten. Wie in Kapitel 2.1.3 angeführt, kann zwar theoretisch ausreichend Sauerstoff für die vollständige Umsetzung des Kraftstoffs vorhanden sein, ist dieser jedoch nicht für die Reaktionen verfügbar, kommt es zur Bildung von Ruß. Die turbulenten Mischungsvorgänge sind ein instationäres lokales Phänomen. Im Rahmen einer nulldimensionalen Berechnung des Verbrennungsvorgangs kann nur eine globale Beschreibung der ablaufenden Vorgänge stattfinden. Die in den Brennraum eingebrachte kinetische Energie ist dabei eine wesentliche Größe zur Beschreibung der Mischungsvorgänge. Die kinetische Energie setzt sich, wie in Gleichung (3.1) angeführt, aus drei Anteilen zusammen: Einlassströmung, Quetschströmung und der durch die Einspritzstrahlen eingebrachten kinetischen Energie. Der überwiegende Teil der turbulenten kinetischen Energie wird durch die Einspritzstrahlen in den Brennraum eingebracht [12]. Die Anteile aus der Einlassströmung und der Quetschströmung¹⁸ sind von untergeordneter Bedeutung. Die Gleichung (3.2) bildet den Quotienten aus der turbulenten kinetischen Energie und der Masse des stöchiometrischen Gemisches von Luft und Kraftstoff. Man erhält die turbulente kinetische Energiedichte k . Die charakteristische Länge in Gleichung (3.3) wird als dritte Wurzel aus dem momentanen Zylindervolumen berechnet. Durch den Bezug der charakteristischen Länge l_{char} auf die turbulente kinetische Energiedichte k ergibt sich die charakteristische Mischungszeit, wie in Gleichung (3.4) angeführt.

$$E_{\text{kin}} = E_{\text{kin, Einlass}} + E_{\text{kin, Quetsch}} + E_{\text{kin, Einspritzung}} \quad (3.1)$$

$$k(\varphi) = C_{\text{Turb}} \cdot \frac{E_{\text{kin}}}{m_{\text{K, verfügbar}} \cdot (1 + \lambda_{\text{V}} \cdot L_{\text{St}})} \quad (3.2)$$

$$l_{\text{char}}(\varphi) = \sqrt[3]{V_{\text{Zyl}}} \quad (3.3)$$

$$\tau_{\text{char}}(\varphi) = \sqrt{\frac{l_{\text{char}}}{k}} \quad (3.4)$$

Um eine bestmögliche Übereinstimmung mit den Messergebnissen zu erzielen, ist eine Anpassung der Modellkonstanten notwendig. Die optimalen Modellkonstanten können, wenn nur einzelne Messpunkte betrachtet werden, auch durch „Probieren“ ermittelt werden. Bei der im Rahmen der Arbeit betrachteten umfangreichen Datenbasis, ist diese Methodik jedoch nicht Erfolg versprechend. Deshalb wurde in das Prozessrechenpro-

¹⁸ Die Quetschströmung entsteht durch die Bewegung des Kolbens in Richtung des oberen Totpunktes, da das ringförmige Luftvolumen oberhalb des Kolbenbodens in die Kolbenmulde gedrückt wird.

gramm CATO eine Optimierungsroutine für die Bestimmung der Modellparameter implementiert. Auf den verwendeten Algorithmus wird in [93] detailliert eingegangen. Dieser erlaubt es, beliebig viele Modellkonstanten gleichzeitig zu optimieren. Der Optimierungsprozess erfolgt ausgehend von einem frei wählbaren Startwert. Die Grenzen der Optimierung werden durch eine untere und obere Schranke definiert. Die Optimierungsroutine passt die freigegebenen Konstanten in der Weise an, dass die berechneten Rußwerte die bestmögliche Übereinstimmung mit den Messwerten ergeben.

3.4 Betrachtete Rußemissionsmodelle

Bereits in Kapitel 2.2 wurde eine Vorauswahl aus den bekannten Modellansätzen getroffen. Vielversprechend erscheinen dabei neuere phänomenologische Berechnungsmodelle. Aus den in Tabelle 3 angeführten Modellen wurden jene von Boulouchos und Kožuch für eine nähere Betrachtung ausgewählt. Ebenfalls vorgestellt wird im folgenden Abschnitt der Modellansatz von Hiroyasu, da er die Ausgangsbasis für aktuellere Formulierungen darstellt. Die Auswahl der Modelle erfolgte auf Basis folgender Überlegungen: Grundlegend war die Anforderung, dass die Berechnungsergebnisse mit den Resultaten der optischen Untersuchungen abgeglichen werden können. Deshalb muss die Rußemission in Abhängigkeit des Kurbelwinkels berechnet werden. Außerdem soll der Ansatz die ablaufenden Vorgänge mit einer möglichst geringen Anzahl an Konstanten ohne die Zugrundelegung eines Kennfelds oder aus zusätzlichen Messungen abgeleiteter Eingangsgrößen abbilden. Die Modellansätze von Boulouchos und Kožuch sind vielversprechend, da sie an modernen Dieselmotoren größerer Bohrung, welche mit einem Speichereinspritzsystem ausgestattet waren, validiert wurden. Weiters erfolgt ihre Abstimmung mit den Messungen durch die Anpassung physikalisch begründbarer Modellkonstanten.

3.4.1 Modell von Hiroyasu

H. Hiroyasu und T. Kadota stellten in [29] einen Modellansatz zur Beschreibung der Rußemissionen von DI Dieselmotoren vor. Das Modell basiert auf einer quasidimensionalen, mehrzonigen Aufteilung des Einspritzstrahls. Die Rußentstehung wird als Differenz von Bildung und Oxidation nach Gleichung (3.5) formuliert. Beide Phasen werden durch einen Arrhenius-Ansatz ausgedrückt. Die Temperatur ist die Haupteinflussgröße für die Bildung, als auch für die Oxidation. Als weitere Einflussgrößen auf die Bildung wurden die Parameter verdampfte, unverbrannte Kraftstoffmasse und der Zylinderdruck in Gleichung (3.6) aufgenommen. In der Rußoxidationsgleichung (3.7) werden neben der Temperatur, die momentane Rußmasse, der Sauerstoffpartialdruck und der Zylinderdruck berücksichtigt.

$$\frac{dm_{\text{Ruß}}}{dt} = \frac{dm_{\text{Ruß, Bildung}}}{dt} - \frac{dm_{\text{Ruß, Oxidation}}}{dt} \quad (3.5)$$

$$\frac{dm_{\text{Ruß, Bildung}}}{dt} = A_B \cdot m_{\text{fg}} \cdot p^{0.5} \cdot e^{-\frac{E_B}{R \cdot T}} \quad (3.6)$$

$$\frac{dm_{\text{Ruß, Oxidation}}}{dt} = A_O \cdot m_{\text{Ruß}} \cdot \frac{p_{\text{O}_2}}{p} \cdot p^{1.8} \cdot e^{-\frac{E_O}{R \cdot T}} \quad (3.7)$$

A_B^{19}	-	Rußbildungskonstante
A_O^{19}	-	Rußoxidationskonstante
E_B	J·kg ⁻¹	Aktivierungsenergie Bildung
E_O	J·kg ⁻¹	Aktivierungsenergie Oxidation
m_{fg}	kg	Verdampfte Kraftstoffmasse
$m_{\text{Ruß}}$	kg	Momentane Rußmasse
p	bar	Zylinderdruck
p_{O_2}	bar	Sauerstoffpartialdruck
R	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	Gaskonstante
T	K	Temperatur

3.4.2 Modell von Boulouchos

Der Modellansatz von Boulouchos [74] baut auf die Formulierung von Hiroyasu auf. Das Modell wurde angepasst, um es einer nulldimensionalen, einzonigen Berechnung zugänglich zu machen. Die Beschreibung des Bildungs- und Oxidationsvorgangs durch einen Arrhenius-Ansatz wurde beibehalten. Wie allgemein bekannt, nehmen mit steigendem Einspritzdruck die Rußemissionswerte ab. Boulouchos führt die Abnahme der Rußemissionen auf die verbesserten Oxidationsbedingungen durch die höhere Turbulenzdichte zurück. Dieser Zusammenhang wird berücksichtigt, indem die charakteristische Mischungszeit in die Oxidationsgleichung (3.10) miteinbezogen wird. Das Gleichungssystem wurde neu formuliert, um die Konstanten A_B und A_O dimensionslos zu halten.

$$\frac{dm_{\text{Ruß}}}{d\varphi} = \frac{dm_{\text{Ruß, Bildung}}}{d\varphi} - \frac{dm_{\text{Ruß, Oxidation}}}{d\varphi} \quad (3.8)$$

$$\frac{dm_{\text{Ruß, Bildung}}}{d\varphi} = A_B \cdot \frac{dm_B}{d\varphi} \Big|_{\text{Diff}} \cdot \left(\frac{p_{\text{cyl}}}{p_{\text{ref}}} \right)^{n_1} \cdot e^{-\frac{T_{AB}}{T_{\text{Mittel}}}} \quad (3.9)$$

$$\frac{dm_{\text{Ruß, Oxidation}}}{d\varphi} = A_O \cdot \frac{1}{\tau_{\text{char}}} \cdot (m_{\text{Ruß}})^{n_2} \cdot \left(\frac{p_{\text{O}_2}}{p_{\text{O}_2, \text{ref}}} \right)^{n_3} \cdot e^{-\frac{T_{AO}}{T_{\text{Mittel}}}} \quad (3.10)$$

A_B - Rußbildungskonstante

¹⁹ Dimensionsbehaftete Konstante

A_O	-	Rußoxidationskonstante
$m_{Ru\beta}$	kg	Rußmasse
$1/T_{char}$	$^{\circ}KW^{-1}$	Charakteristische Mischungszeit
$\left. \frac{dm_B}{d\varphi} \right _{Diff}$	$kg \cdot ^{\circ}KW^{-1}$	Brennstoffumsatzrate im Rahmen der Diffusionsverbrennung
T_{Mittel}	K	mittlere Zylindertemperatur
T_{AB}	K	Aktivierungstemperatur Rußbildung
T_{AO}	K	Aktivierungstemperatur Rußoxidation
p_{O_2}	Pa	Sauerstoffpartialdruck
p_{ref}	Pa	Referenzdruck
p_{O_2ref}	Pa	Sauerstoffreferenzdruck
p_{cyl}	Pa	Zylinderdruck
n_1, n_2, n_3	-	Modellkonstanten

3.4.3 Modell von Kožuch

Aufbauend auf den Ansätzen von Hiroyasu und Boulouchos stellte Kožuch in [44] einen weiterentwickelten Modellansatz vor. Die wesentliche Neuerung dieses Ansatzes ist, dass nicht die gesamte umgesetzte Kraftstoffmasse für die Rußbildung zur Verfügung steht. Folgende Annahme liegt dem Modell zugrunde: Ein Teil der Kraftstoffmasse verbrennt stöchiometrisch, während der andere Teil unter Sauerstoffmangel umgesetzt wird. Nur der unter Sauerstoffmangel umgesetzte Kraftstoff trägt zur Rußbildung bei. Dieser Anteil der Kraftstoffmasse wird über die dimensionslose Funktion f in Gleichung (3.12) ausgedrückt. In Gleichung (3.14) fließen die verdampfte unverbrannte Kraftstoffmasse, die Turbulenzgeschwindigkeit und die Anzahl an Einspritzbohrungen ein. Die Turbulenzgeschwindigkeit u_{Turb} ist als Kehrwert zu der in Gleichung (3.4) angeführten charakteristischen Mischungszeit τ_{char} definiert. Im Unterschied zu den Modellansätzen von Hiroyasu und Boulouchos, wird eine Druckabhängigkeit in der Bildungsgleichung nicht berücksichtigt.

$$\frac{dm_{Ru\beta}}{d\varphi} = \frac{dm_{Ru\beta, Bildung}}{d\varphi} - \frac{dm_{Ru\beta, Oxidation}}{d\varphi} \quad (3.11)$$

$$\frac{dm_{Ru\beta, Bildung}}{d\varphi} = A_f \cdot \frac{dm_B}{d\varphi} \cdot f \cdot e^{\frac{T_{SF}}{T_{FF}}} \quad (3.12)$$

$$\frac{dm_{Ru\beta, Oxidation}}{d\varphi} = A_O \cdot m_S^{n_{ms}} \cdot (m_v \cdot \chi_{O_{2,v}})^{n_{O_2}} \cdot e^{\frac{T_{SO}}{T_v}} \cdot \frac{1}{6n} \quad (3.13)$$

$$f = c_f \cdot \frac{m_{BV, uv}}{u_{Turb} \cdot Anz_D} \quad \text{mit } 0 \leq f \leq 1 \quad (3.14)$$

A_f	-	Rußbildungskonstante
f	-	Fettanteil in der Flammenzone
T_{SF}	K	Aktivierungstemperatur für die Rußbildung
T_{FF}	K	Adiabat isobare Flammentemperatur bei $\lambda_{ff}=0.6$
A_O^{20}	-	Rußoxidationskonstante
m_S	kg	Rußmasse
m_v	kg	Masse des Verbrannten
n_{ms}	-	Potenz für die Rußmasse
$X_{O_2,v}$	-	Sauerstoffkonzentration im Verbrannten
n_{O_2}	-	Potenz für die Sauerstoffmasse im Verbrannten
T_{SO}	K	Aktivierungstemperatur Rußoxidation
T_v	K	Temperatur in der verbrannten Zone
n	s^{-1}	Drehzahl
c_f	$m \cdot kg^{-1} \cdot s^{-1}$	konstanter Parameter
$m_{BV,uv}$	kg	verdampfte, unverbrannte Kraftstoffmasse
$U_{Turb,f}$	$m \cdot s^{-1}$	Turbulenzgeschwindigkeit
Anz_D	-	Anzahl der Einspritzbohrungen

3.5 Validierung der Modellansätze

Die Berechnung der Rußemission erfolgt mit den in Kapitel 3.4 vorgestellten Modellansätzen von Boulouchos und Kožuch. Die Ergebnisse beider Modellansätze werden in diesem Abschnitt anhand ausgewählter Parametervariationen miteinander verglichen. Zunächst ist es von Interesse, wie die Modelle auf die jeweilige Variation reagieren und welche Berechnungsergebnisse daraus resultieren. Die in [74] und [44] angegebenen Modellkonstanten wurden bis auf die Faktoren A_B und A_O unverändert übernommen. Eine Anpassung der Faktoren A_B und A_O war erforderlich, um in die Größenordnung der Messungen zu gelangen. Dies ist insofern verständlich, als beide Modelle an deutlich kleineren, schnelllaufenden Motoren abgestimmt wurden. In Abbildung 11 ist der Vergleich von Messung und Berechnung für alle Variationen unterteilt in die drei Hauptgruppen Einspritzdruck, Drehzahl und Last aufgetragen. Auf der Abszisse sind die aus den gemessenen Rauchwerten ermittelten Rußwerte aufgetragen, auf der Ordinate die

²⁰ Dimensionsbehaftete Konstante

mit dem jeweiligen Modellansatz berechneten Rußwerte. Die strichliert eingezeichnete 45°-Gerade kennzeichnet eine vollständige Übereinstimmung von Messung und Simulation. Im Optimalfall liegen alle aufgetragenen Punkte auf der 45°-Geraden. In den beiden oberen Diagrammen ist der Bereich von 0 bis 0.3 g/kWh dargestellt. Nahezu alle gemessenen Rußwerte befinden sich innerhalb dieses Größenbereichs. Die größte Bandbreite von gemessenen Rußwerten ergibt sich für die Einspritzdruckvariation. Der Grund hierfür ist zum einen der weite Bereich, in welchem der Einspritzdruck variiert wurde, sowie der deutliche Unterschied in der Rußemission zwischen Variationen ohne und mit Abgasrückführung. Die höheren Rußemissionswerte bei Abgasrückführung können von beiden Modellen nicht zufriedenstellend wiedergegeben werden. Wie das linke obere Diagramm in Abbildung 11 zeigt, kann mit dem Modellansatz von Boulouchos für alle Variationen noch keine befriedigende Übereinstimmung mit den Messergebnissen erzielt werden. Im rechten oberen Diagramm sind die mit dem Modellansatz von Kožuch erhaltenen Ergebnisse dargestellt. Auffallend ist, dass einige Betriebspunkte, insbesondere jene der Lastvariation nicht wiedergegeben werden können. Wie in Kapitel 2.1.3 diskutiert, ist die Mischung von Kraftstoff und Luft einer der maßgeblichen Parameter. Der Modellansatz von Kožuch berücksichtigt den Einfluss einer Erhöhung der Turbulenz im Brennraum nur indirekt über die Funktion f in der Bildungsgleichung. Die Funktion f kann nur Werte im Bereich von 0 bis 1 annehmen, der Einfluss des Einspritzdrucks wird somit nur eingeschränkt berücksichtigt. Der Modellansatz von Boulouchos hingegen berücksichtigt den Einspritzdrucks direkt und damit wesentlich stärker, über die charakteristische Mischungszeit in der Oxidationsgleichung. Der Großteil der Messwerte befindet sich unterhalb des TIER 4 Grenzwertes von 0.04 g/kWh. Dieser Bereich ist in den beiden unteren Diagrammen vergrößert dargestellt. Der Vergleich von Mess- und Berechnungsergebnissen zeigt, dass bei niedriger Rußemission eine deutlich bessere Übereinstimmung mit dem Modellansatz von Boulouchos erreicht wird. Dies lässt sich aus den Ergebnissen ableiten welche deutlich näher an der strichliert eingezeichneten 45°-Geraden liegen. Mit dem Modellansatz von Kožuch konnte keine zufriedenstellende Korrelation erzielt werden.

Der Vergleich der Endwerte wie er in Abbildung 11 angeführt ist, lässt jedoch keine Aussage darüber zu, wie gut der Trend für die einzelnen Variationen abgebildet wird. Nachfolgend werden die Ergebnisse ausgewählter Untersuchungen, unter Berücksichtigung der optischen Messergebnisse besprochen.

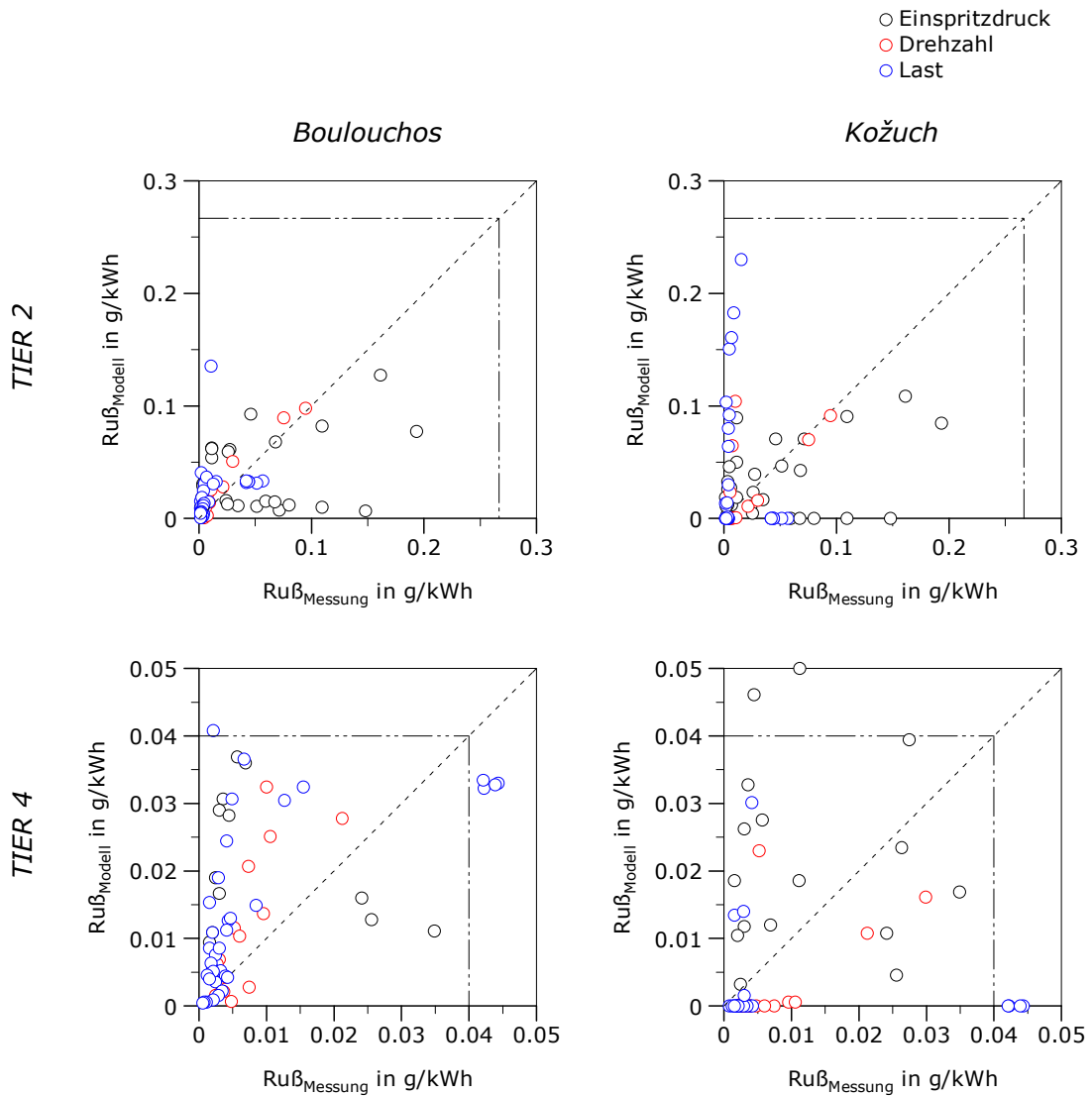


Abbildung 11: Modellvergleich über die Variationen Einspritzdruck, Drehzahl und Last.

Wie in [94] vorgestellt, kann mit dem Ansatz von Boulouchos als auch dem Modellansatz von Kožuch eine Einspritzdruckvariation sowohl qualitativ als auch quantitativ gut vorausberechnet werden. Deshalb werden an dieser Stelle Drehzahl-, Last- und AGR-Variation betrachtet, um die Prognosefähigkeit beider Ansätze zu bewerten.

Zunächst wird die Variation der Drehzahl bei einem effektiven Mitteldruck von 8 bar betrachtet. Abbildung 12 zeigt die Mess- und Berechnungsergebnisse bei den Drehzahlen von 800, 950 und 1050 min^{-1} . Der Ansteuerbeginn des Injektors von 10 °KW v. OT, der Einspritzdruck von 2000 bar und das Luftverhältnis von 1.8 sind konstant. Die Abbildung gliedert sich von oben nach unten in den Spannungsverlauf der Injektoransteuerung, den Brennratenverlauf, den gemessenen Rußverlauf und die Berechnungsergebnisse der Modellansätze von Boulouchos und Kožuch. Bei einer Drehzahl von 800 min^{-1} wurden beide Modelle relativ zur emittierten Rußmasse kalibriert.

Erwartungsgemäß verlagert sich die Energieumsetzung mit steigender Drehzahl zu späteren Kurbelwinkelzeitpunkten. Die gemessenen Rußverläufe²¹ folgen diesem Trend und zeigen einen verzögerten Rußabbrand mit steigender Drehzahl. Die Messung ermittelt eine Dauer des Rußleuchtens von 30 bis 40 °KW. Die gemessenen Rußverläufe weisen im Kurbelwinkelbereich von 10 bis 20 °KW n. OT eine Einsattelung auf. Der Signalverlauf kann durch die Auswertung der aufgezeichneten Aufnahmen nach folgender Hypothese interpretiert werden. Von der Entzündung des Kraftstoffstrahls bis zum Ende des Einspritzvorgangs im Bereich von 0 bis 10 °KW n. OT wird die Flamme vom Strahl gehalten, es herrschen somit quasistationäre Bedingungen vor. Der starke Gradient des Rußmassenverlaufs zu Beginn kann durch das Eintreten des berennenden Strahls in den Blickbereich des Endoskops erklärt werden. Mit dem Ende der Einspritzung zerfällt die Flammenkeule in eine Vielzahl einzelner Flammenschwaden welche von der Strahlachse weg geweht werden. Die gemessene Rußstrahlung der einzelnen Flammenschwaden ist in dieser Phase starken Schwankungen unterworfen. Dies erklärt den Verlauf nach dem Ende des Einspritzvorgangs bis zum Ende der Verbrennung.

Die Vorgänge während der Rußbildungsphase werden vom Modellansatz von Kožuch offensichtlich besser abgebildet. Die Rußoxidationsphase kann hingegen vom Modell von Boulouchos besser wiedergegeben werden. Die berechneten Verläufe ergeben eine kürzere Dauer, wobei der Modellansatz von Kožuch einen deutlich zu kurzen Verlauf mit einer Dauer von nur 10 bis 15 °KW prognostiziert.

Die gemessenen und berechneten Werte der Rußemission können Tabelle 6 entnommen werden. Die Prozentangabe bezieht sich jeweils auf den Messwert. Es zeigt sich, dass der Anstieg der Rußemission mit der Drehzahl von beiden Modellen im Trend erfasst wird. Die Zunahme wird vom Modellansatz von Kožuch jedoch stark überbewertet.

n min ⁻¹	Messung		Modell Boulouchos		Modell Kožuch	
	mg/ASP	%	mg/ASP	%	mg/ASP	%
800	0.0070	100	0.0070	100	0.0070	100
950	0.0070	100	0.0137	192	0.0374	535
1050	0.0148	100	0.0270	183	0.1418	960

Tabelle 6: Gemessene und berechnete Rußemissionswerte bei Variation der Drehzahl.

²¹ Die an dieser Stelle gezeigten gemessenen Rußverläufe sind ein Vorgriff auf Kapitel 4.1.3 und 4.1.4, in welchen auf die theoretischen Grundlagen der Auswertemethodik und die optische Messtechnik eingegangen wird.

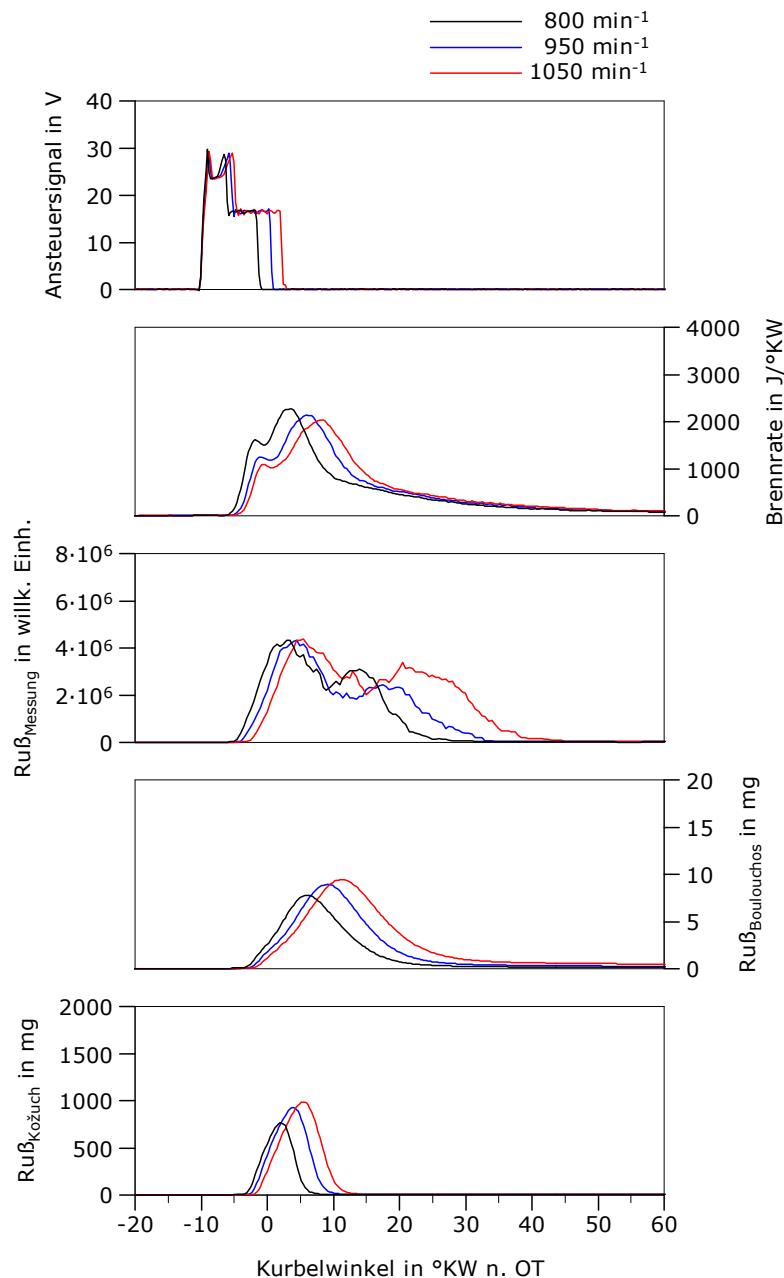


Abbildung 12: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation bei Variation der Drehzahl.

Das Verhalten beider Modelle bei einer Variation des effektiven Mitteldrucks ist in Abbildung 13 dargestellt. Die entsprechenden gemessenen und berechneten Emissionswerte sind in Tabelle 7 angeführt. Die Abstimmung der Modelle auf die Messung wurde von der Drehzahlvariation unverändert übernommen. Die Drehzahl von 888 min^{-1} wurde nicht verändert. Überdies sind der Einspritzdruck von 2000 bar, der Ansteuerbeginn des Injektors von 10 °KW v. OT und das Luftverhältnis von 1.8 konstant. Bei einer Last von $p_{me}=2 \text{ bar}$ gibt die Düsenadel die Einspritzbohrungen nur kurz frei. Druck und Temperatur im Brennraum sind nicht ausreichend hoch um den Kraftstoff noch während des Einspritzvorgangs zu entzünden. In Folge verlängert sich die Zündverzugszeit, der Großteil des eingebrachten Kraftstoffs wird in einer vorgemischten Verbrennung umge-

setzt. Mit steigender Last, nehmen Temperatur und Druck während der Zündverzugszeit zu, der vorgemischte Anteil nimmt in Folge dessen ab. Es fällt auf, dass der mit dem Modellansatz von Kožuch berechnete Verlauf nur rund ein Drittel der Dauer des gemessenen Verlaufs aufweist. Mit zunehmender Einspritzmenge steigen die gemessenen maximalen Rußwerte an. Dieser Zusammenhang wird von beiden Modellen wiedergegeben. Insgesamt spiegelt der mit dem Modell von Boulouchos berechnete Verlauf, den gemessenen Rußverlauf eher wieder. Trend und Endwerte der Rußemission können von beiden Ansätzen nicht abgebildet werden.

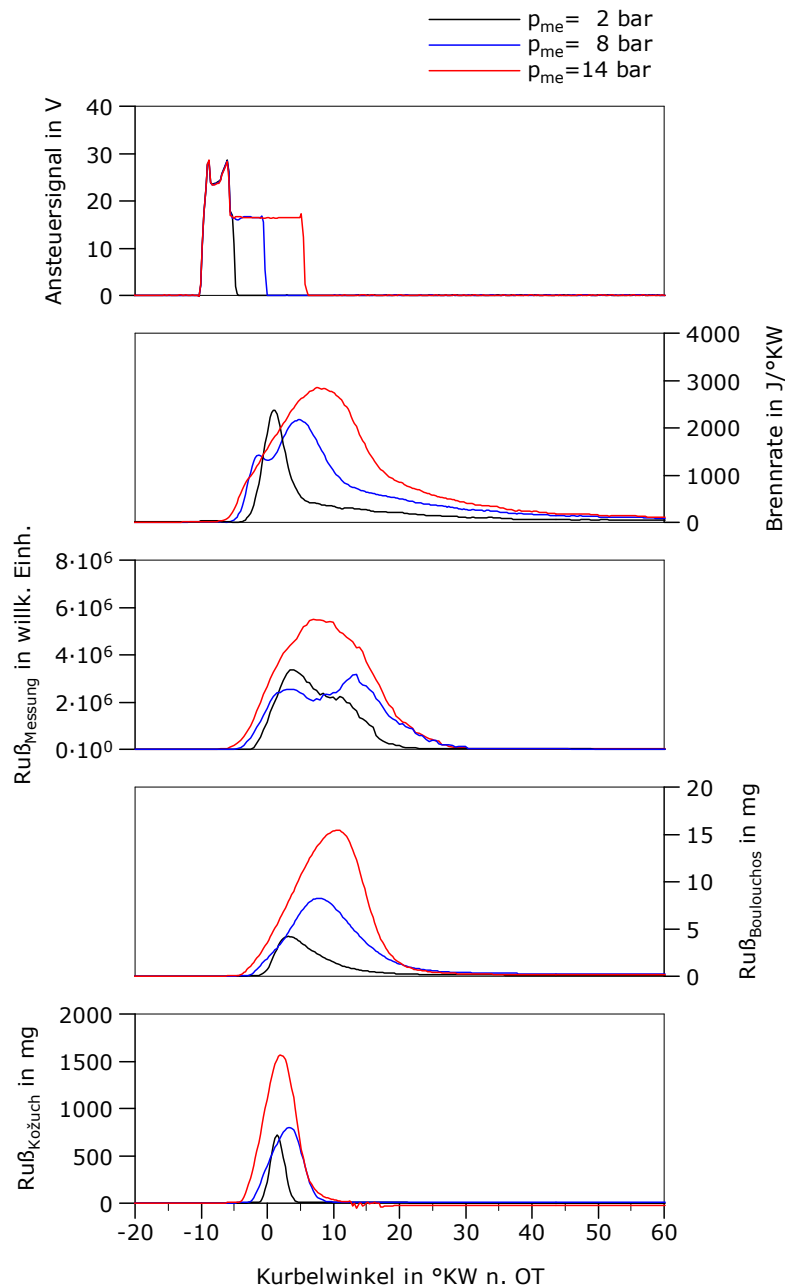


Abbildung 13: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation bei Variation der Last.

In Tabelle 7 sind für die effektiven Mitteldrücke von 2 und 14 bar die mit dem Modellansatz von Kožuch berechneten Werte nicht angeführt. In beiden Fällen überwiegt die Rußoxidation und es resultieren negative Rußwerte.

p_{me} bar	Messung mg/ASP	Modell Boulouchos mg/ASP	%	Modell Kožuch mg/ASP	%
2	0.0043	0.0030	68	-	-
8	0.0070	0.0105	150	0.0152	218
14	0.0122	0.0044	36	-	-

Tabelle 7: Gemessene und berechnete Rußemissionswerte bei Variation der Last.

Auf den Einfluss der Abgasrückführrate auf die berechneten Rußemissionen wurde bereits in [94] ausführlich eingegangen. Ausgewählte Ergebnisse dazu sind in Abbildung 14 aufgetragen. Zu beachten ist die unterschiedliche Skalierung der Ordinate zwischen dem Lastpunkt Notch 3 und Notch 8. Die Modelle wurden für beide Lasten im Betriebspunkt ohne Abgasrückführung abgestimmt. Der Ansatz von Boulouchos gibt den Anstieg der Rußemission mit höherer Abgasrückführrate für beide Lasten richtig wieder. Die Abweichung von den gemessenen Werten nimmt bei Teillast mit steigender Abgasrückführrate zu. Der Modellansatz von Kožuch reagiert bei Teillast nicht auf die Variation. Bei Volllast kann der Trend qualitativ annähernd wiedergegeben werden.

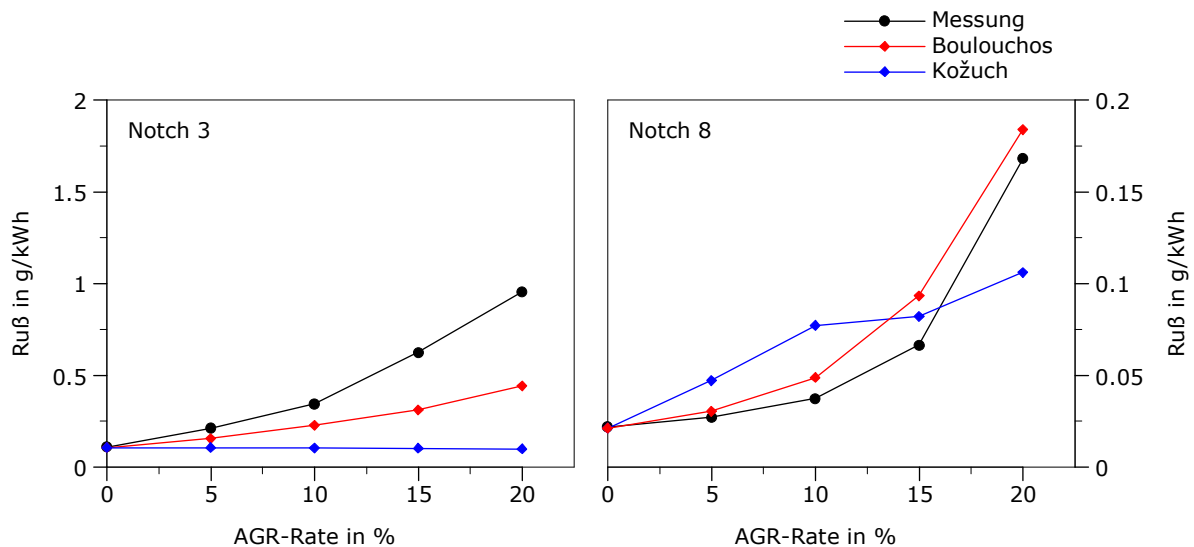


Abbildung 14: Variation der AGR-Rate in der Teil- und Volllast.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass beide Modelle den Trend der Rußmassenverläufe bei einer Änderung von Einspritzdruck- oder Drehzahl abbilden können. Die Variation der Abgasrückführrate wird mit dem Ansatz von Boulouchos besser wiedergegeben. Weitere Verbesserungen sind notwendig, um den Einfluss der Last zu erfassen.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass die kurbelwinkelabhängigen Rußverläufe nur einge-

schränkt verglichen werden können, da der optisch gemessene Rußverlauf nur einen Teil des Brennraums repräsentiert. Vergleicht man Beginn und Dauer der Rußverläufe, so können mit dem Modell von Boulouchos mehr Gemeinsamkeiten festgestellt werden. Ferner kann mit dem Modellansatz von Boulouchos eine wesentlich bessere Übereinstimmung mit den gemessenen Rußemissionswerten erzielt werden. Aus diesen Gründen wurde der Modellansatz von Boulouchos als Grundlage für weitere Modellverbesserungen ausgewählt.

4 Entwicklung und Validierung des modifizierten Modellansatzes

Die Rußemission kann durch unterschiedliche Verfahren messtechnisch erfasst werden. Die im Rahmen der Untersuchungen eingesetzten Messtechniken werden kurz vorgestellt. Auf den Einzylinder-Forschungsmotor und die Merkmale des Prüfstandes wird im Anschluss eingegangen. Weiters wird der modifizierte Modellansatz eingehend beschrieben. Das erweiterte Rußemissionsmodell wird anhand ausgewählter Parametervariationen validiert. Aus den optischen Messungen können hilfreiche Informationen über den zeitlichen Verlauf der Rußkonzentration abgeleitet werden. Über die Zusammensetzung und Herkunft der Partikel geben die Ergebnisse der Partikelanalyse aufschluss. Abschließend wird anhand eines gesetzlichen Prüfzyklus für die Emissionen der Lokomotivapplikation gezeigt, wie der modifizierte Modellansatz auf die gleichzeitige Änderung mehrerer Parameter reagiert.

4.1 Messtechnik zur Erfassung der Rußemission

4.1.1 Gravimetrische Bestimmung der Partikelmasse

Der Gesetzgeber schreibt die gravimetrische Messung der Partikelmasse vor. Aufgrund der großen Abgasmassenströme kommen im Großmotorenbereich hierfür ausschließlich Teilstromverdünnungssysteme zum Einsatz. Bei Teilstromsystemen wird ein Teil des Abgases entnommen und definiert mit Luft verdünnt. Anschließend wird das verdünnte Abgas über zwei hintereinander angeordnete Einzelfilter geleitet. Die Temperatur des verdünnten Abgases darf unmittelbar oberhalb des Filterhalters 325 K (52 °C) nicht überschreiten [66]. Zur Bestimmung der gesamten Partikelmasse werden die Filter unbeladen und beladen mit einer Mikrogramm-Waage gewogen. Die Wägung erfolgt in einer Wägekammer mit kontrollierter Temperatur und Luftfeuchtigkeit [66]. Die Partikelemission wird unter Berücksichtigung, von Wichtungsfaktoren, des vorhandenen Teilstroms und der gemessenen Partikelmasse errechnet. Im Großmotorenbereich ist die Angabe der spezifischen Partikelemission in g/kWh üblich. Im Rahmen der Untersuchungen wurde die gravimetrische Partikelmessung mit dem Gerät AVL Smart Sampler 472 durchgeführt.

Die chemische Analyse der auf dem Filter abgeschiedenen Partikel ermöglicht eine Aufteilung in einen organisch flüchtigen Anteil und einen nicht-flüchtigen Anteil. Die Analyse erfolgte nach sog. „volatile organic fraction“-Methode entsprechend der Richtlinie IP442/99 [54]. Der organisch flüchtige Anteil wird mittels eines Gaschromatographen analysiert. Diese Analyse erlaubt es, bei bekannten Spezifikationen von Kraftstoff und Schmieröl, eine Aussage über die anteilmäßige Zusammensetzung der Partikel zu treffen. Der nicht-flüchtige Anteil wird in einem Alkohol-Wasser-Gemisch gelöst. Der lösliche Anteil besteht im Wesentlichen aus Nitraten und Sulfaten. Der nicht-lösliche Rest setzt sich aus den Hauptbestandteilen Kohlenstoff und Asche zusammen.

4.1.2 Bestimmung der Rußmasse aus der Rauchwertmessung

Zur Messung der Rußemission wurde das Rauchwertmessgerät AVL Smokemeter 415 S [55] eingesetzt. Es handelt sich dabei um eine in der Motorenentwicklung etablierte Messmethode. Das Gerät basiert auf einem photoelektrischen Verfahren. Der Messvorgang läuft wie folgt ab: Nach dem Auslösen einer Messung wird das Filterpapier automatisch in den Halter eingelegt. Über eine Sonde wird ein definierter Abgasteilstrom entnommen und durch das Filterpapier geleitet. Die im Abgas enthaltenen Partikel scheiden sich am Filter ab und bewirken eine Schwärzung. Das beladene Filterpapier wird automatisch ausgewertet und der Schwärzungsgrad wird einer Schwärzungszahl (Filter Smoke Number FSN) von 0 bis 10 zugeordnet. Wobei ein FSN-Wert von 0 einer vollständigen Reflexion entspricht, und somit das unbeladene Filterpapier darstellt. Aufgrund ihrer optischen Eigenschaften werden flüchtige Anteile, Sulfate und Aschen nicht oder nur teilweise erfasst. Die Schwärzung des Filterpapiers stellt hiermit ein Maß für die im Abgas enthaltene Rußmenge dar.

Ein direkter Zusammenhang zwischen der Schwärzung des Filterpapiers und der Rußmasse besteht nicht. Über empirische Korrelationen kann jedoch in erster Näherung eine Abschätzung der Rußmasse getroffen werden. In der vorliegenden Arbeit wurde die Rußmasse über die Näherungsformel (4.1) von AVL aus der Schwärzung des Filterpapiers berechnet. Für eine Umrechnung können noch weitere empirische Näherungsformeln angewandt werden. Je nachdem, welche Umrechnungsformel verwendet wird, können deutliche Unterschiede im Vergleich zur gravimetrisch bestimmten Partikelmasse auftreten [44].

$$\dot{m}_{\text{Ruß}} = \frac{4.95 \cdot FSN \cdot e^{0.38 \cdot FSN}}{0.405} \cdot \frac{\dot{m}_{\text{L}}}{\rho_{\text{L}}} \quad [\text{mg/h}] \quad (4.1)$$

$$m_{\text{Ruß}} = \dot{m}_{\text{Ruß}} \cdot \frac{2}{n \cdot 60} \quad [\text{mg/ASP}] \quad (4.2)$$

4.1.3 Grundlagen der optischen Temperatur- und Rußmesstechnik

Eine Möglichkeit zur Temperaturbestimmung bei der Verbrennung im Dieselmotor ist die Zwei-Farben-Methode. Man macht sich dabei die starke, kontinuierliche Festkörperstrahlung des Rußes, welche die Bandenstrahlung einzelner Moleküle überdeckt, zunutze [86]. Die Methode beruht auf der Messung der Strahlungsintensitäten an zwei oder mehr diskreten Wellenlängen, daher die Bezeichnung Zwei-Farben-Methode. In der vorliegenden Arbeit wurde die Temperatur und die Rußkonzentration durch die Auswertung von Aufnahmen der Verbrennung ermittelt. Die angewandte Methodik ist an die Zwei-Farben-Methode angelehnt.

Jeder Körper emittiert aufgrund seiner Temperatur Wärmestrahlung. Die spektrale Wärmestrahlung eines schwarzen Körpers²² wird mit der Planck'schen Strahlungsformel nach Gleichung (4.3) beschrieben.

$$L_{\lambda,s}(\lambda, T) = \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \quad (4.3)$$

Die Gesamtstrahlung, die auf einen realen Körper auftrifft setzt sich nach Gleichung (4.4) aus drei Anteilen zusammen: absorbierte, reflektierte und transmittierte Strahlung.

$$\alpha(\lambda, T) + \rho(\lambda, T) + \tau(\lambda, T) = 1 \quad (4.4)$$

Aus dem Kirchhoff'schen Strahlungsgesetz ergibt sich, dass der Emissionsgrad gleich dem Absorptionsgrad ist.

$$\varepsilon(\lambda, T) = \alpha(\lambda, T) \quad (4.5)$$

Gleichung (4.6) beschreibt die spektrale Strahldichte für einen allgemeinen Temperaturstrahler.

$$L_\lambda(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) \cdot L_{\lambda,s}(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) \cdot \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \quad (4.6)$$

Das Emissionsverhältnis ε muss bekannt sein, um die gemessene Gesamtemission berechnen zu können. Der spektrale Emissionsgrad einer rußenden Dieselflamme ist in Gleichung (4.7) angegeben. Der Parameter k ist eine von der Rußkonzentration abhängige Größe. Rußkonzentration und Schichtdicke s beeinflussen somit den spektralen Emissionsgrad. Für eine nähere Darstellung der Thematik sei an dieser Stelle auf [24] verwiesen.

$$\varepsilon_\lambda = 1 - e^{-\frac{k}{\lambda} \cdot s} \quad (4.7)$$

Durch Integration der spektralen Strahldichte erhält man, unter Berücksichtigung von Gleichung (4.7) die Gesamtemission eines allgemeinen Temperaturstrahlers, wie sie in Gleichung (4.8) angeführt ist.

$$L_e = c_1 \cdot \int_0^\infty \left(1 - e^{-\frac{k}{\lambda} \cdot s} \right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} d\lambda \quad (4.8)$$

Für eine optische Temperaturmessung wird ein Filter mit bekanntem Transmissionsgrad verwendet, da nicht das gesamte Spektrum der Strahlung in Frage kommt. Die gemessene Gesamtstrahlung wird nach Gleichung (4.9) berechnet. Der Faktor k_{opt} gibt die Verhältnisse von der Strahlungsquelle bis zum Photosensor wieder. Auf die Ermittlung von k_{opt} wird in [72] detailliert eingegangen. Für die weiteren Ausführungen wird k_{opt} als bekannt angenommen.

²² Als schwarzer Körper wird ein idealisierter Körper bezeichnet, welcher bei einer bestimmten Temperatur T die maximal mögliche Wärmestrahlung emittiert [77].

$$L_{e, \text{mess}} = k_{\text{opt}} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{\text{min}}}^{\lambda_{\text{max}}} \left(1 - e^{-\frac{k \cdot s}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) d\lambda \quad (4.9)$$

Auf die detaillierte Beschreibung des Algorithmus der Temperaturberechnung wird an dieser Stelle verzichtet, es sei auf die Arbeit von Schmidradler [72] verwiesen. Nachfolgend wird nur ein kurzer Einblick in die Methodik gegeben. Um die Flammentemperatur zu berechnen, wird der Intensitätswert des Rot-Anteils und das Verhältnis der Intensitätswerte des Rot- und des Grün-Anteils verwendet. Das Verhältnis der Intensitätswerte ist in Gleichung (4.10) angeführt.

$$rg_{\text{th}}(T, k \cdot s) = \frac{R_{\text{th}}(T, k \cdot s)}{G_{\text{th}}(T, k \cdot s)} = k_{\text{grün}} \cdot \frac{\int_{\lambda_{\text{min}}}^{\lambda_{\text{max}}} \left(1 - e^{-\frac{k \cdot s}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) d\lambda}{\int_{\lambda_{\text{min}}}^{\lambda_{\text{max}}} \left(1 - e^{-\frac{k \cdot s}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_G(\lambda) d\lambda} \quad (4.10)$$

Der Intensitätswert des Rot-Anteils ist mit Gleichung (4.11) gegeben:

$$R_{\text{th}}(T, k \cdot s) = k_{\text{opt}} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{\text{min}}}^{\lambda_{\text{max}}} \left(1 - e^{-\frac{k \cdot s}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) d\lambda \quad (4.11)$$

Die Flammentemperatur kann unter der Voraussetzung, dass die Bedingung $k \cdot s \approx \lambda$ erfüllt ist, berechnet werden. Zwei Grenzfälle können unterschieden werden:

- (1) Für $k \cdot s \gg \lambda$ nähert sich das Emissionsvermögen dem des schwarzen Strahlers. Die Flamme wird als „optisch dicht“ bezeichnet. Die gesamte Strahlung geht von der Oberfläche der Flamme aus.
- (2) Für $k \cdot s \ll \lambda$ kommt die Strahlung von tiefer liegenden Flammenschichten. Die Flamme wird als „transparent“ bezeichnet.

Wird das Produkt $k \cdot s$ als Parameter angesehen, so kann die Temperatur folgendermaßen ermittelt werden: Es wird jener Parameter $k \cdot s$ gesucht, für den der Intensitätswert des Rot-Anteils und das Verhältnis der Intensitätswerte des Rot- und des Grün-Anteils auf dieselbe Temperatur führen. Durch den Parameter $k \cdot s$ ist, unter der Voraussetzung einer bekannten Schichtdicke s , ein Rückschluss auf die Rußkonzentration möglich.

4.1.4 Optische Messtechnik

Messsystem. Das optische Messsystem AVL Visioscope wurde eingesetzt, um kurbelwinkelbasierte Informationen über die Rußkonzentration im Brennraum zu erhalten. Bei diesem Messsystem handelt es sich um ein bildbasiertes Messverfahren zur Untersuchung von Vorgängen bei der motorischen Verbrennung. Die aufgezeichneten Aufnahmen können direkt zur Interpretation herangezogen werden, ebenso ist eine rechnerische Auswertung möglich. Die rechnerische Analyse des aufgezeichneten Bildmaterials lässt einen Rückschluss auf die örtliche Temperatur und auf die Rußkonzentration zu. Das System gliedert sich in folgende Bestandteile: Endoskopeinheit, Hochgeschwindigkeits-

digitalkamera, kombinierte Beleuchtungs- und Triggereinheit und Auswerterechner. Der für die Anwendung des Messsystems erforderliche konstruktive Adaptierungsaufwand am Motor ist gering. Um die optische Messtechnik einsetzen zu können, wurden an der frei zugänglichen Motorseite zwei Einsatzhülsen in den Zylinderkopf eingearbeitet. Diese Anordnung gestattet eine einfache Handhabung der optischen Messtechnik. Ein Zugang dient der Aufnahme der Endoskopeinheit. Diese wird zwischen den zwei Auslassventilen durch das Feuerdeck in den Brennraum eingeführt [91]. Der zweite Zugang dient zur Aufnahme des Lichtleiters für die Beleuchtung nichtleuchtender Vorgänge. Die Winkellage der beiden Hülsen wurde so gewählt, dass einerseits ein möglichst großes Brennraumvolumen erfasst wird, andererseits sollte es auch möglich sein, einen Einspritzstrahl von der Düsen Spitze bis zur Zylinderbuchse erfassen zu können. Hierfür ist der Einsatz von speziell angefertigten Düsen erforderlich. Das Strahlbild einer solchen Düse muss derart beschaffen sein, dass nur ein einzelner Strahl in den Blickbereich des Endoskops eindringt. Die Blickrichtung des Endoskops sollte dabei normal zur Strahlachse verlaufen. Das Endoskop ist durch ein druck- und temperaturbeständiges Quarzglasfenster vom Brennraum getrennt. Der Aufbau ist in Abbildung 15 dargestellt. Für den Fall, dass die optische Messtechnik nicht eingesetzt wird, können die beiden Zugänge verschlossen werden. Die optischen Zugänge üben keine Rückwirkung auf die Verbrennung aus.

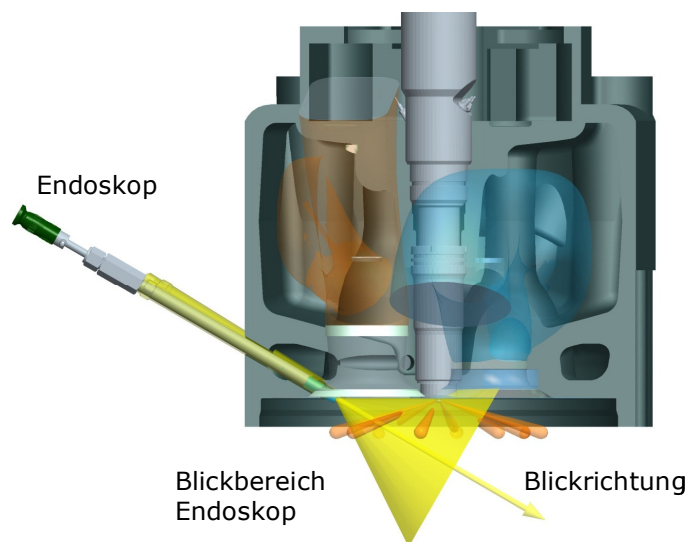


Abbildung 15: Zylinderkopf mit Einspritzstrahlen und Blickbereich des Endoskops.

Durchführung der Messung und Auswertung. Das optische Messsystem ist eine Sondermesstechnik und wird ausschließlich für die Untersuchung spezieller Fragestellungen eingesetzt. Das Gerät arbeitet autonom und ist nicht in das Prüfstandsautomatisierungssystem AVL PUMA eingebunden. Die Bedienung erfolgt unabhängig von der restlichen Prüfstandseinrichtung. Die Zuordnung zu den kurbelwinkelabhängigen und -unabhängigen Messdaten erfolgt durch den Anwender, der die Messung möglichst zeitgleich auslöst. Wird nun eine Messung durchgeführt, so nimmt das Messsystem pro Verbrennungszyklus je ein Bild auf. Der Aufnahmezeitpunkt wird von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel um einen vorgegebenen Zeitschritt verstellt. Eine Schrittweite von einem halben Grad Kurbelwinkel hat sich dabei als sinnvoll erwiesen. Sämtliche in der vorliegenden Arbeit gezeigten Ergebnisse wurden mit dieser Schrittweite aufgezeichnet. Für die an-

schließende Auswertung des aufgezeichneten Bildmaterials ist es wichtig, dass keine überbelichteten Bildpunkte vorhanden sind. Während eines Aufnahmezyklus kann die Belichtungszeit nicht angepasst werden, um gegebenenfalls eine Überbelichtung in der Phase der Hauptverbrennung zu vermeiden. Im Rahmen der Untersuchungen wurde die Belichtungszeit so vorgegeben, dass eine Überbelichtung für den gesamten Verbrennungsablauf ausgeschlossen werden konnte. Am Ende der Messung erhält man eine Serie von Aufnahmen aus unterschiedlichen Arbeitsspielen. Die Auswertung des aufgezeichneten Bildmaterials erfolgt mit dem Programm Thermovision Advanced [56]. Mit Hilfe des Programms kann aus jedem Bild eine mittlere Temperatur berechnet werden. Die Temperaturberechnung erfolgt im Wesentlichen nach der Zweifarben-Methode und wurde im vorangegangenen Kapitel beschrieben. Grundlage für die Berechnung der Temperatur ist die Helligkeit des Rot- und des Grünanteils im Bild. Die Rußkonzentration ist keiner direkten Berechnung zugänglich. Die aus der Auswertung erhaltenen Rußwerte stellen lediglich eine von der tatsächlichen Rußkonzentration abhängige Größe dar. Für eine ausführliche Darstellung der Grundlagen wird auf [72] verwiesen. Werden die einzelnen Ergebnisse der ausgewerteten Aufnahmen über dem Kurbelwinkel aufgetragen, ergibt sich der in Abbildung 16 gezeigte Rußverlauf.

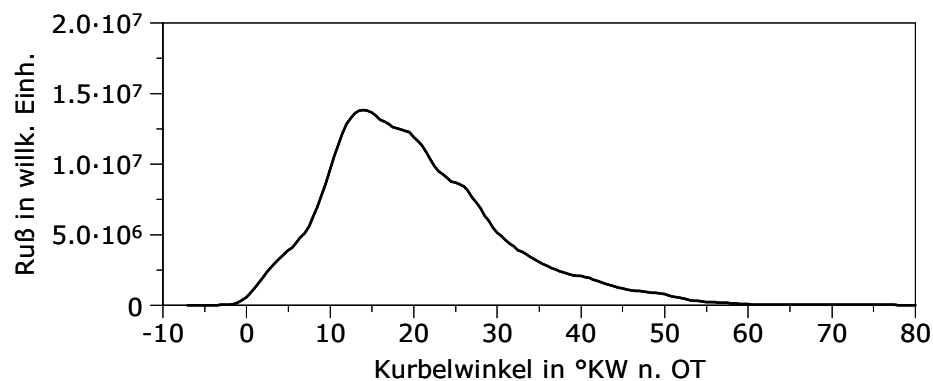
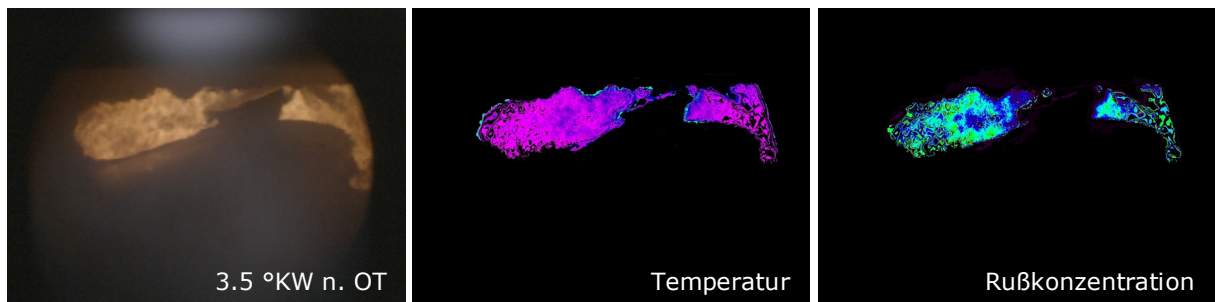


Abbildung 16: Prinzipdarstellung der im Auswerteprogramm Thermovision Advanced verwendeten Methodik.

4.2 Ansätze zur Verbesserung

Von den in Kapitel 3.4 vorgestellten Modellansätzen wurde der Ansatz von Boulouchos als Grundlage für weitere Modellverbesserungen ausgewählt. Die Auswirkungen der einzelnen Änderungen werden anhand der Einspritzdruckvariation bei zwei unterschiedlichen Einspritzbeginn unter ansonsten gleichen Randbedingungen aufgezeigt. Die Messungen wurden bei einer Drehzahl von 888 min^{-1} , einer Last von $p_{me}=8 \text{ bar}$, einem Luftverhältnis von 1.8 und einer Ladelufttemperatur von 50 °C aufgezeichnet. In Abbildung 17 sind die gemessenen und die berechneten Verläufe dargestellt. Für beide Einspritzbeginne kann der Modellansatz von Boulouchos die mit steigendem Einspritzdruck sinkenden Rußemissionen im Trend erfassen. Beim frühen Einspritzbeginn werden jedoch deutlich zu hohe Werte berechnet. Die Reduktion des Rußemissionsniveaus aufgrund des Temperaturanstiegs wird vom Modellansatz unzureichend erfasst.

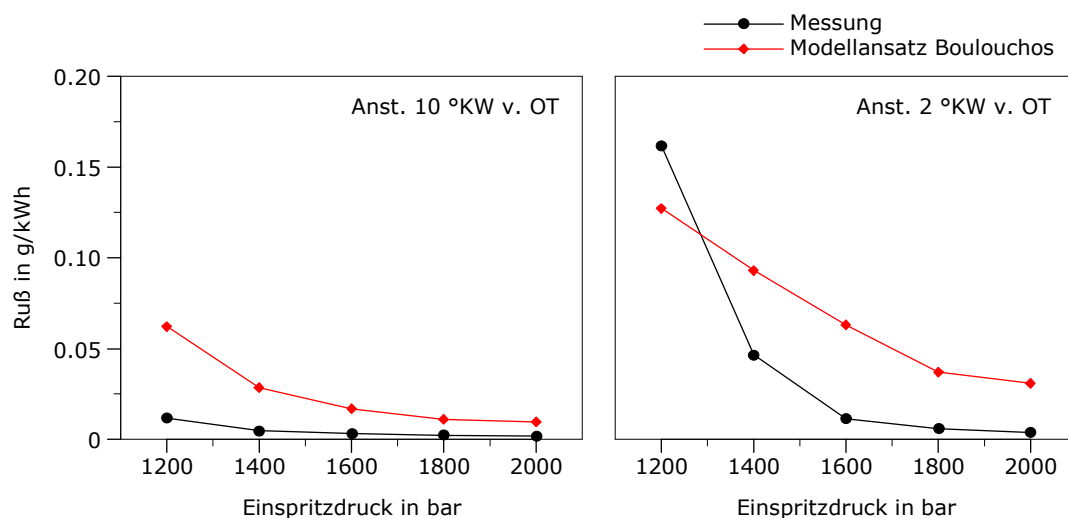


Abbildung 17: Verifikation der mit dem Modellansatz von Boulouchos erhaltenen Berechnungsergebnisse.

In Abbildung 18 sind Brennrate, mittlere Temperatur und berechnete Rußmasse über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Bei frühem Einspritzbeginn wird mehr Ruß gebildet, die Bedingungen für die Rußoxidation sind ebenfalls besser. Beim späten Einspritzbeginn friert die Rußoxidation zwischen 40 und 50 °KW n. OT ein. Begründet durch die Schwierigkeit, bereits einfache Variationen wie die des Einspritzbeginns abzubilden, ist es erforderlich, das Simulationsmodell durch die Berücksichtigung zusätzlicher Einflussgrößen zu verbessern.

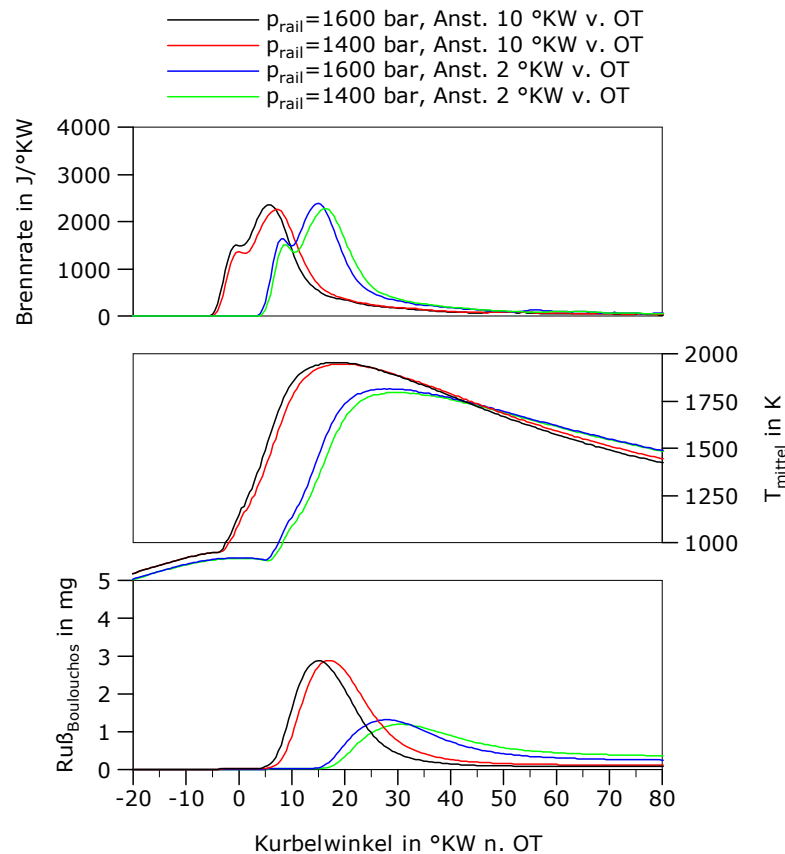


Abbildung 18: Mit dem Modellansatz von Boulouchos berechnete kurbelwinkelabhängige Verläufe.

4.2.1 Turbulenz

Die Auswirkungen einer Erhöhung des Einspritzdrucks auf die Rußemission sind allgemein bekannt. Die Reduktion der Rußemission kann auf zwei wesentliche Einflüsse zurückgeführt werden: einerseits wird die Zündverzugszeit verkürzt und die Kraftstoffumsetzung beschleunigt, was zur Folge hat, dass Rußbildung und -oxidation auf einem höheren Temperaturniveau stattfinden. Andererseits bewirkt die zusätzlich eingebrachte kinetische Energie eine verbesserte Verfügbarkeit von Sauerstoff für die ablaufenden Reaktionen. Neben der Rußbildung beeinflusst die Mischung von Luft und Kraftstoff auch die Rußoxidation. Somit wäre es berechtigt, den Einfluss der Mischungsrate in der Bildungsgleichung oder in der Oxidationsgleichung zu berücksichtigen. Eine eindeutige Zuordnung der Turbulenz zur Rußbildung oder -oxidation ist nicht möglich, deshalb wird folgende Annahme getroffen: Die durch die Einspritzstrahlen in den Brennraum eingebrachte Turbulenz beeinflusst in erster Linie die Kraftstoffaufbereitung und die Prozesse der Rußbildung da der Rußabbrand zeitlich später einsetzt. Die charakteristische Mischungszeit wurde deshalb in die Bildungsgleichung aufgenommen.

$$\frac{dm_{\text{Ruß, Bildung}}}{d\varphi} = A_B \cdot \tau_{\text{char}} \cdot \left. \frac{dm_B}{d\varphi} \right|_{\text{Diff}} \cdot \left(\frac{p_{\text{cyl}}}{p_{\text{ref}}} \right)^{n_1} \cdot e^{-\frac{T_{\text{AB}}}{T_{\text{Mittel}}}} \quad (4.12)$$

$$\frac{dm_{\text{Ru\ss, Oxidation}}}{d\varphi} = A_O \cdot (m_{\text{Ru\ss}})^{n_2} \cdot \left(\frac{p_{\text{O}_2}}{p_{\text{O}_2, \text{ref}}} \right)^{n_3} \cdot e^{-\frac{T_{\text{AO}}}{T_{\text{Mittel}}}} \quad (4.13)$$

Die Ergebnisse der Berechnung mit dem modifizierten Ansatz sind in Abbildung 19 der Messung gegenübergestellt. Die Modellkonstanten A_B und A_O mussten angepasst werden. Der Trend der Ru\ssmission wird für den späten Einspritzbeginn für Einspritzdrücke im Bereich von 1600 bis 2000 bar zufriedenstellend wiedergegeben. Der überproportionale Anstieg der Ru\ssmissionswerte für die Einspritzdrücke 1200 und 1400 bar, kann nicht vollständig erfasst werden.

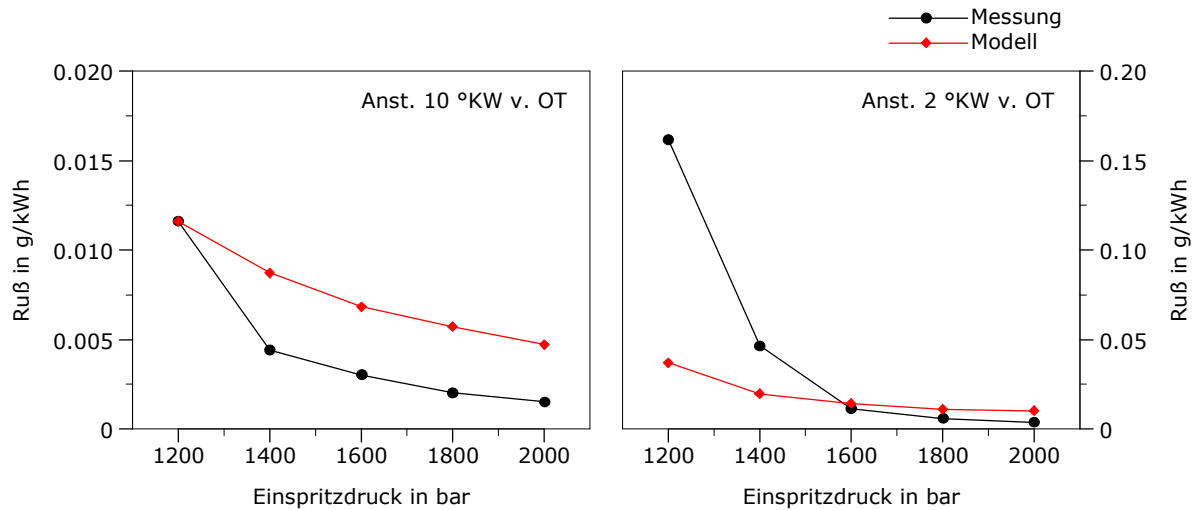


Abbildung 19: Verifikation der Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung der turbulenten kinetischen Energie in der Bildungsgleichung.

4.2.2 Zündverzögerung

Die Ru\ssmission wird wesentlich von der Aufbereitung und Verdampfung des Kraftstoffs während der Zündverzögerungszeit beeinflusst. Eine kürzere Zündverzögerungszeit kann, bei gleichem Kraftstoff auf zwei Ursachen zurückgeführt werden:

- ein höheres Temperaturniveau im Brennraum
- eine feinere Zerstäubung und verbesserte Durchmischung von Kraftstoff und Luft aufgrund des höheren Einspritzdrucks und folglich eine beschleunigte Verdampfung

Die Zündverzögerungszeit beeinflusst somit primär die Vorgänge in der ersten Phase der Verbrennung. Aus diesem Grund wurde der Zündverzögerung in die Bildungsgleichung aufgenommen.

$$\frac{dm_{\text{Ru\ss, Bildung}}}{d\varphi} = A_B \cdot \tau_{\text{char}} \cdot (ZV)^{n_4} \cdot \left. \frac{dm_B}{d\varphi} \right|_{\text{Diff}} \cdot \left(\frac{p_{\text{cyl}}}{p_{\text{ref}}} \right)^{n_1} \cdot e^{-\frac{T_{\text{AB}}}{T_{\text{Mittel}}}} \quad (4.14)$$

$$\frac{dm_{\text{Ru\ss, Oxidation}}}{d\varphi} = A_O \cdot (m_{\text{Ru\ss}})^{n_2} \cdot \left(\frac{p_{\text{O}_2}}{p_{\text{O}_2, \text{ref}}} \right)^{n_3} \cdot e^{-\frac{T_{\text{AO}}}{T_{\text{Mittel}}}} \quad (4.15)$$

ZV	°KW	Zündverzug
n_4	-	Modellkonstante

In Abbildung 20 sind die Berechnungsergebnisse für den frühen und den späten Einspritzbeginn aufgetragen. Im oberen Bildteil ist der Zündverzug dargestellt. Die Differenz im Zündverzug zwischen einem Einspritzdruck von 1200 und 2000 bar beträgt ungefähr 2 °KW. Beide Einspritzbeginne unterscheiden sich im Zündverzug um rund 0.5 °KW. Der Zündverzug wurde aus den analysierten Messdaten als Differenz von Beginn des Ansteuersignals²³ und Beginn der Verbrennung im Zwei-Zonen-Modell berechnet. Wie die Berechnungsergebnisse zeigten, ist das Temperaturniveau während des Einspritzvorgangs bei gleichem Einspritzbeginn für alle Einspritzdrücke nahezu konstant. Die Verkürzung des Zündverzugs bei hohem Einspritzdruck, ist daher auf die verbesserte Mischung von Luft und Kraftstoff zurückzuführen.

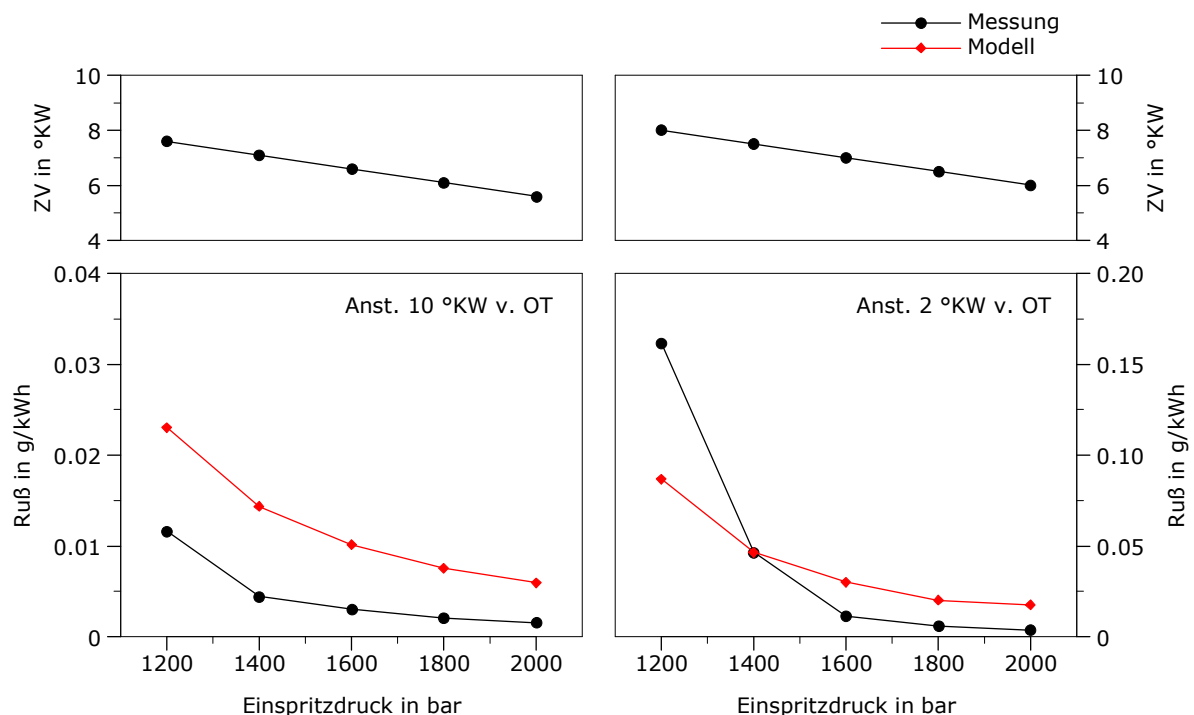


Abbildung 20: Verifikation der Simulationsergebnisse bei zusätzlicher Berücksichtigung des Zündverzugs in der Bildungsgleichung.

Das rechte Diagramm zeigt die Einspritzdruckvariation bei gleichen Randbedingungen für einen Beginn des Ansteuersignals von 2 °KW v. OT. Im Vergleich mit dem linken Diagramm fällt der deutliche Anstieg der Russemission auf. Aufgrund der Verschiebung des Einspritzbeginns Richtung „spät“ in die Expansionsphase ist die Ladungstemperatur geringer. Wie die Berechnung ergab, nimmt die Temperatur zu Verbrennungsbeginn um

²³ Der Injektor war nicht für eine Messung des Nadelhubs ausgestattet.

40 K ab. Die geringere Ladungstemperatur verlangsamt die Verdampfung des Brennstoffs und senkt darüber hinaus das Temperaturniveau für die nachfolgenden Vorgänge ab. Begründet durch die geringen Unterschiede in der Zündverzugszeit kann der Einfluss der Mischungsrate als untergeordnet angesehen werden und der Anstieg der Rußemissionswerte auf die Änderung der Ladungstemperatur zurückgeführt werden.

Durch die Berücksichtigung des Zündverzugs in der Bildungsgleichung kann die Form des Rußverlaufs über dem Einspritzdruck besser wiedergegeben werden. Der überproportionale Anstieg der Rußemission bei Absenkung des Einspritzdruckes kann ebenso abgebildet werden. Die Ergebnisse veranschaulichen den Einfluss der Kraftstoffaufbereitung auf die Rußbildung.

Ein Emissionsberechnungsmodell wird daran gemessen, wie zuverlässig die jeweilige Emissionskomponente vorausberechnet werden kann. Ergebnisse aus Messungen können nicht als gegeben angenommen werden und sollen deshalb nicht als Teil der Eingangsgrößen in die Simulation einfließen. Der im vorangegangenen Beispiel aus Abbildung 20 verwendete analysierte Zündverzug ist im Zuge einer Vorausberechnung nicht verfügbar. Aus diesem Grund wurde der aus der Messung ermittelte Zündverzug in einem weiteren Schritt durch ein Zündverzugsmodell berechnet. Das Zündverzugsmodell nach Gleichung (4.18) setzt sich aus der Reaktionsrate nach Magnussen (Gleichung (4.16)) und der Reaktionsrate nach Arrhenius (Gleichung (4.17)) zusammen. Die Reaktionsrate nach Magnussen beschreibt die momentane Verfügbarkeit der Reaktionspartner für die Reaktion. Die lokale Turbulenzdichte bestimmt die Transport- und Mischungsprozesse auf molekularer Ebene [11]. Der zweite Term im Zündverzugsmodell ist die Reaktionsrate nach Arrhenius. Der Arrhenius-Term nimmt die Reaktionspartner als vollständig durchgemischt an. In diesem Fall wird die momentane Reaktionsrate von der Reaktionskinetik bestimmt.

$$r_{\text{Mag}} = C_{\text{Mag}} \cdot c_{\text{R}} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V_{\text{Zyl}}}} \quad (4.16)$$

$$r_{\text{Arr}} = C_{\text{Arr}} \cdot c_{\text{K}} \cdot c_{\text{O}} \cdot p^a \cdot e^{\frac{-k_2 \cdot T_a}{T}} \quad (4.17)$$

$$r_{\text{ges}} = \frac{A_{\text{glob}}}{\frac{1}{r_{\text{Mag}}} + \frac{1}{r_{\text{Arr}}}} \quad (4.18)$$

Die unter Einbeziehung des Zündverzugsmodells berechneten Rußemissionswerte sind in Abbildung 21 im linken Bildteil den mit dem analysierten Zündverzug erhaltenen Ergebnissen und den Messwerten gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt eine verbesserte Übereinstimmung. Im rechten Diagramm sind der analysierte und der simulierte Zündverzug aufgetragen. Mit zunehmendem Einspritzdruck sinkt der Zündverzug. Der analysierte Zündverzug reduziert sich um 2 °KW bei einer Erhöhung des Einspritzdruckes von 1200 auf 2000 bar. Dies entspricht einer Zeit von rund 0.4 ms. Das Zündverzugsmodell prognostiziert eine Reduktion um 1.2 °KW.

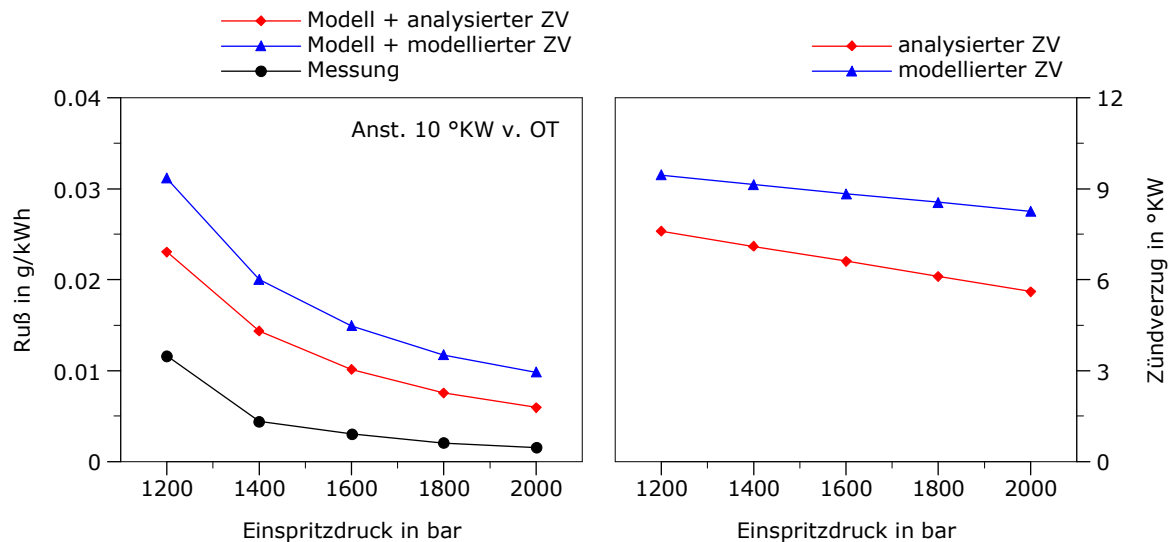


Abbildung 21: Vergleich der mit dem analysierten und dem berechneten Zündverzug erhaltenen Ergebnisse.

4.2.3 Oxidation durch Hydroxyl-Radikale

Die Reaktionspartner für die Rußoxidation sind in erster Linie molekularer Sauerstoff und Hydroxyl-Radikale. Wie in Kapitel 2.1.2 angeführt dominiert unter lokalem Sauerstoffüberschuss die Oxidation durch molekularen Sauerstoff. Unter lokalem Luftmangel finden ebenfalls Oxidationsreaktionen statt. Mehrere Forschungsarbeiten legen den Schluss nahe, dass hierbei Hydroxyl-Radikale eine zentrale Rolle spielen [19], [64], [22], [65]. Dieses Erkenntnis wurde aus Versuchen an Brenner-Flammen und Stoßwellenrohren gezogen. Es kann angenommen werden, dass dies auch auf die dieselmotorische Verbrennung zutrifft. Daher ist es naheliegend, die Konzentration der Hydroxyl-Radikale in die Oxidationsgleichung (4.20) aufzunehmen.

$$\frac{dm_{\text{Ruß, Bildung}}}{d\varphi} = A_B \cdot \tau_{\text{char}} \cdot (ZV)^{n_4} \cdot \left. \frac{dm_B}{d\varphi} \right|_{\text{Diff}} \cdot \left(\frac{p_{\text{cyl}}}{p_{\text{ref}}} \right)^{n_1} \cdot e^{-\frac{T_{\text{AB}}}{T_{\text{Mittel}}}} \quad (4.19)$$

$$\frac{dm_{\text{Ruß, Oxidation}}}{d\varphi} = A_O \cdot (m_{\text{Ruß}})^{n_2} \cdot \left(\frac{p_{\text{O}_2} + p_{\text{OH}}}{p_{\text{O}_2, \text{ref}}} \right)^{n_3} \cdot e^{-\frac{T_{\text{AO}}}{T_{\text{Mittel}}}} \quad (4.20)$$

p_{OH} Pa Partialdruck der Hydroxyl-Radikale

Ein Weg zur innermotorischen Erfüllung der strengen US EPA TIER 4 NO_x -Grenzwerte ist der Einsatz von Abgasrückführung. In der Brennverfahrensentwicklung werden oftmals Variationen bei konstanten NO_x -Emissionen, nämlich dem Entwicklungsziel entsprechend, gemessen. Diese Variationen konnten bisher mit Rußemissionsmodellen nicht zufriedenstellend vorausberechnet werden. Im hier angeführten Beispiel wurde im Teillastpunkt Notch 4 der Einspritzdruck variiert. Die Abgasrückführtrate wurde entsprechend eingestellt, um die vorgegebenen NO_x -Werte zu erfüllen. Das Luftverhältnis wurde über die Anpassung des Ladedrucks konstant bei $\lambda=2$ gehalten. Das Ansteuersignal des Injektors

lag bei 8 °KW n. OT. In Abbildung 22 sind die Berechnungsergebnisse des Modells ohne und mit Berücksichtigung der Konzentration der Hydroxyl-Radikale der Messung gegenübergestellt. Ohne Berücksichtigung der Hydroxyl-Radikale (roter Verlauf) kann der Trend der Rußemissionswerte über dem Einspritzdruck nicht erfasst werden. Die Berechnungsergebnisse befinden sich jedoch in der gleichen Größenordnung wie die Messergebnisse. Unter Einbeziehung der Hydroxyl-Radikale (blauer Verlauf) kann der in der Messung ermittelte Trend wiedergegeben werden. Die Konstanten A_B und A_O müssten angepasst werden, damit die Übereinstimmung mit der Messung verbessert werden kann.

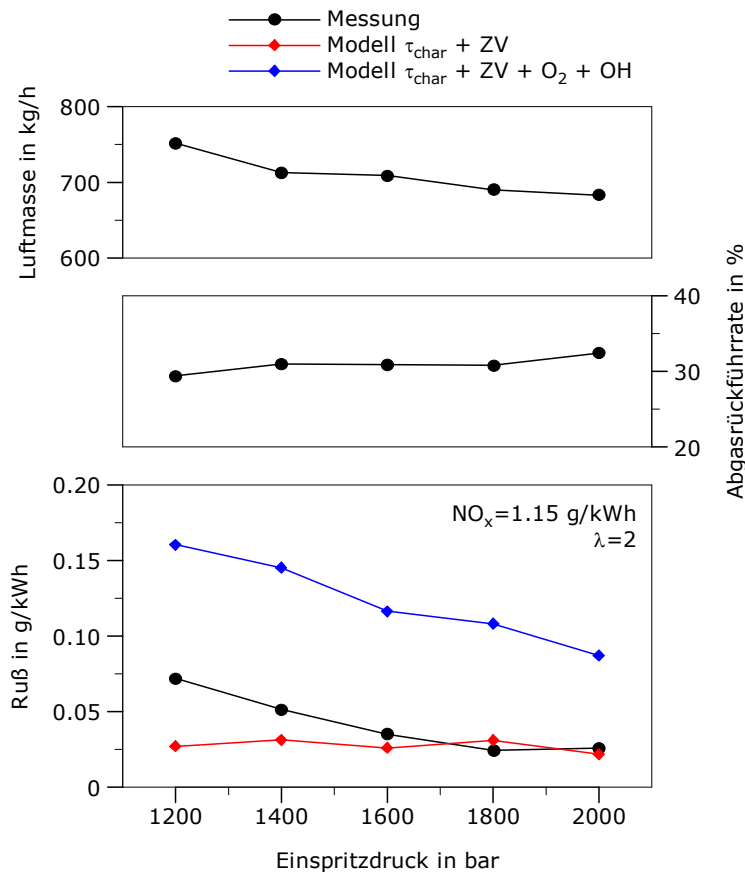


Abbildung 22: Verifikation der Simulationsergebnisse unter Einbeziehung der Konzentration der Hydroxyl-Radikale als zusätzliche Oxidationsspezies.

Es wurden Versuche am Motorenprüfstand unter Einsatz der optischen Messtechnik durchgeführt. Den Vergleich der Ergebnisse der optischen Untersuchungen mit den Berechnungsergebnissen zeigt Abbildung 23. Aufgetragen sind O₂- und OH-Partialdruck, die Summe aus O₂- und OH-Partialdruck, die aus den optischen Aufnahmen berechnete Rußkonzentration und die Brennrate über dem Kurbelwinkel. Aus den Diagrammen ist zu entnehmen, dass sich der O₂-Partialdruck und der OH-Partialdruck in derselben Größenordnung befinden. Bildet man die Summe aus beiden Partialdrücken, kann eine gute Übereinstimmung des Summenverlaufs mit dem aus der optischen Messung berechneten Rußkonzentrationsverlaufs festgestellt werden. Betrachtet man die Messung bei einem Einspritzdruck von 1600 bar (roter Verlauf), dann beginnen bei 21 °KW n. OT sowohl der Rußkonzentrationsverlauf als auch der Summenverlauf der Partialdrücke.

Beide Verläufe enden bei 60 °KW n. OT. Das Ende der Verbrennung liegt zwischen 50 und 60 °KW n. OT.

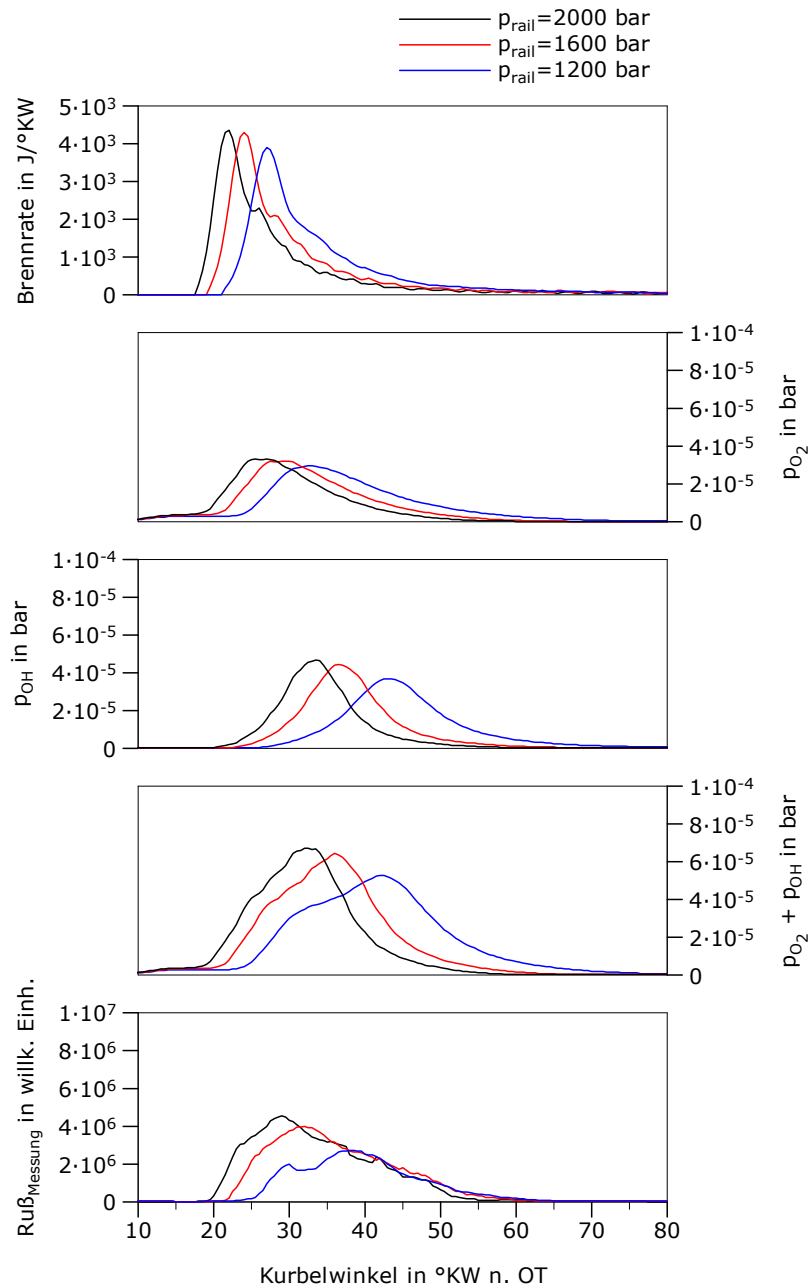


Abbildung 23: Vergleich der Partialdrücke der Oxidationspezies, des optisch gemessenen Rußverlaufs und der Brennrate für drei Einspritzdrücke.

Durch die Berücksichtigung der Konzentration der Hydroxyl-Radikale gelang es, Variationen mit spätem Einspritzbeginn abzubilden, bei denen mehrere Parameter veränderlich sind.

4.3 Abstimmung des modifizierten Modellansatzes

4.3.1 Vorgangsweise bei der Modellabstimmung

Der mit den Gleichungen (4.19) und (4.20) formulierte modifizierte Modellansatz ist die Basis für die weiteren Berechnungen. Durch eine entsprechende Anpassung der 8 Modellkonstanten kann die Übereinstimmung von Berechnungs- und Messergebnissen beeinflusst werden. Das Modell verfügt über die Modellkonstanten A_B , A_O , T_{AB} , T_{AO} , n_1 , n_2 , n_3 und n_4 . Der Optimierungsprozess erfolgt in mehreren Schritten:

- In einem ersten Schritt werden die präexponentiellen Faktoren A_B und A_O angepasst. Die Exponenten n_1 , n_2 , n_3 und n_4 werden dabei gleich eins gesetzt.
- Ermitteln der notwendigen Exponenten, um die Gradienten der Verläufe richtig zu erfassen.
- Bestimmen der Aktivierungstemperaturen T_{AB} und T_{AO}
- Berechnung der präexponentiellen Faktoren
- Abgleich des Modells über alle durchgeführten Parametervariationen. Dies entspricht mehr als 300 Betriebspunkten.

Die Berechnung der Faktoren A_B und A_O erfolgte automatisiert durch die implementierte Optimierungsroutine. Die anderen Konstanten wurden durch den Abgleich über alle Messpunkte ermittelt.

Zur Bewertung der Güte der Optimierung wird die mittlere quadratische Abweichung, nach Gleichung (4.21), als Maß herangezogen. Die quadratische Abweichung des simulierten Rußwertes und des Messwertes wird durch Division durch den quadrierten Messwert gewichtet.

$$d^2 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{(x_{\text{Messung}} - x_{\text{Rechnung}})^2}{x_{\text{Messung}}^2} \quad (4.21)$$

Die Bedeutung der mittleren quadratischen Abweichung soll am Beispiel der Lastvariation in Abbildung 24 erklärt werden. Im linken Diagramm ist das mit dem Modellansatz von Boulouchos erhaltene Berechnungsergebnis der Messung gegenübergestellt. Das rechte Diagramm zeigt die mit dem erweiterten Modellansatz berechneten Rußwerte und die Messwerte. Die hellblaue und die rote Fläche markieren jeweils die Abweichung von Messung und Berechnung. Aufgrund der unterschiedlichen Größe der beiden Flächen ist bereits die signifikant reduzierte Abweichung mit dem erweiterten Modellansatz ersichtlich. Damit höhere Rußemissionswerte nicht einen überproportionalen Beitrag zur mittleren quadratischen Abweichung leisten, erfolgte die Division durch den jeweiligen quadrierten Messwert. Somit wird eine Gewichtung vorgenommen. In absoluten Zahlen ausgedrückt beträgt die mittlere quadratische Abweichung mit dem Modellansatz von Boulouchos 3.47 im Vergleich zu $5.42 \cdot 10^{-2}$ mit dem modifizierten Modellansatz. Wie die Zahlen belegen, konnte durch die Berücksichtigung weiterer Einflussgrößen in diesem Beispiel eine signifikante Modellverbesserung erzielt werden.

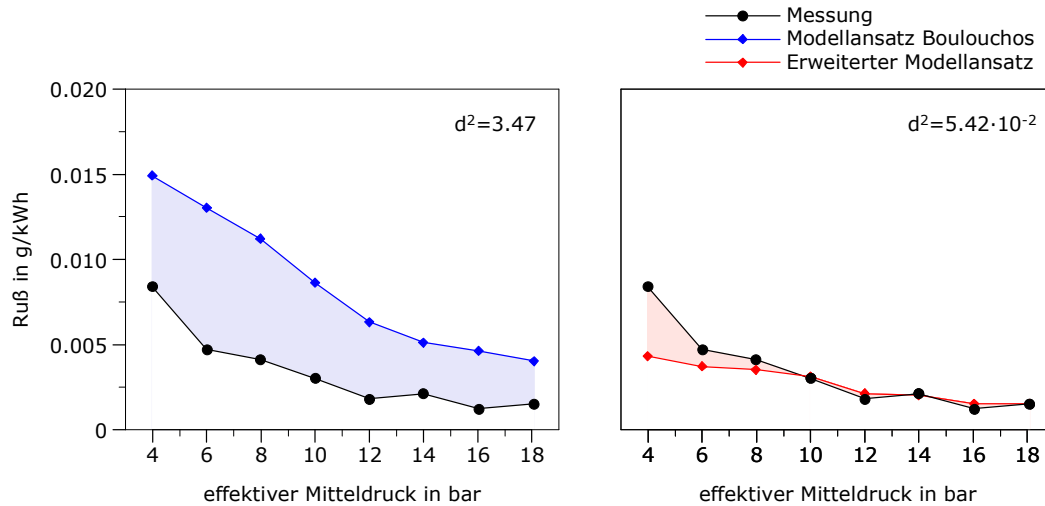


Abbildung 24: Bedeutung der mittleren quadratischen Abweichung - veranschaulicht am Beispiel der Lastvariation.

4.3.2 Aktivierungstemperaturen und Größenordnung der Verläufe

Es konnte ein Zusammenhang zwischen den berechneten, kurbelwinkelbasierten Verläufen der Rußmasse und den Rußkonzentrationsverläufen aus den optischen Messungen hergestellt werden. Die Aktivierungstemperaturen T_{AB} und T_{AO} bestimmen den Beginn der Verläufe der Rußbildung und der Rußoxidation. Die Wahl der Aktivierungstemperaturen kann durch den Vergleich der Ergebnisse der optischen Untersuchungen mit den berechneten, kurbelwinkelbasierten Verläufen begründet werden. Diese Vergleiche wurden an mehreren Messpunkten durchgeführt. Beispielfhaft soll ein Messpunkt herausgegriffen werden, um die Vorgehensweise zu erläutern. Der Betriebspunkt wurde bei einer Drehzahl von 888 min^{-1} , einem effektiven Mitteldruck von 8 bar, einem Luftverhältnis von 1.8 und einem Einspritzdruck von 1800 bar aufgezeichnet. Bei 8 °KW n. OT wurde der Injektor angesteuert. In Abbildung 25 sind die Verläufe der gemessenen Rußkonzentration und der berechneten Rußmasse über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Im linken Diagramm ist die mit den in [74] angeführten Aktivierungstemperaturen berechnete Rußmasse aufgetragen. Ein Anstieg der Rußmasse wird ab 25 °KW n. OT berechnet. Die Messung zeigt ein Rußleuchten bereits 5 °KW früher. Durch eine deutliche Absenkung der Aktivierungstemperatur der Rußbildung können, wie im rechten Diagramm dargestellt, Messung und Berechnung in Übereinstimmung gebracht werden.

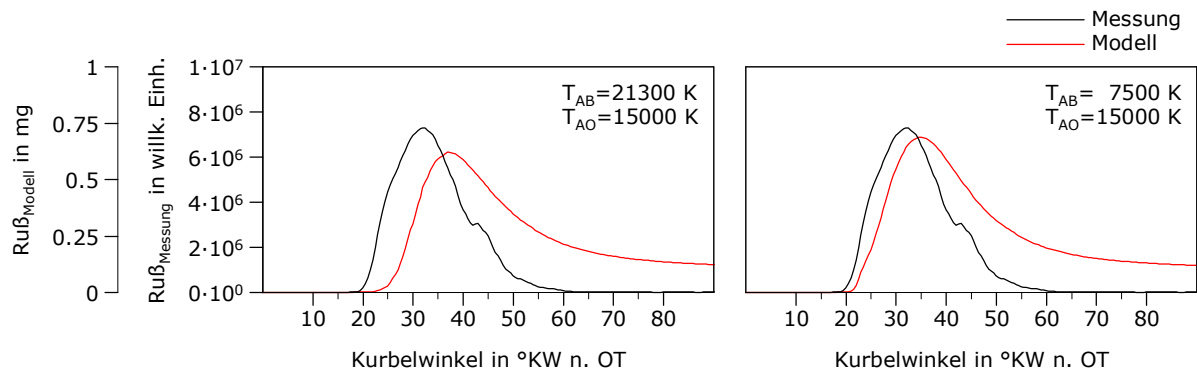


Abbildung 25: Bestimmung der Aktivierungstemperaturen.

Aus der Literatur ist bekannt, dass die während der Verbrennung auftretende maximale Rußkonzentration ein Vielfaches der im Abgas gemessenen Rußkonzentration beträgt. Es wird angenommen, dass über 90 % der gebildeten Rußmasse oxidiert werden [73], [75], [52]. Die genauen Verhältnisse zwischen maximaler Rußkonzentration und Konzentration im Abgas sind jedoch unbekannt. In Studien [59] wurde versucht, durch eine Probenentnahme direkt aus dem Brennraum, den Rußumsatz zu quantifizieren. Die Entnahme erfolgte mittels eines getakteten Gasentnahmeventils. Durch den Einsatz des Gasentnahmeventils und anschließender Gasanalyse kann zwar eine quantitative Aussage über die Rußkonzentration getroffen werden, allerdings beschränkt auf die unmittelbare Umgebung der Entnahmestelle. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigten, dass abhängig von der Temperatur auch eine nahezu vollständige Oxidation des gebildeten Rußes stattfinden kann.

Da für die optischen Messungen ein direkter Abgleich der Größenordnung technisch nicht möglich ist, erfolgte in der vorliegenden Arbeit die Abstimmung der berechneten Verläufe mit den optisch gemessenen Rußverläufe in folgender Weise: Es wurde darauf geachtet, dass Beginn und Dauer keinen oder nur einen geringen Versatz aufweisen. Die Maximalwerte sind damit vorgegeben. Zusätzliche Annahmen über das Verhältnis von maximal auftretender Rußkonzentration zu der im Abgas gemessenen Rußkonzentration mussten nicht getroffen werden. Aufgrund der gewählten Vorgangsweise ist sichergestellt, dass ausschließlich eindeutig aus den optischen Aufnahmen begründbare Ereignisse in die Modellabstimmung einfließen.

4.4 Optische Untersuchungen - Messmethodik

Wird ein optisches Untersuchungsverfahren in der Verbrennungsentwicklung eingesetzt so stellt sich von Beginn an die Frage, wie die Sichtverhältnisse das Messresultat beeinflussen. Eine Antwort soll in diesem Abschnitt erarbeitet werden. Bei den durchgeführten Untersuchungen wurde ein Injektor für Einspritzdrücke bis zu 2500 bar und eine Einspritzdüse mit 8 gleichmäßig über dem Umfang angeordneten Einspritzbohrungen verwendet. Der Injektor ist zentral im Zylinderkopf positioniert. Durch diese Anordnung treten mehrere Flammenkeulen in das Sichtfeld des Endoskops ein. Vom Blickbereich des Endoskops werden zumindest drei Flammenkeulen erfasst, die sich zum Teil überdecken. Im Gegensatz dazu könnte man auch eine Flammenkeule isoliert betrachten. Es stellt sich nun die Frage ob, und wenn ja, wie der Verlauf der optisch ermittelten Rußkonzentration durch die Sichtverhältnisse auf die Flamme beeinflusst wird. Um einen Einspritzstrahl isoliert zu betrachten, werden spezielle asymmetrische Einspritzdüsen benötigt. Im Zuge eines vorangegangenen Forschungsvorhabens wurden optische Untersuchungen mit asymmetrischen 5-Loch-Düsen durchgeführt. Abbildung 26 zeigt eine Skizze der Verhältnisse im Brennraum. Links, bei Verwendung der asymmetrischen 5-Loch-Düse, rechts mit symmetrischer 8-Loch-Düse. Die Einspritzbohrungen der 5-Loch-Düse sind so angeordnet, dass die betrachtete Flammenkeule freistehend ist und die Blickrichtung des Endoskops normal zur Strahlachse verläuft.

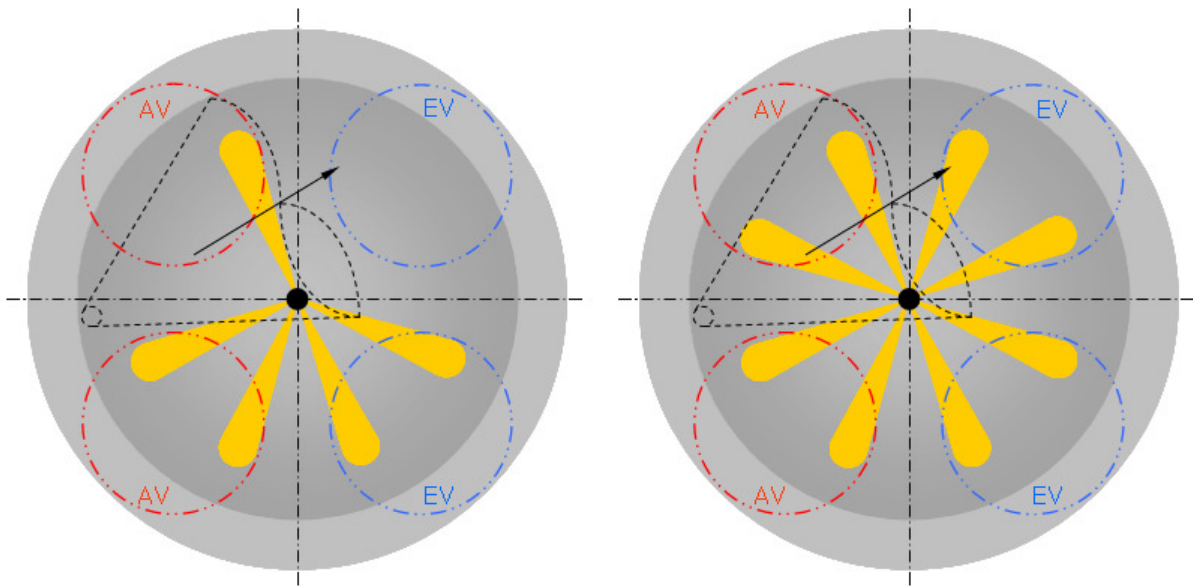


Abbildung 26: In den Blickbereich des Endoskops eintretende Flammenkeulen – Vergleich von 5- und 8-Loch-Düse.

Die 5-Loch-Düse wurde ausgehend von der Standarddüse welche für eine Motorkonfiguration zur Erfüllung der US EPA TIER 2 Emissionsgrenzwerte eingesetzt wird, gefertigt. Die 8-Loch-Düse hingegen, ist für die Emissionsstufe TIER 4 optimiert. Beide Düsen unterscheiden sich nicht nur durch die Anordnung ihrer Bohrungen, sondern auch im

Bohrungsdurchmesser und im Durchfluss, wie in Tabelle 8 angeführt.

Bezeichnung	Bohrungen	Durchmesser	Winkel ²⁴	Durchfluss ²⁵
	-	mm	Grad	cm ³ /30 sek.
B-433-265-637	5	0.415	145	2634 ± 2 %
B-433-266-154	8	0.37	145	3450 ± 3 %

Tabelle 8: Spezifikationen der verwendeten Einspritzdüsen.

Die spezielle Zielsetzung der Untersuchungen mit der 5-Loch-Düse erforderte Randbedingungen, die deutlich unterschiedlich zu jenen der 8-Loch-Düse waren. Das Ziel der Untersuchungen mit der 5-Loch-Düse war ein Abgleich der CFD-Einspritzstrahlmodelle mit den zeitaufgelösten, optischen Aufnahmen der Einspritzstrahl- und Flammenausbreitung [69]. Dadurch ergeben sich zwei Einschränkungen:

1. Der Vorgang des Strahlaufbruchs muss für beide Düsen identisch sein, um eine Vergleichbarkeit der Charakteristiken von Einspritzstrahl- und Flammenausbreitung zu erhalten. Diese Voraussetzung ist erfüllt, wenn der Einspritzstrahl in eine Atmosphäre mit gleicher Dichte und Temperatur eingebracht wird. Aufgrund der Forderung nach gleicher Luftdichte²⁶ ergibt sich ein höheres Luftverhältnis für die 5-Loch-Düse.
2. Die Dauer des Einspritzvorgangs soll bei Verwendung der 5-Loch-Düse gleich bleiben gegenüber der Einspritzdauer mit der Standarddüse für die TIER 2 Applikation. Dies ist der Fall, wenn Beginn und Ende des Einspritzvorgangs für beide Düsen gleich sind. Somit werden mit der 5-Loch-Düse nur $\frac{5}{8}$ der Kraftstoffmenge eingebracht. Die Motorleistung reduziert sich folglich um $\frac{3}{8}$. Das Temperaturniveau während der Verbrennungsphase sinkt ebenfalls.

Beispielhaft werden nun die Resultate mit der 5- und der 8-Loch-Düse für die Variationen Einspritzdruck, Einspritzbeginn und Luftverhältnis diskutiert. Die Ergebnisse der optischen Untersuchungen bei einer Änderung des Einspritzdruckes zeigt Abbildung 27. Im linken Diagramm sind die mit der 5-Loch-Düse erhaltenen Resultate aufgetragen, im rechten Diagramm jene für die 8-Loch-Düse. Beide Diagramme zeigen den Lastpunkt Notch 4 der Lokomotivapplikation bei einer konstanten Drehzahl von 888 min^{-1} . Die Untersuchungen mit der 5-Loch-Düse wurden bei einem effektiven Mitteldruck von 5 bar, einem Luftverhältnis von 2.6 und einem Beginn des Ansteuersignals von 6 °KW v. OT durchgeführt. Bei der 8-Loch-Düse beträgt der effektive Mitteldruck 8 bar, das Luftverhältnis 1.8 und der Beginn des Ansteuersignals wurde etwas früher bei 10 °KW v. OT vorgegeben. Unabhängig von der verwendeten Düse weisen die Verläufe die gleiche

²⁴ Spritzkegelwinkel

²⁵ Der Durchfluss wird auf eine Druckdifferenz von 100 bar bezogen.

²⁶ Die Luftmasse bleibt folglich konstant.

Größenordnung auf. Bei allen drei Einspritzdrücken ergeben sich in der Phase der Rußbildung geringe Unterschiede. Mit dem Einspritzdruck steigt in beiden Fällen das Maximum des Rußverlaufs an. Dies ist ein Hinweis auf höhere maximale Rußkonzentrationen. Die Geschwindigkeit des Rußabbrands sinkt mit dem Einspritzdruck.

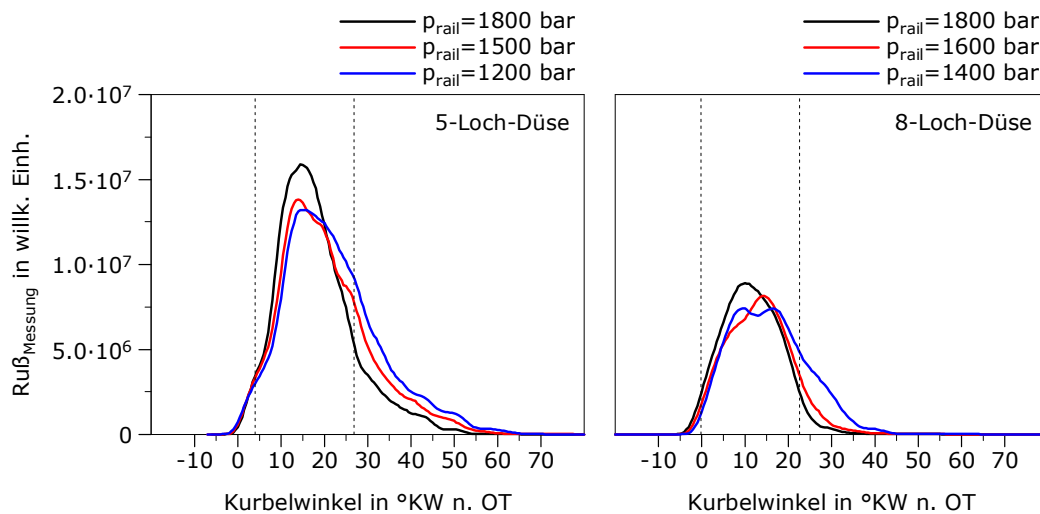


Abbildung 27: Ergebnisse der optischen Messungen bei einer Variation des Einspritzdrucks – Vergleich von 5- und 8-Loch-Düse.

Die Aufnahmen der Verbrennung, aufgezeichnet bei einem Einspritzdruck von 1800 bar, zeigt Abbildung 28. Da der Beginn des Ansteuersignals bei den Messungen mit der 8-Loch-Düse um 4 °KW früher liegt als bei den Messungen mit der 5-Loch-Düse, wurde dieser Versatz auch bei den ausgewählten Aufnahmen beibehalten. Das linke Bild in der oberen Reihe zeigt die Flammenkeule und den Einspritzstrahl, welcher die Flamme hält. Betrachtet man dasselbe Verbrennungsgeschehen bei der 8-Loch-Düse, so ist nahezu der gesamte Blickbereich von der Flamme erfasst. Gegen Ende der Verbrennung ergibt sich für beide Düsen eine zufällige Verteilung der Flammenschwaden im Blickbereich des Endoskops. Die entsprechenden Kurbelwinkelzeitpunkte sind in Abbildung 27 durch die senkrechten strichlierten Linien markiert. Trotz der deutlich unterschiedlichen Aufnahmen in der Phase solange der Einspritzstrahl die Flamme hält, ergeben sich, wie in Abbildung 27 dargestellt, vergleichbare Resultate.

Die Auswirkung bei einer Änderung des Einspritzbeginns ist in Abbildung 29 dargestellt. In den beiden Diagrammen sind die Rußverläufe für jeweils drei Einspritzbeginne aufgetragen. Die Messpunkte im linken Diagramm wurden in der Generatorapplikation entsprechend 50 % der Nennlast und einer Drehzahl von 1000 min^{-1} aufgezeichnet. Der effektive Mitteldruck beträgt 6.75 bar. Der Beginn des Spannungssignals der Injektoransteuerung wurde um jeweils 3 °KW verschoben. Der Einspritzdruck von 1400 bar und das Luftverhältnis von 2.9 sind konstant. Im ansteigenden Kurvenverlauf kann ein Knickpunkt im Bereich zwischen 8 und 15 °KW n. OT beobachtet werden. Die Ursache hierfür ist, dass eine weitere Flammenkeule in den Blickbereich des Endoskops geweht wird. Die Dauer des Rußleuchtens nimmt mit der Verschiebung des Einspritzbeginns in Richtung „spät“ zu. Die Erklärung hierfür ist das niedrigere Temperaturniveau während der Rußoxidationsphase.

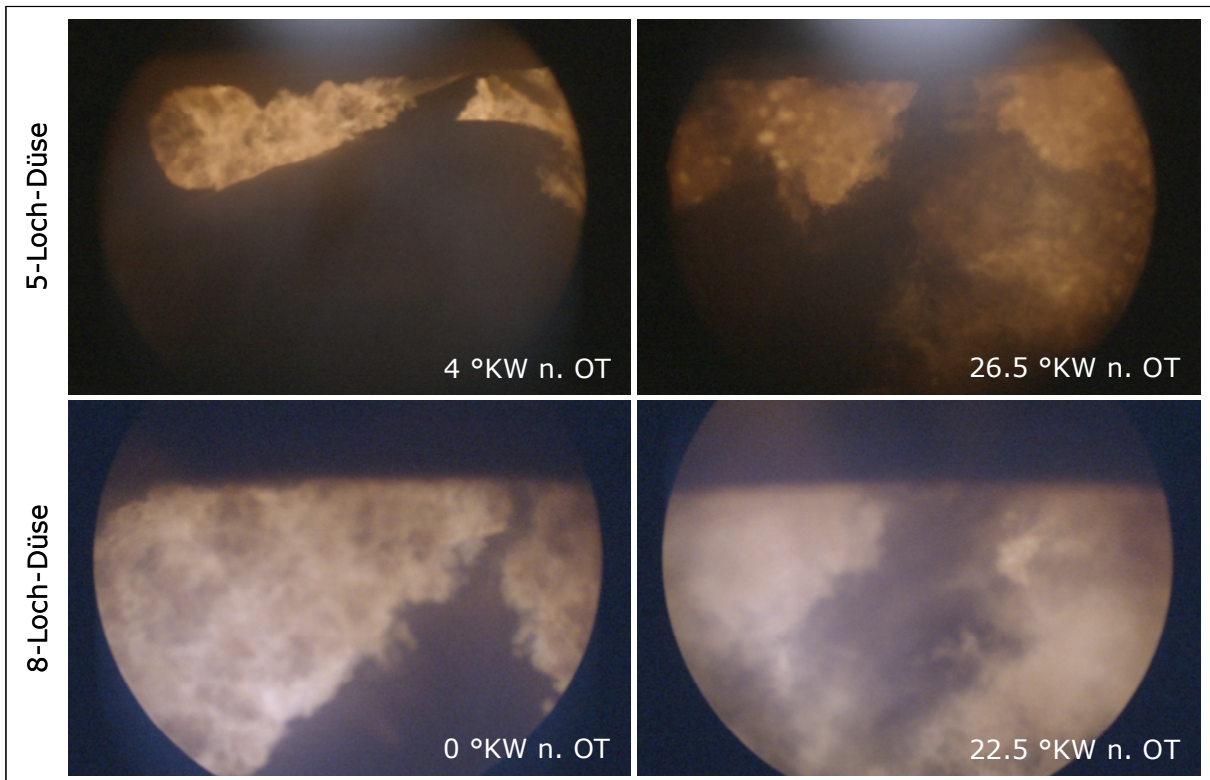


Abbildung 28: Aufnahmen der Verbrennung bei einem Einspritzdruck von 1800 bar.

Das rechte Diagramm zeigt die Verschiebung des Einspritzbeginns für den Lastpunkt Notch 4 der Lokomotivapplikation bei einem effektiven Mitteldruck von 8 bar. Der Einspritzdruck beträgt für alle drei Messpunkte 1400 bar und das Luftverhältnis 1.8. Die gemessenen Verläufe liegen wiederum in derselben Größenordnung wie bei der 5-Loch-Düse. Im Blickbereich des Endoskops befinden sich von Beginn an mehrere Flammenkeulen, daher weisen die Verläufe im ansteigenden Ast keine Knickpunkte auf. Eine Änderung der Dauer des Rußleuchtens über dem Einspritzbeginn ist nicht feststellbar.

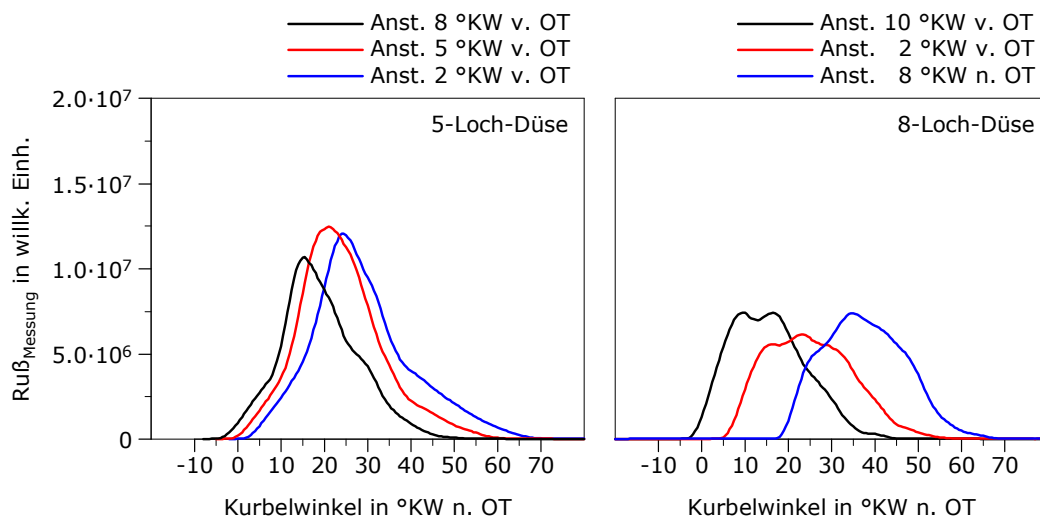


Abbildung 29: Ergebnisse der optischen Messungen bei einer Änderung des Einspritzbeginns – Vergleich von 5- und 8-Loch-Düse.

Die Variation des Luftverhältnisses in einem Lastpunkt Notch 4, bei 888 min^{-1} zeigt Abbildung 30. Die Messungen mit der 5-Loch-Düse wurden bei einem effektiven Mitteldruck von 5 bar und einem konstanten Einspritzdruck von 1500 bar aufgezeichnet. Der Beginn des Ansteuersignals liegt bei 6°KW v. OT . Das Luftverhältnis wurde von 2.6 auf 3.1 gesteigert. Die Rußkonzentrationsverläufe sind für beide Luftverhältnisse praktisch deckungsgleich. Das Verlaufmaximum ist beim hohen Luftverhältnis etwas niedriger, was darauf schließen lässt, dass weniger Ruß gebildet wird.

Im rechten Diagramm sind die Messungen mit der 8-Loch-Düse dargestellt. Der effektive Mitteldruck beträgt 8 bar und der Einspritzdruck 1400 bar. Der Beginn des Ansteuersignals wurde bei 2°KW v. OT vorgegeben. Die Änderung des Luftverhältnisses um zwei Zehntel ist wesentlich geringer als bei der 5-Loch-Düse. Zwischen beiden Luftverhältnissen zeigen sich keine deutlichen Differenzen. Das Rußleuchten nimmt für beide Düsen jeweils einen Kurbelwinkelzeitraum von rund 60°KW ein.

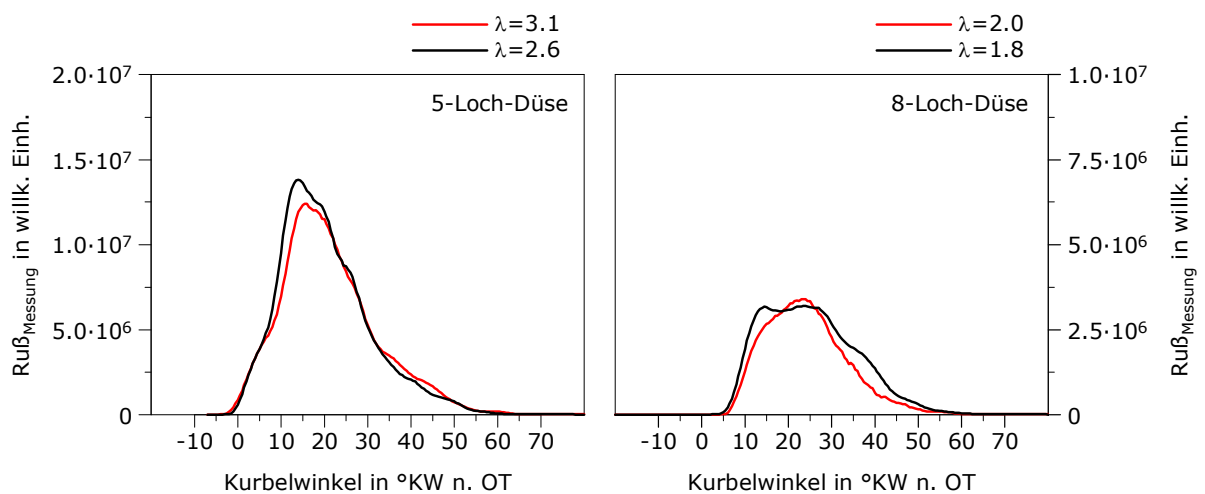


Abbildung 30: Ergebnisse der optischen Messungen bei einer Variation des Luftverhältnisses – Vergleich von 5- und 8-Loch-Düse.

Auf Basis der gezeigten Vergleiche kann die eingangs gestellte Frage, ob die Sichtverhältnisse auf die Flamme den gemessenen Rußverlauf beeinflussen, beantwortet werden: Unabhängig davon, ob eine Flamme isoliert betrachtet wird, oder das gesamte Verbrennungsgeschehen erfasst wird, sind die Messergebnisse und die gewonnenen Erkenntnisse vergleichbar.

4.5 Einfluss ausgewählter Parameter auf die Rußemission

In diesem Abschnitt wird der Einfluss von verschiedenen Parametervariationen auf die Rußemission aufgezeigt und die Simulationsgüte des in Kapitel 4.2.3 vorgestellten erweiterten Modellansatzes validiert. Die untersuchten Parametervariationen werden in 3 Hauptgruppen unterteilt: Einspritzdruck, Drehzahl und Last. Innerhalb dieser Hauptgruppen werden unterschiedliche Einflussgrößen wie Einspritzbeginn, Luftverhältnis, Abgasrückführtrate und Ladungsbewegung betrachtet. Zusätzlich wurde auch der Einfluss der Ladelufttemperatur untersucht.

4.5.1 Einspritzdruck

Der Einspritzdruck stellt einen wesentlichen Parameter zur Beeinflussung der Rußemissionswerte moderner Dieselmotoren dar. Durch eine Steigerung des Einspritzdrucks kann die Rußemission in einem weiten Einspritzzeitpunktsfenster gesenkt werden. In der Entwicklung ist man daher bestrebt, möglichst hohe Einspritzdrücke zu realisieren.

In Zukunft werden Speichereinspritzsysteme für Großdieselmotoren erforderlich sein, um die stetig restriktiveren Emissionsgrenzwerte erfüllen zu können [87]. Der Einspritzbeginn stellt bei der Verwendung eines solchen Einspritzsystems einen frei wählbaren Parameter dar. Im folgenden Abschnitt wird auf die Auswirkung des Einspritzbeginns auf die gemessenen und berechneten Rußwerte eingegangen.

Variation des Einspritzbeginns

In Abbildung 31 ist eine Variation des Einspritzdrucks für zwei unterschiedliche Einspritzbeginne aufgetragen. Das linke Diagramm zeigt die Ergebnisse der Messung, die berechneten Werte sind im rechten Diagramm aufgetragen. Ausgehend von einem Betriebspunkt mit einem effektiven Mitteldruck von 8 bar, einer Drehzahl von 888 min^{-1} und einem Luftverhältnis von 1,8, wurde der Einspritzdruck beginnend bei 1200 bar in 200 bar Schritten auf 2000 bar angehoben. Für beide Einspritzbeginne wurde eine deutliche Reduktion der Rußemissionswerte mit steigendem Einspritzdruck gemessen. Zwischen beiden Einspritzbeginnen liegt im Mittel der Faktor 6 in der Rußemission. Das Berechnungsmodell kann den Verlauf richtig wiedergeben, außerdem ist es für beide Einspritzbeginne in der Lage, die Größenordnung abzubilden. Trotz der im Allgemeinen guten Übereinstimmung von Messung und Berechnungsmodell wird mit dem erweiterten Modell für den späten Einspritzbeginn und einem Einspritzdruck von 1200 bar ein, um den Faktor 3, zu niedriger Wert berechnet.

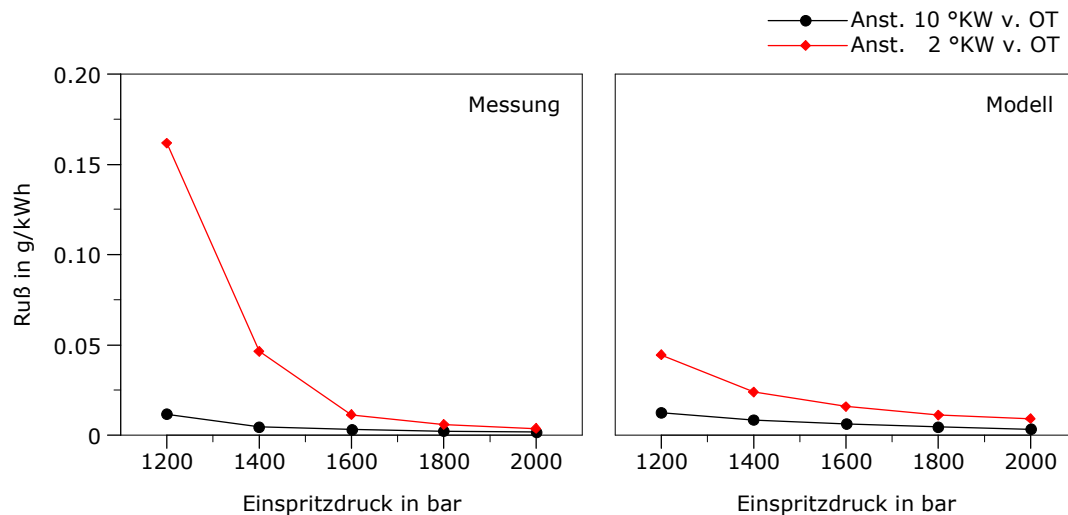


Abbildung 31: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks - Vergleich zweier Einspritzbeginne.

Abbildung 32 zeigt den zugehörigen Vergleich der Ergebnisse der optischen Untersuchungen und der Berechnungsergebnisse für die Einspritzdrücke 1200 und 2000 bar, aufgetragen über dem Kurbelwinkel. Das Ansteuersignal beginnt bei 10 °KW v. OT. Die Darstellung gliedert sich in 5 Diagramme. Aufgetragen ist der Spannungsverlauf der Injektoransteuerung, die Brennrate, die berechnete mittlere Temperatur, die mit dem Modell berechneten Rußemissionswerte und die aus optischen Messungen ermittelten Verläufe. Aus dem Vergleich der Brennraten erkennt man die beschleunigte Energieumsetzung bei einem Einspritzdruck von 2000 bar. Die mittlere Zylindertemperatur steigt folglich schneller an. Die berechneten Rußverläufe zeigen einen rascheren Anstieg und Abfall bei einem Einspritzdruck von 2000 bar. Das Maximum liegt deutlich niedriger als bei 1200 bar. Die Messung zeigt ein ähnliches Bild in Bezug auf den Anstieg und den Abfall der Verläufe. Die Maximalwerte des Rußmassenverlaufs bei 1200 bar sind etwas geringer als bei 2000 bar. Im Vergleich zu den Ergebnissen des Berechnungsmodells fällt auf, dass für beide Einspritzdrücke, Anstieg und Abfall der Verläufe gut übereinstimmen. Der plateauförmige Signalverlauf zwischen 10 und 20 °KW n. OT beim niedrigen Einspritzdruck kann mit dem Modell nicht abgebildet werden. Für einen Einspritzdruck von 2000 bar wurde aus der Schwärzung des Filterpapiers eine spezifische Rußmenge von 0,0015 g/kWh berechnet. Bei einem Einspritzdruck von 1200 bar ergeben sich 0,0116 g/kWh. Der Anstieg der Rußemission kann anhand der optisch gemessenen Rußverläufe anschaulich erklärt werden. Die ansteigenden Flanken welche durch den Prozess der Rußbildung dominiert werden sind zeitlich verschoben, weisen aber denselben Gradienten auf. Die abfallenden Flanken unterscheiden sich deutlich in ihren Gradienten. In diesem Zeitfenster dominiert die Rußoxidation. Bei einem Einspritzdruck von 2000 bar zeigt sich ein schneller Abfall mit einem Ende des Rußleuchtens bei 25 °KW n. OT. Das Rußleuchten ist bei einem Einspritzdruck von 1200 bar um ungefähr 20 °KW länger zu beobachten. Zum einen kann die höhere Rußemission bei 1200 bar durch das niedrigere Temperaturniveau während der Hauptverbrennung erklärt werden, zum anderen hat auch der niedrigere Einspritzdruck einen Einfluss. Durch das geringere Temperaturniveau läuft die Rußoxidation langsamer ab und friert ein, bevor der Ruß voll-

ständig oxidiert werden kann. Der Einspritzdruck beeinflusst die Mischung von Luft und Kraftstoff. Bei einem Einspritzdruck von 1200 bar ist die Mischungsgeschwindigkeit niedriger und somit gelangt weniger Sauerstoff an die Rußpartikel, um sie zu oxidieren.

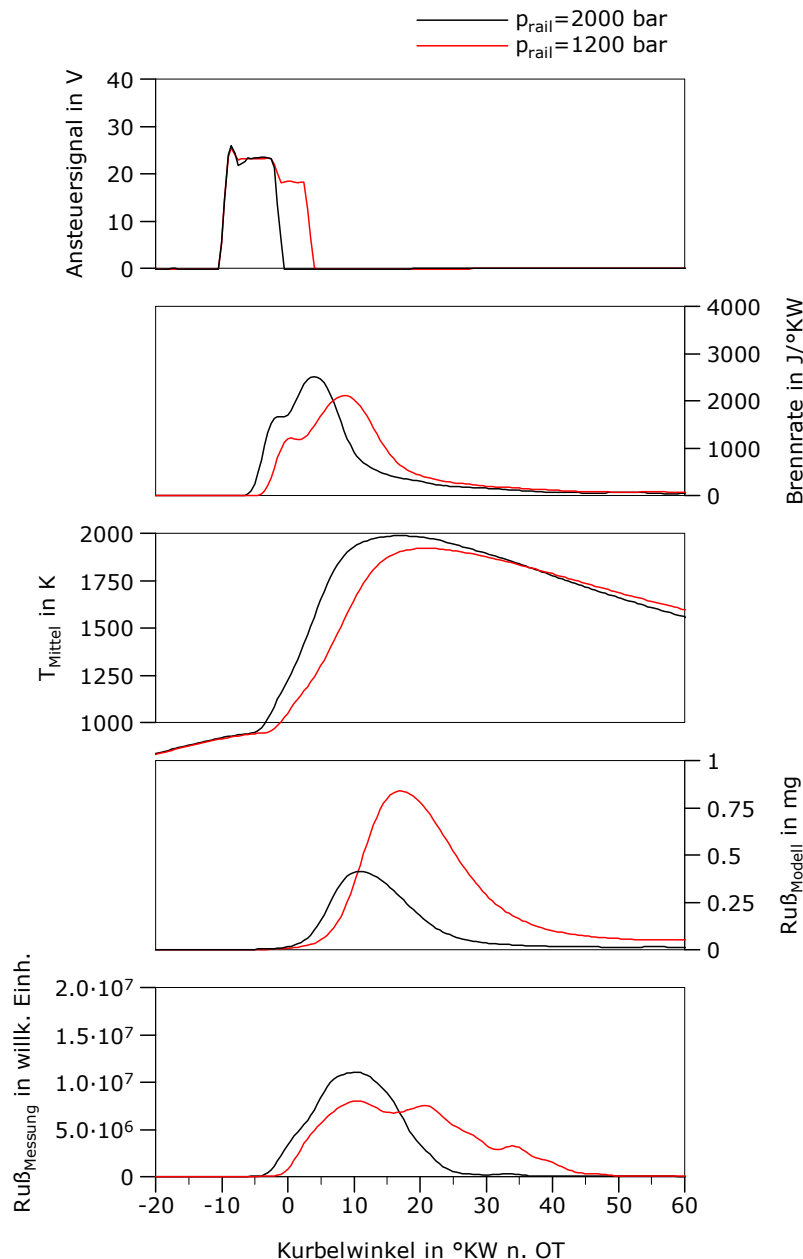


Abbildung 32: Vergleich der Einspritzdrücke von 1200 bar und 2000 bar bei einem Ansteuerbeginn von 10 °KW v. OT.

Der Verlauf der Rußemission über dem Einspritzbeginn ist in Abbildung 33 aufgetragen. Die dargestellten Betriebspunkte wurden bei einer Drehzahl von 888 min^{-1} , einem effektiven Mitteldruck von 8 bar und einem Einspritzdruck von 1600 bar aufgezeichnet. Das Luftverhältnis von 1.8 und die Ladelufttemperatur von 50 °C sind konstant. Wie die Messung zeigt, nimmt mit Verschiebung des Ansteuersignals von 10 °KW v. OT auf 8 °KW n. OT die Rußemission von 0.0016 auf 0.0422 g/kWh zu. Der Anstieg der Rußemission bei einer Verschiebung des Beginns des Ansteuersignals von 10 auf 2 °KW v. OT wird vom Modell gut wiedergegeben. Der überproportionale Anstieg der

Rußemission für den späten Einspritzbeginn wird in der Berechnung zu niedrig bewertet.

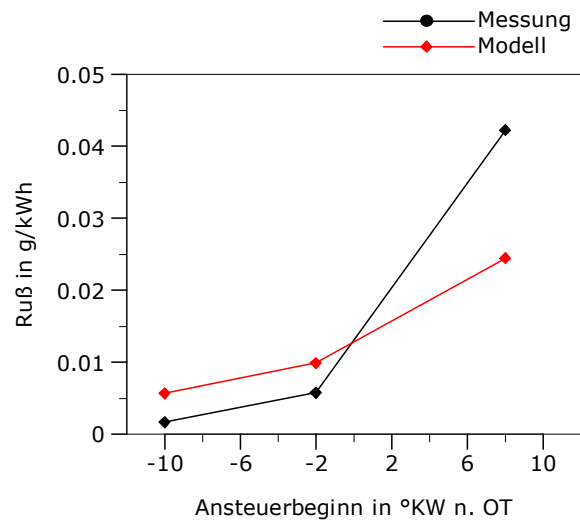


Abbildung 33: Gemessene und simulierte Rußemission bei einer Variation des Einspritzbeginns, aufgezeichnet bei konstantem Einspritzdruck.

In Abbildung 34 sind die zeitbasierten Verläufe dargestellt. Die Anordnung der Diagramme ist dabei dieselbe wie bereits für Abbildung 32 beschrieben. Die Brennverläufe zeigen eine Zunahme des Anteils der vorgemischten Verbrennung für eine Verschiebung des Einspritzbeginns in Richtung „spät“. Für einen Beginn des Ansteuersignals von 8 °KW n. OT ist eine ausgeprägte Spitze der vorgemischten Verbrennung vorhanden. Aufgrund des niedrigeren Temperaturniveaus bei einem späten Ansteuerbeginn von 8 °KW n. OT nimmt der Verdampfungsvorgang mehr Zeit in Anspruch. Der Zündverzug²⁷ verlängert sich von 5 °KW bei frühem Einspritzbeginn auf 8 °KW bei später Einspritzung. Obwohl der Anteil der vorgemischten Verbrennung zunimmt, wird ein deutlich höherer Rußwert von 0.0422 g/kWh gemessen. Eine mögliche Erklärung kann unter Berücksichtigung der aus den optischen Untersuchungen erhaltenen Ergebnisse gegeben werden. Die berechneten Rußmassenverläufe zeigen eine gute Übereinstimmung mit den optisch gemessenen Verläufen. Die steigenden Flanken weisen denselben Gradienten auf. Dies deutet darauf hin, dass pro Zeit dieselbe Rußmenge gebildet wird. Die insgesamt gebildete Rußmenge wird jedoch für den späten Einspritzbeginn größer sein, da um 20 % mehr Kraftstoff eingebracht wird. Die Dauer des Rußleuchtens beträgt rund 30 °KW bei frühem Einspritzbeginn. Bei später Einspritzung dauert das Rußleuchten bereits rund 40 °KW. Dies kann auf zwei mögliche Ursachen zurückgeführt werden: einerseits ist eine größere Rußmenge vorhanden, andererseits sind die Temperaturen während der Rußabbrandphase niedriger. Würde man allein die Rußbildung für die höheren Rußemissionswerte verantwortlich machen, so kann ein Anstieg auf das 26-fache²⁸ nicht erklärt werden. Die

²⁷ Der Zündverzug wurde als Differenz von Beginn des Ansteuersignals und Beginn der Verbrennung im Zwei-Zonen-Modell berechnet. Der für die Messungen verfügbare Injektor war nicht für eine Aufzeichnung des Nadelhubs ausgestattet.

²⁸ Vergleich des Einspritzbeginns 10 °KW v. OT und 8 °KW n. OT.

größere gebildete Rußmenge hat zweifellos einen Einfluss, der dominierende Effekt ist jedoch der Rußabbrand. Hinweise auf die schlechteren Oxidationsbedingungen ergeben sich aus den flacheren abfallenden Flanken der Rußverläufe, sowie aus dem um rund 70 K niedrigeren Temperaturniveau²⁹.

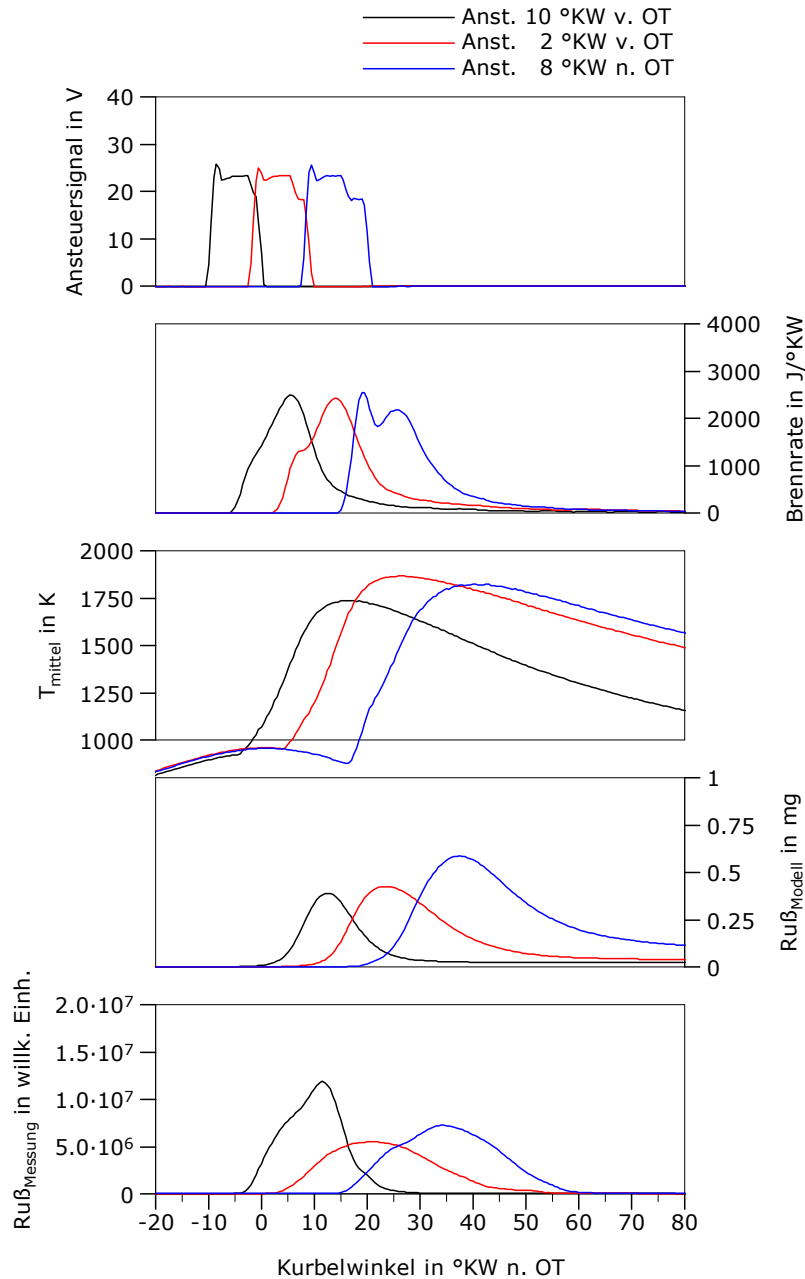


Abbildung 34: Vergleich ausgewählter kurbelwinkelabhängiger Verläufe bei einer Variation des Einspritzbeginns, aufgezeichnet bei konstantem Einspritzdruck.

²⁹ Berechnet aus den optischen Aufnahmen.

Variation der Abgasrückführrate

In Abbildung 35 ist eine Einspritzdruckvariation ohne Abgasrückführung jener mit einer Abgasrückführrate von 20 % gegenübergestellt. Die Messungen wurden bei einer Drehzahl von 888 min^{-1} , einem effektiven Mitteldruck von 8 bar und einem Luftverhältnis von 1.8 aufgezeichnet. Für beide gezeigten Variationen wurde der Einspritzdruck ausgehend von 1200 auf 2000 bar gesteigert. Der Beginn des Ansteuersignals von 2 °KW v. OT, das Luftverhältnis und die Ladelufttemperatur von 50 °C wurden konstant gehalten. In beiden Fällen wurde eine Erhöhung der Rußemission mit sinkendem Einspritzdruck gemessen. Der Vergleich von Mess- und Berechnungsergebnissen bei einer Abgasrückführrate von 20 % zeigt, dass der Verlauf vom erweiterten Modellansatz im Bereich von 1600 bis 2000 bar wiedergegeben wird. Mit dem Modell kann die Erhöhung des Absolutniveaus der Rußemission abgebildet werden. Für den minimalen Einspritzdruck ergibt sich ein Unterschied um den Faktor sechs zwischen den gemessenen und den berechneten Werten, für den maximalen Einspritzdruck ein Unterschied um den Faktor drei. Um den überproportionalen Anstieg der Rußemission für die Einspritzdrücke von 1200 und 1400 bar abzubilden, sind weitere Verbesserungen erforderlich. Auf die Ergebnisse für die Einspritzdruckvariation ohne Abgasrückführung wurde bereits im vorigen Abschnitt eingegangen.

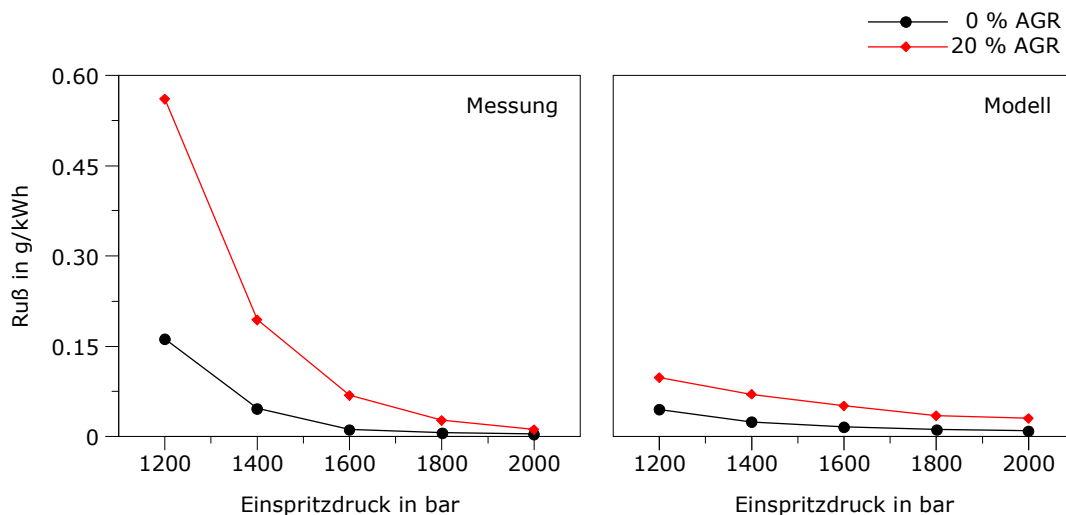


Abbildung 35: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks – Vergleich ohne und mit Abgasrückführung.

Die Messpunkte bei einem Einspritzdruck von 1200 bar wurden für einen detaillierten Vergleich ausgewählt, welcher in Abbildung 36 dargestellt ist. Beide Brennverläufe sind nahezu deckungsgleich. Deutliche Unterschiede zeigen sich bei der mittleren Zylindertemperatur. Bei einer Abgasrückführrate von 20 % ist die berechnete mittlere Zylindertemperatur um rund 150 K niedriger als ohne Abgasrückführung. Aus den Berechnungsergebnissen ergibt sich, dass in beiden Fällen annähernd dieselbe Rußmenge gebildet wird. Das niedrigere Temperaturniveau wirkt sich entscheidend auf die Rußoxidation aus. Die Geschwindigkeit des Rußabbrandes wird stark reduziert, sodass für den Betriebspunkt mit Abgasrückführung deutlich weniger Ruß oxidiert wird. Aus den optisch gemessenen Rußverläufen lassen sich keine eindeutigen Aussagen ableiten, da

die Verläufe quasi deckungsgleich sind.

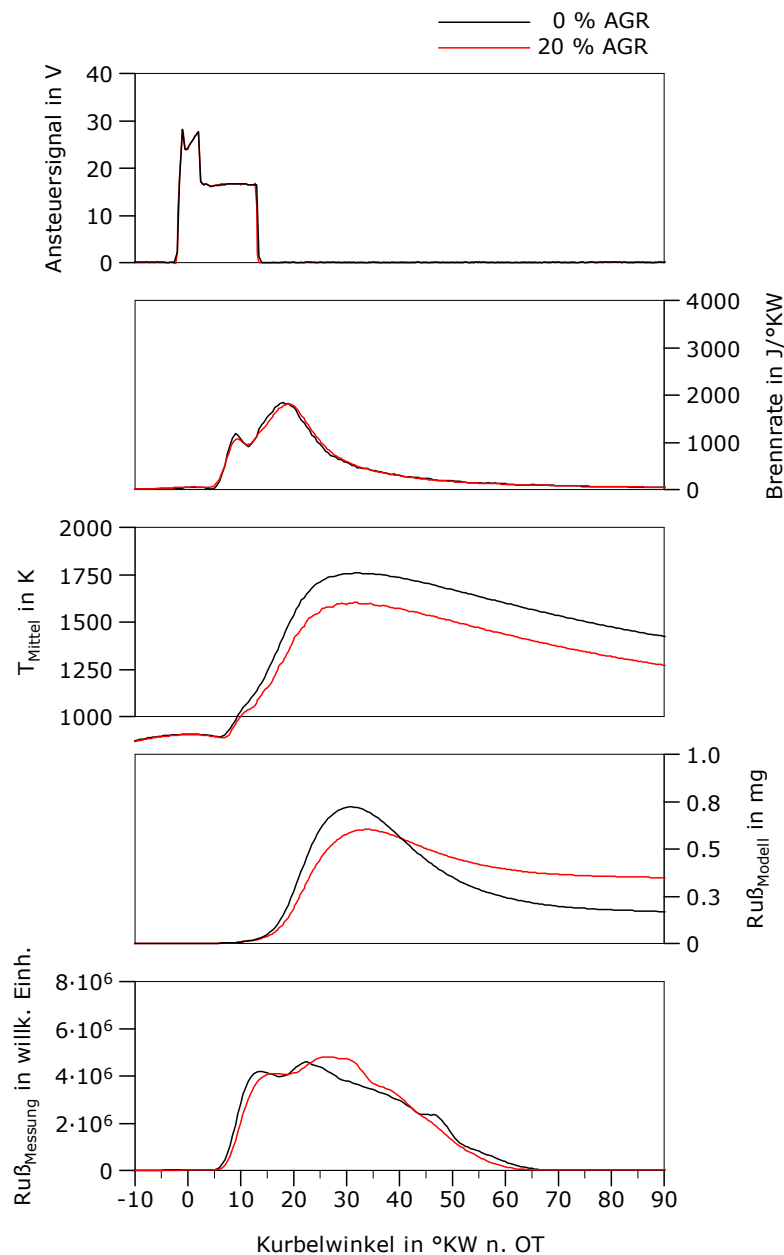


Abbildung 36: Einfluss der Abgasrückführrate bei einem Einspritzdruck von 1200 bar.

Variation des Luftverhältnisses

Der Einfluss des Luftverhältnisses auf die Rußemission ist zweigeteilt. In einem oberen λ -Bereich, wo genügend Sauerstoff vorhanden ist, kann durch eine weitere Erhöhung der zugeführten Luftmasse die Rußemission nicht weiter reduziert werden. Ist das Luftverhältnis nieder, bewirkt eine weitere Absenkung jedoch einen überproportionalen Anstieg der Rußemission. Durch eine Anhebung des Einspritzdrucks kann das Luftverhältnis, ab welchem eine überproportionale Steigerung der Rußemissionswerte erfolgt, zu nied-

rigeren λ -Werten hin verschoben werden. Beim Vollmotor³⁰ ist das Luftverhältnis im jeweiligen Betriebspunkt durch den Abgasturbolader vorgegeben. Durch eine Anpassung des Abgasturboladers ist eine Änderung des Luftverhältnisses von wenigen Zehntel Bar möglich. Die erreichbare Steigerung der Luftmasse in der Teillast wird durch die Spitzendruckgrenze bei Vollast begrenzt [58]. Ausgehend von der bereits beschriebenen Einspritzdruckvariation ohne Abgasrückführung wurde das Luftverhältnis auf 2 angehoben. Der Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse für beide λ -Niveaus ist in Abbildung 37 dargestellt. Durch das höhere Luftverhältnis sinkt die gemessene Rußemission im Schnitt um 35 %. Aus dem Vergleich der Berechnungsergebnisse ergibt sich keine Reduktion der Rußemissionswerte. Der Einfluss des Luftverhältnisses wird mit dem erweiterten Modellansatz nicht richtig wiedergegeben.

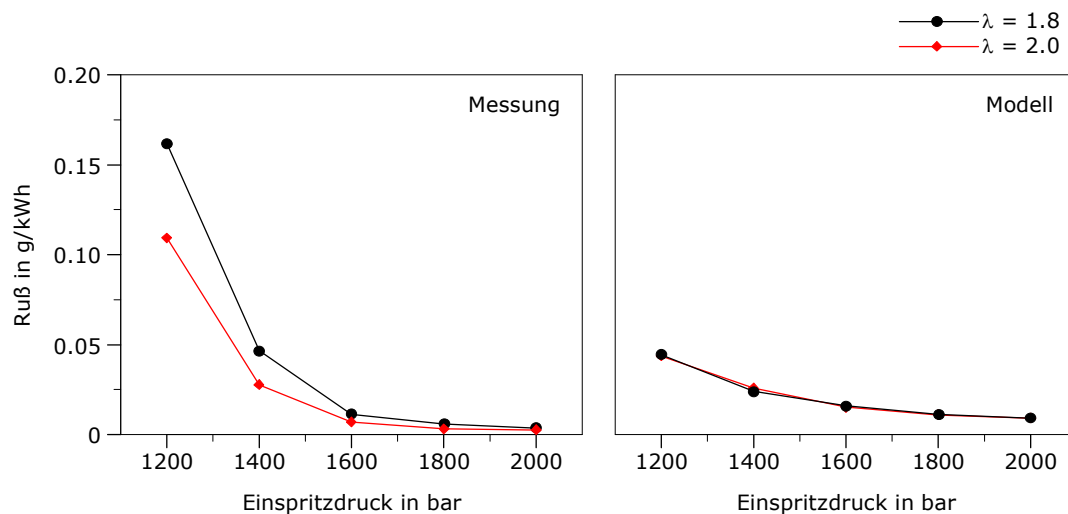


Abbildung 37: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks - Vergleich der Luftverhältnis von $\lambda=1.8$ und $\lambda=2$.

Wie sich die Erhöhung des Luftverhältnisses auf die zeitbasierten gemessenen und berechneten Verläufe der Rußemission auswirkt, ist in Abbildung 38 aufgetragen. Für den Vergleich wurden die Betriebspunkte mit einem Einspritzdruck von 1200 bar ausgewählt, da hier die größte Differenz zwischen den gemessenen Rußemissionswerten auftritt. Die Dauer der gemessenen Rußverläufe beträgt jeweils rund 60 °KW. Bereits in der Phase der Rußbildung zeigt sich ein schnellerer Anstieg bei $\lambda=1.8$. Das Berechnungsmodell erfasst den Anstieg der Rußmassenverläufe für beide Luftverhältnisse richtig. Die mittlere Zylindertemperatur ist für $\lambda=1.8$ geringfügig höher, dies erklärt die Differenz. In der Rußabbrandphase, in einem Bereich von 30 bis 50 °KW n. OT, weichen die gemessenen Rußverläufe voneinander ab. Die Oxidationsbedingungen sollten aufgrund des höheren Temperaturniveaus für das Luftverhältnis 1.8 besser sein, offensichtlich beschränkt aber die Verfügbarkeit von O_2 und OH-Radikalen den Rußabbrand.

³⁰ Als Vollmotor wird der Mehrzylindermotor bezeichnet im Gegensatz zum Einzylindermotor am Motorenprüfstand.

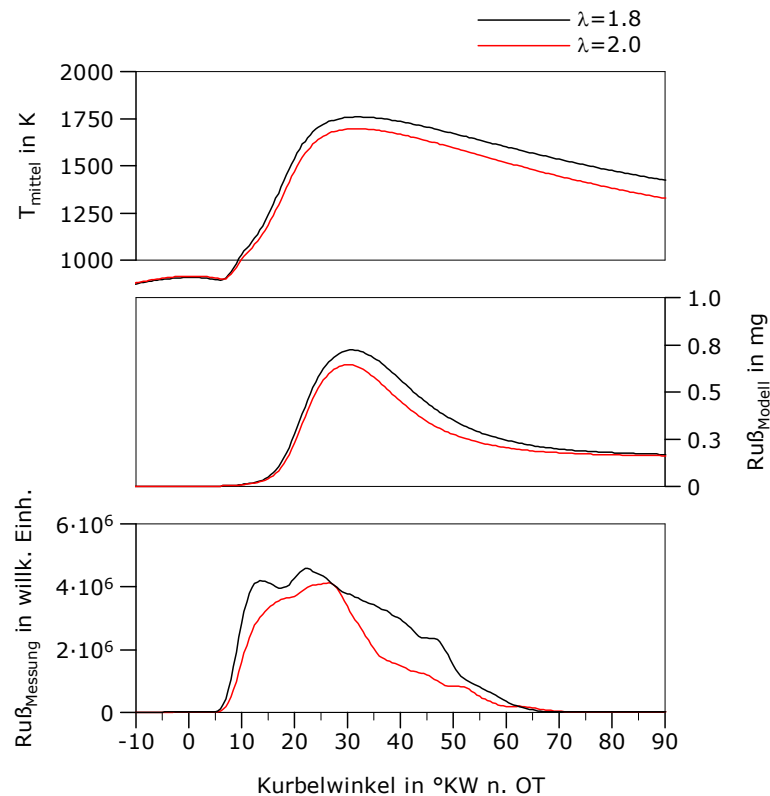


Abbildung 38: Variation des Luftverhältnisses bei einem Einspritzdruck von 1200 bar.

Variation des Einspritzdrucks bei Vollast

Der modifizierte Modellansatz wurde außerdem noch an einer Variation des Einspritzdrucks bei Vollast validiert. Die Drehzahl von 1050 min^{-1} , der effektive Mitteldruck von 20.9 bar und die Abgasrückführtrate von 25 % wurden konstant gehalten. Der Einspritzdruck wurde ausgehend von 1500 bar in 200 bar – Schritten auf 2300 bar gesteigert. Der Einspritzbeginn wurde angepasst, um den Brennbeginn unverändert beizubehalten. Außerdem wurden das Luftverhältnis von 2 und eine Ladelufttemperatur von 50 °C vorgegeben. Den Vergleich von Mess- und Berechnungsergebnissen zeigt Abbildung 39. Die bei Einspritzdrücken oberhalb von 1900 bar gemessenen Rußwerte werden mit dem Modellansatz gut erfasst. Mit sinkendem Einspritzdruck beobachtet man, wie im Teillastpunkt, eine zunehmende Abweichung zwischen Messung und Berechnung.

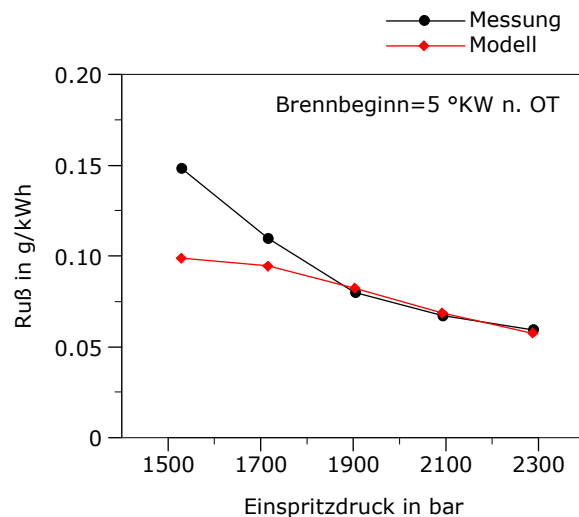


Abbildung 39: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks im Vollastbetriebspunkt.

Zusammenfassung Einspritzdruck

Der Vergleich aller in Kapitel 4.5.1 gezeigten Messwerte mit den berechneten Rußwerten ist in Abbildung 40 aufgetragen. Ebenfalls dargestellt sind die mit dem Modellansatz von Boulouchos berechneten Werte. Die US EPA TIER 2 und TIER 4 Grenzwerte von 0.27 und 0.04 g/kWh sind als Strich-Punkt-Punkt-Linie eingezeichnet. Im linken Diagramm sind sämtliche Messpunkte eingetragen, welche die TIER 2 Grenzwerte unterschreiten. Die Korrelation von berechneten und gemessenen Werten konnte verbessert werden, wie die in Tabelle 9 angeführte mittlere quadratische Abweichung festhält. Im rechten Diagramm sind jene Messpunkte aufgetragen, welche die TIER 4 Grenzwerte unterschreiten. Die Übereinstimmung mit den gemessenen Rußemissionswerten konnte gegenüber dem Ansatz von Boulouchos deutlich verbessert werden, wie der eingeschränkte Streubereich (blaue Linien) zeigt. Die mittlere quadratische Abweichung reduziert sich von 22.5 auf 1.9 wie in Tabelle 9 angeführt.

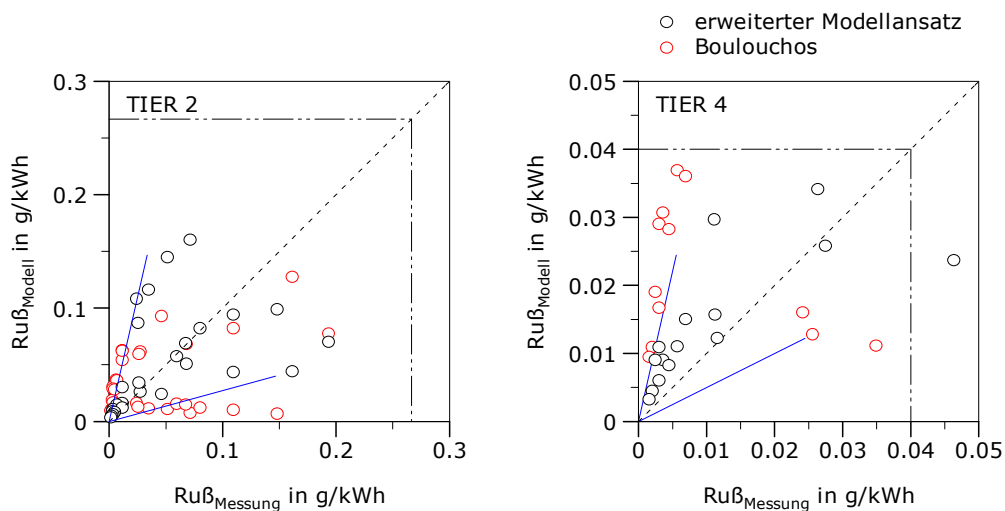


Abbildung 40: Übereinstimmung aller gemessenen und berechneten Rußwerte für die Variation des Einspritzdrucks.

Modell	TIER 2	TIER 4
Boulouchos	13.45	22.56
Erweiterter Ansatz	2.89	1.92

Tabelle 9: Mittlere quadratische Abweichungen für die Einspritzdruckvariation.

Hohe Rußwerte, wie sie bei niedrigen Einspritzdrücken oder hohen Abgasrückführaten gemessen werden, können mit dem Modellansatz nicht zufriedenstellend wiedergegeben werden. Ebenso können die mit steigendem Luftverhältnis sinkenden Rußwerte nicht zufriedenstellend abgebildet werden.

4.5.2 Drehzahl

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Drehzahl auf die Rußemission untersucht. Bei mittelschnelllaufenden Dieselmotoren mit einem Speichereinspritzsystem kann durch eine Absenkung der Drehzahl die Rußemission reduziert werden. Ob die Drehzahl gesenkt werden kann, hängt von der jeweiligen Anwendung ab. Bei Einsatz des Motors als Lokomotivantrieb wäre eine Drehzahlreduktion denkbar. Der Einfluss des Einspritzbeginns und der Abgasrückführate bei einer Änderung der Drehzahl auf die Rußemission wird in den folgenden beiden Abschnitten diskutiert.

Variation des Einspritzbeginns

Die Auswirkung einer Verschiebung des Einspritzbeginns auf die Rußemission ist in Abbildung 41 dargestellt. Das linke Diagramm zeigt die Messergebnisse der Drehzahlvariation bei einem Beginn des Ansteuersignals von 10 und 2 °KW v. OT. Im Diagramm rechts, sind die entsprechenden Simulationsergebnisse aufgetragen. Die effektive Motorleistung wurde nicht verändert und beträgt 93 kW. Die Leistung ist ident mit der im Basispunkt bei $n=888 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me}=8 \text{ bar}$. Beide Variationen wurden bei einer Abgasrückführate von 20 % aufgezeichnet. Neben der effektiven Motorleistung und der Abgasrückführate sind auch das Luftverhältnis mit 1.8, die Ladelufttemperatur von 50 °C sowie der Einspritzdruck von 2000 bar konstant. Beim frühen Einspritzbeginn wurde eine Verdreifachung der Rußemission bei einer Erhöhung der Drehzahl von 900 auf 1000 min^{-1} gemessen. Unterhalb einer Drehzahl von 900 min^{-1} verhält sich die Rußemission unabhängig von der Drehzahl. Wie ersichtlich, bildet das Berechnungsmodell die Ergebnisse der Messung gut ab. Für die Drehzahlen von 800 bis 600 min^{-1} berechnet das Modell weiter sinkende Rußemissionswerte, dieser Trend wird von der Messung nicht untermauert.

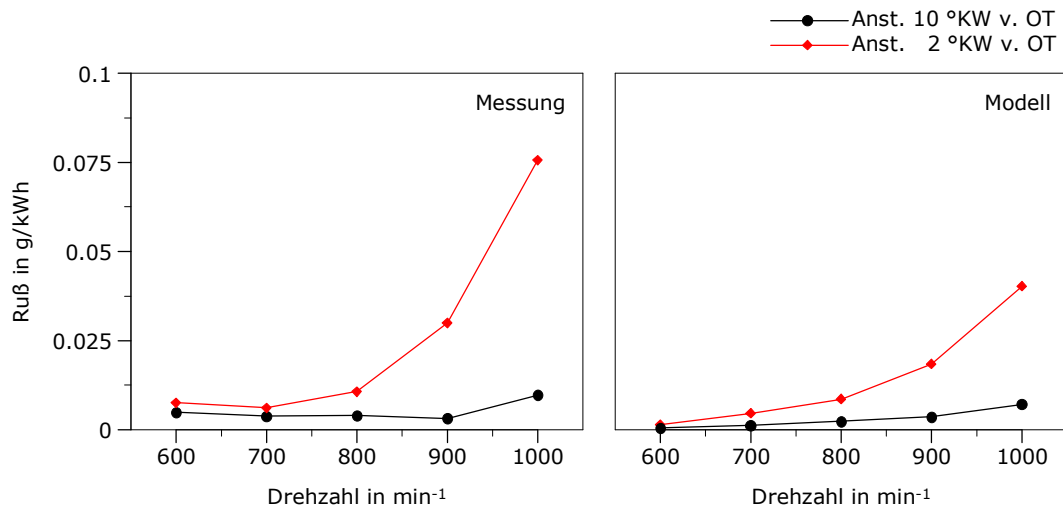


Abbildung 41: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation der Drehzahl - Vergleich zweier Einspritzbeginne.

Für den späten Einspritzbeginn werden deutlich höhere Rußemissionswerte gemessen. Ein Abflachen des Verlaufs stellt sich unterhalb von 700 min^{-1} ein. Der Modellansatz ist in der Lage, sowohl den Verlauf der Rußemission über der Drehzahl abzubilden, als auch das Absolutniveau. Der starke Anstieg der Rußemission bei hohen Drehzahlen kann vom Modellansatz nur qualitativ erfasst werden.

Variation der Abgasrückführrate

Die Auswirkung der Abgasrückführung auf die Rußemission ist in Abbildung 42 dargestellt. Die Drehzahl wurde in einem Bereich von 600 bis 1050 min^{-1} variiert. Die Parameter effektive Leistung, Einspritzdruck, Einspritzbeginn, Luftverhältnis und Ladelufttemperatur wurden konstant gehalten. Die effektive Motorleistung wurde mit 93 kW vorgegeben. Der Einspritzdruck beträgt 2000 bar , das Ansteuersignal beginnt bei 2 °KW v. OT , das Luftverhältnis wurde auf 1.8 geregelt und die Ladelufttemperatur auf 50 °C eingestellt. Die Messpunkte im linken Diagramm wurden bei einer Abgasrückführrate von 0 und 20% aufgezeichnet. Im rechten Diagramm sind die entsprechenden Berechnungsergebnisse dargestellt. Zu beachten ist der deutliche Unterschied im Emissionsniveau zwischen beiden Abgasrückführraten. Betrachtet man die Drehzahlvariation bei einer Abgasrückführrate von 0% , so fällt auf, dass bereits durch eine Absenkung der Drehzahl von 1050 auf 900 min^{-1} die Rußemission halbiert wird. Die Reduktion der Drehzahl auf 800 min^{-1} bewirkt abermals eine Halbierung der Rußemission. Bei einer weiteren Drehzahlensenkung auf 700 min^{-1} kann dieser Effekt nicht mehr beobachtet werden. Die Rußemission pendelt sich auf einem Niveau von 0.0025 g/kWh ein. Die Berechnungsergebnisse folgen dem Trend der Messergebnisse bis zu einer minimalen Drehzahl von 800 min^{-1} . Das Einpendeln auf einem konstanten Niveau wird vom Modellansatz nicht wiedergegeben.

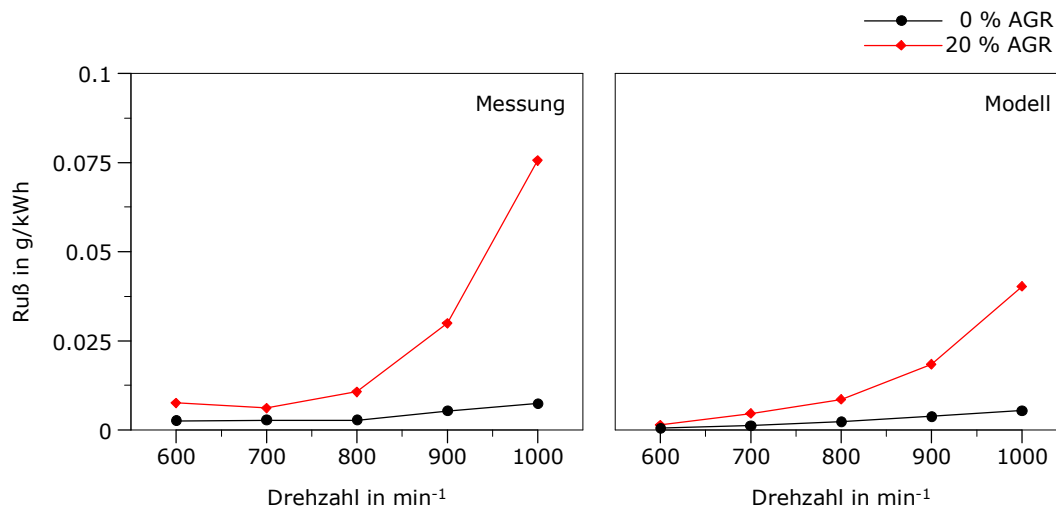


Abbildung 42: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks – Vergleich ohne und mit Abgasrückführung.

Mit einer Abgasrückführtrate von 20 % ergibt sich nahezu eine Verzehnfachung der Rußemission bei den Drehzahlen 1000 und 1050 min^{-1} . Eine Halbierung der Rußwerte kann wiederum bei einer Drehzahlabenkung von 900 auf 800 min^{-1} beobachtet werden. Die minimale Rußemission von 0,006 g/kWh wurde bei einer Drehzahl von 700 min^{-1} gemessen. Dieser Wert würde der Rußemission bei 900 min^{-1} ohne Abgasrückführung entsprechen. Die Berechnungsergebnisse wurden bereits im vorangegangenen Abschnitt besprochen.

Der Verlauf der optischen Signale ist in Abbildung 43 über der Zeit in Millisekunden aufgetragen. Die Zeitählung startet mit dem Beginn des Ansteuersignals des Injektors. Das Rußleuchten tritt, unabhängig von der Drehzahl, über einen Zeitraum von rund 5 ms auf.

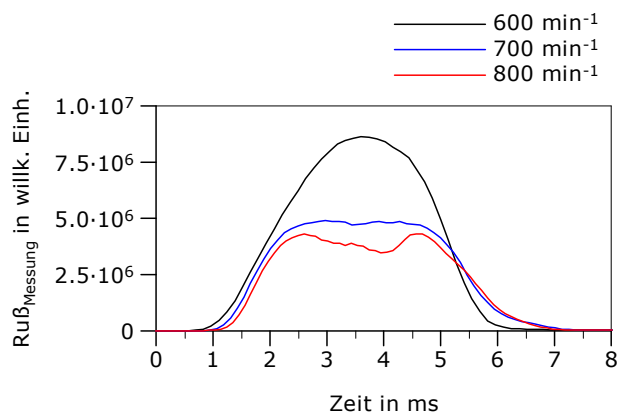


Abbildung 43: Vergleich der optisch gemessenen Rußwerte bei drei Drehzahlen (ohne Abgasrückführung).

Zusammenfassung Drehzahl

Insgesamt kann festgehalten werden, dass die Variation der Drehzahl vom modifizierten Modellansatz gut abgebildet wird. Bei einer Reduktion der Drehzahl sinken die gemessenen Rußemissionswerte bis zu einer Grenzdrehzahl und verharren unterhalb auf gleichbleibendem Niveau. Vom Modellansatz wird dieses Verhalten nicht wiedergegeben. Der Vergleich der gemessenen und der berechneten Rußwerte ist in Abbildung 44 aufgetragen. Dem linken Diagramm ist zu entnehmen, dass beide Modellansätze die Drehzahlvariation im Bereich des US EPA TIER 2 Grenzwerts sehr gut abbilden. Für den Größenbereich bis 0.04 g/kWh konnte eine weitere Verbesserung mit dem modifizierten Modellansatz erzielt werden, wie der blau markierte Streubereich kennzeichnet. Die mittleren quadratischen Abweichungen sind in Tabelle 10 angeführt.

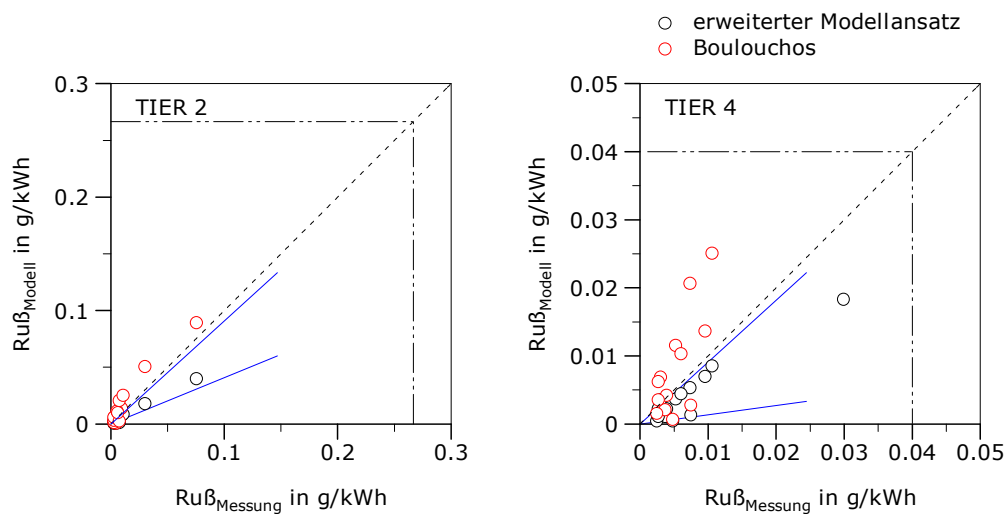


Abbildung 44: Übereinstimmung aller gemessenen und berechneten Rußwerte für die Drehzahlvariation.

Modell	TIER 2	TIER 4
Boulouchos	1	1.22
Erweiterter Ansatz	0.25	0.19

Tabelle 10: Mittlere quadratische Abweichungen für die Drehzahlvariation.

4.5.3 Last

Die in diesem Abschnitt betrachteten Variationen wurden bei einer konstanten Drehzahl aufgezeichnet. Die Steigerung der Last erfolgte über eine Verlängerung der Einspritzdauer. Der Lade- und Abgasgegendruck wurden angepasst, um das Luftverhältnis konstant zu halten. Die Vorgabe des Verhältnisses von Lade- zu Abgasgegendruck erfolgte gemäß dem Kennfeld des Vollmotors. Der Grundgedanke hinter dieser Vorgehensweise ist es, eine konstante Sauerstoffkonzentration unter realistischen Randbedingungen zu definieren. Aufgrund der konstanten Sauerstoffkonzentration findet die Verbrennung unter vergleichbaren Bedingungen statt.

Variation des Einspritzbeginns

Die Auswirkung, einer Verschiebung des Einspritzbeginns Richtung „früh“ und einer gleichzeitigen Anhebung des Luftverhältnisses, ist in Abbildung 45 aufgetragen. Ausgehend von einer Drehzahl von 888 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 8 bar wurde der effektive Mitteldruck in Schritten von 2 bar auf 18 bar angehoben und anschließend auf 2 bar abgesenkt. Der Einspritzdruck von 2000 bar und die Ladelufttemperatur von 70 °C wurden konstant gehalten. Die Messungen erfolgten ohne Abgasrückführung. Der frühe Einspritzbeginn mit dem höheren Luftverhältnis ist als schwarzer Verlauf in die Diagramme eingetragen. Es fällt das über alle Lastpunkte niedrige Niveau der Rußemission auf. Mit abnehmender Last steigen die gemessenen Rußwerte kontinuierlich an. Für den rot eingezeichneten späten Einspritzbeginn nehmen die gemessenen Rußemissionen ebenfalls mit abnehmender Last zu. Im Lastbereich von $p_{me}=8 \text{ bar}$ bis 18 bar sind die Rußemissionswerte geringfügig höher. Für die Lastpunkte mit einem effektiven Mitteldruck von 2 und 4 bar steigen die gemessenen Werte überproportional an.

Mit dem Berechnungsmodell kann für beide Einspritzbeginne der Anstieg der Rußemission mit sinkendem effektivem Mitteldruck abbildet werden. Für den späten Einspritzbeginn kann eine sehr gute Übereinstimmung erzielt werden, wie das linke Diagramm zeigt.

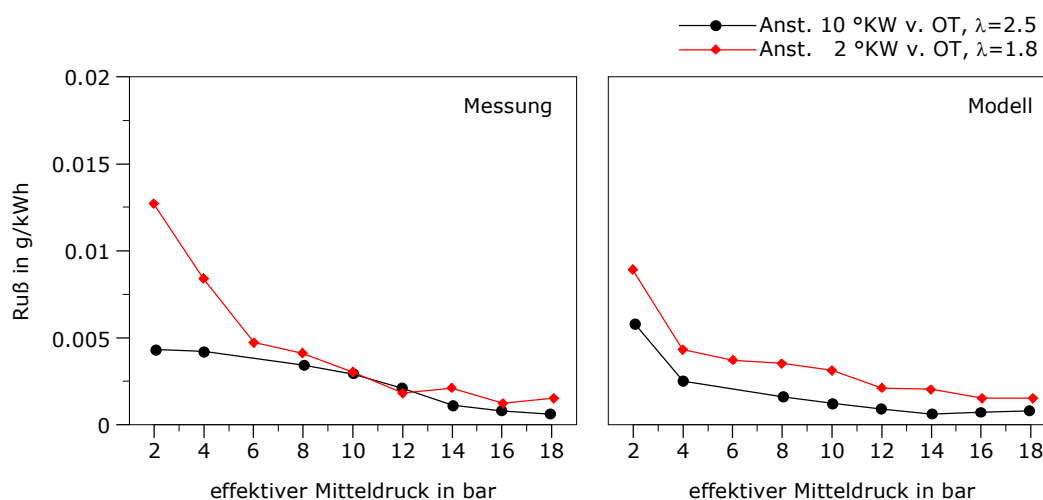


Abbildung 45: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation der Last - Vergleich zweier Einspritzbeginne.

Für einen Vergleich mit den optischen Messungen wurden drei Messpunkte, mit frühem Einspritzbeginn ausgewählt, siehe Abbildung 46. Die gemessenen Rußverläufe bei den effektiven Mitteldrücken von 10 und 14 bar, sind praktisch deckungsgleich. Für den niedrigen effektiven Mitteldruck von 2 bar ist die Einspritzdauer bereits so kurz, dass die Zündung erst nach Einspritzende erfolgt. Für diesen Fall nimmt der Zündverzug um 4 °KW zu. Der gesamte Kraftstoff wird in der vorgemischten Verbrennung umgesetzt, wie aus der Form des Brennverlaufs abgeleitet werden kann. Die Dauer des Rußleuchtens ist deutlich kürzer. Aus den Ergebnissen der optischen Untersuchungen lässt sich kein eindeutiger Zusammenhang zu den Resultaten der Rauchwertmessung herstellen.

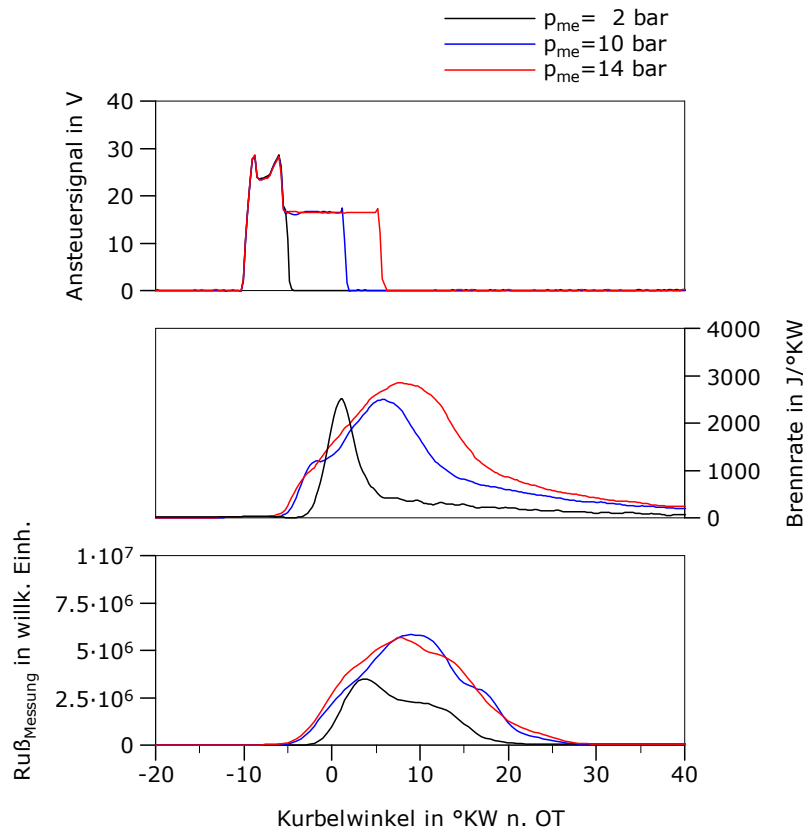


Abbildung 46: Einfluss der Last auf den optisch gemessenen Rußverlauf.

Für die praktische Anwendung muss das Berechnungsmodell auch in der Lage sein, die Betriebspunkte bei Volllast zu erfassen. Aus vorhandenen Messungen wurde eine Variation des Einspritzbeginns bei einem konstanten NO_x -Zielwert von 1.5 g/kWh ausgewählt. Dieser Zielwert muss erreicht werden, um den NO_x -Grenzwert von 1.74 g/kWh der Emissionsstufe US EPA TIER 4 zuverlässig zu unterschreiten. Die Abgasrückführtrate wurde entsprechend des geforderten NO_x -Zielwerts vorgegeben. Bei Volllast beträgt der effektive Mitteldruck 20.9 bar bei einer Drehzahl von 1050 min^{-1} . Als Einspritzdruck wurde der maximal mögliche Druck von 2200 bar eingestellt. Der Ladeluftdruck wurde nachgeregelt, um das Luftverhältnis konstant bei 1.8 zu halten. Die Ladelufttemperatur wurde mit 50 °C vorgegeben. In Abbildung 47 ist die Variation des Einspritzbeginns bei Volllast dargestellt. Wie der Vergleich zeigt, wird die Variation vom Modellansatz gut wiedergegeben.

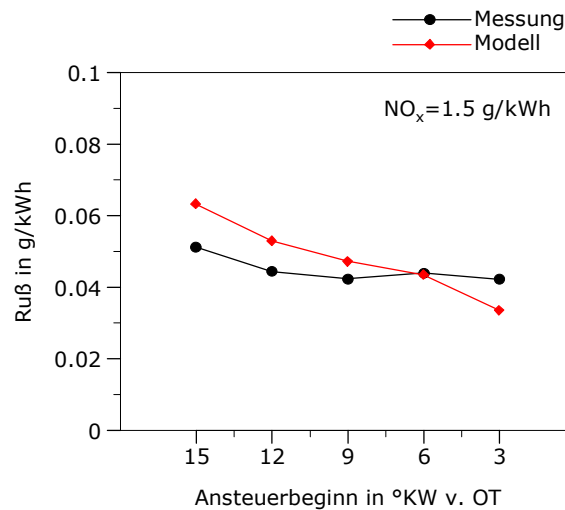


Abbildung 47: Verlauf der gemessenen und simulierten Rußemissionswerte im Volllastbetriebspunkt, dargestellt über dem Beginn des Spannungssignals der Injektoransteuerung.

Es fällt auf, dass für den späten Einspritzbeginn vom Modell eine deutliche Reduktion der Rußemission berechnet wird. Die Ursache hierfür soll anhand des in Abbildung 48 angeführten Vergleichs erklärt werden. Für den Vergleich wurden die Einspritzbeginne von 15, 9 und 3 °KW v. OT aus Abbildung 47 ausgewählt. Zwischen dem frühen und dem mittleren Einspritzbeginn (schwarzer und roter Verlauf) wurde ein Anstieg des spezifischen, effektiven Kraftstoffverbrauchs um 9 g/kWh gemessen. Wird der Einspritzbeginn um weitere 6 °KW verschoben (blauer Verlauf) ergibt sich ein Verbrauchsanstieg um zusätzliche 17 g/kWh. Gleichzeitig muss auch der Ladeluftdruck wegen des konstanten Luftverhältnisses angepasst werden. Die mittlere Temperatur im Brennraum ist deshalb bereits in der Verdichtungsphase höher. Die Erhöhung des mittleren Temperaturniveaus während der Rußabbrandphase, ist also auf zwei Ursachen zurückzuführen: Zum einen auf den deutlichen Anstieg der eingebrachten Kraftstoffmenge bei späten Kurbelwinkelzeitpunkten zum anderen auf das bereits in der Verdichtungsphase höhere Temperaturniveau. Der niedrigere berechnete Wert kann somit auf die verbesserten Oxidationsbedingungen zurückgeführt werden.

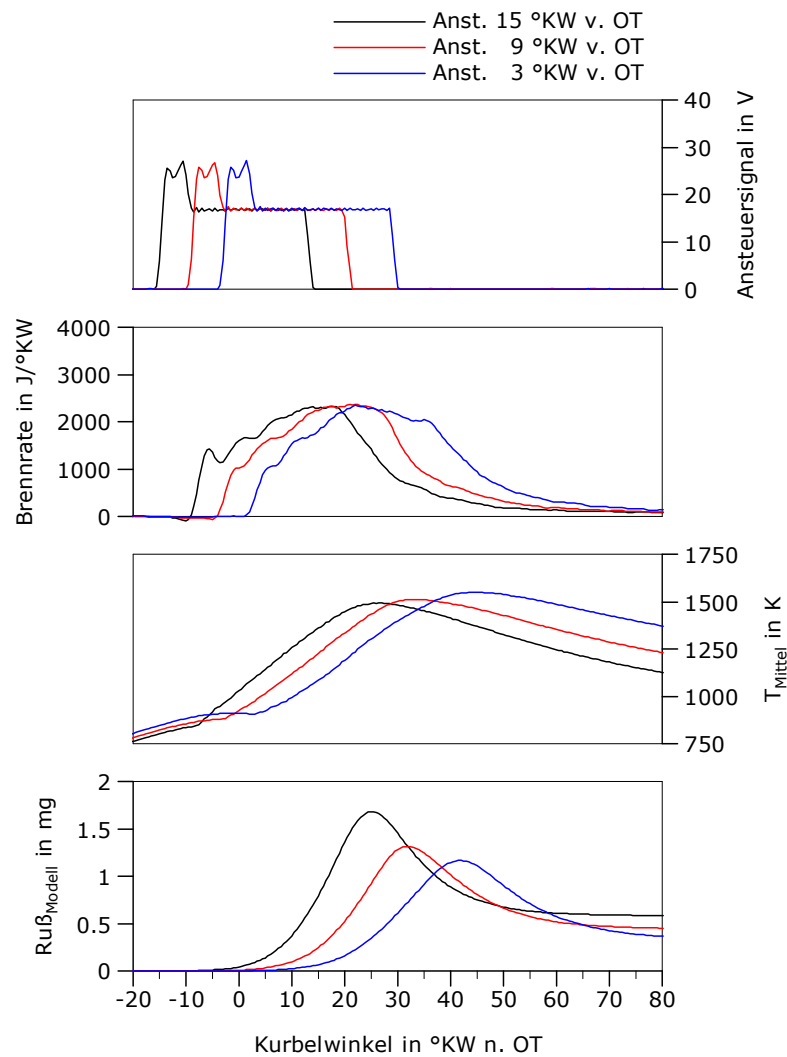


Abbildung 48: Vergleich ausgewählter kurbelwinkelabhängiger Verläufe bei einer Variation des Einspritzbeginns, aufgezeichnet im Volllastbetriebspunkt.

Variation der Ladelufttemperatur

Die Variation der Ladelufttemperatur soll Aufschluss darüber geben, welche Auswirkungen das Temperaturniveau auf die Rußemission ausübt. In Abbildung 49 ist die Lastvariation bei einer moderaten Anhebung der Ladelufttemperatur von 50 auf 70 °C dargestellt. Der effektive Mitteldruck wurde beginnend bei 8 bar in 2 bar-Schritten gesteigert und anschließend abgesenkt, die Drehzahl ist konstant und wurde mit 888 min^{-1} vorgegeben. Der Einspritzdruck beträgt 2000 bar, der Beginn des Ansteuersignals 2 °KW v. OT und das Luftverhältnis 1.8. Diese Parameter wurden nicht verändert. Die gemessenen Rußemissionswerte sinken mit zunehmender Ladelufttemperatur mit Ausnahme der Lastpunkte zwischen $p_{me}=8 \text{ bar}$ und 12 bar. Dem Vergleich kann entnommen werden, dass die Erhöhung der Ladelufttemperatur um 20 °C nur geringe Auswirkungen auf die gemessene Rußemission hat.

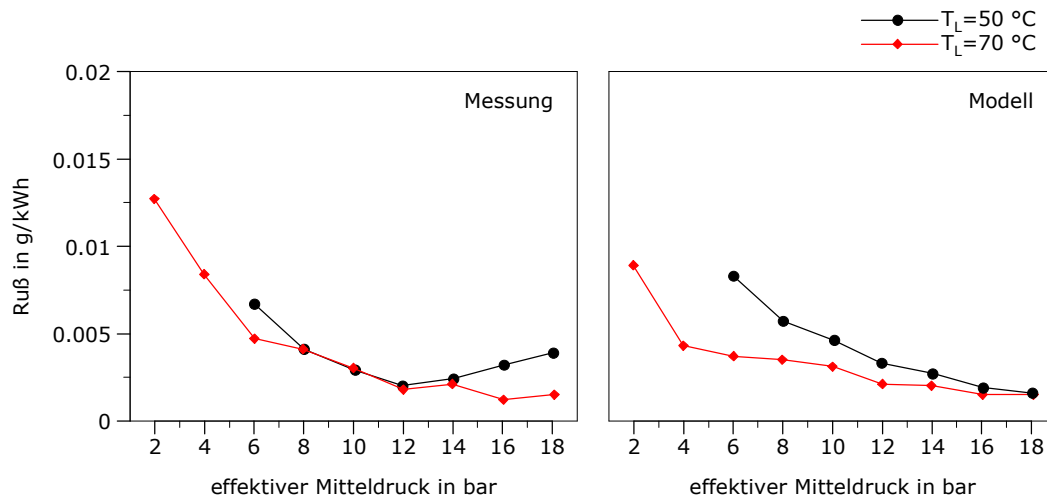


Abbildung 49: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation der Last – Vergleich der Ladelufttemperaturen von 50 °C und 70 °C.

Variation der Ladungsbewegung

Der bei den Untersuchungen verwendete Zylinderkopf besitzt im Einlasskanal Drallbleche, welche einen Drall von 1.6 erzeugen. Im Rahmen der Untersuchungen wurden die Drallbleche entfernt und der Drall dadurch auf ein Niveau von 0.6 abgesenkt. Die in Abbildung 50 dargestellte Lastvariation bei den beiden Drallniveaus, wurde bei einer konstanten Drehzahl von 888 min^{-1} und einem Luftverhältnis von 1.8 durchgeführt. Der Einspritzdruck wurde mit 2000 bar, der Beginn des Ansteuersignals mit 2 °KW v. OT und die Ladelufttemperatur mit 50 °C vorgegeben. Aus den Diagrammen ist ersichtlich, dass geringfügig niedrigere Rußwerte bei einem Drall von 1.6 gemessen wurden. Der annähernd konstante Verlauf über der Last kann mit dem erweiterten Modellansatz nicht wiedergegeben werden. Die bei niedrigem Drallniveau mit steigender Last sinkende Rußemission kann vom Modell gut erfasst werden.

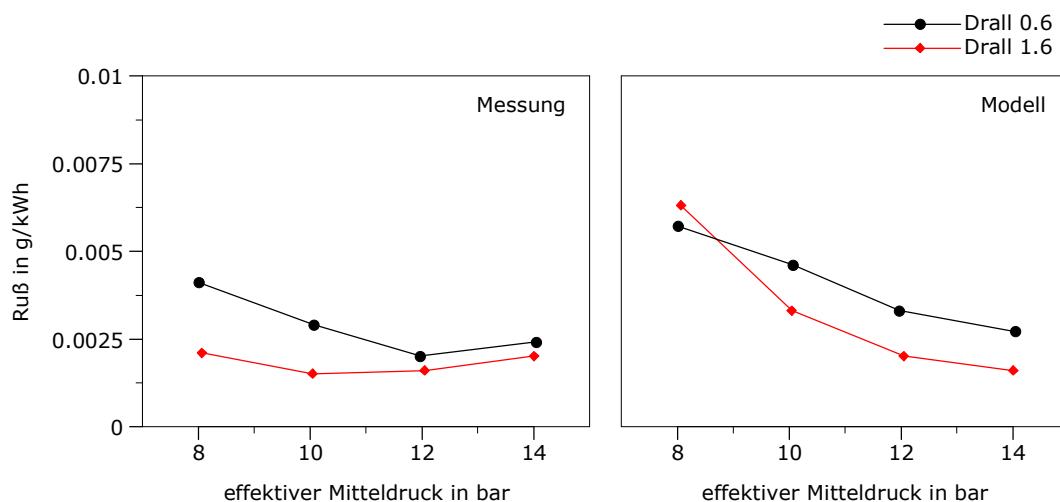


Abbildung 50: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation der Last – Vergleich der Drallniveaus von 0.6 und 1.6.

Zusammenfassung Last

Der Einfluss der Last auf die Rußemission konnte mit dem erweiterten Modellansatz gut wiedergegeben werden, wie Abbildung 51 illustriert. Weitere Verbesserungen sind im Bereich der unteren Teillast und im Leerlauf erforderlich. Der Vergleich mit dem Modellansatz von Boulouchos zeigt anhand des blau gekennzeichneten Streubereichs eine deutliche Verbesserung für Werte unterhalb des US EPA TIER 4 Grenzwerts. Die entsprechenden mittleren quadratischen Abweichungen können Tabelle 11 entnommen werden.

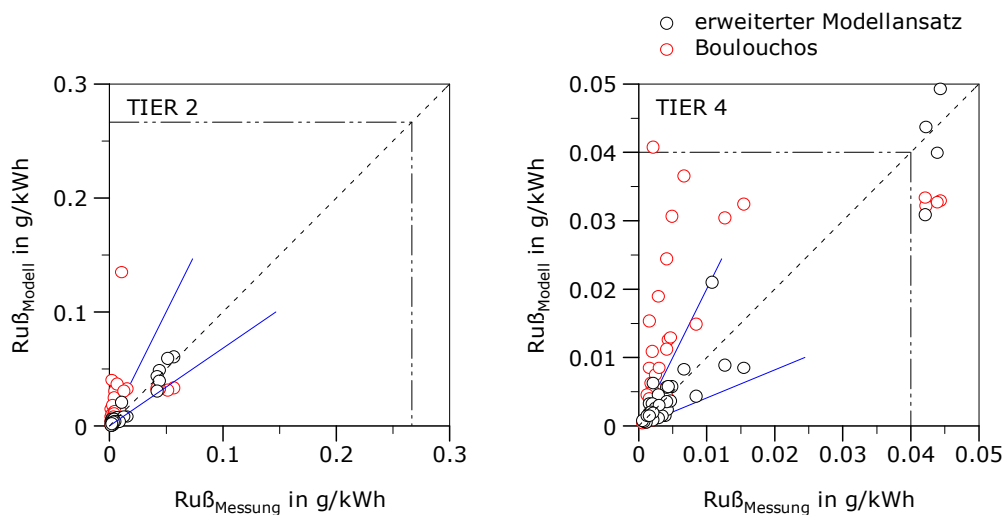


Abbildung 51: Übereinstimmung aller gemessenen und berechneten Rußwerte für die Variation der Last.

Modell	TIER 2	TIER 4
Boulouchos	19.6	12.56
Erweiterter Ansatz	0.27	0.21

Tabelle 11: Mittlere quadratische Abweichungen für die Lastvariation.

Wie in Kapitel 4.3.1 beschrieben, wurden die Modellkonstanten durch den Abgleich über die in den vorangegangenen Abschnitten vorgestellten Variationen von Einspritzdruck, Drehzahl und Last ermittelt. Bei der Bestimmung der Modellkonstanten wurden zwei Ziele verfolgt: Einerseits die möglichst genaue Wiedergabe des Verlaufs der Rußemissionswerte über der jeweils veränderlichen Größe, andererseits sollte die quadratische Abweichung zwischen den mit dem Rauchwertmessgerät ermittelten Rußwerten und den Berechnungsergebnissen minimiert werden. Unter den genannten Voraussetzungen erwiesen sich über alle 300 Messpunkte die in Tabelle 12 angeführten Modellkonstanten als optimale Kombination. Die in den folgenden beiden Kapiteln beschriebenen Berechnungen wurden mit dem modifizierten Modellansatz und den in Tabelle 12 angegebenen Modellkonstanten durchgeführt.

Konstante	Einheit	Wert
A_B^{31}	-	$0.3812 \cdot 10^{-4}$
A_O^{31}	-	$0.9366 \cdot 10^{-3}$
T_{AB}	K	7500
T_{AO}	K	15000
n_1	-	0.9
n_2	-	1
n_3	-	1.1
n_4	-	1.2

Tabelle 12: Ermittelte Konstanten des erweiterten Modellansatzes.

4.5.4 Einfluss der Ladelufttemperatur

Am Beispiel der Variation der Ladelufttemperatur bei einer Drehzahl von 888 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 8 bar soll der Einfluss von Einspritzdruck und Abgasrückführrate anschaulich dargestellt werden. Die Ladelufttemperatur wurde ausgehend von $50 \text{ }^\circ\text{C}$ auf die maximal mögliche Temperatur von $125 \text{ }^\circ\text{C}$ gesteigert. Der Beginn des Ansteuersignals wurde bei $2 \text{ }^\circ\text{KW v. OT}$ vorgegeben. Das Luftverhältnis von 1.8 wurde nicht verändert. Abbildung 52 zeigt die Variation bei einem Einspritzdruck von 1600 bar. Im linken Diagramm ist neben der aus der Rauchwertmessung ermittelten Rußmenge auch der nicht-flüchtige Anteil aus der Analyse der gravimetrisch gemessenen Partikelmasse aufgetragen. Es kann eine gute Korrelation zwischen den Rußwerten aus der Rauchwertmessung und dem nicht-flüchtigen Anteil aus der Partikelanalyse für die ohne Abgasrückführung durchgeführten Messungen festgestellt werden. Mit steigender Temperatur der Ladeluft nimmt die Rußemission ab. Bei einem Einspritzdruck von 1600 bar, ohne Abgasrückführung wurde eine Halbierung der Rußemission bei einer Temperatursteigerung von 50 auf $125 \text{ }^\circ\text{C}$ festgestellt.

Die Messungen wurden mit einer Abgasrückführrate von 20 % wiederholt. Wie aus dem linken Diagramm entnommen werden kann steigen die Rußemissionswerte im Schnitt um den Faktor fünf, im Vergleich zur Variation ohne Abgasrückführung.

In beiden Fällen erfasst das Modell den Trend richtig. Die Variation ohne Abgasrückführung stimmt mit den aus der Rauchwertmessung ermittelten Rußwerten gut überein, bei einer Abgasrückführrate von 20 % ist die Übereinstimmung mit dem nicht-flüchtigen Anteil der Partikel besser. Die Abweichung der berechneten Rußemissionswerte von den Messwerten liegt in beiden Fällen zwischen 25 und 50 %.

³¹ Dimensionsbehaftete Konstante

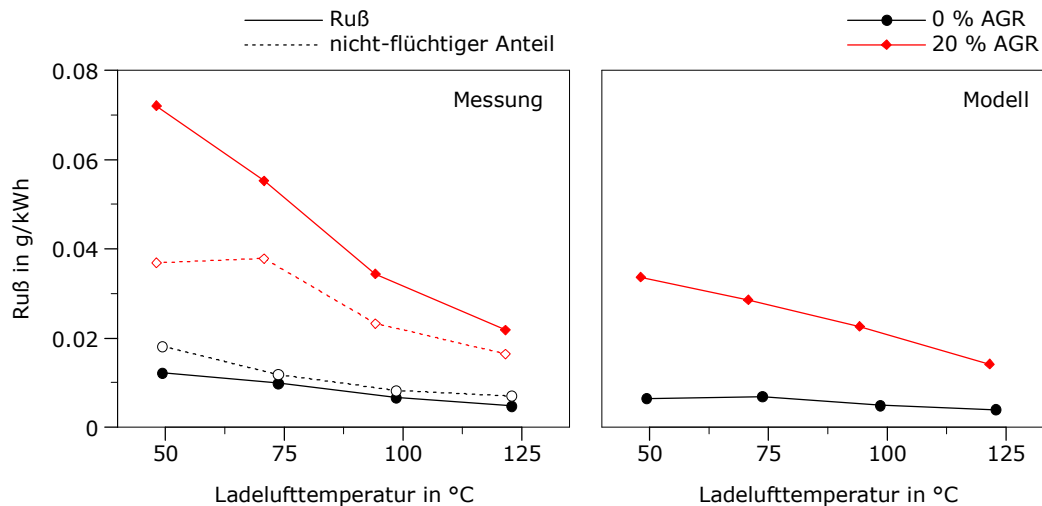


Abbildung 52: Variation der Ladeflufttemperatur bei einem Einspritzdruck von 1600 bar.

Die Messungen wurden mit einem Einspritzdruck von 2200 bar wiederholt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 53 aufgetragen. Durch die Steigerung des Einspritzdrucks bei sonst gleichen Randbedingungen sinkt das Rußemissionsniveau um rund 75 %. Die Abweichung von gemessenen und berechneten Rußwerten ist, mit Ausnahme des Messpunktes bei einer Ladeflufttemperatur von 50 °C, minimal und beträgt weniger als 10 %. Für die Variation ohne Abgasrückführung ist die Übereinstimmung der gemessenen Rußwerte mit dem nicht-flüchtigen Anteil aus der Partikelanalyse nicht zufriedenstellend. Die Ursache für diese Abweichung konnte nicht festgestellt werden.

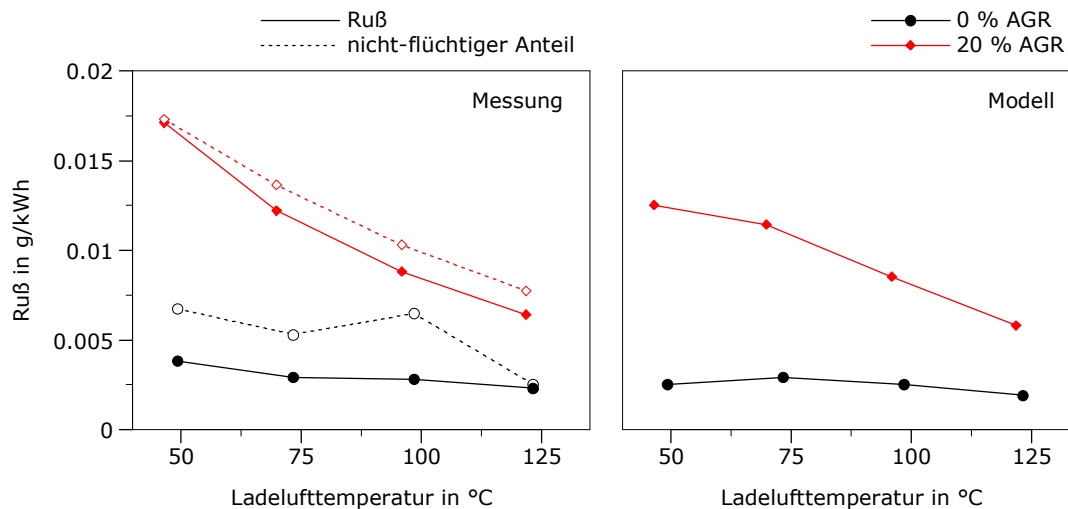


Abbildung 53: Variation der Ladeflufttemperatur bei einem Einspritzdruck von 2200 bar.

Das Temperaturniveau während der Einspritzung beeinflusst Kraftstoffaufbereitung und Verdampfung. Gleichzeitig wird aber auch die Temperatur während der Oxidationsphase angehoben und somit werden die Oxidationsbedingungen verbessert. Um Aufschluss darüber zu erhalten, welcher der beiden Effekte maßgebend ist, wurden exemplarisch zwei Messpunkte bei einem Einspritzdruck von 2200 bar und einer Abgasrückführtrate von 20 % herausgegriffen. Der Vergleich der beiden Ladeflufttemperaturen ist in Abbildung 54

angeführt. Die Energieumsetzung unterscheidet sich kaum. Gegenüber einer Ladelufttemperatur von 75 °C steigt die mittlere Zylindertemperatur zu Einspritzbeginn bei einer Ladelufttemperatur von 125 °C um 110 °C an. Während der gesamten Oxidationsphase bleibt die mittlere Zylindertemperatur auf einem höheren Niveau. Die berechneten Rußverläufe zeigen die Auswirkung der Ladelufttemperatur. Der Anstieg beider Verläufe erfolgt nahezu gleich. Das Maximum liegt bei einer Ladelufttemperatur von 125 °C etwas höher, befindet sich aber für beide Temperaturen etwa 20 °KW n. OT. Deutlich unterschiedlich verläuft die Rußoxidationsphase: Bei der niedrigen Ladelufttemperatur nimmt die Rußoxidation einen längeren Kurbelwinkelzeitraum in Anspruch und endet bei rund 60 °KW n. OT. Im Gegensatz dazu verlaufen die Oxidationsreaktionen bei einer Ladelufttemperatur von 125 °C schneller und enden bei rund 50 °KW n. OT. Aus dem Vergleich der beiden Ladelufttemperaturen lässt sich schließen, dass die Oxidationsreaktionen für die emittierte Rußmasse ausschlaggebend sind.

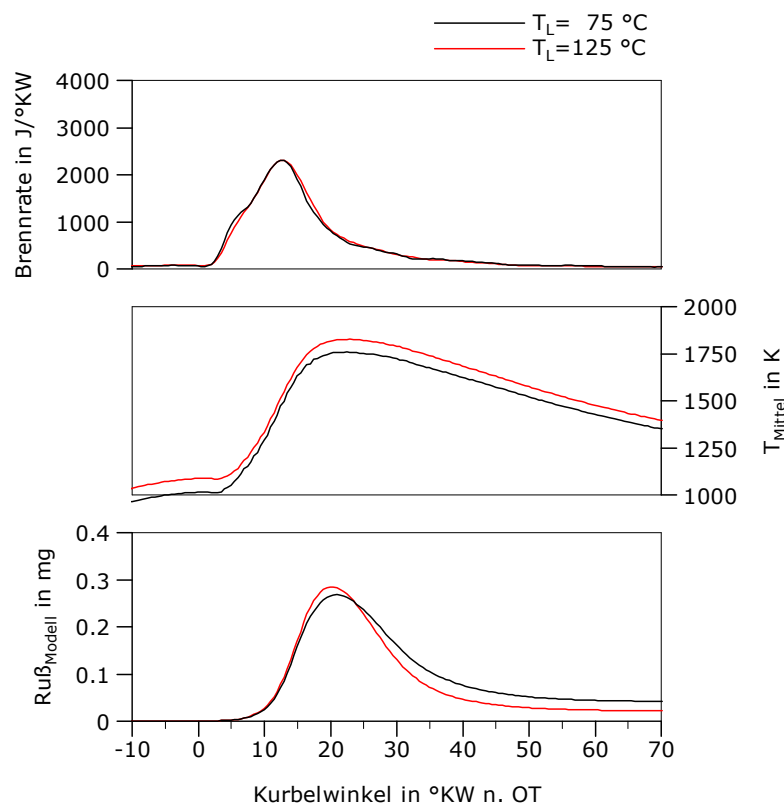


Abbildung 54: Ausgewählte kurbelwinkelabhängige Verläufe bei zwei Ladelufttemperaturen bei einem Einspritzdruck von 2200 bar und einer AGR-Rate von 20 %.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass unter Berücksichtigung der Unterschiede im Emissionsniveau die Rußemission für beide Einspritzdrücke mit dem erweiterten Modellansatz gut abgebildet wird. Beim niedrigen Einspritzdruck von 1600 bar und Abgasrückführung sind die Abweichungen jedoch größer.

4.6 Prüfzyklus für die Lokomotivapplikation

Der gesetzliche Prüfzyklus für die Lokomotivapplikation stellt im Vergleich zu den in den vorigen Abschnitten besprochenen Variationen eine besondere Herausforderung an das Rußemissionsmodell, da sich mehrere Parameter gleichzeitig ändern. Zum einen sind Drehzahl, Last, Luftverhältnis, Einspritzbeginn und Einspritzdruck variabel, zum anderen ist für die Erfüllung der Stickoxidgrenzwerte der Emissionsstufe US EPA TIER 4 ohne Abgasnachbehandlung eine Abgasrückführung erforderlich [58], welche als zusätzliche veränderliche Größe berücksichtigt werden muss. Sämtliche Messpunkte der in diesem Abschnitt gezeigten Prüfzyklen, welche die TIER 4 Grenzwerte unterschreiten, wurden mit Abgasrückführung gemessen. In Abbildung 55 sind die gemessenen und berechneten Rußemissionswerte, die gesamte gravimetrisch gemessene Partikelmasse und der aus der Partikelanalyse bestimmte nicht-flüchtige Anteil der Partikelmasse aufgetragen. Die Emissionswerte des Einzylindermotors wurden unter Berücksichtigung eines definierten Reibmitteldruckvektors auf den Vollmotor umgerechnet. Die Ladelufttemperatur wurde mit 66 °C vorgegeben.

Die Partikelemission steigt in der unteren Teillast und bei Volllast an. Der nicht-flüchtige Anteil der Partikelmasse beträgt im Schnitt rund 60 %. Der spezifische flüchtige Anteil der Partikelmasse ist über alle Lastpunkte konstant mit 0.006 g/kWh. Die flüchtigen Komponenten stammen zum überwiegenden Teil aus dem Schmieröl, daher beeinflussen die tribologischen Verhältnisse maßgeblich deren Höhe. Die prozentualen Verhältnisse gibt Abbildung 56 wieder. Die flüchtigen Anteile betragen bis zu 50 % der gesamten Partikelmasse. Ein eindeutiger Trend über der Last ist nicht feststellbar. Auffallend ist wiederum die ausgezeichnete Korrelation der aus der Rauchwertmessung ermittelten Rußmasse mit dem nicht-flüchtigen Anteil. Der Lastpunkt Notch 2 stellt einen „Ausreißer“ dar, da die gemessene Rußmasse größer als die gesamte Partikelmasse ist.

Die Modellkonstanten wurden nicht an die Variation angepasst. Die Berechnung der Rußemissionswerte erfolgt mit den in Kapitel 4.5 ermittelten Konstanten. Die berechneten Rußemissionswerte geben die Messung über der Last gut wieder. Für den Lastpunkt Notch 1 wurde das Luftverhältnis auf 2.9 angehoben und die Ladelufttemperatur auf 54 °C reduziert. Es ergibt sich eine Halbierung der spezifischen Partikelemission. Das Modell kann diese Einflüsse auf die Rußemission wiedergeben.

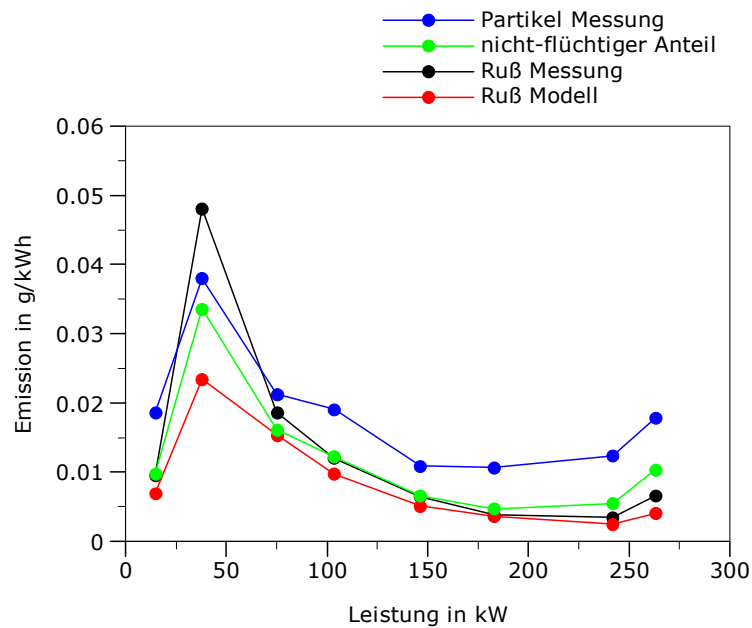


Abbildung 55: Partikel- und Rußemission über der Last auf dem Emissionsniveau des US EPA TIER 4 Grenzwerts.

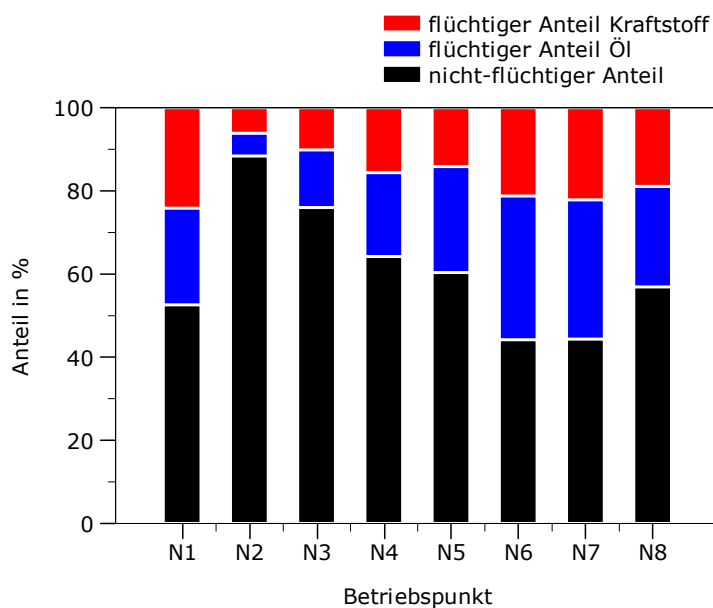


Abbildung 56: Auftrennung der Partikelmasse über der Last auf dem Emissionsniveau des US EPA TIER 4 Grenzwerts.

In Tabelle 13 ist der Beitrag der einzelnen Lastpunkte zu den jeweiligen Zykluswerten eingetragen. Die Berechnung der gewichteten Werte erfolgt nach der in Kapitel 1.2 angeführten Vorschrift. Aus den Gewichtungsfaktoren wird bereits deutlich, dass es wesentlich ist, den Rußemissionswert bei Volllast genau abzubilden. Der Volllastpunkt trägt mit 59.4 % den Hauptteil zur gesamten Partikelemission bei. Die gewichteten Partikel- und Rußemissionen verhalten sich ähnlich, wie der Vergleich zeigt. Das Rußemissionsmodell bewertet den Beitrag des Volllastbetriebspunktes zu niedrig. Die Betriebspunkte der Teil-

last werden im Gegenzug überbewertet.

Last	Anteil	P _{eff}	PM	Ruß	Modell	NO _x	HC	CO	b _e
	%	kW	%	%	%	%	%	%	%
Notch 8	16.2	262.3	59.4	44	41	57.4	45.6	7.5	56.7
Notch 7	3	241.1	7.0	3.9	4.2	10.1	6.7	1.3	9.5
Notch 6	3.9	180.7	5.9	4.2	6.0	9.7	8.5	3.2	9.6
Notch 5	3.8	145.5	4.7	5.6	6.7	7.2	6.2	3.4	7.2
Notch 4	4.4	104.9	6.9	8.8	10.7	5.9	7.9	9.5	6.1
Notch 3	5.2	76.3	6.6	11.7	14.6	5.2	7.3	12.5	5.4
Notch 2	6.5	40.5	7.9	20.1	14.8	3.2	8.7	36.2	3.8
Notch 1	6.5	17.7	1.7	1.7	1.9	1.3	9.2	26.4	1.7

Tabelle 13: Beitrag der einzelnen Lastpunkte zu den Zykluswerten.

Die berechneten Zykluswerte und die gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerte sind in Tabelle 14 angeführt. Wie zu erwarten, stimmt die aus den berechneten Rußwerten ermittelte Zyklusemission von 0.006 g/kWh gut mit der Zyklusemission aus den gemessenen Rußwerten überein. Die gemessene Partikelemission unterschreitet den Grenzwert um mehr als 50 %. Im Hinblick auf den beinahe erreichten Stickoxidgrenzwert, könnten höhere Partikelemissionen in Kauf genommen werden. Die HC- und CO-Grenzwerte werden deutlich unterschritten.

	PM	Ruß ³²	Modell	NO _x	HC	CO	b _e
	g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh
Berechnete Zyklusemission	0.017	0.008	0.006	1.56	0.05	0.08	202.3
TIER 4 Grenzwert	0.04	-	-	1.74	0.19	2	-

Tabelle 14: Berechnete Zyklusemissionswerte und US EPA TIER 4 Grenzwerte.

Die Zyklusuntersuchung wurde für die Betriebspunkte Notch 3 bis Notch 7 mit einer um 100 min⁻¹ höheren Drehzahl durchgeführt, um den Einfluss der Drehzahl zu quantifizieren. Der direkte Vergleich zu den in Abbildung 55 gezeigten Ergebnissen ist in

³² Gesetzlich nicht limitiert

Abbildung 57 aufgetragen. Das Niveau der gemessenen Rußemissionswerte steigt im Vergleich zur Ausgangsdrehzahl an. Dies zeigen einheitlich sowohl die Ergebnisse aus der Rauchwertmessung, wie auch die Resultate der gravimetrischen Partikelmessung und der Partikelanalyse. Wie dem Diagramm oben rechts entnommen werden kann, wird das höhere Niveau vom Modell nur unzureichend erfasst. Der Modellansatz kann den Anstieg der Rußemissionswerte bei niedrigen Lasten abbilden.

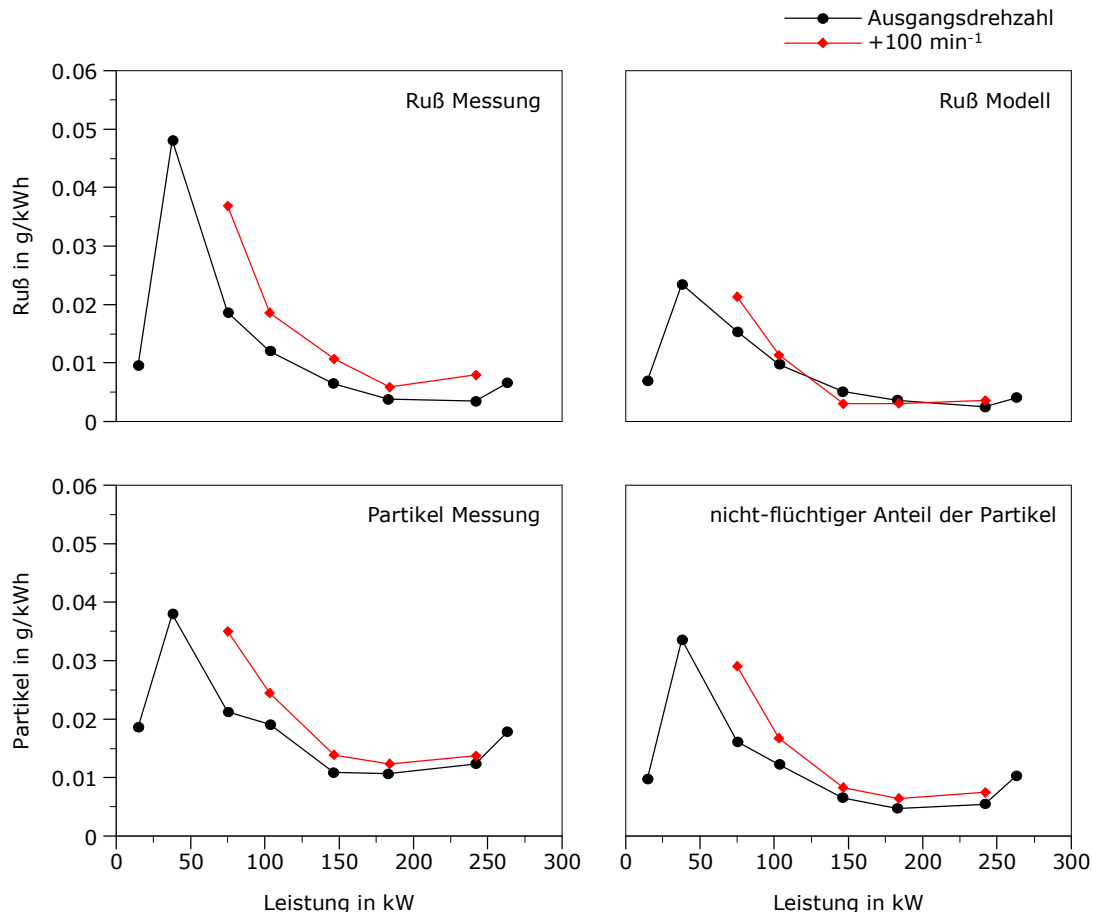


Abbildung 57: Auswirkung einer Drehzahlerhöhung um 100 min^{-1} auf die gemessenen Partikel- und Rußemissionen sowie auf die simulierten Rußwerte.

Die Ergebnisse des für die Emissionsvorschrift US EPA TIER 4 optimierten Zyklus zeigen, dass die aus dem Schmieröl stammenden Anteile in einzelnen Lastpunkten auch mehr als 50 % der gesamten Partikelmasse erreichen. Zur Erfüllung der strengen Partikelemissionsgrenzwerte ist daher neben einer Reduzierung der Rußemissionen eine Optimierung des tribologischen Systems Kolben | Kolbenringe | Zylinderwand erforderlich.

Für Lokomotivantriebe zeigt der Vergleich der Emissionsstufen TIER 2 und TIER 4 anschaulich die Entwicklungsstrategie und -fortschritte auf. Die Erfüllung des TIER 2 Stickoxidgrenzwertes von 7.4 g/kWh bei gleichzeitiger Einhaltung des Partikelemissionsgrenzwertes von 0.13 g/kWh konnte ohne zusätzliche Maßnahmen wie Abgasrückführung oder Abgasnachbehandlung bewerkstelligt werden. Die Motorkonfiguration wurde derart gewählt, um einen optimalen Kraftstoffverbrauch zu erzielen. Die Konfiguration des Motors für die Emissionsvorschrift TIER 2 kennzeichnet ein höheres Verdichtungsverhältnis von $\epsilon=17$ und eine 8-Loch-Düse mit einem hohen Durchfluss von $4215 \text{ cm}^3/30 \text{ sek}$. Mit

der Einführung der Emissionsstufe TIER 4 verschärft der Gesetzgeber gleichzeitig Stickoxid- und Partikelemissionsgrenzwerte. Die Erfüllung des TIER 4 Stickoxidgrenzwertes von 1.74 g/kWh ist ohne zusätzliche Maßnahmen, wie beispielsweise eine Abgasrückführung, nicht möglich. Um die strengen Grenzwerte dennoch innermotorisch erfüllen zu können, wird ein höherer Kraftstoffverbrauch für den Vollmotor akzeptiert.

Ausgehend von der TIER 2 – Konfiguration des Motors konnten mit der TIER 4 – Konfiguration die gemessenen Rußwerte im Schnitt auf ein Viertel reduziert werden, wie Abbildung 58 zeigt. Wiederum kann eine gute Übereinstimmung des aus der Rauchwertmessung ermittelten Rußwerts mit den nicht-flüchtigen Anteilen der Partikelemission festgestellt werden. Die berechneten Rußwerte geben den gemessenen Verlauf qualitativ wieder. Das Ergebnis ist insofern überraschend, da sich beide Motorkonfigurationen deutlich voneinander unterscheiden und die Modellkonstanten unverändert übernommen wurden.

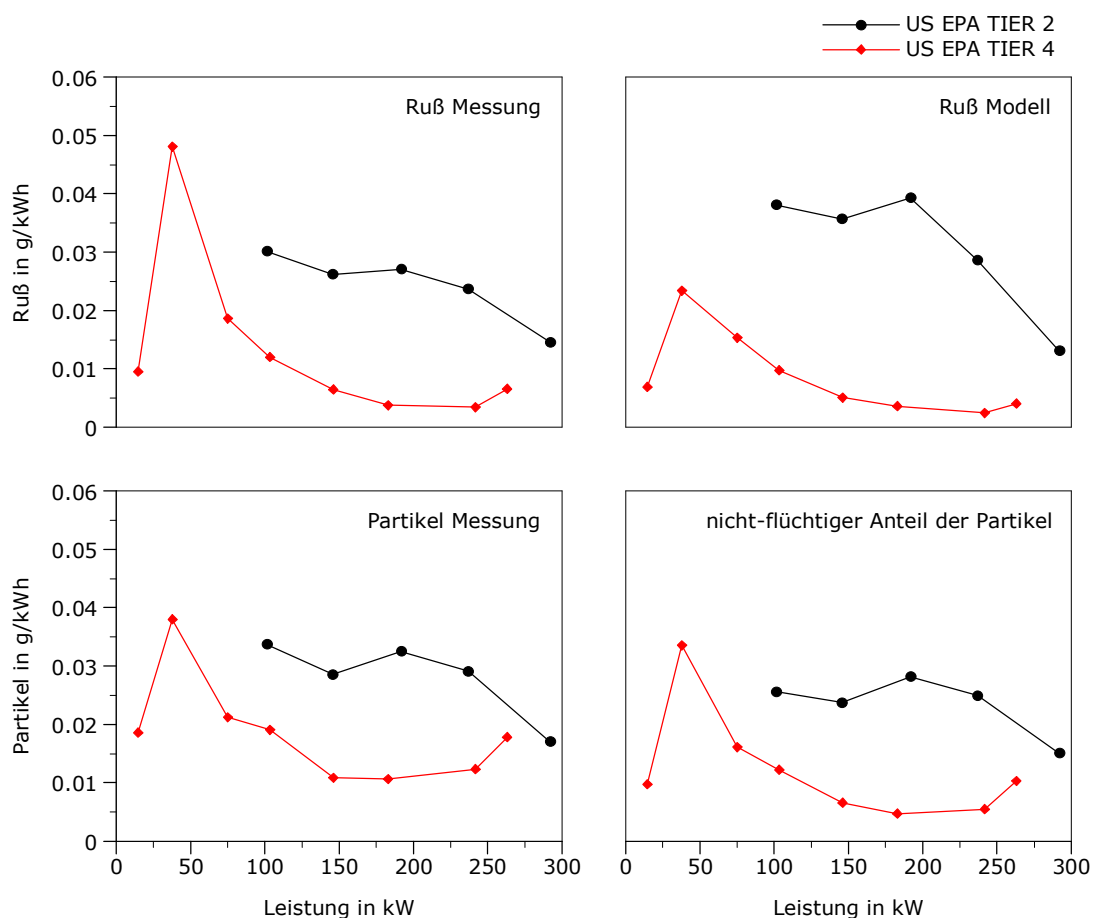


Abbildung 58: Vergleich der Partikel- und Rußemission auf dem Emissionsniveau des US EPA TIER 4 und TIER 2 Grenzwerts.

In Abbildung 59 ist die prozentuale Aufteilung der Partikelemission für die Lastpunkte Notch 4 bis Notch 8 aufgetragen. Diese Punkte wurden ausgewählt, da der Volllast-Betriebspunkt und die höheren Betriebspunkte der Teillast den größten Teil zur Zyklusemission der Partikel beitragen. Alle fünf Lastpunkte wurden ohne Abgasrückführung gemessen. Der prozentuale Anteil der flüchtigen Komponenten an der gesamten spezifischen Partikelemission ist bei der untersuchten TIER 2 Konfiguration im Bereich

zwischen 10 % und 20 %. Dies scheint auf den ersten Blick deutlich weniger als für die TIER 4 - Konfiguration gezeigt wurde. Betrachtet man jedoch den spezifischen Anteil in g/kWh, so ergibt sich für die TIER 2 - Konfiguration ein Wert von 0.005 g/kWh und für die TIER 4 - Konfiguration 0.0063 g/kWh. Der Anteil der flüchtigen Komponenten bleibt also unverändert. Der prozentuale Anteil ändert sich aufgrund des höheren nicht-flüchtigen Anteils.

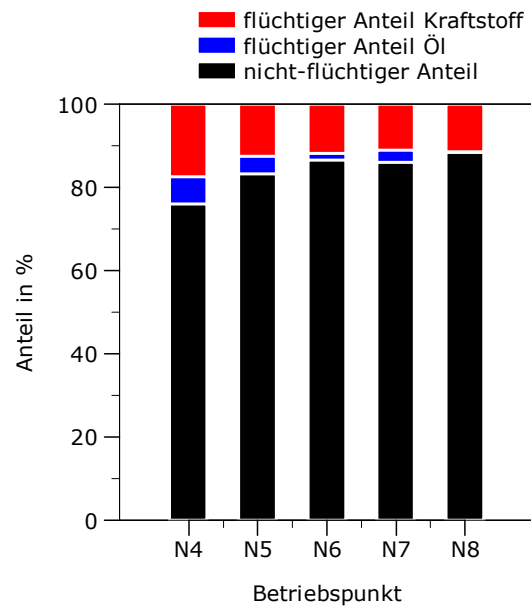


Abbildung 59: Flüchtige und nicht-flüchtige Anteile auf dem Emissionsniveau des US EPA TIER 2 Grenzwerts.

5 Interpretation der Ergebnisse

Optische Messtechnik. Die aus den optischen Untersuchungen erhaltenen Ergebnisse unterliegen mehreren Einschränkungen. Bei der Interpretation der Resultate aus den optischen Messungen ist zu berücksichtigen, dass diese vom optischen Zugang in den Brennraum abhängig sind. Die eingesetzte Optik und deren Lage im Brennraum (Position, Neigung) beeinflussen das Messergebnis. Um eine direkte Vergleichbarkeit der Messergebnisse sicherzustellen, müssen die Untersuchungen mit Endoskopen gleicher technischer Spezifikation durchgeführt werden. Ebenso darf das Endoskop nicht verdreht werden, um andere Bereiche im Brennraum zu erfassen. Bei der Beobachtung der dieselmotorischen Verbrennung bilden sich Rußablagerungen am Brennraumfenster, die eine Reduzierung der Helligkeit am CCD-Sensor der Kamera bewirken. Aufgrund der reduzierten Helligkeit werden niedrigere Temperaturen berechnet. Darüber hinaus ist anzumerken, dass bedingt durch die Optik nur ein Ausschnitt des Verbrennungsgeschehens erfasst werden kann. Dies stellt eine weitere wesentliche Einschränkung dar.

Auswertung der optischen Messergebnisse. Die Flamme wird als Volumenstrahler³³ bezeichnet. Die gemessene Strahlung setzt sich aus einer Überlagerung entlang der optischen Achse zusammen [56]. Eine räumliche Zuordnung der Strahlung ist nicht möglich, da als Basis für die Auswertung eine zweidimensionale Abbildung des Verbrennungsvorgangs dient. In weiterer Folge kann auch nichts über die Temperaturverteilung entlang der optischen Eindringtiefe ausgesagt werden. Als zusätzliche Einschränkung muss beachtet werden, dass die Absolutwerte von Temperatur und Rußkonzentration nicht ermittelt werden können. Prinzipbedingt kann für das Messverfahren weder eine Absolutgenauigkeit noch eine Wiederholgenauigkeit angegeben werden [56]. Für den Fall, dass die Temperatur oder die Rußkonzentration im erfassten Bereich nicht gleich verteilt sind, kann es zu einer fehlerbehafteten Berechnung der Temperatur oder der Rußkonzentration kommen. Da jedoch keine Information über die Verteilung vorhanden ist, kann der Fehler nicht beurteilt werden. Eine Annahme bei der Auswertung des aufgezzeichneten Bildmaterials ist, dass die Temperatur der Rußpartikel jener der umgebenden Gasphase entspricht. Diese Annahme stellt eine weitere Unsicherheit dar. Der Fehler kann als vernachlässigbar angenommen werden, da nach [47] die Temperaturdifferenz zwischen einem Rußteilchen mit einem Durchmesser von 50 nm und des umgebenden Gases weniger als 1 K beträgt. Das thermische Gleichgewicht stellt sich innerhalb 10^{-9} s ein.

Rauchwertmessgerät. Das Rauchwertmessgerät liefert auch bei niedrigen FSN-Werten zuverlässige Ergebnisse. Die Reproduzierbarkeit einer Messung wird mit $\sigma \leq (\pm 0.005 \text{ FSN} + 6 \% \text{ des Messwertes})$ angegeben [55]. Aus der angeführten Beziehung für die Standardabweichung wird klar, dass sich bei niedrigen FSN-Werten eine größere prozentuale

³³ Das gesamte Gasvolumen ist an der Entstehung und Veränderung der Strahlung beteiligt. Die Strahlung wird durch Absorption und Streuung geschwächt, kann jedoch durch Emission auch verstärkt werden.

Abweichung ergibt. Betrachtet man beispielweise die in Abbildung 37 dargestellte Variation des Einspritzdrucks bei einem Luftverhältnis von 2, so wurde bei einem Einspritzdruck von 2000 bar eine Filterschwärzung von $FSN=0.032$ gemessen. Dies ergibt einen Rußwert von 0.0025 g/kWh . Unter der Annahme, dass der gemessene FSN-Wert den Mittelwert darstellt, ergibt sich eine prozentuale Abweichung von $\pm 16 \%$. Unter gleichen Bedingungen, bei einem Einspritzdruck von 1200 bar, wurde eine Filterschwärzung von $FSN=1.002$ gemessen. Dies ergibt eine prozentuale Abweichung von $\pm 6.5 \%$. Man erkennt, dass mit sinkenden Rußemissionswerten die prozentuale Abweichung zunimmt.

Weiters ist anzumerken, dass die vom Gerät ermittelte Rußemission aufgrund des photometrischen Messprinzips vom Brechungsindex des Rußes abhängig ist. Die Messung kann durch Kondensate und Ölrückstände beeinflusst werden.

Gravimetrische Partikelmessung. Die Messung der Partikelmasse erfolgt nach den in [83] angeführten Spezifikationen. Aus der chemischen Analyse der auf dem Filter abgetrennten Partikel erhält man die flüchtigen und nicht-flüchtigen Anteile. Aufgrund des praktisch schwefelfreien Kraftstoffs und des geringen Anteils an Kohlenwasserstoffen ist, im Gegensatz zu [17] keine Beeinflussung der Partikelmasse durch Nachreaktionen zu erwarten. Es kann davon ausgegangen werden, dass der nicht-flüchtige Anteil der Partikelmasse unabhängig von der Verdünnungsrate ist. Aufgrund der langen Messkette der Teilstrom-Partikelmessung bestehend aus Verdünnungs-, Partikelsammelungs- und Wägesystem und der aufwändigen Partikelanalyse kann keine Fehlerabschätzung angeführt werden.

Modellansatz. Das Rußemissionsmodell berechnet definitionsgemäß nur den Anteil an elementarem Kohlenstoff an der gesamten Partikelemission. Die berechneten Rußemissionswerte müssen daher mit den nicht-flüchtigen Anteilen³⁴ der Partikelemission verglichen werden. Die organisch-flüchtigen Anteile der Partikelemission können vom Modell nicht erfasst werden. Dies stellt eine wesentliche Einschränkung in der Anwendung eines Rußemissionsmodells dar. Bei modernen Niedrigemissionskonzepten für mittelschnelllaufende Dieselmotoren kann der Anteil an organisch-flüchtigen Komponenten mehr als 50 % betragen. Ein direkter Rückschluss von der Rußemission auf die gesamte Partikelemission ist problematisch. Die Rußemission dient daher als Anhaltswert für die zu erwartende Partikelemission.

Der Modellansatz verwendet die mittlere Temperatur der Zylinderladung als treibende Größe für den Rußbildungs- und Rußoxidationsprozess. Dies ist nur eine Annäherung an die realen Verhältnisse, da für beide Prozesse das lokale Temperaturfeld ausschlaggebend ist. Eine Aussage über die lokale Temperatur ist in einer nulldimensionalen Berechnungsumgebung nicht möglich. Überdies ist für den Bildungsprozess ein anderer Temperaturbereich maßgebend als für die Oxidation. Die Rußbildung findet in lokalen Bereichen unter Sauerstoffmangel statt, während die Oxidation überwiegend unter

³⁴ Die nicht-flüchtigen Anteile setzen sich aus Ruß, Nitraten, Sulfaten und Asche zusammen. Der Anteil an Asche ist gering.

Sauerstoffüberschuss abläuft.

Als Oxidationsspezies für den Rußabbrand berücksichtigt der Modellansatz molekularen Sauerstoff O_2 und Hydroxyl-Radikale. Der Einfluss von anderen Spezies wie elementarem Sauerstoff O und H_2O bleibt unberücksichtigt. Aus Untersuchungen [25], [21], [76], [3] ist bekannt, dass die angeführten Spezies einen Einfluss ausüben, dieser ist jedoch stark von den Bedingungen³⁵ abhängig, unter welchen der Oxidationsprozess abläuft.

Die Verfügbarkeit der Oxidationsspezies spielt eine wesentliche Rolle. Die lokale Sauerstoffkonzentration und Turbulenz kann auf nulldimensionaler Basis nicht modelliert werden. Als treibende Größen für die Verfügbarkeit der Oxidationsspezies werden als Ersatz die durch den Einspritzstrahl generierte Turbulenz und das globale Luftverhältnis in den Modellansatz einbezogen. Dies stellt eine Annäherung an die realen Verhältnisse dar.

Die Reaktionskinetik kontrolliert den Mechanismus der Rußentstehung. Die Geschwindigkeit der Gesamtreaktion wird durch den Ablauf einzelner Zwischenschritte begrenzt. Entscheidend dabei ist, wie lange sich die einzelnen Spezies in Bereichen hoher Temperatur befinden. Untersuchungen [49] zeigen den Zusammenhang zwischen Temperatur, Konzentration und Verweilzeit auf. Diese Einflüsse bleiben in der Modellierung der Rußemission gänzlich unberücksichtigt.

Da ein nulldimensionaler Berechnungsansatz verwendet wird, können lokale Phänomene wie Interaktion der Flamme mit dem Kolben oder der Flammenkeulen miteinander nicht abgebildet werden. Ferner ist der Einfluss einer veränderten Motorkonfiguration / -größe nur unzureichend erfasst und erfordert meist eine Neuabstimmung der Modellkonstanten.

Unberücksichtigt bleiben ferner mögliche Nachreaktionen des Rußes im Abgastrakt mit Stickstoff [31], [4]. Die Messung der Rußemission, direkt nachdem die Abgase den Motor verlassen, ist aufgrund der hohen Temperaturen nicht möglich. Daher kann der Anteil, den Nachreaktionen auf die gemessene Rußemission haben, nicht quantifiziert werden. Es kann jedoch aufgrund der geringen Konzentrationen von Stickoxiden und der schnellen Temperaturabnahme davon ausgegangen werden, dass diese Reaktionen von untergeordneter Bedeutung sind.

Verbesserungspotentiale.

Bei der Abstimmung der Modellkonstanten wurde darauf Wert gelegt, dass Beginn und Dauer der berechneten Rußverläufe mit den gemessenen Rußverläufen übereinstimmen. Die Maximalwerte der gemessenen Verläufe wurden nicht berücksichtigt. Diese Vorgangsweise wurde gewählt, da aus den optischen Messungen nur eine zuverlässige Aussage über das erste Auftreten von Ruß und die Dauer des Rußleuchtens abgeleitet werden kann. Quantitative Aussagen über die Rußkonzentration im Brennraum sind nicht möglich. Die Auswirkungen dieser Randbedingungen werden nun näher betrachtet.

Am Beispiel der Einspritzdruckvariation in Abbildung 60 soll eine mögliche Unschärfe in

³⁵ Zu nennen sind hier die Temperatur und die Verfügbarkeit von Sauerstoff.

der Betrachtung aufgezeigt werden. Die Messpunkte wurden bei einer Drehzahl von 888 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 8 bar aufgezeichnet. Die gemessenen Rußverläufe zeigen einen stärkeren Anstieg der Rußkonzentration sowie einen höheren Maximalwert bei einem Einspritzdruck von 2000 bar. Dies ist ein weiterer Hinweis auf eine vermehrte Rußbildung mit steigendem Einspritzdruck, wie er auch in den Untersuchungen mit der 5-Loch-Düse in Kapitel 4.4 festgestellt wurde. Für die Einspritzdrücke von 1200 bar und 1600 bar sind die Verläufe während der Rußbildungsphase und die Maximalwerte nahezu deckungsgleich. Laut Modell steigt die gebildete Rußmasse mit sinkendem Einspritzdruck an. Somit zeigt sich eine Diskrepanz von Messung und Berechnung.

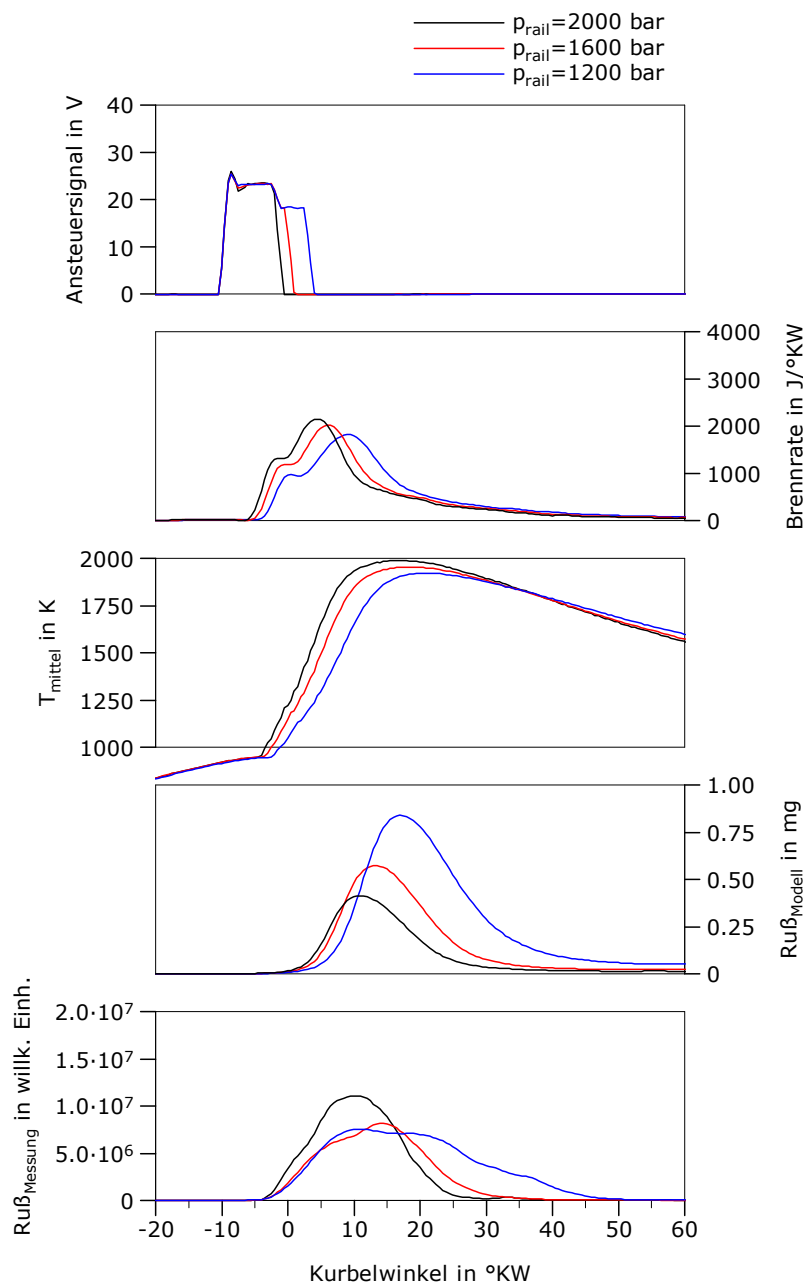


Abbildung 60: Variation des Einspritzdrucks bei einem Beginn des Ansteuersignals von 10 °KW v. OT.

Grundsätzlich erscheinen zwei Gedankenmodelle plausibel, um die Zusammenhänge zwischen Einspritzdruck und Rußbildung zu beschreiben:

- Mit steigendem Einspritzdruck wird pro Zeit mehr Kraftstoff in den Brennraum eingebracht, gleichzeitig werden die Mischungsbedingungen entscheidend verbessert. Die Folge davon ist ein schnellerer Temperaturanstieg im Brennraum. Mit der Temperatur als treibender Größe für den Bildungsprozess steigen die Maximalwerte der Rußkonzentration im Brennraum an. Durch diesen Gedankengang können die Messergebnisse nachvollzogen werden.
- Andererseits kann auch das Ergebnis des Berechnungsmodells begründet werden. Die mit steigendem Einspritzdruck verbesserten Mischungsbedingungen von Kraftstoff und Sauerstoff führen bereits in der Bildungsphase zu einer vermehrten Oxidation der Vorläuferspezies von Ruß. Folglich sinkt die Rußkonzentration mit zunehmendem Einspritzdruck.

Welches der beiden Gedankenmodelle die realen Verhältnisse besser beschreibt, konnte im Rahmen der Arbeit nicht verifiziert werden. Weitere Grundlagenuntersuchungen sind erforderlich, um einen tieferen Einblick in die Vorgänge während der Verbrennung zu erhalten.

Für die Zukunft ist es erstrebenswert, die Gültigkeit des Modellansatzes zu erweitern. Die Verwendung eines gleichen Satzes von Modellkonstanten für unterschiedliche Motorkonfigurationen oder gar verschiedene Motorgrößen wäre wünschenswert. Um diese Ziele zu erreichen, ist ein tieferes Verständnis der physikalischen und chemischen Vorgänge, die zur Entstehung von Ruß führen, unabdingbar.

Zur Optimierung des Geräusch- und Emissionsverhaltens moderner Dieselmotoren werden oftmals Mehrfacheinspritzungen eingesetzt. Bei einer Nacheinspritzung beispielsweise kann die Rußemission aufgrund des gestiegenen Temperaturniveaus um bis zu einem Drittel geringer ausfallen. Dies kann auf die höhere Temperatur während der Rußabbrandphase und die dadurch verbesserten Oxidationsbedingungen zurückgeführt werden. Wie sich eine Nacheinspritzung auf die Rußemission auswirkt, hängt vom Einspritzbeginn und von der eingespritzten Kraftstoffmenge ab. Im Zuge der Arbeit wurden ausschließlich Betriebspunkte mit einem Einspritzereignis betrachtet. Dadurch konnten die betrachteten Einflussgrößen detailliert herausgearbeitet werden, ohne die zusätzliche Berücksichtigung der gewählten Einspritzstrategie. Für die Zukunft könnte die Aussagekraft des phänomenologischen Modells signifikant verbessert werden, indem auch die Einspritzstrategie mitberücksichtigt wird.

6 Zusammenfassung

Im Rahmen des in der vorliegenden Arbeit angewandten ganzheitlichen Entwicklungsansatzes wurde ausgehend von theoretischen Betrachtungen, ausgewählten Modellansätzen und einer umfangreichen Datenbasis an Messungen versucht, die Rußemission bei der dieselmotorischen Verbrennung zu erfassen. Die eingangs in Kapitel 1.3 gestellten Fragen konnten beantwortet werden. Die Kopplung eines phänomenologischen Modellansatzes zur Rußemissionsberechnung mit einer globalen Beschreibung der ablaufenden Vorgänge durch die nulldimensionale Motorprozessrechnung ermöglicht es, die Rußemission auf dem niedrigen Niveau derzeitiger und zukünftig in Kraft tretender Emissionsstufen zunächst in der Tendenz richtig abzubilden. Die Validierung der Modellansätze von Boulouchos und Kožuch an der umfangreichen Datenbasis ergab, dass es grundsätzlich möglich ist, die Rußemission auf dem niedrigen Emissionsniveau des US EPA TIER 4 Grenzwerts zu berechnen.

175 der insgesamt über 300 Messpunkte wurden in Kombination von Rauchwertmessung und optischer Messtechnik aufgezeichnet und ausgewertet. Die optischen Aufnahmen konnten, obwohl nur rein qualitative Aussagen möglich sind, wertvolle Hinweise für die Abstimmung der Modellkonstanten liefern. Durch den kombinierten Einsatz war es möglich, neben dem Rußendwert auch den berechneten Rußverlauf abzugleichen. Dabei wurden die Modellkonstanten so abgestimmt, dass Beginn und Dauer des berechneten Rußkonzentrationsverlaufs mit dem gemessenen Verlauf übereinstimmen. Die angewandte Methodik stellt sicher, dass keine Annahmen getroffen werden müssen.

Durch den neuen erweiterten Modellansatz konnten die untersuchten Parametervariationen deutlich besser abgebildet werden, als durch die beiden zum Vergleich herangezogenen Modellansätze. Eine durchwegs gute Übereinstimmung mit den Resultaten der Messungen ergibt sich auf niedrigem Emissionsniveau. Bei hohen Rußemissionen, wie sie beispielsweise bei niederen Einspritzdrücken und Abgasrückführung auftreten, sind noch weitere Verbesserungen in der Prognosefähigkeit anzustreben.

Die Frage wie die optisch gemessenen Rußverläufe davon beeinflusst werden, ob eine oder mehrere Flammenkeulen in den Blickbereich des Endoskops eintreten, konnte in Kapitel 4.4 beantwortet werden. Die Vergleiche von 5- und 8-Loch-Düse zeigen, dass in beiden Fällen die gemessenen Verläufe ähnliche Tendenzen aufweisen und in derselben Größenordnung liegen. Ein Rückschluss auf die Rußkonzentration ist also unabhängig davon, ob eine isolierte Flammenkeule oder das gesamte Verbrennungsgeschehen erfasst wird, zulässig.

In der Arbeit konnte gezeigt werden, dass es mittels des erweiterten nulldimensionalen Berechnungsmodells prinzipiell möglich ist, die niedrige Rußemission auf dem Niveau der US EPA TIER 4 Grenzwerte zu erfassen. Am Beispiel eines gesetzlichen Prüfzyklus für die Lokomotivapplikation wurden die Ergebnisse von Berechnung, Rauchwertmessung, gravimetrischer Partikelmessung und Partikelanalyse verglichen. Mit dem modifizierten Modellansatz konnte der Trend über die einzelnen Lastpunkte erfasst werden. Über den Zyklus betrachtet, betragen die nicht-flüchtigen Anteile der Partikelemission rund 50 % der gesamten Partikelmasse. Die Ergebnisse der Rauchwertmessung und des Berech-

nungsmodells stimmen über alle Lastpunkte gut mit den nicht-flüchtigen Anteilen aus der Partikelanalyse überein. Eine zuverlässige Abschätzung der zu erwartenden Partikelemission kann daher in Zukunft nicht über die ausschließliche Betrachtung der Rußemission getroffen werden. Eine Einbeziehung der flüchtigen Anteile der Partikelemission in die Simulation ist anzustreben.

7 Verzeichnisse

7.1 Literatur

- [1] Akihama, K.; Takatori, Y.; Inagaki, K.; Sasaki, S.; Dean, A.M.: Mechanism of the smokeless rich diesel combustion by reducing temperature. SAE 2001-01-0655, 2001
- [2] Almer, W.: Erstellung eines Rußbildungsmodells für die dreidimensionale Verbrennungssimulation. Dissertation, Technische Universität Graz, 1996
- [3] Arnal, C.; Alzueta, M.U.; Millera, A.; Bilbao, R.: Influence of water vapour addition on soot oxidation at high temperature. *Energy*, 43, p. 55-63, 2012
- [4] Atribak, I.; Bueno-López, A.; García-García, A.: Uncatalysed and catalysed soot combustion under $\text{NO}_x + \text{O}_2$: real diesel versus model soots. *Combustion and Flame*, 157, p. 2086-2094, 2010
- [5] Bayer, J.; Foster, D.E.: Zero-dimensional soot modelling. SAE 2003-01-1070, 2003
- [6] Bento, D.S.; Thomson, K.A.; Gülder, Ö.L.: Soot formation and temperature field structure in laminar propane-air diffusion flames at elevated pressures. *Combustion and Flame*, 145, p. 765-778, 2006
- [7] Bockhorn, H. (Ed.): Soot formation in combustion. Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 354058398-X, 1994
- [8] Bockhorn, H.; Peters, N.; Mayr, B.; Häntsche, J.: Rußkinetik – Kinetik der Rußentstehung und -oxidation in DI-Dieselmotoren bei Abgasrückführung. FVV-Vorhaben Nr. 644, Heft 678, 1998
- [9] Böhm, H.; Hesse, D.; Jander, H.; Lüers, B.; Pietscher, J.; Wagner, H.G.: The influence of pressure and temperature on soot formation in premixed flames. 22nd International Symposium on Combustion, The Combustion Institute, p. 403-411, 1988
- [10] Brightwell, J.; Fouillet, X.; Cassano-Zoppi A.L.; Bernstein, D.; Crawley, F.; Duchosal, F.; Gatz, R.; Perczel, S.; Pfeifer, H.: Tumours of the respiratory tract in rats and hamsters following chronic inhalation of engine exhaust emissions. *Journal of applied toxicology*, 9, p. 23-31, 1989

-
- [11] Chmela, F.; Dimitrov, D.; Losonczy, B.; Pirker, G.; Schlick, H.; Wimmer, A.: Möglichkeiten und Grenzen der nulldimensionalen Simulation des Arbeitsprozesses von Großmotoren. Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 12. Tagung, p. 292-318, Graz, 2009
- [12] Chmela, F.; Orthaber, G.; Schuster, W.: Die Vorausberechnung des Brennverlaufs von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf Basis des Einspritzverlaufs. MTZ 59/7/8, 1998
- [13] De Jaegher, P.: Einfluss der Stoffeigenschaften der Verbrennungsgase auf die Motorprozessrechnung. Habilitationsschrift, Technische Universität Graz, 1984
- [14] Dec, J.E.: A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging. SAE 970873, 1997
- [15] Dec, J.E.; Tree, D.R.: Diffusion-flame / wall interactions in a heavy-duty DI diesel engine. SAE 2001-01-1295, 2001
- [16] Dockery, D.W.; Pope, A.C.; Xiping, X.; Spengler, J.D.; Ware, D.; Fay, M.E.; Ferris, B.G.; Speizer, F.E.: An association between air pollution and mortality in six U.S. cities. The New England Journal of Medicine, 329, p. 1753-1759, 1993
- [17] Engeljehring, K.; Schindler, W.: The organic insoluble diesel exhaust particulates – Differences between diluted and undiluted measurement. Journal of Aerosol Science, 20, p. 1377-1380, 1989
- [18] Engelmayer, M.: Simulationsmodell für Brennverlauf und NO-Bildung im Dieselmotor mit Direkteinspritzung. Dissertation, Technische Universität Graz, 2001
- [19] Fenimore, C.P.; Jones, G.W.: Oxidation of soot by hydroxyl radicals. The Journal of Physical Chemistry, 71, p. 593-597, 1967
- [20] Frenklach, M.; Wang, H.: Detailed mechanism and modelling of soot particle formation. Soot Formation in Combustion p. 165-192, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 1994
- [21] Gersum, S.; Roth, P.: High temperature oxidation of soot particles by O atoms and OH radicals. Aerosol Science, 21, p. 31-34, 1990
- [22] Glassman, I.; Yetter, R.A.: Combustion. Fourth Edition. Academic Press, 2008
- [23] Grote, K.H.; Feldhusen, J.: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Auflage. Springer Berlin Heidelberg New York, ISBN 9783540497141, 2007
- [24] Gstrein, W.: Ein Beitrag zur spektroskopischen Flammentemperaturmessung bei Dieselmotoren. Dissertation, Technische Universität Graz, 1987

- [25] Haynes, B.S.; Wagner, H.G.: Soot formation. *Progress in Energy and Combustion Science*, 7, p. 229-273, 1981
- [26] Haywood, J.; Boucher, O.: Estimates of the direct and indirect radiative forcing due to tropospheric aerosols: A review. *Reviews of Geophysics*, 38, p. 513-543, 2000
- [27] Heywood, J.B.: *Internal combustion engine fundamentals*. 1. Auflage, McGraw-Hill series in mechanical engineering, ISBN 007028637-X, 1988
- [28] Hiroyasu, H.: Diesel engine combustion and its modelling. *COMODIA*, p. 53-75, 1985
- [29] Hiroyasu, H.; Kadota, T.; Arai, M.: Development and use of spray combustion modelling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions. *Bulletin of the JSME*, 26, p. 569-575, 1983
- [30] Holleman, A.F.; Wiberg, N.: *Lehrbuch der anorganischen Chemie*. 101. Auflage, Verlag de Gruyter, 1995
- [31] Jacquot, F.; Logie, V.; Brilhac, J.F.; Gilot, P.: Kinetics of the oxidation of carbon black by NO₂ – Influence of the presence of water and oxygen. *Carbon*, 40, p. 335-343, 2002
- [32] Jansma, H.; Fino, D.; Uitz, R.; Makkee, M.: Influence of diesel fuel characteristics on soot oxidation properties. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 51, p. 7559-7564, 2012
- [33] Janssen, N.; Gerlofs-Nijland, M.E.; Lanki, T.: Health effects of black carbon. World Health Organization. Regional Office for Europe, 2012
- [34] Joo, H.I.; Gülder, Ö.L.: Soot formation and temperature field structure in co-flow laminar methane-air diffusion flames at pressures from 10 to 60 atm. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32nd Symposium, p. 769-775, Pittsburgh, 2008
- [35] Kappos, A.; Bruckmann P.; Eikmann, T.; Englert, N.; Heinrich, U.; Höppe, P.; Koch, E.; Metz, N.; Rauchfuss, K.; Rombout, P.; Schabronath, J.; Schulz-Klemp, V.; Spallek, M.F.; Wichmann, H.E.; Kreyling, W.G.; Krause, G.: Bewertung des aktuellen wissenschaftlichen Kenntnisstandes zur gesundheitlichen Wirkung von Partikeln in der Luft. *Umweltmedizin in Forschung und Praxis*, 8, p. 257-278, 2003
- [36] Karlsson, A.; Magnusson, I.; Balthasar, M.; Mauss, F.: Simulation of soot formation under diesel engine conditions using a detailed kinetic soot model. *SAE* 981022, 1998

- [37] Katsouyanni, K.; Touloumi, G.; Samoli, E.; Gryparis, A.; Le Tertre, A.; Monopoli, Y.; Rossi, G.; Zmirou, D.; Ballester, F.; Boumghar, A.; Anderson, H.R.; Wojtyniak, B.; Paldy, A.; Braunstein, R.; Pekkanen, J.; Schindler, C.; Schwartz, J.: Confounding and effect modification in the short-term effects of ambient particles on total mortality: results from 29 European cities within the APHEA2 project. *Epidemiology*, 12, p. 521–531, 2001
- [38] Kau, C.J.; Tyson, T.J.; Heap, M.P.: Study on oxides of nitrogen and carbon formation in diesel engines. U.S. Environmental Protection Agency, Report-No. EPA-460/3-76-008-a, 1976
- [39] Kazakov, A.; Foster, D.E.: Modelling of soot formation during DI diesel combustion using a multi-step phenomenological model. SAE 982463, 1998
- [40] Kennedy, I.M.: Models of soot formation and oxidation. *Progress in Energy and Combustion Science*, 23, p. 95-132, 1997
- [41] Kennedy, I.M.: The health effects of combustion-generated aerosols. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31, p. 2757-2770, 2007
- [42] Khan, I.M.; Greeves, G.; Probert, D.M.: Prediction of soot and nitric oxide concentrations in diesel engine exhaust. Institution of Mechanical Engineers. *Air Pollution Control in Transport Engines*, p. 205-217, 1971
- [43] Kirchen, P.: Steady-state and transient diesel soot emissions: Development of a mean value soot model and exhaust-stream and in-cylinder measurements. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2008
- [44] Kožuch, P.: Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren. Dissertation, Universität Stuttgart, 2004
- [45] Kunte, S.: Untersuchungen zum Einfluss von Brennstoffstruktur und -sauerstoffgehalt auf die Rußbildung und -oxidation in laminaren Diffusionsflammen. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2003
- [46] Kyriakides, S.C.; Dent, J.C.; Metha, P.S.: Phenomenological diesel combustion model including smoke and NO emission. SAE 860330, 1986
- [47] Matsui, Y.; Kamimoto, T.; Matsuoka, S.: A study on the time and space resolved measurement of flame temperature and soot concentration in a DI diesel engine by the two-color method. SAE 790491, 1979
- [48] McEnally, C.S.; Pfefferle, L.D.; Atakan, B.; Kohse-Höinghaus, K.: Studies of aromatic hydrocarbon formation mechanisms in flames: Progress towards closing the fuel gap. *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, p. 247-294, 2006

- [49] Mendiara, T.; Domene, M.P.; Millera, A.; Bilbao, R.; Alzueta, M.U.: An experimental study of the soot formed in the pyrolysis of acetylene. *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, 74, p. 486-493, 2005
- [50] Merker, G.P.; Schwarz, C.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 4. Auflage. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, ISBN 9783834807403, 2009
- [51] Millikan, R.C.: Non-equilibrium soot formation in premixed flames. *The Journal of Physical Chemistry*, 66, p. 794-799, 1962
- [52] Mollenhauer, K.; Tschöke, H.: *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Auflage. Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 9783540721642, 2007
- [53] N.N.: DieselNet, Emission Standards, United States, Locomotives
<http://www.dieselnet.com/standards/us/loco.php> am 15.04.2013
- [54] N.N.: IP 442: Analysis of fuel- and oil-derived hydrocarbons in diesel particulates on filters - Gas chromatography method. Energy Institute, ISBN IP442-2934869, 1999
- [55] N.N.: Rauchwertmessgerät AVL 415S für Geräte ab Seriennummer 2500. Gerätehandbuch, Rev. 01, Graz, 2003
- [56] N.N.: ThermoVision Advanced Ergänzung zu Visioscope V 1.2, Gerätehandbuch, Rev. 01, Graz, 2004
- [57] Nielsen, P.S.; Andreassen, A.; Farmer, P.B.; Ovrebø, S.; Autrup, H.: Biomonitoring of diesel exhaust-exposed workers. DNA and hemoglobin adducts and urinary 1-hydroxypyrene as markers of exposure. *Toxicology Letters*, 86, p. 27-37, 1996
- [58] Pemp, B.: Niedrigemissionskonzept für mittelschnelllaufende Lokomotivmotoren ohne Abgasnachbehandlung. Dissertation, Technische Universität Graz, 2012
- [59] Pischinger, F.; Lepperhoff, G.; Bäcker, H.; Pungs, A.: RuBoxidation I+II – Untersuchung zur RuBoxidation im Dieselmotor. FVV-Vorhaben Nr. 526 + 607, Heft 637, 1997
- [60] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, Th.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage. In der Reihe: List, H. (Hrsg.): *Der Fahrzeugantrieb*. Springer Verlag Wien New York, ISBN 9783211992760, 2009
- [61] Pischinger, S.; Bäcker, H.; Hopp, M.; Pungs, A.: RuBoxidationsmodell – Entwicklung eines Rechenprogramms zur Simulation der dieselmotorischen Verbrennung. FVV-Vorhaben Nr. 659, Heft 671, 1999

- [62] Pischinger, S.; Grünefeld, G.; Greis, A.; Becker, M.; Rohs, H.: Rußemissionsmodell – Quasidimensionales Rußemissionsmodell für das FVV GPA-Rechenprogramm. FVV-Vorhaben Nr. 736, Heft 736, 2002
- [63] Pronk, A.; Coble, J.; Stewart, P.A.: Occupational exposure to diesel engine exhaust: A literature review. *Journal of exposure science and environmental epidemiology*, 19, p. 443-457, 2009
- [64] Puri, R.; Santoro, R.J.; Smyth, K.C.: The oxidation of soot and carbon monoxide in hydrocarbon diffusion flames. *Combustion and Flame*, 97, p. 125-144, 1994
- [65] Richter, H.; Howard, J.B.: Formation of polycyclic aromatic hydrocarbons and their growth to soot – a review of chemical reaction pathways. *Progress in Energy and Combustion Science*, 26, p. 565-608, 2000
- [66] Richtlinie 1999/96/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Dezember 1999 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Emission gasförmiger Schadstoffe und luftverunreinigender Partikel aus Selbstzündungsmotoren, Amtsblatt EG Nr. L 44/2000 p. 92-94
- [67] Rothe, D.: Physikalische und chemische Charakterisierung der Rußpartikelemission von Nutzfahrzeugdieselmotoren und Methoden zur Emissionsminderung. Dissertation, Technische Universität München, 2006
- [68] Salooja, K.C.: Burner fuel additives. *Combustion Science and Technology*, 5, p. 243-249, 1972
- [69] Schaffer, M.; Engelmayer, M.; Wimmer, A.: Optische Untersuchungen an einem mittelschnelllaufenden Großdieselmotor. *Optisches Indizieren*, 5. Tagung, München, 2006
- [70] Schäffner, G.; Rusch, K.; Chatterjee, D.; Zitzler, G.: Dieselpartikelfilter: Abgasnachbehandlung zur Verringerung von Rußemissionen. MTU Firmenschrift. 2011
- [71] Scheller, M.; Meier, A.: Luftbilanz Stadt Zürich 2000. Stadt Zürich Umwelt- und Gesundheitsschutz UGZ, Zürich 2000
- [72] Schmidradler, D.: Temperaturmessung im Verbrennungsraum eines Dieselmotors mittels RGB-Kamera. Dissertation, Technische Universität Wien, 1999
- [73] Schubiger, R.A.: Untersuchungen zur Rußbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2001

- [74] Schubiger, R.A.; Boulouchos, K.; Eberle, M.K.: Rußbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung. MTZ 63/5, 2002
- [75] Schwenger, C.; Spicher, U.; Velji, A.: Ein neuer Ansatz zur Korrelation der optisch gemessenen Rußkonzentration im Brennraum mit der im Abgas ermittelten Rußmenge. 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, p. 71-86, 2008
- [76] Stanmore, B.R.; Brilhac, J.F.; Gilot, P.: The oxidation of soot: A review of experiments, mechanisms and models. Carbon, 39, p. 2247-2268, 2001
- [77] Steiner, H.: Strömungslehre und Wärmeübertragung II. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2006
- [78] Tree, D.R.; Svensson, K.I.: Soot processes in compression ignition engines. Progress in Energy and Combustion Science, 33, p. 272-309, 2007
- [79] Turley, C.D.; Brenchley, D.L.; Landolt, R.R.: Barium additives as diesel smoke suppressants. Journal of the Air Pollution Control Association, 23, p. 783-787, 1973
- [80] U.S. Environmental Protection Agency: Health assessment document for diesel engine exhaust. 2002
<http://www.epa.gov/ttn/atw/dieselfinal.pdf> am 06.05.2013
- [81] U.S. Government Printing Office: Code of Federal Regulations. Title 40 – Protection of environment, Volume 31, Part 1033 – Control of emissions from locomotives, Section 1033.101 – Exhaust emission standards. 2011
- [82] U.S. Government Printing Office: Code of Federal Regulations. Title 40 – Protection of environment, Volume 31, Part 1033 – Control of emissions from locomotives, Section 1033.530 – Duty cycles and calculations. 2011
- [83] U.S. Government Printing Office: Code of Federal Regulations. Title 40 – Protection of environment, Volume 32, Section 1065 – Engine testing procedures. 2010
- [84] US Department of Health and Human Services. National Toxicology Program: Report on carcinogens, Twelfth Edition. 2011
<http://ntp.niehs.nih.gov/ntp/roc/twelfth/roc12.pdf> am 19.03.2013
- [85] US Department of Health and Human Services. National Toxicology Program: Report on carcinogens background document for diesel exhaust particulates. 1998
<http://ntp.niehs.nih.gov/files/dieselexhaust.pdf> am 06.05.2013

-
- [86] Vattulainen, J.; Hernberg, R.; Kytölä, J.: Experimental determination of spontaneous diesel flame emission spectra in a large diesel engine operated with different diesel fuel qualities. SAE 981380, 1998
- [87] Wagner, W.; Neubert, J.; Kremser, T.; Metzger, J.; Kovalev, D.; Maier, L.: Innovative Common Rail Einspritztechnologie für mittelschnelllaufende 4-Takt-Dieselmotoren. Diesel- und Benzindirekteinspritzung VII, Haus der Technik, Expert Verlag, 2012
- [88] Warth, M.: Comparative investigation of mathematical methods for modelling and optimization of common-rail DI diesel engines. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2005
- [89] Wenzel, S.P.: Modellierung der Ruß- und NO_x-Emissionen des Dieselmotors. Dissertation, Otto von Guericke Universität, Magdeburg, 2006
- [90] Wilson, R.P.; Waldman, C.H.; Muzio, L.J.: Foundation for modelling NO_x and smoke formation in diesel flames. U.S. Environmental Protection Agency, Report-No. EPA-460/3-74-002-a, 1974
- [91] Wimmer, A.; Engelmayer, M.; Chmela, F.; Pirker, G.; Gufler, M.: Bewertung von Modellen zur Simulation der Rußbildung bei direkteinspritzenden Großdieselmotoren. Diesel- und Benzindirekteinspritzung, 7. Tagung, Berlin, 2012
- [92] Wimmer, A.; Pemp B.; Hirschl, G.: Konzeptuntersuchung für Großdieselmotoren über 560kW hinsichtlich zukünftiger Emissionsgesetzgebung. Kompetenzzentrum Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH, Graz, 2011
- [93] Wimmer, A.; Pirker, G.; Chmela, F.: Adaptives Verbrennungsmodell – Entwicklung einer Methode zur automatischen Bestimmung der Werte der relevanten Parameter eines Verbrennungsmodells. FVV-Vorhaben Nr. 900 / 956, Heft 879, 2009
- [94] Wimmer, A.; Pirker, G.; Engelmayer, M.; Gufler, M.; Chmela, F.; Hirschl, G.: Advances and challenges in simulating combustion and emission formation in large diesel engines. CIMAC, Shanghai, 2013, 27th Congress, Paper No. 207

7.2 Abbildungen

Abbildung 1: Lungengängigkeit der Partikel in Abhängigkeit vom Durchmesser [71].	3
Abbildung 2: Schema der quasistationären Dieselflamme [14].	10
Abbildung 3: Mechanismen der Rußentstehung [7], [73], [67].	12
Abbildung 4: Temperaturabhängige Reaktionswege zur Bildung des ersten aromatischen Rings [20].....	13
Abbildung 5: Wachstum der PAK durch den HACA-Mechanismus [20].....	13
Abbildung 6: Wachstum der PAK durch Kombination [20].	14
Abbildung 7: Elektronenmikroskopaufnahmen von Dieselruß bei unterschiedlicher Vergrößerung [76], [32].	15
Abbildung 8: Einteilung einfacher Kohlenwasserstoffverbindungen nach ihrer Rußneigung [45].	17
Abbildung 9: Verlauf von Rußbildung und Rußoxidation über dem Kurbelwinkel nach [75].	22
Abbildung 10: Schema des Prüfstandsbaus.....	26
Abbildung 11: Modellvergleich über die Variationen Einspritzdruck, Drehzahl und Last.	35
Abbildung 12: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation bei Variation der Drehzahl.....	37
Abbildung 13: Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation bei Variation der Last.	38
Abbildung 14: Variation der AGR-Rate in der Teil- und Vollast.	39
Abbildung 15: Zylinderkopf mit Einspritzstrahlen und Blickbereich des Endoskops.	45
Abbildung 16: Prinzipdarstellung der im Auswerteprogramm Thermovision Advanced verwendeten Methodik.	46
Abbildung 17: Verifikation der mit dem Modellansatz von Boulouchos erhaltenen Berechnungsergebnisse.	47
Abbildung 18: Mit dem Modellansatz von Boulouchos berechnete kurbelwinkelabhängige Verläufe.....	48
Abbildung 19: Verifikation der Simulationsergebnisse bei Berücksichtigung der turbulenten kinetischen Energie in der Bildungsgleichung.....	49
Abbildung 20: Verifikation der Simulationsergebnisse bei zusätzlicher Berücksichtigung des Zündverzugs in der Bildungsgleichung.	50
Abbildung 21: Vergleich der mit dem analysierten und dem berechneten Zündverzug erhaltenen Ergebnisse.	52
Abbildung 22: Verifikation der Simulationsergebnisse unter Einbeziehung der Konzentration der Hydroxyl-Radikale als zusätzliche Oxidationsspezies.....	53

Abbildung 23: Vergleich der Partialdrücke der Oxidationsspezies, des optisch gemessenen Rußverlaufs und der Brennrate für drei Einspritzdrücke.	54
Abbildung 24: Bedeutung der mittleren quadratischen Abweichung - veranschaulicht am Beispiel der Lastvariation.	56
Abbildung 25: Bestimmung der Aktivierungstemperaturen.	57
Abbildung 26: In den Blickbereich des Endoskops eintretende Flammenkeulen – Vergleich von 5- und 8-Loch-Düse.	58
Abbildung 27: Ergebnisse der optischen Messungen bei einer Variation des Einspritzdrucks – Vergleich von 5- und 8-Loch-Düse.	60
Abbildung 28: Aufnahmen der Verbrennung bei einem Einspritzdruck von 1800 bar.	61
Abbildung 29: Ergebnisse der optischen Messungen bei einer Änderung des Einspritzbeginns – Vergleich von 5- und 8-Loch-Düse.	61
Abbildung 30: Ergebnisse der optischen Messungen bei einer Variation des Luftverhältnisses – Vergleich von 5- und 8-Loch-Düse.	62
Abbildung 31: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks - Vergleich zweier Einspritzbeginne.	64
Abbildung 32: Vergleich der Einspritzdrücke von 1200 bar und 2000 bar bei einem Ansteuerbeginn von 10 °KW v. OT.	65
Abbildung 33: Gemessene und simulierte Rußemission bei einer Variation des Einspritzbeginns, aufgezeichnet bei konstantem Einspritzdruck.	66
Abbildung 34: Vergleich ausgewählter kurbelwinkelabhängiger Verläufe bei einer Variation des Einspritzbeginns, aufgezeichnet bei konstantem Einspritzdruck.	67
Abbildung 35: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks – Vergleich ohne und mit Abgasrückführung.	68
Abbildung 36: Einfluss der Abgasrückführtrate bei einem Einspritzdruck von 1200 bar. .	69
Abbildung 37: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks - Vergleich der Luftverhältnis von $\lambda=1.8$ und $\lambda=2$	70
Abbildung 38: Variation des Luftverhältnisses bei einem Einspritzdruck von 1200 bar. .	71
Abbildung 39: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks im Vollastbetriebspunkt.	72
Abbildung 40: Übereinstimmung aller gemessenen und berechneten Rußwerte für die Variation des Einspritzdrucks.	72
Abbildung 41: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation der Drehzahl - Vergleich zweier Einspritzbeginne.	74
Abbildung 42: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation des Einspritzdrucks – Vergleich ohne und mit Abgasrückführung.	75
Abbildung 43: Vergleich der optisch gemessenen Rußwerte bei drei Drehzahlen (ohne Abgasrückführung).	75

Abbildung 44: Übereinstimmung aller gemessenen und berechneten Rußwerte für die Drehzahlvariation.....	76
Abbildung 45: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation der Last - Vergleich zweier Einspritzbeginne.	77
Abbildung 46: Einfluss der Last auf den optisch gemessenen Rußverlauf.	78
Abbildung 47: Verlauf der gemessenen und simulierten Rußemissionswerte im Volllastbetriebspunkt, dargestellt über dem Beginn des Spannungssignals der Injektoransteuerung.....	79
Abbildung 48: Vergleich ausgewählter kurbelwinkelabhängiger Verläufe bei einer Variation des Einspritzbeginns, aufgezeichnet im Volllastbetriebspunkt.	80
Abbildung 49: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation der Last - Vergleich der Ladelufttemperaturen von 50 °C und 70 °C.	81
Abbildung 50: Gemessene und berechnete Rußemission bei einer Variation der Last - Vergleich der Drallniveaus von 0.6 und 1.6.	81
Abbildung 51: Übereinstimmung aller gemessenen und berechneten Rußwerte für die Variation der Last.	82
Abbildung 52: Variation der Ladelufttemperatur bei einem Einspritzdruck von 1600 bar.	84
Abbildung 53: Variation der Ladelufttemperatur bei einem Einspritzdruck von 2200 bar.	84
Abbildung 54: Ausgewählte kurbelwinkelabhängige Verläufe bei zwei Ladelufttemperaturen bei einem Einspritzdruck von 2200 bar und einer AGR-Rate von 20 %.....	85
Abbildung 55: Partikel- und Rußemission über der Last auf dem Emissionsniveau des US EPA TIER 4 Grenzwerts.....	87
Abbildung 56: Auftrennung der Partikelmasse über der Last auf dem Emissionsniveau des US EPA TIER 4 Grenzwerts.	87
Abbildung 57: Auswirkung einer Drehzahlerhöhung um 100 min^{-1} auf die gemessenen Partikel- und Rußemissionen sowie auf die simulierten Rußwerte.	89
Abbildung 58: Vergleich der Partikel- und Rußemission auf dem Emissionsniveau des US EPA TIER 4 und TIER 2 Grenzwerts.	90
Abbildung 59: Flüchtige und nicht-flüchtige Anteile auf dem Emissionsniveau des US EPA TIER 2 Grenzwerts.	91
Abbildung 60: Variation des Einspritzdrucks bei einem Beginn des Ansteuersignals von 10 °KW v. OT	95

7.3 Tabellen

Tabelle 1: Grenzwerte der Emissionsstufen US EPA TIER 2 bis 4 für Lokomotivmotoren im Linienbetrieb und Rangierbetrieb [53].	5
Tabelle 2: Gewichtungsfaktoren für die Betriebspunkte der Lokomotivapplikation [82]. ..	6
Tabelle 3: Semiempirische Modellansätze für Dieselmotoren.	23
Tabelle 4: Eckdaten des Forschungsmotors.	25
Tabelle 5: Ventilsteuerzeiten	28
Tabelle 6: Gemessene und berechnete Rußemissionswerte bei Variation der Drehzahl..	36
Tabelle 7: Gemessene und berechnete Rußemissionswerte bei Variation der Last.	39
Tabelle 8: Spezifikationen der verwendeten Einspritzdüsen.	59
Tabelle 9: Mittlere quadratische Abweichungen für die Einspritzdruckvariation.	73
Tabelle 10: Mittlere quadratische Abweichungen für die Drehzahlvariation.	76
Tabelle 11: Mittlere quadratische Abweichungen für die Lastvariation.....	82
Tabelle 12: Ermittelte Konstanten des erweiterten Modellansatzes.....	83
Tabelle 13: Beitrag der einzelnen Lastpunkte zu den Zykluswerten.	88
Tabelle 14: Berechnete Zyklusemissionswerte und US EPA TIER 4 Grenzwerte.	88