

Modellierung der Ruß- und NO_x-Emissionen des Dieselmotors

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. (FH) Sebastian Paul Wenzel
geb. am 27. Dezember 1977 in Moers

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

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke
Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf

Promotionskolloquium am 21. Dezember 2006

„Nicht der Beste wird gewinnen,
sondern der Schnellste“

(Eberhard v. Kuenheim, BMW-Vorstandsvorsitzender 1970-1993)

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Anstellung als Doktorand in der Konzernforschung der Volkswagen AG, Abteilung Antriebe Dieselmotoren.

Mein besonderer Dank gilt dem Leiter des Instituts für Mobile Systeme und Lehrstuhlinhaber für Kolbenmaschinen der Otto-von-Guericke-Universität in Magdeburg, Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke, für die hervorragende wissenschaftliche Betreuung und Förderung dieser Arbeit. Durch seine stets wohlwollende Unterstützung hat er maßgeblich zum zügigen Gelingen der Arbeit beigetragen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf, Inhaber des Lehrstuhls für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock, danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit und für die Übernahme des Koreferats.

Zudem danke ich meinem Betreuer bei Volkswagen, Herrn Michael Willmann, der es mir ermöglicht hat, diese interessante Arbeit bei VW durchführen zu können und der mich stets sehr gut begleitet und beraten hat. Mit großem persönlichen Impetus hat er sich dafür eingesetzt, mir als Absolvent einer Fachhochschule die Promotion zu ermöglichen.

Danken möchte ich weiterhin meinem Freund Dr.-Ing. Arek Opalinski, der durch zahlreiche Diskussionen und Anregungen sehr zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Von seinen Erfahrungen und Fachkenntnissen konnte ich stark profitieren.

Herrn Dr. rer. nat. Ingo Drescher danke ich für das Korrekturlesen dieser Arbeit und für seine vielen Ratschläge, die nicht nur die Dissertation betrafen.

Für die breite Unterstützung bedanke ich mich bei allen Kollegen der Abteilung Dieselmotoren, insbesondere auch bei den Diplomanden und Praktikanten, die einen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben. Herrn Heiko Sternberg danke ich v.a. für die gute Beratung bezüglich DoE und Herrn Peter Lemke für das Korrekturlesen.

Ein besonderer Dank gilt meinen Eltern Eva-Maria und Dr. med. Geert Wenzel, die mir meine akademische Ausbildung ermöglicht haben und mir stets mit Rat und Tat zur Seite standen.

Wohin ich auch gehe, ich werde niemals vergessen, wer mir half, dorthin zu kommen (NN).

Meinen Eltern
Eva-Maria und Dr. med. Geert Wenzel

Kurzfassung

Die Weiterentwicklung des Dieselmotors hinsichtlich Leistung und Verbrauch geschieht vor dem Hintergrund kontinuierlich anspruchsvoller werdender Emissionsstandards. Besonders bedeutsam sind hierbei die Ruß- und NO_x-Emissionen.

In dieser Arbeit wurden zur Untersuchung der Verbrennung und Schadstoffentstehung auf Messdaten basierende nulldimensionale Modelle zur Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen entwickelt. Die Modelle bauen auf Potenzproduktansätzen auf. Als Eingangsgrößen wurden mit Hilfe optischer und thermodynamischer Methoden sechs „globale“ Parameter gewählt, welche die Heizrate und die Gaszusammensetzung beschreiben und einen physikalisch nachvollziehbaren Zusammenhang mit den Emissionen haben. Die Modelle werden daher als „halbempirisch“ definiert. Alle Eingangsgrößen lassen sich mit Standardmesstechnik ermitteln, so dass es theoretisch möglich ist, die Modelle in zukünftige Motorregelungskonzepte mit einzubinden.

Die Modelle sind – nach Anpassung der Modellkoeffizienten – auf verschiedene PKW-Dieselmotoren mit unterschiedlichen Einspritzsystemen, verschiedenen Hubräumen und Ventilanordnungen übertragbar. Die Gültigkeit für einen weiten Kennfeldbereich und unterschiedliche Brennverfahrensstrategien (heterogene, teilhomogene und homogene Verbrennung) wurde bestätigt. Das Bestimmtheitsmaß R^2 bei der Rußmodellierung ist unter anderem aus messtechnischen Restriktionen ca. 8 % geringer als bei der NO_x-Modellierung. Die Emissionen von nicht in die Modelle eingehenden Betriebspunkten werden durch die Rechnung tendenziell richtig wiedergegeben (keine Extrapolation). Bei kleinen FSN-Zahlen können dabei hohe Abweichungen auftreten. Der Einfluss der Modellparameter auf die Emissionen ist physikalisch nachvollziehbar und zeigt bei den verschiedenen Motoren mit wenigen Ausnahmen die gleiche Tendenz auf. Allgemein konstante Größen wurden nicht gefunden.

Anhand einer Studie der Modellparameter wurde ein hypothetischer, „idealer“ Verlauf der Wärmefreisetzung entwickelt, bei dem die Annahme getroffen wird, dass nur geringe Ruß- und NO_x-Emissionen entstehen. Die Wärmefreisetzung muss sich bis zu ihrem Maximum moderat entwickeln und dann rasch abfallen. Zur Realisierung dieser Wärmefreisetzung wurden verschiedene Einspritzverlaufsformen und Einspritzsysteme vorgeschlagen. Weiterhin wurde für eine schadstoffarme Verbrennung eine Änderung der Zusammensetzung der zugeführten Luft empfohlen. Durch eine Erhöhung des Inertgasanteils (höhere AGR-Rate) können bei Konstanthalten des Sauerstoffgehalts die NO_x-Emissionen reduziert werden, wobei der Anstieg der Rußemissionen unterbunden wird. Es wurde gezeigt, dass eine Ladedruckerhöhung ein probates Mittel zur Erzielung einer teilhomogenen Verbrennung ist.

Abstract

Further diesel engine development concerning power and fuel consumption will take place due to future legislative emission standards. The soot- and NO_x-emissions are hereby of particular importance.

In order to investigate the combustion process and the pollutant formation zero-dimensional models based on measurement data were developed in this thesis to predict soot- and NO_x-emissions. The models are based on potency product approaches. The model input parameters were chosen with the aid of optical and thermodynamical methods. They are six "global" parameters describing the rate of heat release and the intake air mixture and having a physical relation to the emissions. The models were therefore defined as "semi-empirical". All model input parameters can be obtained with standard measurement techniques. For that reason it is possible to include the models in future engine control devices.

After adapting the model coefficients the models are transferable to different passenger cars diesel engines with different injection systems, different cylinder displacements and valve arrangements. The area of validity was confirmed for a wide engine operating map as well as for different combustion strategies (heterogeneous, partial homogeneous and homogeneous combustion). Due to measurement restrictions and other phenomena the coefficient of determination R^2 for the soot model is about 8 % less than for the NO_x-model. Operating points which were not included in the models were nearly correctly predicted by the models (no extrapolation possible). Larger differences are possible for small filter smoke numbers. The model parameters are physically explainable and show with few exceptions the same trends for the same engines. General constant parameters were not found.

Based on a variation study of the model parameters a hypothetical "ideal" heat release rate was defined which is supposed to reduce soot and NO_x-emissions. The heat release rate has to evolve moderately until its maximum and then decrease rapidly. To realize such a heat release shape different injection rate shapes and injection systems were proposed. Furthermore a change of the intake air mixture was recommended for achieving a clean combustion. By increasing the inert gas portion (higher EGR-rate) with maintaining the same oxygen concentration a decrease of the NO_x-emissions can be achieved without an increase in soot-emissions. It has been shown that increased boost pressure is one useful method to achieve a partial homogeneous combustion.

Inhaltsverzeichnis

VORWORT	V
KURZFASSUNG.....	IX
ABSTRACT	XI
INHALTSVERZEICHNIS	XIII
1 EINLEITUNG.....	1
2 STAND DER TECHNIK.....	3
2.1 Innermotorische Prozesse im Dieselmotor	3
2.2 Schadstoffbildung.....	6
2.3 Zielkonflikt Ruß/NO _x	11
2.4 Schadstoffarme Brennverfahren	12
2.5 Abgasnachbehandlung.....	13
2.6 On-Board-Diagnose (OBD)	14
2.7 Zylinderdruckbasiertes Motormanagement	15
2.8 Simulation der Schadstoffentstehung.....	15
3 AUFGABENSTELLUNG UND ABGRENZUNG	23
4 THERMODYNAMISCHE UND MATHEMATISCHE GRUNDLAGEN	25
4.1 Auswertung der Zylinderdrucksignale	25
4.1.1 Glättung der Daten	25
4.1.2 Thermodynamische Nulllinienbestimmung	26
4.1.3 Bestimmung des Zylindervolumens.....	27
4.1.4 OT-Bestimmung	27
4.1.5 Ermittlung der Heizrate.....	28
4.1.6 Ermittlung ausgewählter Kenngrößen des Heizverlaufs	29
5 VERSUCHSAUFBAU	33
5.1 Versuchsträger.....	33
5.2 Messtechnik	33
6 MODELLBILDUNG.....	35
6.1 Bestimmung der Modellparameter	35
6.1.1 Zusammenhang zwischen der Heizrate und der Rußmassenkonzentration.....	38
6.1.2 Zusammenhang zwischen der Heizrate und den NO _x - Emissionen.....	49
6.1.3 Gaszusammensetzung.....	52

6.1.4	Zusammenfassende Parameteridentifikation	53
6.2	Versuchsdurchführung	56
6.3	Erstellung der Modelle	59
6.4	Analyse der Ergebnisse	62
6.5	Vermessung weiterer Motoren	72
6.6	Zusammenfassung	77
7	UNTERSUCHUNG DER VERBRENNUNG UND SCHADSTOFFENTSTEHUNG	79
7.1	Validierung der Modelle	79
7.2	Heterogene Verbrennung	85
7.3	Teilhomogene Verbrennung	91
7.4	Homogene Verbrennung (HCCI)	96
7.5	Ausblick auf praktische Anwendungsmöglichkeiten für die Modelle 101	
7.6	Zusammenfassung	103
8	ZUSAMMENFASSUNG	105
9	SYMBOLVERZEICHNIS	109
10	LITERATURVERZEICHNIS	115
A	ANHANG	147
A.1	Technische Daten des Versuchsmotors	147
A.2	Messaufbau Multispektralpyrometrie	148
A.3	Glättung	148
A.4	Isentropenexponent	150
A.5	Thermodynamische Kennwerte und Verläufe	152
A.6	Einflussfaktoren auf die Emissionen	155
A.7	Prinzipskizzen zur Auswertung	156
A.8	Bestimmtheitsmaß	158
A.9	Mittlere Gastemperatur über dem Kurbelwinkel	159
A.10	Reduzierung der Sondendurchlässigkeit durch Rußbeschlag	160
A.11	Vermessener Kennfeldbereich	161
A.12	Zündverzug	162
A.13	Spritzverzug	163
A.14	Verschiedene Modellstrukturen	164
A.15	Histogramme	165
A.16	Streuung des Heizverlaufs	166
INDEX	169

1 Einleitung

Der Anteil der PKW mit Dieselmotor an den Neuzulassungen liegt in Deutschland bei rund 40 % und ist weiter steigend. Die Weiterentwicklung des Dieselmotors hinsichtlich Leistung und Verbrauch geschieht vor dem Hintergrund kontinuierlich anspruchsvoller werdender Emissionsstandards. Besonders bedeutsam sind hierbei die Ruß- und NO_x-Emissionen.

Konventionelle innermotorische Maßnahmen zur Einhaltung der Schadstoffgrenzwerte wie z.B. Abgasrückführung und Abgasturboaufladung werden nach heutigem Wissensstand allein nicht mehr zur Erfüllung der gesetzlichen Forderungen ausreichen. Abgasnachbehandlungssysteme, wie z.B. Partikelfilter oder SCR-Systeme (selective catalytic reduction) helfen, die Emissionen unter die jeweils gültigen Grenzwerte zu drücken. Solche Systeme sind jedoch außerordentlich komplex, kostspielig und verschlechtern in der Regel durch erhöhte Abgasgedrücke bzw. durch die nötigen Regenerationsvorgänge den Kraftstoffverbrauch.

Daher müssen alle Möglichkeiten untersucht werden, die Ruß- und NO_x-Emissionen simultan innermotorisch zu vermindern.

Die Verkürzung der Entwicklungszeiten bei knapper werdenden Mitarbeiterressourcen und die Notwendigkeit, die komplexen Vorgänge im Brennraum bzgl. Schadstoffentstehung verstehen zu müssen, führen dazu, dass die klassische Verbrennungsentwicklung zunehmend durch Simulationsrechnung unterstützt werden muss. Die dabei entstehenden Rechenmodelle werden in zunehmendem Maße in die Motorregelung mit eingebunden.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll untersucht werden, welche „globalen“ Kenngrößen des Verbrennungsprozesses zu einer Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen geeignet sind. Der Einfluss dieser Kenngrößen auf die Verbrennung und Schadstoffentstehung soll analysiert und diskutiert werden. Weiterhin sind Empfehlungen zur schadstoffarmen Verbrennungsführung abzuleiten. Wenn die Kenngrößen mit Standardmesstechnik ermittelbar sind, ist es grundsätzlich möglich, derartige Modelle in die Motorregelung von Fahrzeugen zu integrieren. Werden zudem die Gesetze der Thermodynamik berücksichtigt und eingebunden, können die Modelle über das Potenzial rein empirischer Ansätze hinausreichen und daher auch auf andere Motorentypen übertragbar sein. Außerdem sollen die Modelle über ein weites Betriebskennfeld und für verschiedene Brennverfahrensstrategien gültig sein.

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, dass in Zukunft vermehrt Modelle zur Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen in die Motorregelung mit eingebunden werden und als „virtuelle Sensoren“ z.B. als Führungsgröße für Abgasnachbehandlungssysteme fungieren.

2 Stand der Technik

2.1 Innermotorische Prozesse im Dieselmotor

Die innermotorischen Abläufe im schnelllaufenden Dieselmotor mit Direkt-einspritzung können in folgende miteinander in Wechselwirkung stehende Teilprozesse untergliedert werden: Einspritzung, Einspritzstrahlzerfall, Brennstoffverdampfung, Diffusion, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung [1].

Der Brennstoff tritt aufgrund des hohen Einspritzdruckes (z.B. beim Pumpe-Düse-Einspritzsystem UI-P2 bis zu 2050 bar) mit hoher Geschwindigkeit und hoher Turbulenz in Form eines keulenförmigen Sprays aus den Düsenbohrungen aus [2], [3], [4], [5]. Durch die große Relativgeschwindigkeit zur hochverdichteten (zwischen 40 und 120 bar) und turbulent strömenden Luft im Brennraum und unterstützt durch die Turbulenz im Strahl zerfällt der Strahlrand in kleine Tröpfchen [6], [7]. Der Einspritzstrahlzerfall gliedert sich in den Primär- und den Sekundärzerfall. Der primäre Zerfall ist der erstmalige Zerfall der noch zusammenhängenden Flüssigkeit in Ligamente und Tropfen, wobei die Existenz von Kavitationsstrukturen in der Düsenbohrung eine wichtige Rolle spielt [8], [9], [10], [11]. Der Sekundärzerfall umfasst den Impulsaustausch von Einzeltropfen mit der Luft sowie die Tropfenkollision und -neubildung [12]. Mit fortschreitendem Eindringen in den Brennraum wird immer mehr Brennstoff in zunehmendem Maße zerstäubt [13], [14]. Die Güte der Brennstoffzerstäubung ist u. a. abhängig von der Zähigkeit, der Dichte und der Oberflächenspannung des Brennstoffes, von der Höhe des Einspritzdruckes, von der Düsengeometrie sowie von der Dichte und den Bewegungsverhältnissen der Brennraumluft [15]. Die Brennstofftröpfchen vermischen sich am Strahlrand mit der heißen Luft (800 bis 1000 K) im Brennraum [16]. Dadurch werden die Tropfen infolge von konvektiver Wärmeübertragung und Temperaturstrahlung der heißen Brennraumwände aufgeheizt, und der Brennstoff beginnt zu verdampfen [3]. In der entstehenden Diffusionszone ist das Luft-Brennstoff-Gemisch zündfähig, sobald das Luftverhältnis den Wert von $\lambda \approx 0,6$ übersteigt [17].

Große Bedeutung für die Verbrennung kommt der Zeitspanne zwischen Einspritzbeginn und Verbrennungsbeginn zu. Diese wird als Zündverzug bezeichnet [18]. Der Einspritzbeginn ist durch das Anheben der Düsennadel von ihrem Sitz gekennzeichnet [19], [20]. Die sich daran anschließenden Vorgänge der Strahlausbreitung, Zerstäubung, Verdampfung und Mischung von Brennstoffdampf und Luft bis zur Bildung eines zündfähigen Gemisches werden als physikalischer Anteil des Zündverzugs bezeichnet [21]. Mit dem Beginn der Verdampfung des eingespritzten Brennstoffes beginnen erste chemische Vorreaktionen des Brennstoffdampfes mit dem Luftsauerstoff, die nach der so genannten chemischen Zündverzugszeit zur ersten lokalen Selbstzündung in

der Gasphase führen. Da die Gemischaufbereitung aber unterdessen weiter andauert und zum Zeitpunkt der ersten Selbstzündung noch nicht abgeschlossen ist, sind der physikalische und chemische Anteil des Zündverzuges zeitlich kaum voneinander zu trennen [22]. Das Ende des Zündverzuges und damit der Beginn der Verbrennung im Motor kann anhand des dadurch hervorgerufenen ersten messbaren Druckanstiegs [23], durch die erste sichtbare Lichtemission der Verbrennung [24], über die Konzentration der OH-Radikale [25] oder über das Minimum des integralen Heizverlaufs ermittelt werden. Je nach Kriterium ergeben sich für denselben Verbrennungszyklus unterschiedliche Zündverzugszeiten [26]. Die Zündphase ist gekennzeichnet durch mehrere voneinander unabhängige Zündherde.

Unmittelbar an die Zündphase schließt sich die Phase der vorgemischten Verbrennung an. In dieser verbrennt der während der Zündverzugszeit eingespritzte Brennstoff, der mit der umgebenden Luft ein nahezu homogenes und reaktionsfähiges Gemisch gebildet hat, sehr rasch [3]. Diese Vormisch-Verbrennung ähnelt damit der ottomotorischen Verbrennung [27]. Der Anteil der vorgemischten Verbrennung kann durch Veränderung des Einspritzzeitpunktes und der zurückgeführten Abgasmenge beeinflusst werden und ist abhängig von der während des Zündverzuges eingespritzten Brennstoffmasse sowie den Verdampfungs- und Mischungsraten. In diesem ersten Abschnitt wird der Brennverlauf noch reaktionskinetisch von der Niedertemperatur-Chemie gesteuert [1].

Während der anschließenden Hauptverbrennung dauern die turbulenten Gemischbildungsvorgänge an und beeinflussen die Brennstoffumsetzung wie auch die Schadstoffbildung entscheidend [28]. Die chemische Umsetzung in dieser Phase verläuft schnell. Wegen des starken Einflusses der turbulenten kinetischen Energie auf die Umsatzrate wird dieser Teil der Verbrennung häufig als Mischungskontrollierte Diffusionsverbrennung bezeichnet [29]. Das Ende der Hauptverbrennung ist durch das Erreichen der maximalen Temperatur im Brennraum gekennzeichnet [30].

Die Nachverbrennungsphase ist durch die vergleichsweise langsame Umsetzung des zuletzt aufbereiteten Brennstoffs charakterisiert. Ursache hierfür sind die geringere Konzentration der Reaktionspartner, der abnehmende Druck und die geringer werdende Gastemperatur in der Flammenfront, eine Verlangsamung der turbulenten Ladungsbewegung sowie eine Abnahme des Sauerstoffangebotes, so dass die chemischen Reaktionen im Vergleich zu den simultan ablaufenden Mischungsvorgängen langsam werden [15]. Die Verbrennung wird deshalb zunehmend reaktionskinetisch kontrolliert [31]. In dieser letzten Phase werden auch Zwischenprodukte, die während der Hauptverbrennung aufgrund von lokalem Sauerstoffmangel entstanden sind, weiteroxidiert. So können mehr als 95 % des insgesamt gebildeten Rußes im Brennraum wieder abgebaut werden [32]. Die Nachverbrennungsphase kann bei

schnelllaufenden Dieselmotoren ca. 50 % der gesamten Verbrennungsdauer ausmachen [30].

Es gibt grundsätzlich drei verschiedene Möglichkeiten, die Verbrennung im Hinblick auf einen hohen Wirkungsgrad und geringe Emissionen zu beeinflussen [7]:

Einspritzverlauf:

In den letzten Jahren wird besonders die Möglichkeit diskutiert, mit Hilfe von flexiblen Einspritzsystemen die Verbrennung durch eine Aufteilung der Einspritzmenge in mehrere Teileinspritzungen als auch durch eine Formung der Einspritzrate zu steuern. Dohle et al. [33] stellen ein Lastenheft mit kennfeldpunktabhängigen Anforderungen an zukünftige Einspritzsysteme auf. Neben den typischen Common-Rail Merkmalen¹ werden folgende wichtige Eigenschaften identifiziert: eine hohe Nadelgeschwindigkeit beim Öffnen, eine niedrige Einspritzrate während des Zündverzuges, ein starker Anstieg der Einspritzrate nach dem Zündverzug, ein hoher Spitzenwert der Einspritzrate, ein schnelles Abfallen der Rate zum Spritzende und eine hohe Nadelschließgeschwindigkeit. In [34] und [35] wird ein „idealer Einspritzverlauf“ definiert, mit dem sich gegenüber der konventionellen Verbrennung² eine deutliche Verbesserung der NO_x- und Partikelemissionen bei gleichzeitig niedrigem Verbrennungsgeräusch realisieren lassen soll. Auch in zahlreichen anderen Literaturquellen wird der Einfluss der Form der Einspritzrate auf die Verbrennung und die Schadstoffentstehung untersucht, siehe u. a. [36] - [67]. Gärtner et al. beurteilen in einer jüngeren Studie [68] das Potenzial einer flexiblen Einspritzratenformung für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren als relativ gering.

Zündverzug:

Der Zündverzug erlaubt im Vergleich mit der Einspritzdauer eine erste Aussage über die wahrscheinliche Aufteilung von vorgemischter und diffusiver Verbrennungsphase [69], [70]. Die Umsatzspitze der vorgemischten Verbrennung wird mit kürzerem Zündverzug kleiner, da sich weniger zündfähiges Gemisch im Zylinder bilden kann. Allerdings müssen dann an die Gemischbildung während der mischungskontrollierten Verbrennungsphase höhere Ansprüche gestellt werden. Der Zündverzug ist u. a. beeinflusst durch luftseitige Parameter, wie Abgasrückführrate, Ladedruck, Ansauglufttemperatur und Ladungsbewegung sowie durch die Einspritzstrategie, das Verdichtungsverhältnis und die Eigenschaften des Brennstoffs, siehe [71] - [82]. Das im Brennraum herrschende Gesamtluftverhältnis übt nur geringen Einfluss auf den

¹ typische Common-Rail Merkmale werden in Lehrbüchern, wie z.B. in [3] beschrieben

² unter konventioneller Verbrennung wird in dieser Arbeit die Verbrennung eines stark heterogenen Gemisches verstanden (siehe Seite 4)

Zündverzögerung aus, da bei der stark heterogenen Gemischverteilung in jedem Fall Gebiete mit günstigen Zündbedingungen vorliegen [83].

Mischungsvorgang:

Durch den Mischungsvorgang kann der komplette Verbrennungsablauf in hohem Maße beeinflusst werden. Der überwiegende Anteil der gesamten Gemischbildungsenergie wird über die turbulente kinetische Energie der Einspritzstrahlen aufgebracht [84], [85], [86]. Daneben wird die Gemischbildung durch das hochstationäre und turbulente Strömungsfeld im Brennraum bestimmt [6]. Die Gestalt von Einlasskrümmer, Einlasskanal, Ventilsitzgeometrie und Muldenform haben einen hohen Einfluss auf das entstehende Strömungsfeld der Luft [87]. Auch die Anordnung von Injektor und Brennraumgeometrie sowie Einspritzverlauf, Strahlauffreffpunkt auf dem Kolben und Ladungsbewegung müssen für eine optimale Gemischaufbereitung gezielt aufeinander abgestimmt werden, vgl. [88], [89]. Weiterhin kann die Gemischbildung durch den Aufladegrad und das Verdichtungsverhältnis unterstützt werden [22]. In [90] und [91] wird der Ablauf der Gemischbildung diskutiert.

2.2 Schadstoffbildung

Bei der vollständigen Verbrennung eines nur aus Kohlenstoff und Wasserstoff zusammengesetzten C_xH_y -Brennstoffs mit Luft enthält das Abgas lediglich die für den Menschen nicht gesundheitsschädigenden Komponenten Kohlendioxid (CO_2), Sauerstoff (O_2), Stickstoff (N_2) und Wasserdampf (H_2O) [1], [3]. Während letztere als vollkommen unschädlich anzusehen sind, trägt CO_2 zur Erwärmung der Erdatmosphäre über den Treibhauseffekt bei [92]. Die CO_2 -Emissionen sind in Europa bisher gesetzlich nicht limitiert, ein geringerer Ausstoß wird aber steuerlich gefördert.

Bei der in einem Motor ablaufenden realen, unvollständigen Verbrennung finden sich daneben als Produkt unvollständiger Oxidation Wasserstoff (H_2) und Kohlenmonoxid (CO) sowie teilverbrannte oder unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x), Partikel, sowie weitere aus Brennstoffkomponenten wie Schwefel gebildete Schadstoffe [7].

Das Abgas besteht im Wesentlichen aus dem mit der Verbrennungsluft zugeführten und an der Verbrennung unbeteiligten N_2 (Massenanteil ca. 67 %) sowie den Komponenten vollständiger Verbrennung (H_2O mit ca. 11 %, CO_2 mit ca. 12 % und O_2 mit ca. 10 %). Die vom Gesetzgeber in Deutschland als Schadstoffe klassifizierten Komponenten (CO , NO_x , HC und Partikel) machen beim Dieselmotor nur ca. 0,3 - 0,5 % des gesamten Abgases aus [93].

Da mit einem modernen Oxidationskatalysator bis zu 90 % aller HC - und CO -Rohemissionen konvertiert werden können, werden bei der dieselmotorischen Verbrennung vor allem Ruß und NO_x als die kritischen Schadstoffkomponenten des Abgases angesehen [22]. Aufgrund eines bislang höheren Kosten- und

Bauraufwandes für Abgasmachbehandlungssysteme zur Reduktion der Ruß- und NO_x-Emissionen (vgl. [94], [95]) und einem in der Regel dadurch erhöhten Kraftstoffverbrauch, wurde die simultane Reduktion dieser beiden Schadstoffe allein durch innermotorische Maßnahmen ein Schwerpunkt der Dieselmotorenentwicklung. Eine innermotorische Reduktion setzt die Kenntnis der Entstehungsursachen der Schadstoffe voraus. In den folgenden Abschnitten sollen deshalb kurz die Bildungsmechanismen von NO_x und Ruß dargestellt werden.

Stickoxide

Unter dem Begriff Stickoxide (NO_x) werden die in motorischen Verbrennungsprozessen in nennenswerten Konzentrationen gebildeten Oxidationsprodukte des Stickstoffs NO und NO₂ zusammengefasst. Stickoxide begünstigen in der Troposphäre die Bildung von bodennahem Ozon und photochemischem Smog [96]. Der NO₂-Anteil ist im Allgemeinen gering, erreicht jedoch im Abgas durch Nachoxidation Werte zwischen 5 und 15 % [22]. Der überwiegende Teil der entstehenden Stickoxide ist NO, das nach längerem Verweilen unter atmosphärischen Bedingungen fast vollständig in Stickstoffdioxid umgewandelt wird [97]. Für die innermotorische Bildung von NO sind vier Wege bekannt [3], [98], [99]: Entsprechend ihrer Entstehung wird in thermisches, promptes, über Distickstoffoxid gebildetes und Brennstoff-NO unterschieden.

Thermisches-NO (Zeldovich-NO)

Die thermische NO-Bildung läuft „hinter“ der Flammenfront im so genannten Verbrannten ab und wurde 1946 erstmals von Zeldovich [100] beschrieben. Baulch et. al. [101] erweiterten 1991 den angegebenen einfachen Reaktionsmechanismus im Hinblick auf erhöhte Radikalkonzentration bei unterstöchiometrischer Verbrennung (Reaktion 2.3). Dieser so genannte erweiterte Zeldovich-Mechanismus wird für motorische Verbrennungsprozesse als ausschlaggebend angesehen [102], [103], [104], [105]. Er besteht aus den drei Elementarreaktionen:



Dabei weist die erste Reaktion aufgrund der starken N₂-Dreifachbindung eine sehr hohe Aktivierungsenergie auf, so dass sie erst bei hohen Temperaturen ausreichend schnell abläuft und damit den geschwindigkeitsbestimmenden Schritt darstellt [92], [98], [106], [107]. Für eine überstöchiometrische Verbrennung erhält man bei Vernachlässigung der Rückreaktionen auf Grund der kurzen Verweilzeit bei hohen Temperaturen und unter der Annahme der Quasistationarität der Stickstoffatome N folgende einfache Gleichung für die zeitliche Änderung der NO-Konzentration:

$$d[NO]/dt = 2k[N_2][O] \quad (2.4)$$

Die wesentlichen Einflussfaktoren sind somit die Verweilzeit, der Sauerstoffgehalt sowie die Temperatur, wobei die Sauerstoffradikale in der Reaktionszone linear und die Temperatur exponentiell in die Bildungsgeschwindigkeit eingehen [98]. Mit einer nennenswerten thermischen NO-Bildung ist erst ab einer Temperatur über 2200 K zu rechnen, bei einem Luftverhältnis von $\lambda \approx 1,15$ wird sie maximal [108]. Da in einem Motor die Verweilzeiten bei den hohen Temperaturen sehr kurz sind, werden die Konzentrationen der Gleichgewichtszustände nie erreicht [109].

Über den Zeldovich-Mechanismus werden 80-95 % der bei der motorischen Verbrennung entstehenden Stickoxide gebildet [3].

Prompt-NO (Fenimore-NO)

Unter brennstoffreichen Bedingungen werden in der Flammenfront Kohlenwasserstoff-Radikale freigesetzt [110]. Das intermediär gebildete HC reagiert im geschwindigkeitsbestimmenden Schritt mit Luftstickstoff, wobei Blausäure (HCN) und atomarer Stickstoff gebildet werden [111]:



Über eine weitere Oxidation entsteht NO. Wegen der geringen Aktivierungsenergie läuft die prompte NO-Bildung schon ab ca. 1000 K ab [98] und findet im Vergleich zur thermischen NO-Bildung sehr schnell statt [3], [110]. Über HC und HCN ergibt sich eine starke Abhängigkeit von der lokalen Brennstoffkonzentration.

Bei konventioneller motorischer Verbrennung beträgt der Anteil des Prompt-NO am gesamten NO 5-20 % [3] und wird damit in [92], [106], [108] und [112] als untergeordnet angesehen.

NO aus Distickstoffoxid (N₂O)

Wird die thermische NO-Bildung durch niedrige Temperaturen und die prompte NO-Bildung durch ein mageres Brennstoff-Luft-Gemisch unterdrückt, liefert der N₂O-Mechanismus den größten Beitrag zu der nunmehr geringen NO-Menge [113]. Analog zur ersten und geschwindigkeitsbestimmenden Reaktion des Zeldovich-Mechanismus reagiert Stickstoff mit atomarem Sauerstoff. Es erfolgt jedoch eine Stabilisierung durch ein weiteres Molekül M, was zur Bildung von N₂O führt [114], [115]:



Die NO-Bildung erfolgt dann durch Oxidation von N₂O:



Da N₂O nur in einer Dreierstoß-Reaktion gebildet wird, läuft dieser Reaktionsmechanismus bevorzugt bei hohen Drücken ab [98].

Brennstoff-NO

Während des Verbrennungsprozesses bilden sich aus dem im Brennstoff gebundenen Stickstoff durch Zerfall einfache Amine und Cyanide, die dann mit Sauerstoff weiter zu NO reagieren [92], [99]. Dieser Reaktionsmechanismus ist nur schwach von der Temperatur abhängig, aber stark vom Verbrennungsluftverhältnis [106]. Bei Verwendung eines handelsüblichen Brennstoffes mit einem Stickstoffmassenanteil von unter 0,01 % wird dieser Form der NO-Bildung in [3], [22], [26], [92], [113] nur eine sehr geringe Bedeutung zugeordnet, wohingegen Stebler [109] und Schubiger [116] vermuten, dass mit zunehmend strengerer Gesetzgebung die Verhinderung der Bildung von Brennstoff-NO an Signifikanz gewinnen wird.

Rußbildung und -oxidation

Als Partikelgehalt im Abgas wird die Menge aller Stoffe – abgesehen von Wasser - bezeichnet, die von einem bestimmten Filter erfasst werden, nachdem das Abgas nach einem definierten Verfahren verdünnt und auf $\theta < 52^{\circ}\text{C}$ abgekühlt worden ist [117], [118]. Da diese Definition weder Zusammensetzung noch Größenverteilung noch physiologische Wirkung der Partikel berücksichtigt, gibt es in jüngster Zeit Bestrebungen eine wirkungsorientierte Bewertung der Partikelemissionen einzuführen [119], [120], [121]. Die durch die Abgasgesetzgebung limitierten Partikelemissionen setzen sich z.B. zu ca. 71 % aus Kohlenstoff (reiner Ruß), zu 24 % aus organischen Verbindungen (Kohlenwasserstoffe), zu 3 % aus Sulfaten und zu 2 % aus sonstigen Bestandteilen wie Asche von Öladditiven, Rostpartikeln, Metallspänen, keramischen Fasern, Wasser usw. zusammen [3].

Die Dichte von Ruß beträgt in etwa 2000 kg/m^3 , der Rußvolumenbruch ca. 10^{-6} [123]. Weiterhin weisen Rußpartikel eine hohe spezifische Oberfläche von $100\text{-}500 \text{ m}^2/\text{g}$ auf. Der Durchmesser eines Partikels liegt in der Regel zwischen 10 und 150 nm [124]³. Partikel kleiner als $5 \mu\text{m}$ können sich dauerhaft im Lungengewebe ablagern und Zellwände penetrieren, wobei eine kanzerogene Wirkung nicht ausgeschlossen wird [125]. Jüngste Studien zeigen aber, dass Tierversuche zur gesundheitlichen Gefährdung von Dieselmotor-Abgasen nicht in jedem Fall auf den Menschen übertragbar sind [126].

Für das Verständnis der Partikelentstehung existieren drei verschiedene Erklärungsansätze, der Ionen-Mechanismus, die Radikal-Hypothese und der Mechanismus über die Acetylenpyrolyse [122]. Letzterer ist die heute weitgehend akzeptierte Hypothese ([94], [127]) und läuft nach derzeitigem Kenntnisstand folgendermaßen ab:

³ In der Literatur finden sich unterschiedliche Angaben zum Durchmesser von Partikeln. Teilweise werden Durchmesser bis zu $10 \mu\text{m}$ angegeben [www.wikipedia.de; Stand: 06.12.2005]. Es handelt sich hierbei um Anhaltswerte, da die Partikeldurchmesser u.a. von der Messmethodik abhängen.

Durch thermisches Cracken, hervorgerufen durch hohe Temperaturen, zerfallen die langkettigen Moleküle des verdampften oder erst teilweise verdampften Brennstoffes in Radikale und in das stabile Zwischenprodukt Acetylen (C_2H_2), welche bei unterstöchiometrischer Verbrennung in größerer Konzentration entstehen [128], [129], [130], [131]. Über deren Abbau werden Produkte wie z.B. Benzol gebildet [123], [132]. Durch den von Frenklach et al. [133] beschriebenen H – Abstraktions / C_2H_2 - Additionsmechanismus (auch „HACA“ - Mechanismus genannt) entstehen polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK). Eine weitere Polymerisation sorgt für das Anwachsen der polyzyklischen Aromate [124]; andere Hypothesen begründen das planare Wachstum der PAK mit dem HACA-Mechanismus [134]. Die PAK wachsen weiter, bis sie ca. 12 bis 14 Ringe enthalten [135]. Planare PAK koagulieren⁴ zu dreidimensionalen Klustern, den ersten Rußpartikeln [116]. Durch Wechselwirkung der Rußpartikel untereinander und mit der umgebenden Gasphase verändert sich ihre Größe [136]. Die Feststoffpartikel wachsen durch Kondensation von PAK an bereits bestehende Partikel, durch den HACA-Mechanismus, durch Koagulation von Rußkernen und durch Agglomeration von Rußprimärteilchen zu langen kettenförmigen Strukturen ([94], [123], [137]) mit einer Größe bis zu mehreren μm [97]. Bei dem Verlassen des Brennraumes ist die Rußbildung noch nicht abgeschlossen, sondern es kommt durch die Abkühlung des Abgases und das Vermischen mit Luft zu Adsorptions- und Kondensationsprozessen, die den chemischen und physikalischen Charakter der Partikel beeinflussen [97]. Praktisch in allen Phasen der Rußbildung findet simultan der Rußabbau durch Oxidation statt, wobei neben dem molekularen auch der atomare Sauerstoff und vor allem das OH-Radikal aufgrund seiner niedrigen Aktivierungsenergie eine wichtige Rolle spielen [138], [139], [140], [141].

Ruß wird vor allem in unterstöchiometrischen Zonen mit einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda \approx 0,65$ (zwischen den Einspritzstrahlen [142]) bei Temperaturen zwischen 1500 K und 1900 K innerhalb von Nano- bis Millisekunden gebildet, die Oxidation setzt in sauerstoffreichen Gebieten mit $\lambda > 1$ [116] ab Temperaturen von 1300 K ein [143] und erreicht in der Wirkung exponentiell ansteigend ([116], [144]) bei 1650 K ihren maximalen Umsatz [137]. Nach Verbrennungsende ist die Rußoxidation aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus gering. Durch Unterschreiten der Rußbildungstemperatur gelingt es auch bei „fetterm“ Gemisch, die Rußbildung zu vermeiden [145], [146]; die obere Rußbildungsgrenze liegt bei ca. 2000 K [147].

Für die Rußbildung und –oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung sind im Wesentlichen die Temperatur, der lokale Sauerstoffgehalt, das Verhältnis

⁴ Koagulation bezeichnet die Kollision von Molekülen bzw. Partikeln, die begleitet ist von einer Bildung von Teilchen, die aus der Summe der beiden zusammengestoßenen Massen besteht.

von Vormisch- und Diffusionsverbrennung, das Luftverhältnis sowie der Druck maßgebend [94], [116].

Ein großer Teil des Kohlenstoffs aus dem Brennstoff geht zuerst in Ruß über. Da Ruß chemisch stabil und sehr träge ist [94], erfolgt die Oxidation während der im Motor zur Verfügung stehenden Zeit nur unvollständig [148]. Messungen mit einem schnellen Gasentnahmeventil haben gezeigt, dass ca. 4 % der maximal entstandenen Rußmasse nicht oxidiert werden [32], [149].

2.3 Zielkonflikt Ruß/NO_x

Bei der konventionellen Dieselerverbrennung besteht ein Zielkonflikt zwischen Ruß- und NO_x-Emissionen [150]. Dieser besagt, dass die meisten innermotorischen rußmindernden Maßnahmen zu einer Erhöhung der NO_x-Emissionen führen und umgekehrt.

Beispielsweise kann ein hoher Einspritzdruck die Rußemissionen senken, da aufgrund der besseren Strahlzerstäubung eine effektivere Gemischaufbereitung stattfindet. Durch die höhere Einspritzrate innerhalb der Zündverzugszeit wird der homogene Vormischanteil der Verbrennung erhöht. Dadurch wird die Rußbildung verringert, vgl. [70]. Zur besseren Rußoxidation trägt vor allem die mit dem gesteigerten Einspritzdruck deutlich erhöhte turbulente Mischungsenergie mit einer höheren Oxidationsgeschwindigkeit bei [70]. Zudem ist die Verbrennung bei höherem Einspritzdruck schneller abgeschlossen, so dass mehr Zeit für die Rußoxidation bleibt, und die Temperaturen während der Oxidation sind ebenfalls höher [151]. Mit den höheren Umsatzraten bei hohem Einspritzdruck nehmen allerdings auch die lokalen Spitzentemperaturen zu, so dass es zu einem Anstieg der NO_x-Emissionen kommt.

Eine gängige Methode zur Senkung der NO_x-Emissionen ist die externe Abgasrückführung (AGR) [58], [152], [153]. Die Wirkungsweise der AGR beruht auf einer Reduzierung der lokalen Spitzentemperaturen durch Absenkung der Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung (90 %), wodurch der Massentransport durch die Flammenfront erhöht wird, und auf einer höheren Wärmekapazität (10 %) durch größere Konzentrationen dreiatomiger Gase (CO₂, H₂O), vgl. [152], [154], [155]. Die sich aufgrund des geringeren Temperaturniveaus in der „späten“ Verbrennungsphase verschlechternden Rußoxidationsbedingungen führen zu einem Anstieg der Rußemissionen [142], [151], [156], [157].

Für die Erfüllung zukünftiger Abgasgrenzwerte ist es erforderlich, den als Ruß-NO_x-Schere bezeichneten Zielkonflikt zu lösen.

2.4 Schadstoffarme Brennverfahren

Die prinzipielle Überlegung bei der Konzeption eines alternativen schadstoffarmen Brennverfahrens ist es, beim Verbrennungsvorgang jene thermischen Zustände zu vermeiden, bei denen Ruß bzw. NO_x gebildet werden. Seit längerem ist die Abhängigkeit der Ruß- bzw. NO_x -Emissionen vom lokalen Verbrennungsluftverhältnis und der Gastemperatur bekannt und kann zur Ableitung verschiedener Strategien zur gleichzeitigen Minimierung dieser beiden Abgaskomponenten verwendet werden. Intensiv erforscht werden derzeit die homogene und die teilhomogene Verbrennung. Die Idee der homogenen Verbrennung ist dabei nicht neu. Bereits in den 50er-Jahren hatte Alperstein [158] bemerkt, dass eine Vergasung des Dieseltreibstoffes zur Reduktion der Rußemissionen führt.

Homogene Verbrennung

Die sogenannte homogene Verbrennung (Homogeneous Charge Compression Ignition = HCCI) ist in [159] definiert durch einen Zündverzug, der länger ist als die Dauer der Einspritzung. Die Ruß- und NO_x -Emissionen sind sehr gering bzw. nicht vorhanden. Durch die Entkopplung von Einspritzung und Verbrennung kann der Brennstoff nahezu vollständig aufbereitet werden. Das sehr magere Gemisch zündet gleichzeitig an vielen Stellen und brennt deshalb sehr schnell durch. Es entsteht eine rein vorgemischte Verbrennung, die primär reaktionskinetisch kontrolliert ist [160]. Zur Verlängerung des Zündverzuges und zur Verringerung der Brenngeschwindigkeit ist z.B. eine hohe AGR-Rate erforderlich.

Für das Ausbleiben der Ruß- und NO_x -Emissionen sind zwei Mechanismen verantwortlich: Die Ladungshomogenisierung bewirkt, dass sich bei der Energieumsetzung keine ausgeprägten Flammenzonen bilden und im Idealfall jeder Brennstofftropfen von Verbrennungsgas umgeben ist [161]. Dadurch tritt eine äußerst gleichmäßige räumliche Temperaturverteilung im Brennraum auf, wobei die Temperatur selbst unter der NO -Bildungsschwelle liegt [162]. Gleichzeitig bedeutet eine ideal homogene Zylinderladung, dass das lokale Luftverhältnis dem globalen Luftverhältnis entspricht, womit jene unterstöchiometrischen Gemischzonen vermieden werden, die für die Rußbildung ausschlaggebend sind [163].

Die homogene Dieselvebrennung ist prinzipbedingt durch eine Umsatzrate gekennzeichnet, die durch einen hohen Gleichraumgrad ein erhebliches Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung besitzt [164]. Nachteilig wirkt sich die homogene Verbrennung auf die HC- und CO-Emissionen aus, da die Verbrennung bei sehr niedrigen Kraftstoff-Luftverhältnissen und sehr niedrigen Verbrennungstemperaturen abläuft.

In [165] - [178] und vielen weiteren Literaturstellen wird über den Wissensstand zu der homogenen Verbrennung berichtet.

Teilhomogene Verbrennung

Die teilhomogene Verbrennung ist in [159] definiert durch eine geringe Überschneidung von Einspritzung und Verbrennung. Wie bei der homogenen Verbrennung ist auch bei der teilhomogenen Verbrennung die erhöhte AGR-Rate der dominierende Faktor auf den verlängerten Zündverzug. Eine diffusive Verbrennung kann nicht vollständig vermieden werden [83]. Es kommt zu einer Ruß- und NO_x -Bildung, jedoch in einem geringeren Maße als bei der konventionellen heterogenen Verbrennung. Zur Umsetzung einer teilhomogenen Verbrennung werden verschiedene Strategien verfolgt, denen in der Literatur teilweise unterschiedliche Bezeichnungen gegeben werden, vgl. [179] - [188].

2.5 Abgasnachbehandlung

Nachfolgend wird nur kurz auf die wichtigsten Abgasnachbehandlungssysteme eingegangen, da diese keinen Schwerpunkt in der vorliegenden Arbeit darstellen. Zur Einhaltung zukünftiger Abgasvorschriften haben sie jedoch eine hohe Bedeutung (vgl. [183]) und dürfen daher an dieser Stelle nicht fehlen.

Moderne Dieselmotoren sind mit einem unregulierten Oxidationskatalysator ausgestattet. Dieser konvertiert bis zu 90 % aller HC- und CO-Rohemissionen [47].

Zur Reduktion von NO_x sind derzeit NO_x -Speicher-katalysatoren in der Entwicklung. Das NO_x wird bis zu einer gewissen Menge eingelagert. Für die Regeneration des NO_x -Speichers ist kurzzeitig eine Abgaszusammensetzung mit einem Luftverhältnis $\lambda < 1,0$ erforderlich [189]. Dieses unterstöchiometrische Luftverhältnis tritt beim Dieselmotor normalerweise nicht auf und muss durch entsprechende Maßnahmen erzeugt werden [190]. Da sich auch Schwefeloxide im NO_x -Speicher-katalysator einlagern, muss zusätzlich in regelmäßigen Abständen eine Desulfatisierung durchgeführt werden. Kraftstoffe mit einem Schwefelgehalt kleiner 15 ppm sind Voraussetzung für einen effizienten Betrieb.

Das SCR-Verfahren (Selective Catalytic Reduction) ist eine weitere Möglichkeit zur Reduktion der NO_x -Masse mit aus Harnstoff gebildetem Ammoniak als Reduktionsmittel [191]. Diese Variante erfordert das Mitführen ausreichend großer Mengen von Harnstoff in flüssiger, eventuell in fester Form [192]. Zur Messung des NO_x -Massenstroms wird ein NO_x -Sensor benötigt.

Der Rußausstoß wird mit Hilfe von Partikelfiltern reduziert. Es sind im Wesentlichen zwei Systeme in der Entwicklung: während beim so genannten CRT-System (CRT= Continuously-Regenerating-Trap) ein kontinuierlicher Rußabbrand stattfindet, wird der Ruß bei anderen Systemen zunächst gespeichert und in gewissen Zeitintervallen abgebrannt, z.B. durch Zugabe eines Additivs [193]. Bei diesen Systemen wirkt betriebspunktabhängig auch der CRT-Effekt. Zur Bestimmung des Regenerationszeitpunkts werden in [89] zwei Simulations-

modelle angewendet. Ein Simulationsmodell errechnet aus im Motorsteuergerät hinterlegten Daten die stationäre oder dynamische Rußmassenemission und berücksichtigt die Verringerung der bereits abgelagerten Partikelmasse durch NO₂-Effekte und thermischen Abbrand. Daneben wird der Beladungszustand durch Auswertung des gemessenen Differenzdrucks über den Partikelfilter ermittelt.

Die aufgeführten Systeme sind außerordentlich komplex, kostspielig und verschlechtern in der Regel durch erhöhte Abgasgedrücke bzw. durch die notwendigen Regenerationsvorgänge den Kraftstoffverbrauch [189].

Durch eine möglichst schadstoffarme Verbrennung können die Abgasnachbehandlungssysteme geringer dimensioniert werden, bzw. erforderliche Regenerationsvorgänge müssen seltener eingeleitet werden. Zudem wäre es aus ökonomischen Gesichtspunkten interessant, Sensoren durch Simulationsmodelle zu ersetzen.

2.6 On-Board-Diagnose (OBD)

Um die Schadstoffemissionen im täglichen Fahrbetrieb zu überwachen und eine Emissionserhöhung zu erkennen, hat die Europäische Union am 13. Oktober 1998 eine EU-Richtlinie verabschiedet, in der für alle Mitgliedsstaaten die Einführung der Euro-On-Board-Diagnose (EOBD) vorgeschrieben wird. Diese Richtlinie wurde in der Bundesrepublik Deutschland in nationales Recht umgesetzt.

Die im Motorsteuergerät implementierten EOBD-Funktionen überprüfen alle abgasrelevanten Bauteile, Teilsysteme und elektrischen Komponenten, deren Fehlfunktion bzw. Ausfall zur Überschreitung definierter Emissionsgrenzwerte führt. Beispiele für Diagnose-Bereiche sind die Abgasrückführung, die Lambda-Sonde und der Luftmassenmesser. Alle EOBD-Funktionen müssen innerhalb des „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ ablaufen [194].

Bei den limitierten Schadstoffen liegt der Fokus der Überprüfung auf den Ruß- und NO_x-Emissionen. Im Gegensatz zu der amerikanischen Gesetzgebung gibt die europäische Gemeinschaft als Fehlerschwellen absolute Grenzwerte vor. Diese Grenzwerte gelten sowohl für Fahrzeuge zertifiziert nach EU 3 sowie nach EU 4.

In den USA orientieren sich die OBD-Grenzwerte an der jeweils zertifizierten Abgasnorm. Das OBD-System muss eine Emissionsverschlechterung anzeigen, wenn der für die Zertifizierung festgelegte Wert um 50 % überschritten wird [195].

Die Festlegung der Werte für die Detektionsschwellen gestaltet sich für den Fahrzeughersteller aufwändig, da es bei einer Modellreihe in der Regel unterschiedliche Karosserie-, Motor- und Getriebevarianten gibt, für die unter-

schiedliche Emissionsapplikationen⁵ existieren. Zudem ist eine Übertragbarkeit einer europäischen EOBD- zu einer amerikanischen OBD-Applikation nicht gegeben. Auch die zeitliche Organisation der Diagnosen stellt eine hohe Anforderung an die Applikation, da zunehmend mehr Funktionen innerhalb eines Fahrzyklus ablaufen müssen.

Als Einstiegsliteratur zu den gesetzlich vorgeschriebenen Diagnoseaufgaben sowie einigen gängigen Realisierungsformen von Diagnosefunktionen eignen sich die Quellen [194] - [198].

2.7 Zylinderdruckbasiertes Motormanagement

Die steigenden Anforderungen der Gesetzgebung an die Emission und die Diagnose von Verbrennungsmotoren sowie die wachsende Zahl an Freiheitsgraden bei der Ansteuerung der Motoren erfordern eine gezielte Beeinflussung des zeitlichen Verlaufs der Verbrennung sowie einer darauf aufbauenden Diagnosestrategie. Die sich abzeichnende Verfügbarkeit kostengünstiger Zylinderdrucksensoren (vgl. [199] - [203]) sowie leistungsstarke Prozesstechnik (vgl. [204]) ermöglichen die Ablösung der kennfeldgeführten Steuerung der Verbrennung durch eine Regelung auf Basis von Brennrauminformationen⁶. Vorteile einer zylinderdruckbasierten Motorregelung⁷ sind der Ausgleich fertigungs- und alterungsbedingter Störeinflüsse auf die Verbrennung, ein Gleichstellen der Verbrennung in den einzelnen Zylindern sowie ein deutlich verminderter Applikations- und Diagnoseaufwand. Dem stehen allerdings die Mehrkosten für die Zylinderdrucksensoren sowie der zusätzliche Aufwand an Hard- und Software im Bereich der Motorsteuerung entgegen. In der Literatur werden verschiedene Konzepte zur zylinderdruckbasierten Überwachung und Regelung von Dieselmotoren vorgestellt, vgl. [205] - [209].

2.8 Simulation der Schadstoffentstehung

Die numerische Simulation dieselmotorischer Verbrennungs- und Schadstoffbildungsprozesse stellt laut Stiesch ([210], [211]) ein sehr nützliches Werkzeug in der Motorenforschung und -entwicklung dar, das heute in breitem Umfang eingesetzt wird. Simulationsmodelle verringern den experimentellen Aufwand, ermöglichen die Durchführung von Parameterstudien und die Untersuchung von

⁵ Applikation: Anpassung der Daten eines Motorsteuergerätes an unterschiedliche Motor- und Fahrzeugtypen durch Optimierung und Abstimmung der Systemparameter, Kennlinien und Kennfelder

⁶ verbrennungsspezifische Kenngrößen, wie z.B. die Lage des 50 % Energieumsatzpunktes oder der Spitzendruck

⁷ sofern nicht anders angegeben, wird davon ausgegangen, dass jeder Zylinder des Motors mit einem Zylinderdrucksensor ausgestattet ist

Tendenzenentwicklungen und erlauben weitgehend zuverlässige Aussagen [212]. Zeitaufwändige und kostenintensive experimentelle Studien können gezielt auf die Bereiche konzentriert werden, die anhand der Berechnungsergebnisse das größte Potenzial für Verbesserungen erwarten lassen, vgl. [213]. Insgesamt liefern Simulationsmodelle einen wichtigen Beitrag zur schnellen und kostengünstigen Vorauslegung motorischer Systeme sowie zu einem besseren Verständnis der Schadstoffentstehung. Einen Überblick über die verschiedenen Kategorien von Modellen geben [214] - [220].

Physikalisch-chemische Modellbildung

Diese Modelle beruhen auf der mathematischen Formulierung grundlegender physikalischer und chemischer Gesetzmäßigkeiten, wie z.B. der Erhaltungssätze von Masse, Energie und Impuls. Messungen sind zu ihrer Überprüfung hilfreich, jedoch nicht Voraussetzung. Die Modelle werden meist durch Differentialgleichungen beschrieben, so dass dynamische Effekte gut wiedergegeben werden können. Der Lösungsvorgang ist im Allgemeinen rechenzeitintensiv.

Da die Schadstoffbildung sehr komplex ist und der Einsatz physikalisch-chemischer Modelle auch wegen des hohen Rechenaufwandes rasch an seine Grenzen stößt, werden die tatsächlichen Prozesse mit Hilfe einiger Annahmen und Vereinfachungen abgebildet. Um trotzdem eine hinreichende Genauigkeit zu erzielen, müssen oftmals Konstanten versuchs- und motorspezifisch ermittelt und angepasst werden. Die Modelle sind dann nur für Analysen innerhalb des Parameterraumes um den Anpasspunkt einsetzbar. Bei vom Basisfall abweichenden Motortypen oder Betriebspunkten können ohne Neukalibrierung der Modellkonstanten keine Ergebnisse mit hinreichender Genauigkeit erzielt werden.

Im Folgenden werden Modelle zur Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen vorgestellt, die die zugrunde liegenden chemischen und physikalischen Prozesse mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad abbilden.

Modellierung der Stickoxidemission

Die NO_x-Emission kann bei bekannter Temperatur und Konzentration der Reaktionspartner in der Reaktionszone mit Hilfe des erweiterten Zeldovich-Mechanismus beschrieben werden, vgl. [100], [101]. Die heterogene Gemischbildung des Dieselmotors erfordert dazu die Verwendung mindestens eines 2-Zonen-Modells, das den Brennraum in eine „verbrannte“ (Reaktionszone) und in eine „unverbrannte“ Zone unterteilt. Es werden keine geometrischen Eigenschaften des Brennraums berücksichtigt. Die Trennung der beiden Zonen erfolgt durch eine unendlich dünne Flammenschicht. Die Wärmefreisetzung wird mit einem Ersatzbrennverlauf vorgegeben, vgl. [84], [85], [221] - [235]. Unter Vorgabe eines Mischungsmodells können Flammentemperatur, thermische Dissoziation sowie die Bildung einiger Schadstoffe, darunter NO,

vorausberechnet werden. Diese Modelle sind nur eine Näherung der wirklichen Verbrennungsvorgänge, vermitteln aber auf einfache Weise Erkenntnisse über die Wirkung einer dieselmotorischen Verbrennung. Die 2-Zonen-Modelle haben nach einem Abgleich mit Messungen ihre Tauglichkeit zur Berechnung der NO-Bildung abhängig von motorischen Parametern bewiesen [108], [236]. Verschiedene 2-Zonen-Modelle werden in [103], [104], [237], [238], [239], [240] und [241] beschrieben. Eine Erweiterung der 2-Zonen-Modelle stellen die Mehrzonenmodelle dar, wie sie von Hupfeld [242], Shahed et al. [243] und Vogt [244] eingesetzt werden.

Modellierung der Rußemission

Im Gegensatz zur NO-Berechnung gestaltet sich die genaue Berechnung der Rußemissionen beim Dieselmotor schwierig, was zum einen daran liegt, dass die tatsächlich ablaufenden chemischen Reaktionsmechanismen extrem komplex sind [245] und zum anderen daran, dass die emittierte Rußmasse nur wenige Prozent oder sogar nur Bruchteile eines Prozents der maximal im Brennraum auftretenden Konzentration beträgt [32], [149], [211]. Dies zeigt, dass die Detailvorgänge bei der Rußbildung und -oxidation immer noch nicht vollständig bekannt und verstanden sind.

Es existieren zwei Klassen von Rußmodellen: die quasi-globalen Modelle, die die Bildung und Oxidation mit wenigen globalen Reaktionsschritten beschreiben (im einfachsten Fall eine Gleichung für die Bildung und eine für die Oxidation) und die detaillierten Modelle, die auch die Abläufe auf Molekularebene genauer beschreiben. Bei den quasi-globalen Modellen wird häufig ein 2-Gleichungsansatz verwendet, in dem die Rußbildungsrate durch die verdampfte Brennstoffmasse, den Zylinderdruck und die Temperatur bestimmt wird, während der Rußabbrand als Funktion der Sauerstoffkonzentration, der Rußmasse, des Druckes und der Temperatur dargestellt wird. Beide Mechanismen werden durch Arrhenius-Ansätze beschrieben, deren Konstanten an die jeweiligen Messergebnisse angepasst werden. Die Netto-Bildungsrate ist dann die Differenz aus Rußformation und Rußoxidation, vgl. [75], [116], [151], [181], [231], [246] - [250]. Mit diesem einfachen Ansatz sind zumindest qualitative Aussagen über die Rußbildung möglich.

Für eine genauere Vorausberechnung müssen mehrere Zwischenstufen und intermediäre Spezies betrachtet werden, vgl. [251], [252], [253]. Auch mit diesen Modellen sind nur Trendaussagen über die Rußkonzentration im Abgas möglich, bei quantitativen Aussagen sind Fehler in der Größenordnung von bis zu 100 % und mehr keine Seltenheit [211]. Aufgrund ihrer langen Rechenzeit eignen sich diese Modelle nicht zur Modellierung der Rußbildung in Echtzeit.

Einen Überblick über die verschiedenen Rußmodelle geben Bockhorn [124] und Kennedy [254].

Experimentelle Modellbildung

Im Gegensatz zur physikalisch-chemischen Modellbildung werden bei der experimentellen Modellbildung mathematische Prozessmodelle erstellt, die nicht die physikalischen und chemischen Prozesse abbilden, sondern rein auf Messdaten basieren. Derartige Modelle werden auch als empirisch⁸ bezeichnet.

Ein Verständnis des zugrunde liegenden Prozesses ist nicht zwingend erforderlich. Oft wird das zu untersuchende System daher als eine „Black-Box“ betrachtet. Aus einem Satz gemessener Eingangsgrößen u ⁹ und einer Zielgröße \hat{y} wird mit Hilfe adaptierbarer Modellparameter Θ ein mathematischer Zusammenhang f erzeugt (MISO=Multiple Input Single Output).

$$\hat{y} = f(u, \theta) \quad (2.8)$$

Ausgangspunkt der experimentellen Modellbildung ist die Bestimmung einer geeigneten Modellstruktur. Klassische Ansätze sind Polynommodelle, neuronale Netze und Potenzproduktansätze. Die zugehörigen adaptierbaren Modellparameter, die in dem Vektor Θ zusammengefasst sind, werden im nächsten Schritt mit Hilfe eines Optimierungsverfahrens¹⁰ so angepasst, dass die geschätzte Ausgangsgröße \hat{y} möglichst genau mit der gemessenen Ausgangsgröße y des realen Prozesses übereinstimmt [256].

$$J(\theta) = \sum_{j=1}^n (y(j) - \hat{y}(j))^2 = \sum_{j=1}^n (y(j) - f(u(j), \theta))^2 \quad (2.9)$$

Diese Modelle verursachen nur einen geringen Rechenaufwand. Für geänderte Messwerte muss eine vollständig neue Modellierung vorgenommen werden. Die Modellierung des gesamten Betriebsbereiches eines Motors ist unter Umständen mit einem einzigen Modell nicht möglich. Der Gesamtbereich muss dann in mehrere Teilbereiche zerlegt werden, für die jeweils eigene Modelle angepasst werden.

Basis für den Erfolg dieser Modellbildung ist, neben einer hohen Messwertqualität, eine statistisch abgesicherte Abdeckung des Eingangsraums. Um einen zu hohen Zeit- und Ressourcenaufwand zu vermeiden, wurde die statistische Versuchsplanung (Design of Experiments¹¹) eingeführt. Sie stellt eine Methodik zur Reduktion der Versuchskombinationen zur Abdeckung des Eingangsbereiches bereit.

⁸ empirisch (griech.: empereia = Erfahrung): eine wissenschaftliche Vorgehensweise betreffend, die nicht auf theoretischen Begründungen, sondern auf nachvollziehbaren Erfahrungen und beschreib- bzw. messbaren Beobachtungen beruht [www.sociologicus.de/lexikon; Stand: 17.01.2005]

⁹ In Kap. 6.1 wird ausführlich behandelt, wie die Eingangsgrößen ermittelt werden.

¹⁰ Ein gängiges Optimierungsverfahren ist z.B. die Methode der kleinsten Fehlerquadratsumme, vgl. [255].

¹¹ Design of Experiments (DoE): englische Bezeichnung für die statistische Versuchsplanung

Im Folgenden werden verschiedene empirische nulldimensionale¹² Modelle zur Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen vorgestellt, gegliedert nach der Modellstruktur.

Polynome

Waschatz und Heinrich [257] berechnen die Ruß- und NO_x-Emissionen aus den Eingangsgrößen Spritzbeginn, Ladedruck, AGR-Rate und Ladelufttemperatur über ein Polynom mit quadratischem Ansatz. Die Auswahl der Messpunkte erfolgt mit Hilfe der Methoden der statistischen Versuchsplanung.

Gärtner et al. stellen in [258], [259] und [260] ein Modell zur Berechnung der NO_x-Emissionen vor. Eingangsgrößen sind die Lage des 50 % Energieumsatzpunktes, die Zylinderladungsmasse und der Sauerstoffgehalt. Da die Lage des 50 % Energieumsatzpunktes mit Hilfe des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik berechnet wird und damit eine gewisse physikalische Grundlage besteht, bezeichnet der Verfasser das Modell als „halbempirisch“. Das Modell wurde auf Messergebnisse verschiedener Nutzfahrzeugmotoren angewendet, wobei jeweils eine gute Übereinstimmung von Rechnung und Messung angegeben wird. Da das Modell echtzeitfähig ist, wird vorgeschlagen, es als Führungsgröße für Abgasnachbehandlungssysteme, Sensorersatz oder zu Diagnosezwecken zu verwenden.

Friedrich et al. [261] stellen eine Verknüpfung von physikalischen und empirischen Modellen vor, mit dem Ziel einer echtzeitfähigen Motorprozess-Simulation. Der Motor wird in elementare „Bausteine“ zerlegt, für die jeweils alternative Modellierungsansätze gegenübergestellt werden. Dabei werden DoE-Polynome überall dort eingesetzt, wo die physikalischen Modelle aufgrund der System-Komplexität zu rechenaufwändig sind. Die physikalischen Modelle hingegen werden an Stellen eingesetzt, die signifikante Trägheiten aufweisen. Die Abgasemissionen werden aufgrund des hohen Modellierungsaufwandes mit Polynomen abgebildet. Die Eingangsgrößen sind hierbei: Drehzahl, Einspritzmenge sowie Druck, Temperatur und Massenstrom vor und nach Zylinder.

Neuronale Netze

In den letzten Jahren sind zahlreiche Veröffentlichungen über die Vorausberechnung von Ruß- und NO_x-Emissionen mit Hilfe von künstlichen neuronalen Netzen erschienen, vgl. [262] - [281]. Eine Auswahl interessanter Modelle wird im Folgenden vorgestellt.

¹² Nulldimensionale Modelle zeichnen sich dadurch aus, dass eine örtliche Variabilität der Eingangsgrößen nicht berücksichtigt wird, sondern nur deren Zeitabhängigkeit. In der Literatur werden die Modelle daher auch als „zeitdimensional“ bezeichnet [216]. Oftmals wird die Wärmefreisetzung durch die Verbrennung mit Hilfe experimentell ermittelter Ersatzbrennverläufe vorgegeben [219].

Desantes et al. [280] bestimmen die Ruß- und NO_x-Emissionen aus den Eingangsgrößen Drehzahl, Kraftstoffmasse, Luftmasse, Einspritzdruck, Spritzbeginn, AGR-Rate und Düsendurchmesser. Die beiden Emissionen werden mit Hilfe von zwei getrennten Netzen berechnet, so dass die Netze besser auf die jeweilige Emission trainiert werden können, wodurch eine höhere Genauigkeit erreicht werden soll. Zudem soll auf diese Weise die Netzstruktur und damit die Rechenzeit gering gehalten sowie ein besseres Verständnis der Zusammenhänge zwischen den Eingangsgrößen und der jeweiligen Ausgangsgröße möglich werden. Als Netztyp wurde für beide Emissionen ein Multilayer-Perceptron Netz ([282], [283]) mit dem Levenberg-Marquardt Netztraining ([284], [285], [286]) verwendet. Es wird eine gute Korrelation zwischen Rechnung und Messung angegeben.

Ebenfalls ohne Informationen aus dem Brennraum werden die Ruß- und NO_x-Emissionen von Atkinson et al. [273] berechnet. Eingangsgrößen in das Modell sind Saugrohrtemperatur und -druck, Stellung der Leitschaufeln des Turboladers, Kühlwassertemperatur, Abgastemperatur, Drehzahl sowie Kraftstofftemperatur und -druck. Als praktische Anwendung werden die On-Board-Diagnose, die Regelung des Motors und der Einsatz als Sensorersatz vorgeschlagen. Da das Netz immer wieder einen Lernprozess durchführt, wird angegeben, dass die Genauigkeit auch über einen längeren Zeitraum und über ein komplettes Kennfeld hoch ist.

Köhler et al. [263] verwenden als Eingangsgrößen zur Bestimmung der Rußkonzentration die Parameter Drehzahl, Last, Luftverhältnis Lambda, Kraftstoffmasse, Restgas sowie den geglätteten und nulllinienkorrigierten Zylinderdruckverlauf, der mit Hilfe der Hauptkomponentenanalyse (vgl. [287]) auf 12 Werte reduziert wird. Mit dem daraus resultierenden 17-dimensionalen Eingangsvektor wurde mit einem Radialbasisfunktionsnetz [288] eine gute Korrelation zwischen Rechnung und Messung erzielt. Baier et al. [262] geben die Möglichkeit an, anstelle des Zylinderdruckverlaufs den Körperschall des Motors als Eingangsgröße zu verwenden.

He und Rutland bestimmen die Ruß- und NO_x-Emissionen in [267] und [269] ausschließlich als Funktion des Spritzbeginns und der Last, in [272] als Funktion von Drehzahl, Last, Spritzbeginn, Einspritzdruck, Voreinspritzmenge, Ladedruck, AGR-Rate, Zylinderspitzenndruck und maximaler Brennraumtemperatur. Als Netzstruktur wird ein Multilayer Perceptron Netz mit dem Levenberg Marquardt Netztraining vorgeschlagen, welches mit dem Error Backpropagation Algorithmus [289] gekoppelt ist, um die Effizienz des Trainings zu steigern.

Jacobson et al. [270] schlagen vor, die aus den Eingangsgrößen Luftfeuchtigkeit, Saugrohrdruck, Saugrohrtemperatur, Kraftstoffmenge und Drehzahl berechnete Information über die Höhe der NO_x-Emissionen zur Steuerung eines

SCR-Katalysators zu verwenden. Es können verschiedene bekannte neuronale Netze verwendet werden.

Daudel et al. [281] berechnen die NO_x -Emissionen aus den Eingangsgrößen Kraftstoffmenge, Luftmasse, Lage des 50 % Energieumsatzpunktes, AGR-Rate, Sauerstoffgehalt und Drehzahl. Die Modelle können im Fahrzeug für die On-Board-Diagnose eingesetzt werden oder für eine Plausibilitätskontrolle des NO_x -Sensors.

Potenzproduktansätze

Desantes et al. [290] stellen ein Rußmodell vor, welches als Eingangsgrößen nur die drei Parameter Gastemperatur bei 75 % Energieumsatz, Zylinderdruck bei Verbrennungsbeginn und Sauerstoffpartialdruck bei Verbrennungsende benötigt. Für einen kleinen Betriebsbereich wird eine gute Korrelation zwischen Rechnung und Messung angegeben.

Opalinski stellt in [291], [292] und [293] ein Modell zur Berechnung der Ruß- und NO_x -Emissionen vor, welches als Eingangsgrößen charakteristische Parameter der Brennrate und der Gaszusammensetzung verwendet. Dies sind: Gastemperatur und Zylindervolumen bei Verbrennungsbeginn, die maximale Brennrate, das Zylindervolumen bei der maximalen Brennrate, das Verbrennungsluftverhältnis λ sowie das Verhältnis der Luftmasse zur gesamten Gasmasse. Angewendet auf einen kleinen Bereich der Teillast zeigen die Modelle eine gute Übereinstimmung mit gemessenen Werten.

Weitere Modelle

Remmels und Velji [294] beschreiben die Rußemissionen ausschließlich als Funktion der beiden Größen Molanteil des Sauerstoffs vor Zylinder und Molanteil des Sauerstoffs nach Zylinder. Es ergibt sich ein einfacher formelmäßiger Zusammenhang. Die Abweichungen zwischen den gemessenen und den berechneten Rußemissionen werden für einen kleinen Kennfeldbereich als gering bezeichnet.

La Rosa et al. [295] berechnen die Ruß- und NO_x -Emissionen aus den Eingangsgrößen Zylinderspitzenenddruck, effektiver Mitteldruck, Verbrennungsbeginn und Einspritzzeitpunkt. Als Modellstruktur wird eine Neuro-Fuzzy-Logik (vgl. [296] - [299]) vorgeschlagen, die echtzeitfähig ist.

Die ausführliche Recherche des Stands der Technik hat ergeben, dass es eine große Vielfalt an unterschiedlichen Ruß- und NO_x -Modellen gibt. NO_x kann über einen weiten Kennfeldbereich gut abgebildet werden, wohingegen bei der Rußmodellierung nur für kleine Kennfeldbereiche tolerierbare Abweichungen zwischen Rechnung und Messung erreicht werden. Der Einsatz von Ruß- und NO_x -Modellen als „virtuelle“ Sensoren für den Fahrzeugeinsatz hat sich bis dato aufgrund deren ungenügender Vorhersagegenauigkeit nicht durchsetzen können.

3 Aufgabenstellung und Abgrenzung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, nulldimensionale Modelle zur Berechnung von Ruß- und NO_x-Emissionen des schnelllaufenden Dieselmotors mit Kraftstoffdirekteinspritzung zu entwickeln. Anhand der Modelle sollen die dieselmotorische Verbrennung und die Schadstoffentstehung untersucht werden und Empfehlungen zur schadstoffarmen Verbrennung abgeleitet werden. Die Modelle sollen auf wenigen Größen, die mit Standardmesstechnik ermittelt werden können, basieren, so dass eine Möglichkeit zur Anwendung in zukünftigen Motorregelungskonzepten oder für Abgasreinigungskonzepte gegeben ist. Als Hilfsmittel zur Auswahl dieser Größen und zur Klärung von innermotorischen Vorgängen sollen optische und thermodynamische „Werkzeuge“ Anwendung finden. Die Eingangsgrößen sollen einen physikalisch nachweisbaren Zusammenhang mit den Emissionen haben, die Modellkoeffizienten hingegen empirisch aus Messdaten ermittelt werden. Daher werden die Modelle im Folgenden als „halbempirisch“ bezeichnet. Im Gegensatz zu bekannten Ruß- und NO_x-Modellen sollen als Eingangsgrößen weder „lokale“ Kenngrößen des Verbrennungsprozesses noch Einstellgrößen wie z.B. der Einspritzbeginn oder die Motordrehzahl verwendet werden. Die Modelle sollen für ein weites Motorbetriebskennfeld und verschiedene Brennverfahrensstrategien (heterogene, teilhomogene und homogene Verbrennung) Gültigkeit besitzen. Außerdem sollen die Modelle auf andere Dieselmotoren mit Kraftstoffdirekteinspritzung (Variation der Zylinderzahl, des Hubraums, des Einspritzsystems, der Ventilanzahl pro Zylinder) übertragbar sein.

Die Arbeit beschäftigt sich im Unterschied zu bisher bekannten Untersuchungen mit folgenden Inhalten und Zielen:

- Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen aus „globalen“ Kenngrößen des Verbrennungsprozesses, wobei die Kombination dieser Größen aus anderen publizierten Arbeiten nicht bekannt ist. Die Berechnung soll für einen weiten Kennfeldbereich Gültigkeit besitzen und auf verschiedene Brennverfahrensstrategien übertragbar sein.
- Anwendung der Modelle auf verschiedene Motorenkonzepte
- Überlegungen zu einer kommerziellen Nutzung der Modelle

Der wissenschaftliche Erkenntnisgewinn soll vorrangig in einer weiteren Klärung der relevanten Mechanismen der Schadstoffbildung bei heterogener und teilhomogener Verbrennung liegen. Verschiedene Einflussfaktoren auf die Verbrennung und die Schadstoffentstehung sollen anhand der Modelle analysiert und deren Wirkmechanismen diskutiert werden. Aus den Modellen sollen praktische Empfehlungen zur schadstoffarmen Verbrennungsführung abgeleitet werden. Zudem soll dargelegt werden, in wie weit es möglich ist, die

Bildung der Ruß- und NO_x -Emissionen, die von „lokalen“ Bedingungen im Brennraum abhängen, durch „globale“ Größen zu beschreiben.

Es ergeben sich somit folgende ingenieurwissenschaftliche Teilaufgaben:

- Anwendung der thermodynamischen Analyse zur Berechnung von Heizraten aus den indizierten Zylinderdruckverläufen
- Berechnung der Rußmassenkonzentration aus zyklusaufgelösten multi-spektralen Messungen der Strahlungsemission im Brennraum mit der 2-Farben-Absolutmethode
- Auswahl von charakteristischen Kenngrößen, die die Verbrennung und die Gaszusammensetzung beschreiben und die einen Zusammenhang mit den Ruß- und NO_x -Emissionen haben
- Anwendung der Methoden der statistischen Versuchsplanung zur Aufstellung eines D-optimalen Messplans
- Berechnung der Emissionen mit Hilfe verschiedener Modellansätze (Potenzproduktansatz, Polynom, künstliches neuronales Netz)
- Betrachtung möglicher Einflüsse auf die Genauigkeit der Berechnung (unter anderem mit Hilfe der Polar-Methode von Marsaglia und des Shapiro-Wilk-Anpassungstests)
- Untersuchung der Einflüsse der charakteristischen Kenngrößen auf die Verbrennung und die Schadstoffentstehung
- Ableitung von Empfehlungen zur simultanen Reduktion der Ruß- und NO_x -Emissionen (Beschränkung auf heterogene und teilhomogene Verbrennung)

4 Thermodynamische und mathematische Grundlagen

Nachfolgend werden die wichtigsten thermodynamischen und mathematischen Grundlagen behandelt, auf denen diese Arbeit basiert und die dem Verständnis der Arbeit dienen. Die eigentliche Begründung für die Auswahl der hier vorgestellten Größen folgt in Kap. 6.

4.1 Auswertung der Zylinderdrucksignale

4.1.1 Glättung der Daten

Die Qualität des numerischen Signals ist für die weitere thermodynamische Auswertung von entscheidender Bedeutung. Für die numerische Verarbeitung der aufgezeichneten Zylinderdruckverläufe müssen die Rohdaten gegebenenfalls geglättet werden. Den Rohdaten können sowohl reine Störgrößen wie Ventilpreller, Einstreuungen durch das Ansteuersignal oder Pfeifenschwingungen aufgrund eines Schusskanals bei der Indizierbohrung als auch real auftretende Druckschwingungen überlagert sein. Die thermodynamische Auswertung wird dadurch erschwert, weil Verfahren zur Nulllinienbestimmung oder zur automatischen Ermittlung von Verbrennungsbeginn, Verbrennungslage und Verbrennungsende ungenauere Ergebnisse liefern. Bei der Wahl des Glättungsverfahrens ist darauf zu achten, dass der verfahrensbedingte Informationsverlust das Ergebnis nicht nachhaltig verfälscht. Eine Form der Glättung ist die einfache Mittelwertbildung. In dieser Arbeit wurde der aus 50 Zyklen gemittelte Zylinderdruckverlauf zusätzlich mit einer gewichteten Mittelwertbildung geglättet, wenn dem Signal deutliche Schwingungen überlagert waren (siehe **Abb. A. 2** im Anhang).

Die allgemeine Berechnungsvorschrift lautet mit der Glättungsordnung n_{glatt} und mit dem Wichtungsfaktor f_j , vgl. [300]:

$$p_{i,\text{glatt}} = \frac{\sum_{j=-n_{\text{glatt}}}^{n_{\text{glatt}}} f_j \cdot p_{i+j}}{\sum_{j=-n_{\text{glatt}}}^{n_{\text{glatt}}} f_j} \quad \text{mit} \quad f(j) = 2^{-|j|} \quad (4.1)$$

Es wurde eine Glättung dritter Ordnung angewendet ($n_{\text{glatt}} = 3$)¹³.

¹³ Die Glättungsordnung und der Wichtungsfaktor können auch abhängig vom Kurbelwinkel veränderlich gestaltet werden, vgl. [207].

4.1.2 Thermodynamische Nulllinienbestimmung

Piezoelektrische Zylinderdrucksensoren liefern auf Grund ihres physikalischen Wirkprinzips relative Drucksignale. Daher muss der Signalverlauf durch einen Offset auf das Absolutdruckniveau korrigiert werden. In [301], [302], [303] und [304] wird dazu die thermodynamische Nulllinienbestimmung vorgestellt. Das Prinzip dieses Verfahrens beruht auf dem Vergleich des gemessenen mit einem theoretischen Signalverlauf während der Kompression. Für den theoretischen Signalverlauf wird eine polytrope Zustandsänderung während der Kompression angenommen:

$$p \cdot V^n = \text{konstant} \quad (4.2)$$

In der Praxis haben sich für die Nulllinienbestimmung die Grenzen von $\varphi_i = 100^\circ \text{KW}$ vor OT und $\varphi_k = 60^\circ \text{KW}$ vor OT bewährt. Innerhalb dieses Bereichs ist der Polytropenexponent n annähernd konstant (vgl. [301] und [304]: $n = 1,37$). Für die Verdichtung ergibt sich:

$$p_{\varphi_k} = p_{\varphi_i} \cdot \left(\frac{V_{\varphi_i}}{V_{\varphi_k}} \right)^n \quad (4.3)$$

Für die Druckdifferenz Δp zwischen den Kurbelwinkelpositionen φ_i und φ_k lässt sich schreiben:

$$\Delta p = p_{\varphi_i} \cdot \left[\left(\frac{V_{\varphi_i}}{V_{\varphi_k}} \right)^n - 1 \right] \quad (4.4)$$

Die Druckdifferenz ist aus der relativen Zylinderdruckerfassung bekannt. Für einen Zylinderdruck an der Kurbelwinkelposition φ_i ergibt sich nach [301] und [302]:

$$p_{\varphi_i} = \frac{\Delta p}{c} \quad \text{mit} \quad c = \left(\frac{V_{\varphi_i}}{V_{\varphi_k}} \right)^n - 1 = \text{konstant} \quad (4.5)$$

Der gesuchte Korrekturwert für den Zylinderdruckverlauf ergibt sich aus dem Vergleich des berechneten mit dem gemessenen Zylinderdruck an der Kurbelwinkelposition φ_i .

Dieses Verfahren wird in der Praxis sehr häufig verwendet, da es trotz seiner Einfachheit und Schnelligkeit in der Berechnung eine gute Genauigkeit bietet [305]. Wesentlich für das Verfahren ist die genaue Bestimmung des Differenzdruckes. Kommt es durch Messungenauigkeiten zu Abweichungen des Differenzdruckes, so geht dieser Fehler annähernd direkt proportional in die Genauigkeit der Nulllinienbestimmung ein [301]. Da dem gemessenen Zylinderdruckverlauf fast immer Störungen überlagert sind, ist es vorteilhaft, den

Differenzdruck aus je drei Wertepaaren zu berechnen, die um 1°KW versetzt sind und anschließend einen gemittelten Differenzdruck zu bilden.

4.1.3 Bestimmung des Zylindervolumens

Für eine thermodynamische Auswertung ist neben dem Zylinderdruck die Kenntnis des Zylindervolumens erforderlich. Das momentane Zylindervolumen errechnet sich aus der bekannten Kurbelgeometrie für die jeweilige Kurbelstellung, wobei auch die Desachsierung des Kolbenbolzens und/oder der Kurbelwelle berücksichtigt werden muss. Lagerspiele und Drehschwingungsausschläge können vernachlässigt werden [301]. Zudem wird von starren Triebwerksteilen ausgegangen [216]. Die geometrischen Zusammenhänge und die erforderlichen Gleichungen sind in den gängigen Lehrbüchern zu finden, siehe [1], [15], [216].

4.1.4 OT-Bestimmung

Eine genaue Zuordnung des gemessenen Zylinderdruckverlaufs zur momentanen Kurbelwinkelstellung ist Grundvoraussetzung für eine genaue Auswertung. Fehler im Bereich weniger Zehntel $^\circ\text{KW}$ führen zu nicht tolerierbaren Fehlern bei der Bestimmung des Heizverlaufs, vgl. [306]. Eine nachträgliche Korrektur ist nur schwer möglich [218]. Eine positionsgenaue Montage des Winkelmarkengebers kann nicht mit hinreichender Genauigkeit erfolgen. Der montagebedingte Versatz der Triggermarkierung zum OT eines Zylinders kann mit einem numerischen Verfahren¹⁴ bestimmt werden. Im normalen Versuchsbetrieb wird die OT-Lage aus dem geschleppten Druckverlauf ermittelt. Aus der Lage des Druckmaximums und der Kenntnis des thermodynamischen Verlustwinkels¹⁵ (vgl. [301]: $\varphi = 0,8^\circ\text{KW}$) wird auf den geometrischen OT geschlossen.

Die Messung der OT-Lage bzw. des thermodynamischen Verlustwinkels erfolgte vor dem Indizieren mittels eines kapazitiven OT-Sensors, zum prinzipiellen Vorgehen siehe [302] und [305].

¹⁴ Durch einen Vergleich der Winkellage der Kompressionslinie eines gemessenen Druckverlaufs mit jener eines berechneten Druckverlaufs lässt sich der gemessene Verlauf zum OT zuordnen. Dazu wird durch Iteration die Fläche zwischen beiden Kurven in einem bestimmten Kurbelwinkelbereich durch Verschieben des gemessenen Verlaufs minimiert und damit die OT-Lage bestimmt, siehe [305].

¹⁵ Beim idealen, also verlustlosen Motor liegt das Druckmaximum im OT. Beim realen Motor hingegen sind Verluste vorhanden, damit liegt auch das Druckmaximum etwas vor OT und zwar an der Stelle, an der die Verluste und die zugeführte Energie gleich groß sind. Der Kurbelwellenwinkel, um den das reale Druckmaximum vor OT liegt, wird als thermodynamischer Verlustwinkel bezeichnet und ist abhängig vom Wärmeübergang, von der Leckage, von der Motorgröße und der Motorbauart und gegebenenfalls von den Verwirbelungsverlusten [302], [305], [307]. Zudem besteht eine signifikante Abhängigkeit von der Drehzahl [305].

4.1.5 Ermittlung der Heizrate

Um verbrennungsspezifische Merkmale zu erhalten, wird aus dem indizierten Zylinderdruckverlauf der Verbrennungsablauf berechnet. Jippa [308] vergleicht verschiedene Möglichkeiten der Heizverlaufsberechnung im Hinblick auf ihre Genauigkeit miteinander. Da die Unterschiede klein sind, wird in dieser Arbeit die vereinfachte Heizverlaufsberechnung nach Hohenberg ([301], [303]) verwendet, die ihre Eignung hinsichtlich praktischer Anwendbarkeit und Echtzeitfähigkeit auch in [207] unter Beweis gestellt hat.

Zur Ermittlung der Heizrate wird eine reale Zustandsänderung (Zustand 1 → Zustand 3) in zwei definierte Zustandsänderungen zerlegt. Diese sind eine polytrophe Kompression bzw. Expansion (Zustand 1 → Zustand 2) und eine isochore Wärmezufuhr- bzw. -abfuhr (Zustand 2 → Zustand 3), siehe **Abb. 4.1**.

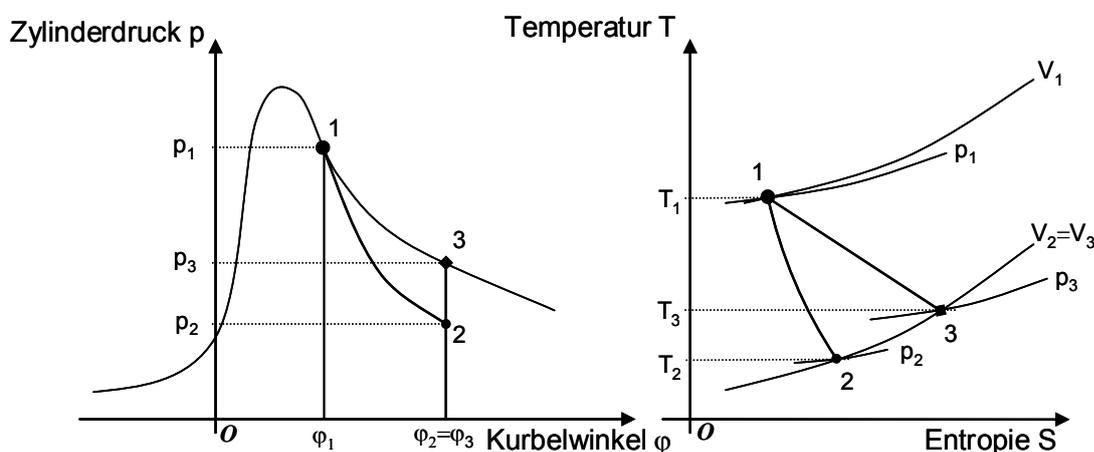


Abb. 4.1: Thermodynamische Zustandsänderungen zur Ermittlung der Heizrate am Beispiel einer Expansion und Wärmezufuhr

Für die polytrophe Kompression bzw. Expansion gilt mit den Bezeichnungen aus Abb. 4.1 und dem Polytropenexponenten n ¹⁶:

$$p \cdot V^n = \text{konstant} \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (4.6)$$

Die isochore Wärmezufuhr bzw. -abfuhr ΔQ lässt sich mit der Masse im Zylinder m und der spezifischen Wärmekapazität des Arbeitsgases c_v schreiben als

$$\Delta Q = c_v \cdot m \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.7)$$

¹⁶ Der Polytropenexponent wird mit $n=1,37$ als konstant angenommen. Der durch diese Annahme entstehende Fehler ist gering, vgl. **Kap. A.4** im Anhang.

Durch Anwendung des idealen Gasgesetzes (Annahme $m, R = \text{konstant}$) und unter Beachtung von $V_2 = V_3$ ergeben sich folgende Verknüpfungen der Zustandsgrößen:

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot V_3}{m \cdot R} \quad \text{und} \quad T_2 = \frac{p_2 \cdot V_3}{m \cdot R} \quad (4.8)$$

Damit lässt sich aus den Gleichungen 4.6 bis 4.8 die Heizrate allgemein beschreiben durch:

$$\frac{\Delta Q_H(\varphi)}{\Delta \varphi} = \frac{I}{n-1} \cdot V_3 \cdot \left[p_3 - p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_3} \right)^n \right] \cdot \frac{I}{\Delta \varphi} \quad (4.9)$$

Verglichen mit der realen Zustandsänderung ergibt sich ein Fehler, welcher der Fläche 1-2-3-1 in Abb. 4.1 entspricht. Dieser Fehler ist nach [301] bei geeigneter Wahl der Rechenschrittweite ($\leq 1^\circ \text{KW}$) zu vernachlässigen.

Des Weiteren beschreibt die Heizrate, anders als die Brennrate¹⁷, allein die im Zylinderdruck beobachtbare Wärmebilanz des Arbeitsgases, so dass der Wärmeübergang über die Zylinderwand nicht berücksichtigt ist. Die Auswertung des Wärmeübergangs ist auf Grund des hohen Rechenaufwandes derzeit in Echtzeit nicht möglich.

Der integrale Heizverlauf wird durch numerische Integration ermittelt:

$$Q_H(\varphi) = \sum_{\varphi=-60^\circ \text{KW}}^{\varphi=120^\circ \text{KW}} \left(\frac{\Delta Q_H(\varphi)}{\Delta \varphi} \right) \cdot \Delta \varphi \quad (4.10)$$

Für die Ruß- und NO_x -Modelle wird die Heizrate über alle Zylinder gemittelt:

$$\left(\frac{\Delta Q_H(\varphi)}{\Delta \varphi} \right)_{\text{gem}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{Zyl}}} \left(\frac{\Delta Q_{H,i}(\varphi)}{\Delta \varphi} \right)}{n_{\text{Zyl}}} \quad (4.11)$$

4.1.6 Ermittlung ausgewählter Kenngrößen des Heizverlaufs

Es gibt verschiedene Verfahren zur Ermittlung von Verbrennungsbeginn¹⁸, Verbrennungslage und Verbrennungsende. In dieser Arbeit wurden solche Verfahren gewählt, die zur Erfüllung der Aufgabenstellung den besten

¹⁷ Die Brennrate $dQ_B/d\varphi$ ist die Summe aus Heizrate $dQ_H/d\varphi$ und Wandwärme $dQ_W/d\varphi$: $dQ_B = dQ_H + dQ_W$.

¹⁸ vgl. Seite 4: Hier werden verschiedene Definitionen und Verfahren zur Ermittlung des Verbrennungsbeginns erwähnt. Teilweise erfordern diese Verfahren einen deutlich höheren Messaufwand als das nachfolgend beschriebene Verfahren.

Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenaufwand darstellen. Im Folgenden werden die Verfahren beschrieben.

Verbrennungsbeginn

Der Verbrennungsbeginn wird definiert als der Kurbelwinkel, an dem der integrale Heizverlauf sein globales Minimum¹⁹ aufweist. Dieses Minimum entspricht einem Nulldurchgang von negativen zu positiven Werten in der Heizrate, siehe **Abb. 4.2**:

$$Q_{H \min}(\varphi_{QH \min}) = \min(Q_H(\varphi)) \text{ für } \varphi < \varphi_{dQH \max} \quad (4.12)$$

Damit wird nur ein Verbrennungsbeginn betrachtet. Der Verbrennungsbeginn einer von der ersten Verbrennung abgesetzten möglichen zweiten Verbrennung wird nicht erfasst.

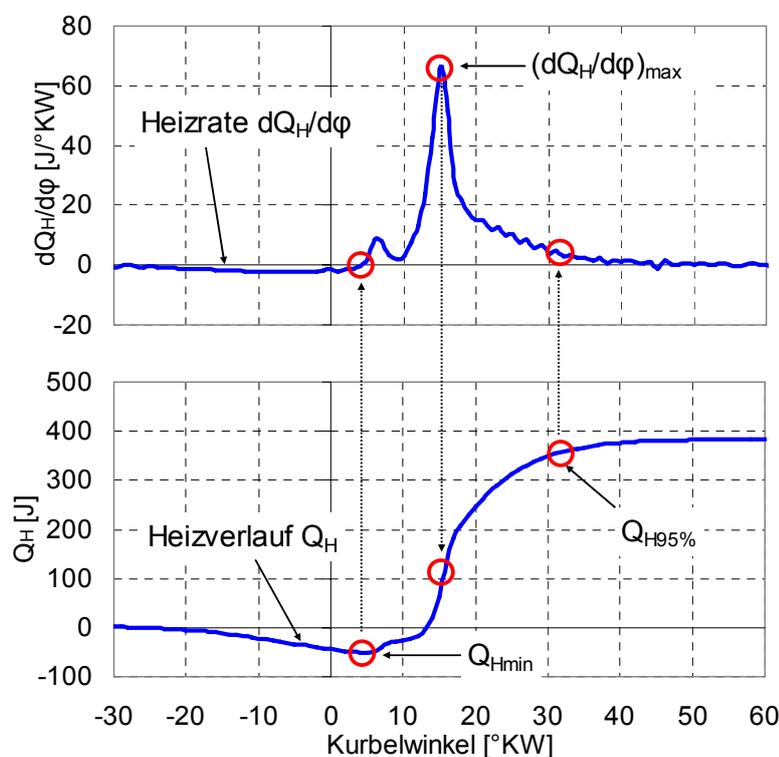


Abb. 4.2: Ausgewählte Kenngrößen der Heizrate $dQ_H/d\varphi$ (oben) und des Heizverlaufs Q_H

¹⁹ Die Heizrate ist vor der Verbrennung negativ (Ursachen: zur Verdampfung des Kraftstoffes erforderliche Energie, Wärmeübergang, Brennraumspalte, konstante Stoffwerte). Daher nimmt der Heizverlauf vor Beginn der Verbrennung ein Minimum an. Die Abweichungen von der Nulllinie sind stark vom Betriebspunkt abhängig. Nach Jeschke [207] ist die Definition „Kurbelwinkellage des Minimums des integralen Heizverlaufs“ bei der vereinfachten Heizverlaufsberechnung das stabilste Verfahren zur Bestimmung des Verbrennungsbeginns über den gesamten Betriebsbereich des Motors.

Verbrennungslage

Die Lage der maximalen Heizrate gibt den Kurbelwinkel wieder, an dem der stärkste Anstieg des integralen Heizverlaufs vorliegt, siehe Abb. 4.2:

$$\left(\frac{dQ_H}{d\varphi} \right)_{\max} (\varphi_{dQ_H \max}) = \max(dQ_H/d\varphi) \quad (4.13)$$

Verbrennungsende

Das Verbrennungsende wird definiert als der Kurbelwinkel, an dem 95 % der Spanne zwischen Minimum und Maximum des integralen Heizverlaufs überschritten wird, siehe Abb. 4.2:

$$Q_{H 95\%} (\varphi_{QH 95\%}) = 0,95 \cdot (\max(Q_H(\varphi)) - \min(Q_H(\varphi))) + \min(Q_H(\varphi)) \quad (4.14)$$

Die Berechnung aller Kennwerte (siehe auch **Kap. 6.1**) erfolgte demnach gemäß der in der Literatur am häufigsten angewendeten „data-averaged“-Methode. Bei dieser Methode werden zunächst die Zylinderdruckverläufe jedes Zylinders über 50 Zyklen gemittelt und daraus die Heizraten pro Zylinder berechnet. Anschließend wird eine über die Anzahl der Zylinder gemittelte Heizrate bestimmt (siehe Gleichung 4.11), aus welcher die entsprechenden Kennwerte berechnet werden.

Daneben gibt es die „result-averaged“-Methode, bei der die Heizraten aus den einzelnen Zylinderdruckverläufen berechnet werden. Anschließend werden die Heizraten über 50 Zyklen gemittelt und aus diesen gemittelten Verläufen werden die Kennwerte berechnet, die zuletzt wieder über die Anzahl der Zylinder gemittelt werden²⁰.

Bei einer zusätzlichen Datenglättung (Glättung eines gemittelten Zylinderdruckverlaufs - Glättung einzelner Zylinderdruckverläufe) kann es zu geringen Abweichungen zwischen den Ergebnissen beider Methoden kommen.

²⁰ Die „data-averaged“-Methode benötigt etwas weniger Rechenzeit als die „result-averaged“-Methode, vgl. [116].

5 Versuchsaufbau

5.1 Versuchsträger

Zur Durchführung der Versuche stand ein 2,0 l-Reihenvierzylinder-Viertakt-Dieselmotor mit direkter Kraftstoffeinspritzung, Vierventiltechnik und Abgas-turboaufladung zur Verfügung [310]. Die Einspritzung erfolgte mittels Pumpe-Düse-Elementen der zweiten Generation (PDE UI-P2) [311]. Vom Serien-zustand unterschied sich dieser Forschungsmotor unter anderem durch eine Niederdruck-AGR-Strecke sowie einen hinter der Turbine motornah angebrachten Partikelfilter. Die serienmäßige Hochdruck-AGR-Strecke wurde nicht verwendet. In **Tab. A. 1** im Anhang werden die wichtigsten technischen Daten des Versuchsträgers aufgeführt.

5.2 Messtechnik

Zylinderdruckindizierung

Der Druckverlauf im Zylinder stellt die wichtigste Eingangsgröße für die Ruß- und NO_x-Modelle dar, was eine hohe Genauigkeit bei der Messung erfordert. Die Hochdruckindizierung wird mit piezoelektrischen Druckaufnehmern durchgeführt, die mittels eines Adapters in die vergrößerten Glühstiftbohrungen eingebaut werden. Um das Auftreten störender Druckschwingungen in den Bohrungen zu vermeiden, werden die Geber bündig zur Brennraumoberfläche eingesetzt. Es werden ausschließlich ungekühlte Quarze des Typs 6052A der Firma Kistler verwendet [312], da wassergekühlte Quarze bei einem Vergleich (s. [314]) keinen Vorteil zeigten. Die gesamte Druckmesskette, bestehend aus piezoelektrischem Aufnehmer, Ladungsverstärker und Messverkabelung wird alle 50 Betriebsstunden mit Hilfe einer Druckwaage von Budenberg [313] kalibriert, zum Vorgehen siehe [305]. Die möglichen zeitlichen Änderungen der Messempfindlichkeit der Quarze sowie ein Vergleich verschiedener Druckaufnehmer sind ausführlich bei Höft [314] und Ahrens [315] beschrieben.

Zahlreiche Hinweise zur Zylinderdruckindizierung finden sich in [305].

Multispektralpyrometrie

Zur Erfassung der Strahlungsemission im Brennraum wurde die Globale-Lichtwellenleiter-Messtechnik (GLM) eingesetzt. Hierbei handelt es sich um ein optisches, nicht bildgebendes Messverfahren, das eine gleichzeitige hochaufgelöste und kontinuierliche Detektion mehrerer Spektren (Emissionsbanden von Radikalen und Kontinuumstrahlung an diskreten Wellenlängen) während der Verbrennung ermöglicht.

Das GLM-System besteht aus der optischen Brennraumsonde, dem Lichtleiter, den optischen Filtern, der Datenerfassungseinheit mit Photodioden und Photomultipliern sowie einem Auswerterechner, siehe **Abb. A. 1** im Anhang.

Die optische Brennraumsonde mit einem Öffnungswinkel von 120° erlaubt die integrale Erfassung des Eigenleuchtens der Verbrennung²¹. Die Sonde besteht aus einem Linsensystem aus Saphir mit geschliffener Spitze und wird mit einer Metallhülse ummantelt. Sie ist unter einem Winkel von 20° zur Zylinderlängsachse in eine zusätzliche Bohrung gegenüber der Glühstiftbohrung eingeschraubt.

Von der Brennraumsonde wird das Eigenleuchten über ein Lichtwellenleiterbündel, das sich in sechs Einzelstränge verzweigt, zu einem optoelektronischen Wandler weitergeleitet. Das Lichtwellenleiterbündel besteht aus einzelnen Quarzglasfasern mit einem Durchmesser von 105 Mikrometern, die an den Enden dicht gepackt in einer Hülse verklebt sind. Die Stirnflächen der Quarzglasfasern sind poliert. Die Faserbündel haben einen konstanten Transmissionsverlauf im untersuchten Wellenlängenbereich. Für die Verzweigung in die einzelnen Stränge wurden die Glasfasern statistisch verteilt, so dass aus jedem Flächensegment des brennraumseitigen Endes eine gleiche Anzahl Einzelfasern zu den erfassungsseitigen Enden führen [316].

Das aus den einzelnen Lichtleitersträngen einfallende kollimierte Licht wird auf diskrete Wellenlängen gefiltert. Aus dem kontinuierlichen Spektrum der Rußstrahlung wurden die repräsentativen Intensitäten bei den Wellenlängen 600 nm, 750 nm und 900 nm aufgenommen.

Photodioden bzw. Photomultiplier wandeln die Signale in proportionale Spannungen um. Die Datenerfassungseinheit konvertiert die analogen Spannungssignale in digitale Signale, die vom Auswerterechner weiterverarbeitet werden. Die auf diese Weise entstandenen Daten können unter Bezugnahme von Kalibrierdaten, die durch Kalibrierung des Messsystems an einer Wolframbandlampe gewonnen wurden, zur Berechnung der Rußmassenkonzentration herangezogen werden. Die dazu notwendigen Annahmen sowie das verwendete Rechenverfahren (2-Farben-Absolutmethode²²) sind Stand der Technik und werden unter anderem in [181], [316], [317], [318], [319], [320] und [321] beschrieben.

²¹ Als Eigenleuchten der Verbrennung werden Flammen bezeichnet, die ein gelbes, von brennenden Rußteilchen hervorgerufenen Leuchten zeigen. Das Eigenleuchten der Verbrennung wird daher auch als „Rußleuchten“ bzw. „Rußstrahlung“ bezeichnet.

²² Die 2-Farben-Absolutmethode bedarf eigentlich nur der Analyse der Rußstrahlung bei zwei Wellenlängen. Um Fehlereinflüsse aus der Messung und Kalibrierung zu reduzieren, wird die Rußmassenkonzentration aus jeweils drei Wellenlängenpaaren berechnet. Im Idealfall sind die Verläufe der Rußmassenkonzentration dabei deckungsgleich. Bei der Verwendung von nur zwei Wellenlängen werden keinerlei Informationen über die Güte der Messung und der Berechnung erhalten.

6 Modellbildung

In diesem Kapitel werden zunächst die Kriterien vorgestellt, nach denen die Auswahl der Eingangsparameter für das Ruß- und das NO_x-Modell erfolgte. Anhand der bei den Voruntersuchungen beobachteten Phänomene und der dabei gewonnenen Erkenntnisse werden daraufhin die Eingangsparameter bestimmt. Die Voruntersuchungen wurden unter anderem mit Hilfe der Zylinderdruckindizierung und der Multispektralpyrometrie durchgeführt. Basierend auf den Erkenntnissen wird eine aus zwei Teilen bestehende Hypothese aufgestellt. Im Anschluss erfolgen die Vorstellung des Messplans sowie die Verifizierung des ersten Teils der Hypothese durch Versuche und durch die Erstellung der darauf basierenden Ruß- und NO_x-Modelle. Daran schließen sich eine Fehlerbetrachtung sowie die Verifizierung des zweiten Teils der Hypothese, die Übertragbarkeit der Modelle auf verschiedene Motoren, an. Das Kapitel schließt mit einer Sensitivitätsanalyse der Modellparameter bei Anwendung der Modelle auf verschiedene Motoren und Messreihen und einer kurzen Zusammenfassung.

6.1 Bestimmung der Modellparameter

Wie im Stand der Technik in Kap. 2.2 ausführlich beschrieben, hängen die Ruß- und NO_x-Bildungsmechanismen von lokalen Bedingungen im Brennraum, wie z.B. der lokalen Temperatur und dem lokalen Luftverhältnis ab. Derartige Größen können nur mit spezieller Messtechnik, wie z.B. der Multispektralpyrometrie oder dem schnellen Gasentnahmeventil gemessen werden (vgl. [322]) und stehen auch in zukünftigen Motorkonzepten in der Serie nicht zur Verfügung²³. Daher müssen Ersatzgrößen zur Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen gefunden werden, die mit Standardmesstechnik²⁴ ermittelt werden können.

Von allen Standard-Messgrößen am Verbrennungsmotor sind der kurbelwinkel aufgelöste Zylinderdruckverlauf bzw. daraus abgeleitete Verläufe und Kennwerte am besten geeignet, die Emissionen zu berechnen, vgl. [259] und **Kap. A.6** im Anhang. Die Erfahrung mit dreidimensionalen Modellen zeigt, dass bei ausreichender Übereinstimmung des errechneten Zylinderdruckes mit dem

²³ Vorschläge, bei denen die Motorregelung und -steuerung im Fahrzeugbetrieb auf der Ermittlung und Auswertung ausgewählter Spektralbereiche des emittierten Lichts bei der Verbrennung basieren, betrachtet der Autor auch in naher Zukunft als nicht in der Serie realisierbar, vgl. [323]. Gegen optische Sensoren im Serieneinsatz sprechen neben den Kosten vor allem die Anfälligkeit der Sensoren gegen Verschmutzung und Rußbelag sowie der hohe Aufwand, der mit der Applikation verbunden ist, siehe auch [324].

²⁴ Als Standardmesstechnik wird in dieser Arbeit die Zylinderdruckindizierung betrachtet, da deren Einsatz in zukünftigen Motorkonzepten geplant ist [178].

indizierten, d.h. bei korrekter Simulation der Wärmefreisetzung im Zylinder, z.B. die Berechnung der thermischen NO-Bildung nach dem Zeldovich-Mechanismus sehr gut gelingt²⁵. Ferner wird in [325] ein Zusammenhang zwischen dem Zylinderdruck bei der Expansion und den pro Arbeitsspiel ausgestossenen Ruß- und NO_x-Emissionen festgestellt. Daher scheint es zielführend, den Zylinderdruck weiter zu analysieren.

Der Zylinderdruckverlauf stellt eine weitgehend örtlich unabhängige Zustandsgröße der Energieumwandlung im Zylinder dar und ist eng mit der Thermodynamik der Verbrennung verknüpft. Es lassen sich aus dem Zylinderdruckverlauf alleine jedoch nur wenige Merkmale ableiten, die den Verlauf der Verbrennung charakterisieren²⁶, siehe [207] sowie **Abb. A. 6** und **Abb. A. 7** im Anhang **A.5**.

Jeschke vergleicht in seiner Dissertation [207] verschiedene Derivate des Zylinderdruckes hinsichtlich ihrer Eignung für die echtzeitaugliche Verbrennungsregelung. Als Kompromiss zwischen Informationsgehalt und Genauigkeit entscheidet er sich für den nach dem schnellen Heizgesetz von Hohenberg berechneten Heizverlauf und daraus abgeleitete Kennwerte, siehe auch [308] und [326]. Der Brennverlauf, der ebenfalls den Verlauf der Wärmefreisetzung wiedergibt, basiert auf zusätzlichen Annahmen zum Wandwärmübergang, die nur schwer und ungenau verifiziert werden können. Fehleinschätzungen der Wandwärmeverluste, die 15-20 % der eingesetzten Energie betragen können, wirken sich in deutlich zu hoch berechneten NO-Bildungsraten aus. Daher basieren die in dieser Arbeit erstellten Ruß- und NO_x-Modelle auf der Heizrate, die direkt aus dem indizierten Zylinderdruckverlauf berechnet werden kann.

Venkatesan et al. [327] untersuchen ausführlich Korrelationen zwischen charakteristischen Parametern der Heizrate und den Ruß- und NO_x-Emissionen im Abgas. Dabei wurde eine Abhängigkeit der NO_x-Emissionen von der Lage der Heizrate relativ zum OT identifiziert. Zwischen den Rußemissionen und Parametern der Heizrate wurde kein Bezug festgestellt. Da nur Zusammenhänge zwischen einzelnen Parametern der Heizrate und den Emissionen untersucht wurden, werden in der vorliegenden Arbeit Zusammenhänge zwischen einer Kombination von mehreren Parametern der Heizrate und den Emissionen geprüft.

An die einzelnen Parameter zur Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen werden folgende Anforderungen gestellt:

²⁵ Auch Boulouchos et al. [250] berichten, dass die korrekte Modellierung der Wärmefreisetzung die Grundlage für eine Vorausberechnung der Schadstoffemissionen ist.

²⁶ Den Verlauf der Verbrennung charakterisierende Parameter sind z.B. der Verbrennungsbeginn, die Schwerpunktlage der Verbrennung und das Verbrennungsende.

- Die Parameter sollen mit Standardmesstechnik bzw. mit geringem Rechenaufwand²⁷ zu ermitteln sein.
- Die Parameter sollen keine Einstellgrößen wie z.B. der Einspritzbeginn, die Motordrehzahl, die Einspritzmenge, der Einspritzdruck oder ähnliche sein, um allgemein bekannte und unmittelbare Zusammenhänge zu vermeiden. Beispielsweise ist aus den gängigen Lehrbüchern bekannt, dass mit „spätem“ Kraftstoffeinspritzbeginn eine Verringerung der NO_x-Emissionen erzielt werden kann, siehe [3]. Weiterhin ist ein unmittelbarer Zusammenhang zwischen der Kurbelwinkellage des Schwerpunkts der Energieumsetzung und den NO_x-Emissionen Stand des Wissens, vgl. [258].
- Die Parameter sollen so ausgewählt werden, dass sie nicht nur für einen Motor mit einem bestimmten verbrennungsrelevanten Aufbau bzw. Einspritzsystem Gültigkeit besitzen, sondern die Übertragbarkeit auf andere Dieselmotoren mit unterschiedlichen Kraftstoffdirekteinspritzsystemen soll gewährleistet sein²⁸.
- Die Parameter sollen einen physikalisch nachweisbaren Zusammenhang²⁹ sowohl mit den Ruß- als auch mit den NO_x-Emissionen haben, so dass für das Ruß- und das NO_x-Modell die gleichen Eingangsparameter verwendet³⁰ werden können.
- Die Parameter sollen den Verlauf der Heizrate abbilden³¹. Da die Heizrate bei verschiedenen Motoren, Betriebszuständen, Einspritzsystemen etc. sehr unterschiedliche Formen annehmen kann (vgl. **Abb. A. 8** im Anhang A.5), soll, um möglichst viele Formen abzudecken und den Rechenaufwand zu begrenzen, auf eine genaue Beschreibung der verschiedenen Verbrennungsphasen wie z.B. in [226] oder [235] verzichtet werden. Vielmehr soll die

²⁷ Eine Prüfung der Rechenalgorithmen auf Echtzeitfähigkeit wurde nicht durchgeführt. Die Echtzeitfähigkeit ist neben den Rechenoperationen von der Leistung des Prozessors abhängig. Rechenoperationen, die nicht in Echtzeit durchführbar sind, können oftmals vereinfacht als Kennlinien abgespeichert werden, vgl. [207].

²⁸ Beispielsweise können die Anzahl oder der Abstand der Einspritzungen pro Arbeitsspiel nicht als Parameter aufgenommen werden, da diese Größen nicht bei allen Einspritzsystemen variabel sind.

²⁹ Gemeint sind hiermit Größen wie z.B. die AGR-Rate, deren Variation eine physikalisch nachvollziehbare Veränderung der Ruß- und NO_x-Emissionen bewirkt (→„halbempirische Modelle“).

³⁰ Durch das Verwenden der gleichen Eingangsparameter für das Ruß- und das NO_x-Modell soll auch erreicht werden, dass später nicht Maßnahmen aus den Modellen abgeleitet werden, die zur Reduzierung der einen und gleichzeitig zur Erhöhung der anderen Schadstoffart führen (vgl. Ruß-NO_x-Zielkonflikt in Kap. 2.3).

³¹ Durch die Beschreibung der Heizrate soll die Möglichkeit gegeben werden, später Aussagen zum Verlauf einer „idealen“ Heizrate treffen zu können, die geringe Ruß- und geringe NO_x-Emissionen verursacht.

Heizrate durch eine Kombination weniger, die Verbrennung charakterisierender, Parameter abgebildet werden.

- Die Ruß- und NO_x -Emissionen sollen über einen weiten Kennfeldbereich berechnet werden können. Daher müssen die Parameter so gewählt werden, dass sie nicht spezifisch für eine Brennverfahrensstrategie sind. **Abb. A. 9** im Anhang A.5 zeigt Heizraten bei einer konventionellen, einer teilhomogenen und einer homogenen Verbrennung. Die Ruß- und NO_x -Modelle sollen bei diesen grundsätzlich verschiedenen Verbrennungscharakteristiken Gültigkeit besitzen.
- Der Einfluss der einzelnen Parameter auf das Ergebnis der Modellierung muss abschätzbar sein.
- Die Parameter sollen untereinander eine möglichst geringe Wechselwirkung haben, da auftretende Effekte sonst nicht mehr einem bestimmten Parameter zugeschrieben werden können.

Weiterhin sollen möglichst wenige Parameter ausgewählt werden, so dass diese zuverlässig aus den experimentellen Daten bestimmt werden können und die Modelle nicht zu komplex werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Hauptkriterium bei der Auswahl der Eingangsparameter das Erzielen eines möglichst guten Kompromisses zwischen der Güte der Ruß- und NO_x -Modellierung und der Modellkomplexität ist. Primäres Ziel ist es, die in Kap. 2.2 beschriebene komplexe Entstehung der Ruß- und NO_x -Emissionen durch relativ einfache Modelle wiederzugeben, relevante Einflussgrößen auf die Emissionen zu identifizieren und qualitativ richtige Aussagen zur Schadstoffentstehung und -reduzierung zu treffen, die auch bei anderen Dieselmotoren mit Kraftstoffdirekteinspritzung Gültigkeit besitzen. Bei hinreichender Genauigkeit der Berechnung können dann weiterführende praktische Anwendungen erörtert werden.

Im Folgenden werden anhand von Voruntersuchungen die Modellparameter zur Berechnung der Ruß- und NO_x -Emissionen ausgewählt.

6.1.1 Zusammenhang zwischen der Heizrate und der Rußmassenkonzentration

Um einen möglichen Zusammenhang zwischen der Heizrate und den Rußemissionen im Abgas zu prüfen, fanden die Multispektralpyrometrie und die 2-Farben-Absolutmethode zur Darstellung der Rußmassenkonzentration über dem Kurbelwinkel Anwendung. Es wird die Annahme getroffen, dass über die Beschreibung der Rußmassenkonzentration im Brennraum – in Kombination mit weiteren Parametern – ein Rückschluss auf die im Abgas gemessene FSN-

Zahl³² möglich ist. **Abb. 6.1** zeigt den Zusammenhang zwischen der Rußbildung und der Rußoxidation und der sich daraus ergebenden mit Hilfe der Multispektralpyrometrie und der 2-Farben-Absolutmethode ermittelbaren Rußmassenkonzentration im Brennraum und der Rußkonzentration im Abgas, die als FSN-Zahl gemessen wird.

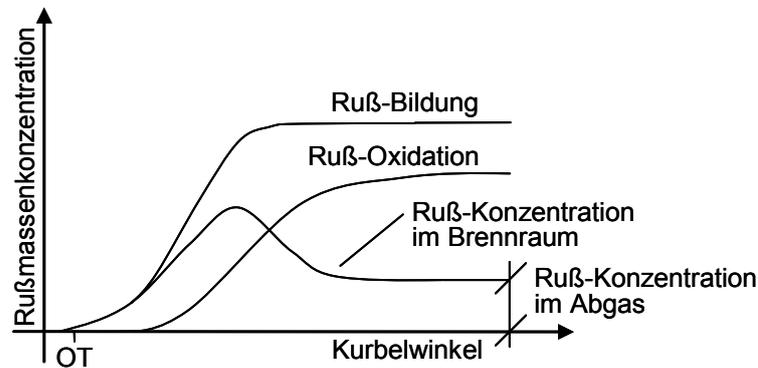


Abb. 6.1: Schematische Darstellung der Verläufe von Rußbildung und -oxidation und der sich daraus ergebenden Rußkonzentration im Brennraum und im Abgas (in Anlehnung an [332])

Kozuch stellt in seiner Dissertation [321] fest, dass die Rußmassenkonzentration im Brennraum ein Anhaltswert für die Rußemission im Abgas ist, wobei er keinen funktionalen Zusammenhang zwischen den beiden Größen entdecken konnte. Hartmann et al. [333] hingegen zeigen einen deutlichen Zusammenhang zwischen der Dauer der Rußstrahlung im Brennraum und den im Abgas gemessenen FSN-Werten. Hiroyasu et al. [334] korrelieren den Kurbelwinkel des letzten detektierbaren Rußleuchtens mit der FSN-Zahl und Li et al. [320] korrelieren die Rußmassenkonzentration im Brennraum bei 50°KW nach OT mit der Rußmasse im Abgas. Einen linearen Zusammenhang zwischen der spezifischen Rußkonzentration bei Verbrennungsende und der FSN-Zahl haben Mayr et al. [335] für einen Betriebspunkt festgestellt.

³² FSN (filter smoke number, auch: Schwärzungszahl oder Rauchzahl nach Bosch) ist nach ISO 10054 definiert als jene Papierschwärzung, die eine durch das Filterpapier gezogene, 405 mm lange Abgassäule erzeugt. Diese Länge entspricht bei einem typischen Messgerät mit 6,95 cm² Abscheidefläche einem Abgasvolumen von 330 ml. Die FSN-Zahl wird angegeben in einem Bereich von 0 bis 10 FSN, vgl. [328] und [329]. Die FSN-Zahl kann in eine Rußmasse, bezogen auf das Abgasvolumen im Normzustand, umgerechnet werden [330]. In dieser Arbeit wird die FSN-Zahl betrachtet, da sich aufgrund der exponentiellen Abhängigkeit der berechneten Rußmasse von der FSN-Zahl Messfehler vor allem bei höheren FSN-Zahlen stark auf die Genauigkeit auswirken, vgl. [331]. In jedem stationär eingestellten Betriebspunkt wurde die FSN-Zahl aus der Mittelung drei aufeinander folgender Messungen ermittelt. Das zu analysierende Saugvolumen betrug jeweils 1000 ml bei einer Saugzeit von 6 s.

Diezemann [336] betrachtet die Differenz des normierten Ruß- vom normierten OH-Signal als Maß für den Rußausstoß.

In dieser Arbeit sollen Analogien zwischen der Heizrate und der Rußmassenkonzentration im Brennraum gefunden werden, um auf Grundlage der dabei gewonnenen Erkenntnisse direkt von der Heizrate auf die Rußemissionen im Abgas schließen zu können, vgl. hierzu **Abb. 6.2**. Da Korrelationen zwischen der Rußmassenkonzentration im Brennraum und der FSN-Zahl bekannt sind, kann - bei gegebener Korrelation zwischen der Heizrate und der Rußmassenkonzentration - auf eine direkte Korrelation zwischen der Heizrate und der FSN-Zahl geschlossen werden. Ziel dieser Untersuchung ist jedoch nicht, allgemeingültige Zusammenhänge zwischen der Heizrate und der Rußmassenkonzentration zu finden und zu formulieren, sondern die Untersuchung soll allein einen Aufschluss darüber liefern, welche Parameter der Heizrate einen hohen Einfluss auf die Rußemission im Abgas haben.

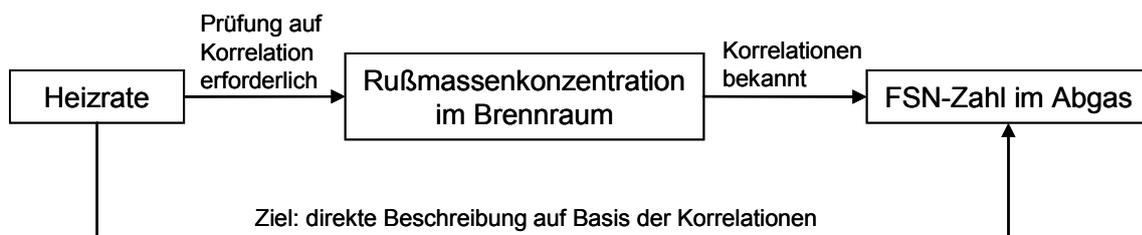


Abb. 6.2: Ablauf und Ziel der Untersuchungen

Um diese relevanten Parameter zu ermitteln, werden nachfolgend vor allem die Verläufe³³ der Heizrate und der Rußmassenkonzentration auf Korrelationen hin analysiert.

Es werden dabei nur Tendenzen untersucht, da die mit Hilfe der Multispektralpyrometrie ermittelten Absolutwerte der Rußmassenverläufe sehr stark von der Sondenposition, dem Sondenöffnungswinkel, den Annahmen bei der 2-Farben-Auswertung und der unbekanntem Verteilung stark rußender, heißer Zonen im Brennraum beeinflusst werden [321].

Zunächst wurde eine Variation des Förderbeginns (FB)³⁴ von FB= -18°KW bis FB= 6°KW in 4°KW-Schritten bei einer Drehzahl von 1400 U/min, einer

³³ Kozuch [321] und Antoni [337] zeigen bereits eine Kopplung zwischen den Verbrennungsschwerpunkten und den Schwerpunkten der gemittelten optischen Signale aus dem Brennraum auf. Daher wird der Verbrennungsschwerpunkt bei dieser Untersuchung nicht berücksichtigt.

³⁴ Als Förderbeginn wird der Zeitpunkt bezeichnet, bei dem das Magnetventil der PDE auf seinen Sitz aufschlägt. Der Förderbeginn wird aus dem Bestromungsverlauf des Magnetventils ermittelt; negative Vorzeichen bedeuten hierbei „vor OT“.

Einspritzmenge von 10 mg/Arbeitsspiel und einer AGR-Rate³⁵ von 50 % durchgeführt.

Abb. 6.3 zeigt die mit dem schnellen Heizgesetz berechneten Heizraten für diese Förderbeginnvariation. Mit „spätem“ Förderbeginn sinkt die maximale Heizrate aufgrund des größeren zur Verfügung stehenden Volumens bei der Verbrennung. Weiterhin verringert sich der Gradient der Wärmeentwicklung vom Verbrennungsbeginn bis zur maximalen Heizrate³⁶. Auch der zweite Teil der Verbrennung, von der maximalen Heizrate bis zum Verbrennungsende, verläuft mit „spätem“ Förderbeginn langsamer, da sich der Kolben bereits deutlich im Expansionstakt befindet.

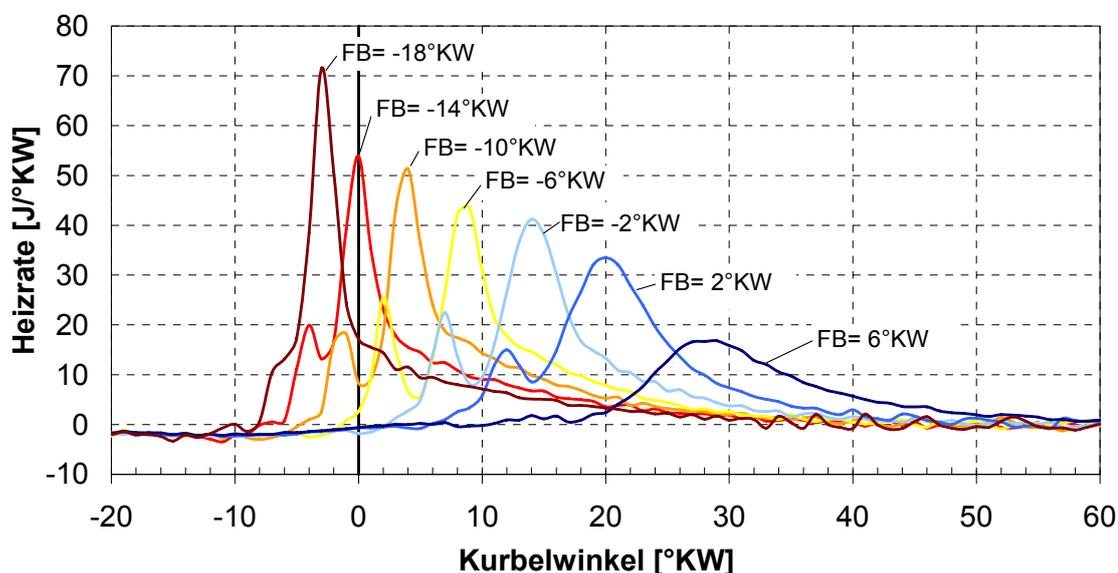


Abb. 6.3: Heizraten bei einer Förderbeginnvariation bei $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitsspiel, AGR = 50 %

³⁵ Mit der AGR-Rate ist in dieser Arbeit, sofern nicht anders angegeben, die externe AGR gemeint. Die AGR-Rate wurde aus der Messung des CO_2 -Gehalts im Saugrohr und im Abgas berechnet [216]. Der CO_2 -Gehalt der Frischluft wurde dabei mit 0,04 % angenommen.

³⁶ Bei „kurzen“ Zündverzügen ist die Verbrennung der Voreinspritzmenge deutlich von der Verbrennung der Haupteinspritzmenge abgesetzt, bei „langen“ Zündverzügen verbrennen Vor- und Haupteinspritzmenge gemeinsam (Beispiel: bei $\text{FB} = -10^\circ\text{KW}$ beträgt der Zündverzug ca. 5°KW , bei $\text{FB} = -18^\circ\text{KW}$ beträgt der Zündverzug ca. 10°KW). Bei dem hier verwendeten Einspritzsystem PDE UI-P2 kann nur der Förderbeginn der Voreinspritzung variiert werden. Der Beginn der Haupteinspritzung ändert sich in Abhängigkeit des Beginns der Voreinspritzung und der Motordrehzahl. Damit kann auch der Beginn der Verbrennung der Haupteinspritzmenge nicht direkt beeinflusst werden.

Abb. 6.4 zeigt für diese Förderbeginnvariation die aus den optischen Messungen mit Hilfe der 2-Farben-Absolutmethode berechneten Rußmassenkonzentrationen über dem Kurbelwinkel.

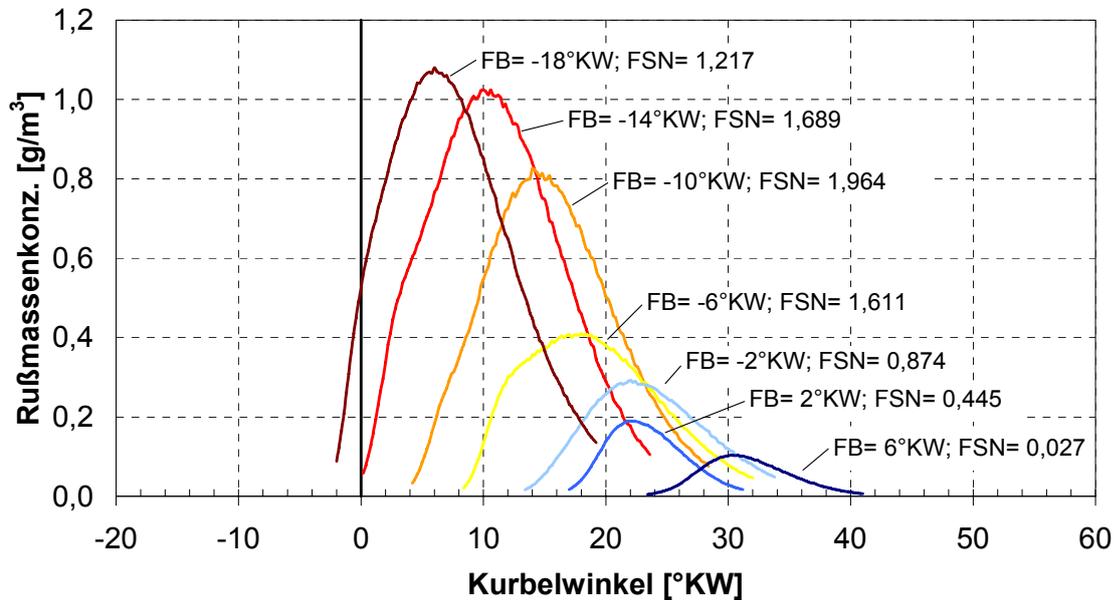


Abb. 6.4: Aus den optischen Messungen berechnete Rußmassenkonzentrationen in $[g/m^3]$ und Angabe der im Abgas gemessenen Rußemissionen in $[FSN]^{37}$ bei einer Förderbeginnvariation bei $n = 1400 \text{ U/min}$, $m_B = 10 \text{ mg/Arbeitsspiel}$, $AGR = 50 \%$

Um die augenfällige Ähnlichkeit zwischen den Verläufen von Heizrate (Abb. 6.3) und Rußmassenkonzentration (Abb. 6.4) auch analytisch untersuchen zu können, müssen zunächst einige Definitionen vorgenommen werden (Prinzipiskizzen zum besseren Verständnis siehe **Abb. A. 11** und **Abb. A. 12** im Anhang **A.7**):

- Der **Anstieg der Heizrate** wird definiert als Quotient aus maximaler Heizrate und Abstand zwischen der Kurbelwinkellage des Minimums des integralen Heizverlaufs und der Kurbelwinkellage der maximalen Heizrate.

³⁷ Die aus der Literatur bekannten und weiter oben erwähnten Zusammenhänge zwischen der Rußmassenkonzentration im Brennraum und der FSN-Zahl (z.B. Korrelation zwischen der Rußmassenkonzentration bei Verbrennungsende mit der FSN-Zahl [335]) wurden hier nicht beobachtet. Die Ursache dafür ist, dass in der „späten“ Verbrennungsphase die Signalintensität der spektralen Strahlungsdichte des Rußes zu gering ist, um plausible Rechenwerte zu liefern, vgl. hierzu [181] und [338]. Der hier vorgestellte Vergleich der Verläufe (Anstieg und Abfall) von Heizrate und Rußmassenkonzentration ist deutlich unempfindlicher gegenüber diesem Effekt.

- Der **Abfall der Heizrate** ist der Quotient aus maximaler Heizrate und Abstand zwischen der Kurbelwinkellage des 95 % Energieumsatzpunktes und der Kurbelwinkellage der maximalen Heizrate.
- Der **Anstieg der Rußmassenkonzentration** ist der Quotient aus maximaler Rußmassenkonzentration und Abstand zwischen der Kurbelwinkellage des ersten detektierbaren Rußleuchtens und der Kurbelwinkellage der maximalen Rußmassenkonzentration.
- Der **Abfall der Rußmassenkonzentration** ist der Quotient aus maximaler Rußmassenkonzentration und Abstand zwischen der Kurbelwinkellage des letzten detektierbaren Rußleuchtens und der Kurbelwinkellage der maximalen Rußmassenkonzentration.

Abb. 6.5 zeigt eine Korrelation zwischen der maximalen Heizrate und der maximalen Rußmassenkonzentration mit Angabe des Bestimmtheitsmaßes³⁸ R^2 . Das Bestimmtheitsmaß R^2 erlaubt eine quantitative Beurteilung der ermittelten Korrelation. Das Bestimmtheitsmaß beträgt in diesem Fall $R^2 = 0,8677$. Da bereits ab Werten zwischen $R^2 = 0,3$ und $R^2 = 0,5$ ein starker Zusammenhang vorliegt (vgl. [341]), kann bei dieser Förderbeginnvariation von einem Zusammenhang zwischen der maximalen Heizrate und der maximalen Rußmassenkonzentration ausgegangen werden. Je intensiver dabei die Wärmefreisetzung ist (hohe maximale Heizrate), umso stärker ist auch das Strahlen des brennenden Rußes.

³⁸ Das Bestimmtheitsmaß R^2 ist das Quadrat des Pearsonschen Korrelationskoeffizienten r . Dieser Koeffizient ist ein dimensionsloser Index mit dem Wertebereich $0 \leq r \leq 1$ und ein Maß dafür, inwieweit zwischen zwei Datensätzen eine Abhängigkeit besteht [339]. Das Bestimmtheitsmaß gibt damit an, in welchem Maße die Varianz einer Variablen durch die Varianz einer anderen Variablen bestimmt wird. Je näher das Bestimmtheitsmaß an 1 liegt, desto stärker ist der Zusammenhang. Im Umkehrschluss kann aber bei $R^2 = 0$ nicht unbedingt auf Unabhängigkeit geschlossen werden. Es wird darauf hingewiesen, dass hinter einem hohen Bestimmtheitsmaß R^2 nicht in jedem Fall ein kausaler Zusammenhang stehen muss. Ein hoher Wert für das Bestimmtheitsmaß zeigt nur, dass die beiden Variablen in einem bestimmten Kontext eine hohe Assoziation aufweisen. Er sagt noch nichts darüber aus, ob eine Variable die andere bedingt. Ein kausaler Zusammenhang ist nur vom Sachzusammenhang her begründbar und nicht durch eine mathematische Formel, vgl. [340]. Die zur Berechnung des Bestimmtheitsmaßes erforderlichen Gleichungen findet der interessierte Leser im Anhang **A.8**.

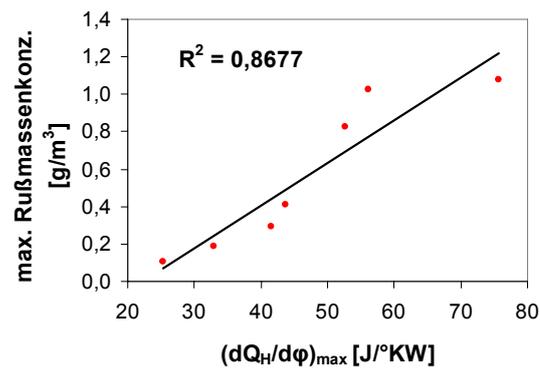


Abb. 6.5: Korrelation zwischen der maximalen Heizrate und der maximalen Rußmassenkonzentration für die oben durchgeführte Förderbeginnvariation bei konstanter Drehzahl, Einspritzmenge und AGR-Rate

Weiterhin kann aufgrund der Höhe des Bestimmtheitsmaßes davon ausgegangen werden, dass ein Zusammenhang zwischen dem Verlauf der Wärmefreisetzung und dem Verlauf der Rußmassenkonzentration besteht, siehe **Abb. 6.6**. Der Gradient der Rußmassenkonzentration ist eng mit der Heizrate verbunden. Als Ursache für die Kopplung zwischen dem Verlauf der Heizrate und der Rußmassenkonzentration wird die Reaktionskinetik vermutet, vgl. hierzu die Untersuchungen von Maly [135], Antoni [337] und Renner [342].

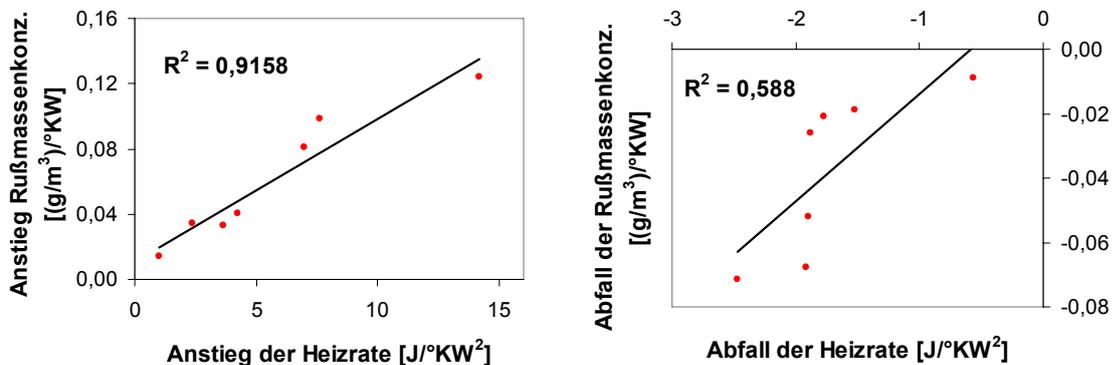


Abb. 6.6: Korrelation zwischen dem Anstieg der Heizrate und dem Anstieg der Ruß-massenkonzentration (links) sowie Korrelation zwischen dem Abfall der Heizrate und dem Abfall der Rußmassenkonzentration jeweils für die oben durchgeführte Förderbeginnvariation bei konstanter Drehzahl, Einspritzmenge und AGR-Rate

Abb. 6.7 und **Abb. 6.8** zeigen Heizraten und Rußmassenkonzentrationen bei einer Förderbeginn- und AGR-Variation für konstante Drehzahl und konstante Einspritzmenge.

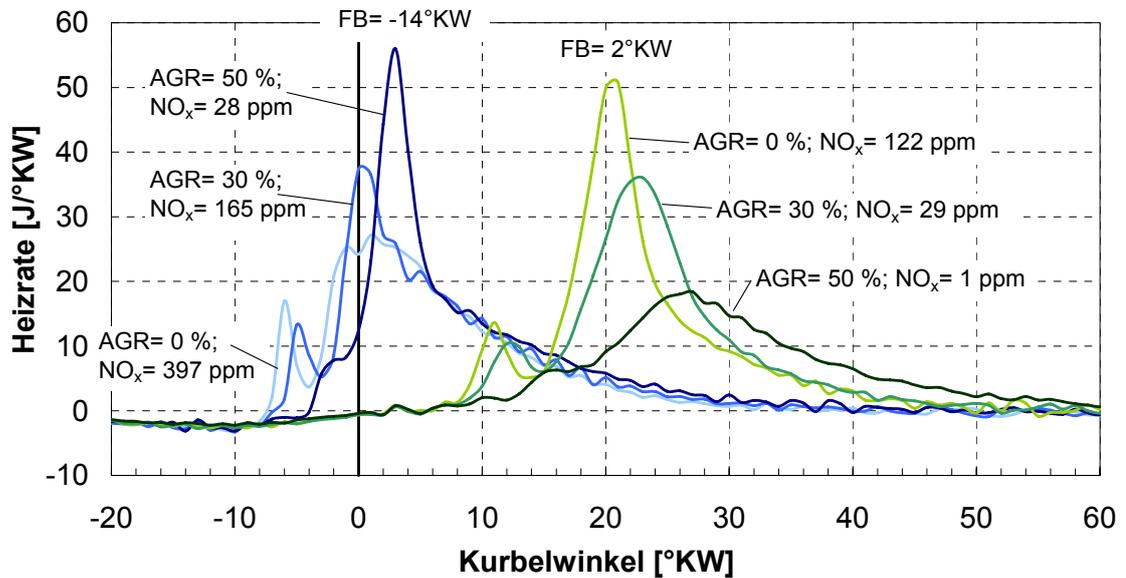


Abb. 6.7: Heizraten bei einer Förderbeginn- und AGR-Variation bei $n = 2000$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitspiel und Angabe der im Abgas gemessenen NO_x-Emissionen in [ppm]

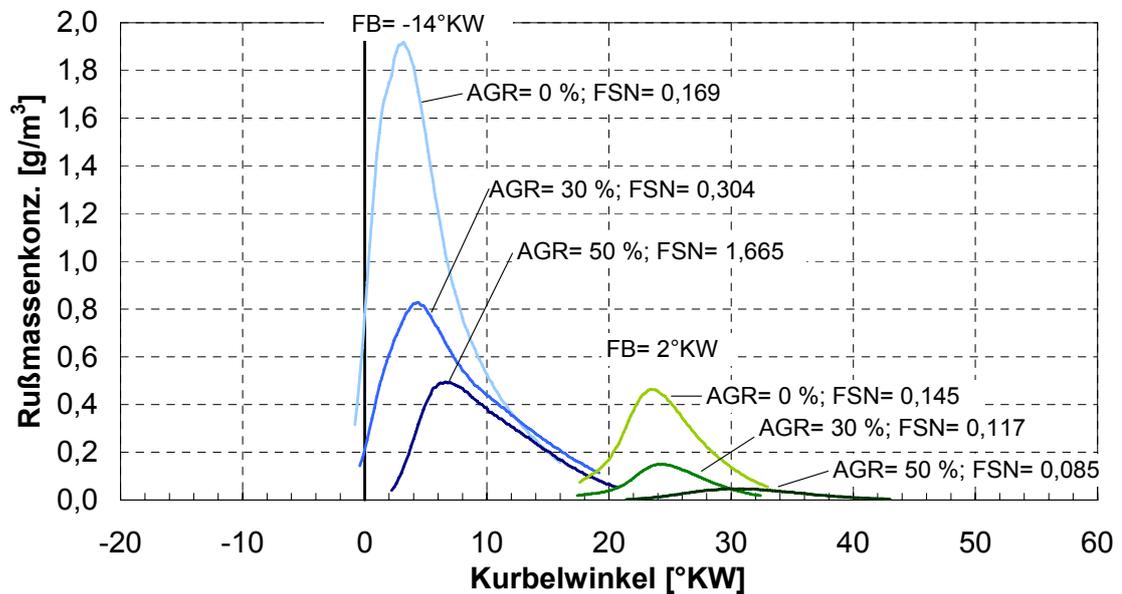


Abb. 6.8: Aus den optischen Messungen berechnete Rußmassenkonzentrationen in [g/m³] und im Abgas gemessene Rußemissionen in [FSN] bei einer Förderbeginn- und AGR-Variation bei $n = 2000$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitspiel

Bei beiden Förderbeginneinstellungen verschiebt sich die Verbrennung mit höherer AGR-Rate zunehmend in Richtung „spät“. Bei dem „späten“ Förderbeginn $FB = 2^\circ KW$ läuft die Verbrennung mit höherer AGR-Rate zudem deutlich langsamer ab, da sie in einem größer werdenden Volumen während der Expansion stattfindet, so dass der Druckanstieg und damit die maximale Heizrate sinken.

Aufgrund des simultanen Absinkens der Ruß- und NO_x -Emissionen und der Verbrennungslage kann diese Verbrennungscharakteristik der „späten Teilhomogenisierung“ zugeordnet werden, die Vanhaelst ausführlich in seiner Dissertation [181] beschreibt. Eng gekoppelt mit den Heizraten sind die Verläufe der Rußmassenkonzentration, deren Gradienten und Maxima mit steigender AGR-Rate ebenfalls abnehmen.

Anders verhält es sich bei dem „frühen“ Förderbeginn $FB = -14^\circ KW$ und der OT-nahen Verbrennungslage. Aus einer Betrachtung von Abb. 6.7 und Abb. 6.8 ist erkennbar, dass sich der oben postulierte Zusammenhang zwischen der maximalen Heizrate und der maximalen Rußmassenkonzentration invertiert. Zu der höchsten maximalen Heizrate gehört die geringste maximale Rußmassenkonzentration. Mit zunehmender AGR-Rate verlängert sich der Zündverzug, wodurch der vorgemischte Anteil der Verbrennung zunimmt. Dieser brennt in dem geringen zur Verfügung stehenden Volumen um OT sehr rasch ab, wodurch hohe Zylinderdruckgradienten entstehen und die Heizrate damit ein hohes Maximum annimmt. Die Rußmassenkonzentrationen hingegen nehmen mit steigender AGR-Rate, trotz zunehmender Rußemission im Abgas, deutlich ab.

Ähnliche Verläufe konnten in [135], [337], [343] und [344] sowie unter Verwendung eines Laser-Extinktions-Messverfahrens, wie es von Homburg [345] eingesetzt wurde, festgestellt werden. Durch die vorgemischte Verbrennung wird zunächst weniger Ruß gebildet, so dass das Maximum der Rußmassenkonzentration geringer ist. Der gebildete Ruß kann aufgrund des geringeren Temperaturniveaus im Brennraum bei hoher AGR und zunehmend „späterer“ Verbrennung³⁹ sowie aufgrund des geringeren Sauerstoffgehalts nicht vollständig oxidiert werden, vgl. hierzu [116]. Folglich ist trotz geringerer Rußbildung bei höherer AGR-Rate die im Abgas verbleibende Endkonzentration von Ruß höher.

Zusätzlich wird vermutet, dass die Messtechnik einen Einfluss auf die Ergebnisse bei AGR-Variation nimmt. Mit zunehmender AGR-Rate verringert sich der Transmissionsgrad der Saphirglassonde durch die Ablagerung von Ruß auf der zum Brennraum gewandten Oberfläche. Diese Rußablagerungen ändern die spektrale Strahlungsverteilung und bewirken eine geringeres Ruß-

³⁹ **Abb. A. 15** im Anhang **A.9** zeigt die zugehörigen Verläufe der mittleren Gastemperatur.

leuchten, wodurch die berechnete Rußmassenkonzentration ebenfalls geringer ausfällt⁴⁰. Bei 60 % AGR wurde teilweise keine Rußstrahlung mehr gemessen.

Die Ergebnisse bei AGR-Variation zeigen, dass eine alleinige Beschreibung des Verlaufs der Heizrate in dem Modell nicht ausreichen würde, um die Rußemissionen zu berechnen; folglich muss auch die AGR-Rate bzw. die Gaszusammensetzung berücksichtigt werden.

Für die Notwendigkeit einer Beschreibung der Gaszusammensetzung spricht auch **Abb. 6.9**.

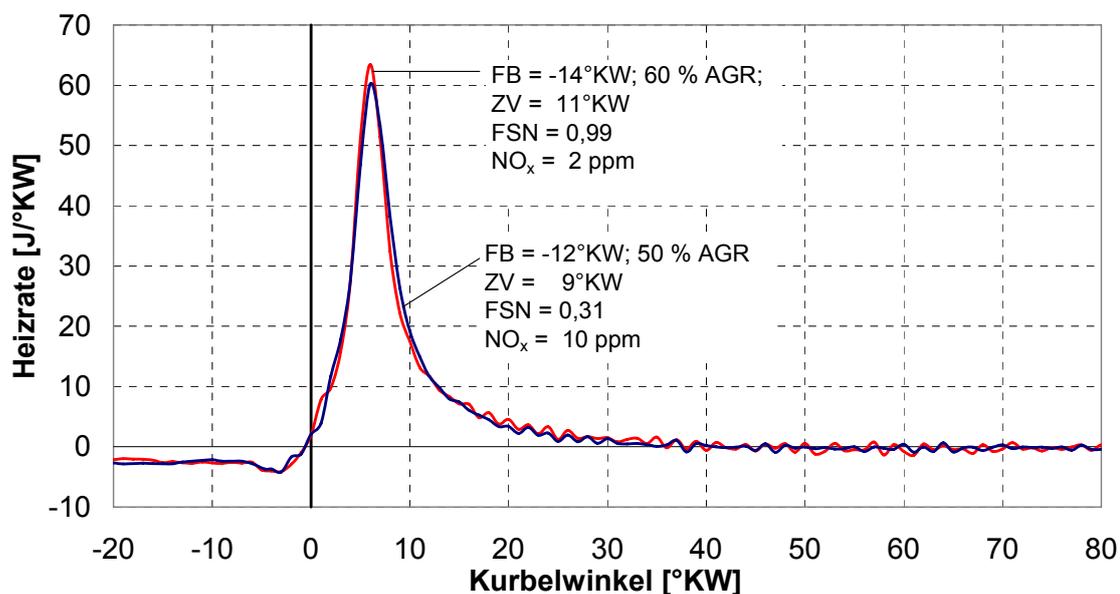


Abb. 6.9: Heizraten bei einer Förderbeginn- und AGR-Variation bei $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitspiel; im Vergleich zu den anderen hier gezeigten Messungen nur 1 Einspritzung

Bei fast gleichem Verbrennungsablauf (die Heizraten sind annähernd deckungsgleich) werden deutlich unterschiedliche Emissionen erzielt⁴¹. Bei

⁴⁰ Es ist grundsätzlich möglich, diesem Effekt durch Kalibrierung der Saphirglassonde bei verschiedenen Verschmutzungsgraden oder durch Kalibrierung vor und nach einer Messung entgegenzuwirken, vgl. [346]. Die Ergebnisse waren bei dieser Vorgehensweise jedoch nicht reproduzierbar. Exponentielle Korrekturansätze von Peterson und Wu [347] liefern bei Kozuch [343] ebenfalls nur vereinzelt reproduzierbare Ergebnisse und werden daher nicht eingesetzt. Ein Selbstreinigungsprozeß der Sonde, wie er z.B. von Kozuch [321] und Mayr et al. [335] beobachtet wurde, wurde aufgrund des geringen Temperaturniveaus bei den hohen AGR-Raten nicht erzielt. **Abb. A. 17** im Anhang **A.10** zeigt die Auswirkung der Reduzierung der Sondendurchlässigkeit durch Rußbeschlag auf die berechnete Rußmassenkonzentration.

⁴¹ Auch Pittermann et al. [156] beobachten bei einem Betriebspunkt bei 0, 10 und 20 % AGR nahezu identische Brennverläufe, bei denen deutlich unterschiedliche Ruß- und NO_x-Emissionen entstehen.

unterschiedlichem Förderbeginn wurde der Verbrennungsablauf durch eine Variation der AGR-Rate angepasst.

Bei Heizraten, denen ein vergleichsweise langer Zündverzug⁴² vorausgeht, kann sich der vorher festgestellte Zusammenhang zwischen der maximalen Heizrate und der Rußmassenkonzentration ebenfalls invertieren. Aufgrund des langen Zündverzuges steigt der Anteil der vorgemischten Verbrennung, der rußarm verbrennt, an (vgl. [70]). **Abb. 6.10** zeigt Heizraten mit einem großen vorgemischten Anteil und einem geringen diffusionskontrollierten Anteil.

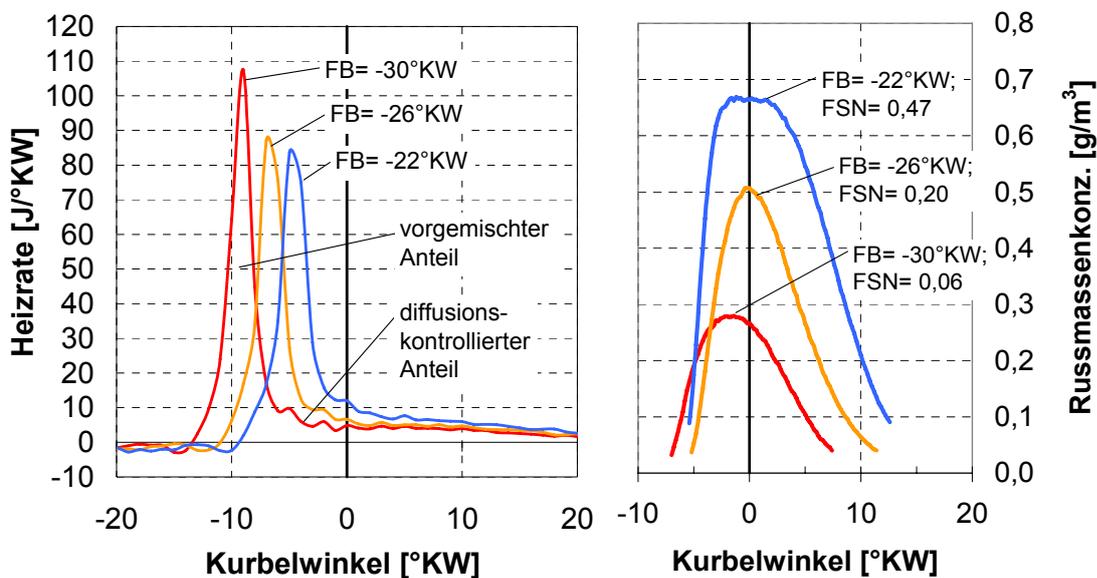


Abb. 6.10: Heizraten (links), aus den optischen Messungen berechnete Rußmassenkonzentrationen und Angabe der im Abgas gemessenen Rußemissionen in [FSN] bei einer Förderbeginnvariation bei $n = 1400 \text{ U/min}$, $m_B = 10 \text{ mg/Arbeitsspiel}$, $AGR = 50 \%$

Bei der „frühesten“ Verbrennung ($FB = -30^\circ\text{KW}$) ist der Zündverzug und damit der vorgemischte Anteil am größten; hier wird das geringste Rußleuchten detektiert, vgl. auch [344]. **Abb. 6.11** zeigt die zugehörigen Zündverzüge. Gekennzeichnet sind in dieser Abbildung die Werte für die Heizraten aus Abb. 6.10.

⁴² Im Unterschied zur klassischen Definition des Zündverzuges (siehe Seiten 3 und 4), ist der Zündverzug in dieser Arbeit definiert als Kurbelwinkelbereich zwischen dem Förderbeginn und dem Minimum des integralen Heizverlaufs. Eine Indizierung des Düsennadelhubs zur Ermittlung des Einspritzbeginns gestaltet sich bei PDE schwierig. Daher wurde als Anhaltswert für den Einspritzbeginn der Förderbeginn verwendet (Definition des Förderbeginns siehe Seite 40).

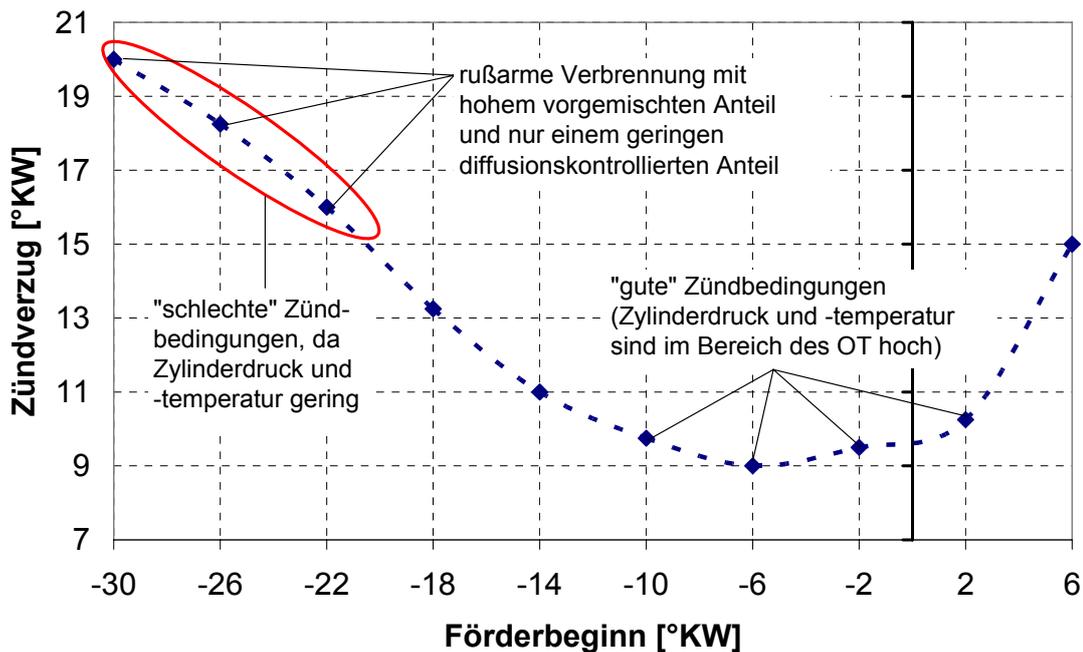


Abb. 6.11: Zündverzug in [°KW] bei einer Förderbeginnvariation bei $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitspiel, AGR = 50 %

Daraus wird abgeleitet, dass der Zündverzug als Parameter für das Ruß-Modell mit betrachtet werden muss. Damit hätte das Ruß-Modell auch für solche Brennverfahrensstrategien Gültigkeit, bei denen ein großer vorgemischter Anteil bei der Verbrennung angestrebt wird. Dies gilt z.B. für das Brennverfahren der „frühen Teilhomogenisierung“⁴³.

6.1.2 Zusammenhang zwischen der Heizrate und den NO_x-Emissionen

Im Unterschied zu der vorangegangenen Untersuchung wird in diesem Kapitel direkt der qualitative Zusammenhang zwischen der Heizrate und den NO_x-Emissionen im Abgas untersucht, ohne den Umweg über die NO-Bildung⁴⁴ im Brennraum zu gehen, siehe **Abb. 6.12**.

⁴³ Das Konzept der „frühen“ teilhomogenen Verbrennung wird unter anderem in [322] beschrieben. Die Einspritzung findet im Kompressionshub statt. Durch AGR-Raten bis zu 70 % wird der Schwerpunkt der Verbrennung in das thermodynamische Optimum nach dem oberen Totpunkt verschoben ($\varphi_{QH50\%} = \text{ca. } 5^\circ\text{KW}$).

⁴⁴ Da der NO₂-Anteil am Gesamt-NO_x im Allgemeinen gering ist (vgl. [22]) wird nur die NO-Bildung betrachtet.

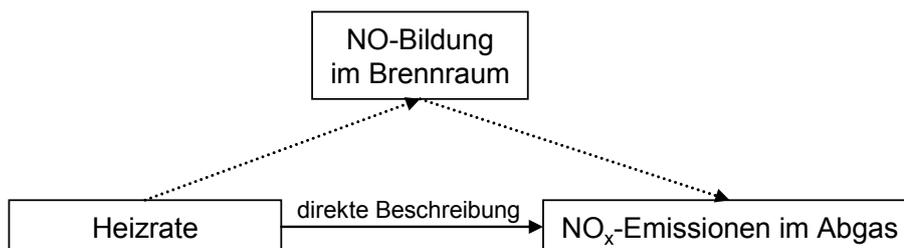


Abb. 6.12: Ablauf und Ziel der Untersuchung

Eine messtechnische Ermittlung der NO-Bildung z.B. mittels gängiger Laserspektroskopischer Methoden hätte ein optisch zugängliches Aggregat erfordert, vgl. [348]. In dieser Arbeit wurde jedoch Wert darauf gelegt, die Messungen an einem seriennahen Motor durchzuführen. Auch eine Berechnung der NO-Bildung mit Hilfe eines 2-Zonen-Modells, wie es beispielsweise Vanhaelst in seiner Dissertation [181] vorgestellt hat, ist für diese Untersuchungen nicht zielführend, da das 2-Zonen-Modell die Brennrate als Eingangsparameter verwendet. Bei einem Vergleich der Heizrate mit einer berechneten NO-Bildung würde aufgrund der direkten linearen Abhängigkeit eine hohe, aber wenig aussagekräftige Korrelation entstehen.

Untersucht wird zunächst dieselbe Förderbeginnvariation wie in Kap. 6.1.1. Der enge Zusammenhang zwischen dem Förderbeginn und den NO_x-Emissionen ist bekannt und wird z.B. von Hohenberg et al. [259] hinlänglich diskutiert⁴⁵. Mit „spätem“ Förderbeginn und „später“ Verbrennung verringern sich die für die NO-Bildung relevanten lokalen Spitzentemperaturen im Brennraum⁴⁶. Da NO an der Gesamt-NO_x-Emission betriebspunktabhängig mit über 90 % beteiligt ist [181], nimmt auch die NO_x-Emission ab. Dieser Effekt wurde auch bei der hier durchgeführten Förderbeginnvariation festgestellt und wird in **Abb. 6.13** verdeutlicht.

⁴⁵ Gärtner [258] berichtet, dass bei Motoren mit Pumpe-Leitungs-Düse-Einspritzsystemen die NO_x-Emissionen relativ einfach aus dem Einspritzbeginn ermittelt werden. Die Modellqualität wird dabei als „exzellent“ bezeichnet. Der Autor räumt aber ein, dass der Einspritzbeginn zukünftig als alleiniger Indikator für die Höhe der NO_x-Emissionen nicht ausreichen wird, da eine Formung des Einspritzverlaufs, z.B. mit Speichereinspritzsystemen, auch bei konstant gehaltenen Einspritzbeginnen unterschiedliche NO_x-Emissionen verursacht.

⁴⁶ Andere Autoren begründen das Absinken der NO_x-Emissionen mit „späten“ Förderbeginnen auch mit der geringeren mittleren Gastemperatur im Brennraum, vgl. [116] und [321]. **Abb. A. 16** im Anhang A.9 zeigt die Verringerung der mittleren Gastemperatur bei Verschieben des Förderbeginns nach „spät“.

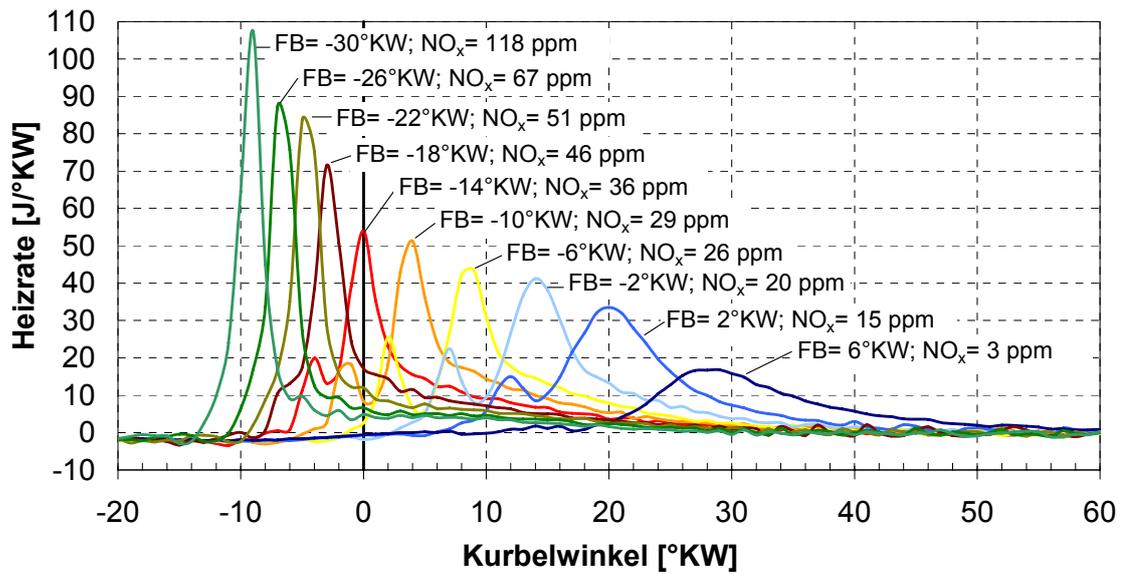


Abb. 6.13: Heizraten bei einer Förderbeginnvariation bei $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitsspiel, AGR = 50 % und Angabe der im Abgas gemessenen NO_x-Emission in [ppm]

Wie auch bei der Rußmassenkonzentration wurde die Korrelation zwischen der maximalen Heizrate und den NO_x-Emissionen geprüft, sowie die Korrelation zwischen dem Anstieg der Heizrate und den NO_x-Emissionen. **Abb. 6.14** (rechts) zeigt einen fast linearen Zusammenhang ($R^2 = 0,926$) zwischen der maximalen Heizrate und den NO_x-Emissionen.

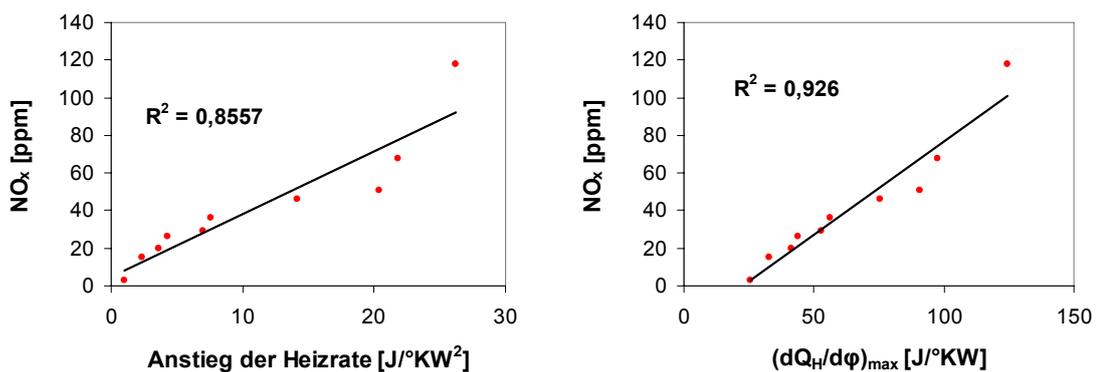


Abb. 6.14: Korrelation zwischen dem Anstieg der Heizrate und den NO_x-Emissionen (links) sowie Korrelation zwischen der maximalen Heizrate und den NO_x-Emissionen bei einer Förderbeginnvariation von FB = -30°KW bis FB = 6°KW in 4°KW-Schritten bei $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitsspiel, AGR = 50 %

Eine nur etwas geringere Korrelation herrscht zwischen dem Anstieg der Heizrate und den NO_x -Emissionen ($R^2=0,8557$). Grund für das hohe Bestimmtheitsmaß ist die beschriebene Abhängigkeit der thermischen Stickoxidbildung von der Temperatur.

Bei der in Abb. 6.7 gezeigten AGR-Variation invertiert sich der Zusammenhang bei dem „frühen“ Förderbeginn von $\text{FB} = -14^\circ\text{KW}$ in Abhängigkeit der AGR-Rate. Ursache ist der sich mit zunehmender AGR-Rate verlängernde Zündverzug. Die Phase der vorgemischten Verbrennung mit ihrer hohen Umsatzspitze vergrößert sich, die maximale Heizrate steigt. Dennoch sinken die NO_x -Emissionen bei der höheren AGR-Rate aufgrund der höheren Inertgasmasse mit der höheren Wärmekapazität⁴⁷ und der dadurch verringerten lokalen Verbrennungstemperaturen. Die Berücksichtigung der Gaszusammensetzung, die bei konstantem Förderbeginn einen hohen Einfluss auf den Zündverzug hat, ist daher für die Modellierung der Ruß- wie auch der NO_x -Emissionen wichtig.

6.1.3 Gaszusammensetzung

Es wurde bereits gezeigt, dass die Gaszusammensetzung einen hohen Einfluss auf die Ruß- und NO_x -Emissionen hat und bei einer Berechnung der Emissionen berücksichtigt werden muss.

Velji zeigt in [294], dass zur Berechnung der Rußemissionen bei Motorbetrieb mit AGR eine Größe alleine nicht ausreicht, um die Gaszusammensetzung zu beschreiben, da bei gleichem Gesamtluftverhältnis λ die Rußemissionen mit AGR höher sind als ohne AGR. Daher sind zur Beschreibung der Gaszusammensetzung immer zwei Parameter erforderlich⁴⁸.

In dieser Arbeit wird aus Gründen der guten Messbarkeit zur Beschreibung der Gaszusammensetzung einmal das Verhältnis der Luftmasse zur Gesamtmasse verwendet, welches die AGR-Rate beschreiben soll⁴⁹, sowie die Sauerstoffkonzentration im Abgas, die ein Indikator für die Rußoxidationsbedingungen darstellen soll⁵⁰. **Abb. 6.15** zeigt die Abhängigkeit der Ruß- und NO_x -

⁴⁷ Die Wärmekapazität des Abgases ist im Vergleich zur Wärmekapazität der Frischluft um ca. 25 % höher, siehe Bach [30] und Rimmels [154]. Beide Autoren geben dabei vereinfacht Abgas als CO_2 an und Frischluft als Gemisch aus N_2 und O_2 .

⁴⁸ Velji [294] verwendet für sein Rußmodell die beiden globalen Parameter Sauerstoffgehalt vor und nach Zylinder.

⁴⁹ Da dem Autor eine seriennahe Lösung zur Messung des Abgasrückführmassenstroms nicht bekannt ist, wird die Ersatzgröße „Verhältnis der Luftmasse zur Gesamtmasse“ verwendet. In jüngerer Zeit veröffentlichte Modelle zur Berechnung des Abgasrückführmassenstroms, die teilweise auch die interne AGR berücksichtigen, sind deutlich komplexer, vgl. [349] und [350].

⁵⁰ vgl. Mattes et al. [152]: „Die Rußemissionen eines Dieselmotors werden letztendlich durch die Nachoxidation des Rußes während der zweiten Phase der Verbrennung bestimmt. Diese Nachoxidation wird maßgeblich durch den Sauerstoffgehalt im Brennraum während dieser Phase bestimmt und kann näherungsweise durch den Sauerstoffgehalt nach Zylinder charakterisiert werden.“

Emissionen von der Sauerstoffkonzentration und der AGR-Rate. Die Sauerstoffkonzentration wurde dabei über die Last variiert.

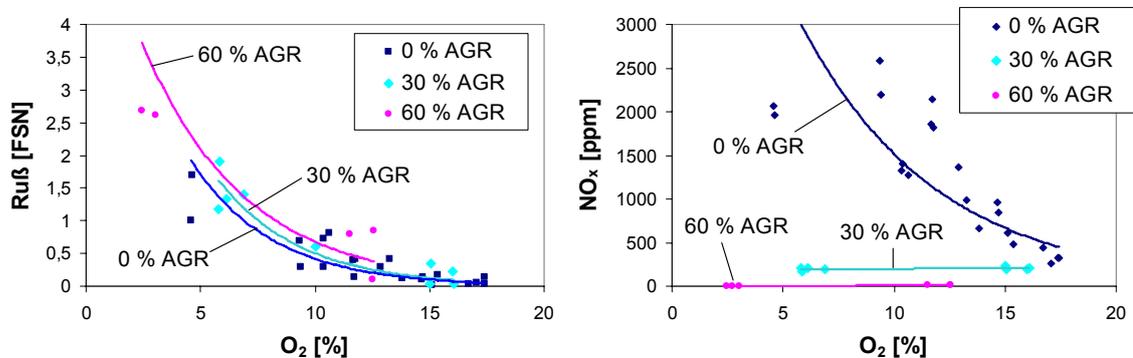


Abb. 6.15: Abhängigkeit der gemessenen Ruß- und NO_x -Emissionen von der Sauerstoffkonzentration im Abgas O_2 und der AGR-Rate

Es ist erkennbar, dass die Rußemissionen bei 0, 30 und 60 % AGR hauptsächlich von der Sauerstoffkonzentration abhängig sind, wohingegen die NO_x -Emissionen bei AGR-Raten von 30 und 60 % annähernd unabhängig von der Sauerstoffkonzentration sind.

6.1.4 Zusammenfassende Parameteridentifikation

Bei den Voruntersuchungen wurden Zusammenhänge zwischen der Heizrate und der Rußmassenkonzentration im Brennraum und zwischen der Heizrate und den NO_x -Emissionen im Abgas untersucht (vgl. **Abb. A. 13** im Anhang A.7). Dabei wurden folgende Feststellungen gemacht:

- Die tendenziellen Verläufe (Anstieg, Maximum und Abfall) der Heizrate und der Rußmassenkonzentration korrelieren miteinander. Die Korrelation kann sich in Abhängigkeit der Gaszusammensetzung und des Zündverzuges invertieren.
- Die NO_x -Emissionen im Abgas korrelieren mit dem tendenziellen Verlauf (Anstieg und Maximum) der Heizrate. Die Korrelation ist von der Gaszusammensetzung und vom Zündverzug abhängig.

Folgende sechs Parameter wurden als relevant für die Rußmassenkonzentration und die NO_x -Emissionen identifiziert und werden hier mathematisch definiert:

- Zündverzug ZV in [$^\circ\text{KW}$] ist (in dieser Arbeit) die Spanne zwischen der Kurbelwinkellage des Förderbeginns FB und der Kurbelwinkellage des Minimums des integralen Heizverlaufs

$$ZV = \varphi_{QH \min} - \varphi_{FB} \quad (6.1)$$

- Anstiegswinkel der Heizrate, nachfolgend bezeichnet als α_1 , ist der Winkel zwischen der Kurbelwinkellage des Minimums des integralen Heizverlaufs und der maximalen Heizrate

$$\alpha_1 = \arctan \left(\frac{\left(\frac{dQ_H}{d\varphi} \right)_{\max} (\varphi_{dQH \max})}{\varphi_{dQH \max} - \varphi_{QH \min}} \right) \quad (6.2)$$

- Abfallswinkel der Heizrate, nachfolgend bezeichnet als α_2 , ist der Winkel zwischen der Kurbelwinkellage der maximalen Heizrate und der Kurbelwinkellage des 95 % Energieumsatzpunktes

$$\alpha_2 = \arctan \left(\frac{\left(\frac{dQ_H}{d\varphi} \right)_{\max} (\varphi_{dQH \max})}{\varphi_{QH 95\%} - \varphi_{dQH \max}} \right) \quad (6.3)$$

- max. Heizrate: Die max. Heizrate $(dQ_H/d\varphi)_{\max}$ ist schon in den Parametern α_1 und α_2 enthalten. Um eine Wichtung des Parameters $(dQ_H/d\varphi)_{\max}$ in den Modellen durch ein nochmaliges Einbinden zu vermeiden⁵¹, aber dennoch explizit die Intensität der Verbrennung beschreiben und deren Wirkung diskutieren zu können, wird mit dem maximalen Zylinderdruckanstieg $(dp/d\varphi)_{\max}$ ein weiterer Parameter eingeführt. Dieser ist nicht proportional zu $(dQ_H/d\varphi)_{\max}$, charakterisiert aber ebenfalls die Intensität der Verbrennung.

$$\left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_{\max} = \max \left(\frac{dp}{d\varphi}(\varphi) \right) \quad (6.4)$$

- Sauerstoffkonzentration O_2 in [Volumen-%], gemessen im Abgas. Die Messung kann z.B. im Prüfstandsbetrieb mit Hilfe des Siemens Oximaten 5E [351] und im Fahrzeugbetrieb mit einer Lambdasonde erfolgen.
- Verhältnis der Luftmasse zur Gesamtmasse m_{Luft}/m_{gesamt} . Die Luftmasse kann mit Hilfe eines Heißfilmluftmassenmessers (HFM) im Luftansaugtrakt ermittelt werden⁵².

⁵¹ In Kap. 7 wird u.a. die Stärke des Einflusses der einzelnen Parameter auf die Ruß- und NO_x -Emissionen analysiert und diskutiert. Durch ein dreimaliges Auftreten des Parameters $(dQ_H/d\varphi)_{\max}$ in den Modellen würde dieser Parameter eine höhere Wichtung erhalten, was das Ergebnis beeinflussen würde.

⁵² zum Messprinzip des Heißfilmluftmassenmessers siehe [352]

Die Gesamtmasse lässt sich näherungsweise⁵³ mit der idealen Gasgleichung berechnen:

$$m_{\text{gesamt}} = \frac{p_{\text{saug}} \cdot V_{\text{max}}}{R_L \cdot T_{\text{Saug}}} \quad (6.5)$$

Als Gaskonstante wurde der Wert für trockene Luft angesetzt mit $R_L = 287,058 \text{ J/(kgK)}$.

Massenströme \dot{m} lassen sich dabei mit der Drehzahl n , den Kurbelwellenumdrehungen pro Arbeitsspiel a und der Zylinderanzahl z über die folgende Beziehung in Massen m umrechnen:

$$m = \frac{\dot{m}}{n} \cdot \frac{a}{z} \quad (6.6)$$

Zur Veranschaulichung zeigt **Abb. 6.16** eine schematische Zusammenstellung der Parameter, die die Heizrate beschreiben.

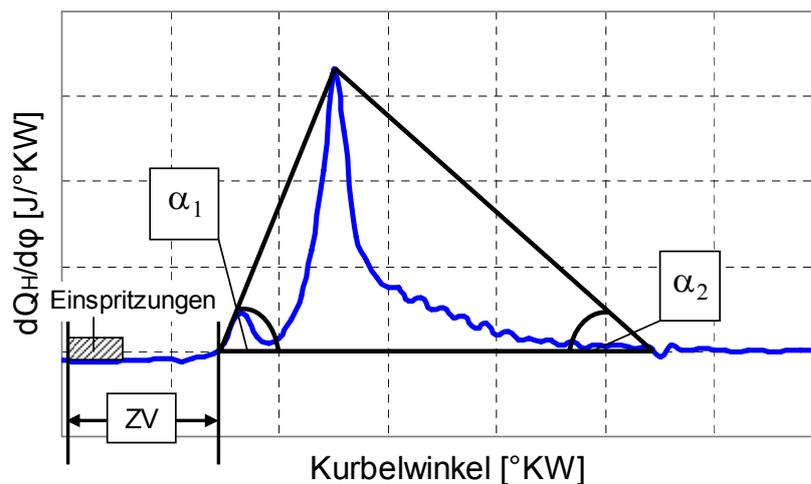


Abb. 6.16: Skizze einer Heizrate mit den ausgewählten Parametern zur Berechnung der Ruß- und NO_x -Emissionen; mit: ZV – Zündverzug; α_1 – Anstiegswinkel der Heizrate; α_2 – Abfallswinkel der Heizrate; hinzu kommen (nicht in der Abbildung enthalten): $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ – maximaler Druckanstieg; O_2 – Sauerstoffkonzentration im Abgas; $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ – Verhältnis der Luftmasse zur Gesamtmasse

⁵³ nicht berücksichtigt werden bei dieser Gleichung beispielsweise die Drosselverluste und die Lufterwärmung beim Einströmen in den Zylinder, die Luftdynamik sowie Restgas im Zylinder mit einer anderen Gaskonstanten und anderer Temperatur

Ausgehend von den Ergebnissen der Voruntersuchungen wird folgende Hypothese aufgestellt:

Hypothese:

Teil I: Die Ruß- und NO_x-Emissionen beim schnelllaufenden Dieselmotor mit Kraftstoffdirekteinspritzung können aus einer Kombination der sechs genannten Eingangsgrößen, die die Form der Heizrate und die Gaszusammensetzung beschreiben, berechnet werden. Diese Berechnung besitzt für einen weiten Bereich des Motorenkennfeldes Gültigkeit.

Teil II: Im Rahmen der Versuchsbedingungen (stationäre Messungen, keine Nacheinspritzung) ist dieses Berechnungsverfahren innerhalb des Versuchsraums (keine Extrapolation) nach Anpassung von Koeffizienten auf verschiedene Dieselmotoren mit verschiedenen Einspritzsystemen und unterschiedlicher Luftführung übertragbar. Das Berechnungsverfahren kann auf verschiedene Brennverfahrensstrategien (heterogene, teilhomogene und homogene Verbrennung) angewendet werden.

Aufgabe dieser Arbeit ist es, diese Hypothese durch verschiedene Versuche zu überprüfen. Bei Verifikation der Hypothese⁵⁴ und erfolgreicher Validierung der Rechenmodelle sollen Erkenntnisse abgeleitet werden, wie sich eine Ruß- und NO_x-arme Verbrennung realisieren lässt (vgl. **Abb. A. 14** im Anhang A.7). Weiterhin sollen Potenziale und Grenzen der Modelle aufgezeigt werden.

6.2 Versuchsdurchführung

Die Messdaten für die Modellerstellung wurden an dem in Kap. 5.1 beschriebenen Forschungsmotor gewonnen.

Wie bereits erwähnt sollen die Modelle für einen weiten Bereich des Motorenkennfeldes Gültigkeit besitzen. Dabei sollen auch hohe – deutlich über den Betriebsbereich ausgeführter Serienmotoren hinausgehende⁵⁵ - Ruß- und NO_x-Emissionen mit in die Modelle einfließen, um deren Gültigkeitsgrenzen zu prüfen. Um den bei einer Rastervermessung mit der Anzahl der Modellparameter exponentiell ansteigenden hohen Messaufwand zu vermeiden,

⁵⁴ Die Gültigkeit einer Hypothese kann nicht bewiesen werden. Wenn eine Anzahl von n Versuchen die Hypothese bestätigt, kann der n+1te Versuch die Hypothese möglicherweise widerlegen. Daher bleibt nur der Weg, nach einer begrenzten Anzahl von Versuchen die Gültigkeit der Hypothese mit hoher Wahrscheinlichkeit anzunehmen und logische Begründungen, die auf allgemein anerkannten physikalischen und chemischen Regeln basieren, zu liefern.

⁵⁵ Die maximale FSN-Zahl bei Dieselmotoren beträgt bei einer Serienapplikation ca. 1,5 FSN, die maximalen NO_x-Emissionen betragen ca. 1100 ppm (Anhaltswerte).

wurden die Methoden der statistischen Versuchsplanung (DoE)⁵⁶ angewendet. Für die Aufstellung der Versuchspläne müssen im ersten Schritt die zu variierenden Einflussparameter auf die Zielgrößen Ruß und NO_x festgelegt werden. Da die in Kap. 6.1 für die Schadstoffbildung als relevant identifizierten Einflussgrößen ZV , α_1 , α_2 , $(dp/d\varphi)_{\max}$, O_2 und $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ nicht direkt am Motorenprüfstand eingestellt werden können, wurden Ersatzgrößen definiert, welche ebenfalls einen hohen Einfluss auf den Verbrennungsablauf (Form der Heizrate) haben, aber unmittelbar einzustellen sind.

Es handelt sich dabei um folgende Größen, wobei in Klammer die Anzahl der Variationsstufen angegeben ist:

- Drehzahl n (5)
- Einspritzmenge m_B (5):
Über die Drehzahl und die Einspritzmenge wird der Betriebspunkt definiert. Die Einspritzmenge hat dabei einen hohen Einfluss auf die Brenndauer. Die minimale Einspritzmenge wurde drehzahlabhängig gewählt, um einen stabilen Motorlauf zu gewährleisten.
- Förderbeginn FB (6):
Der Förderbeginn hat einen großen Einfluss auf den Verbrennungsbeginn.
- Saugrohrdruck p_{saug} (4):
Der Saugrohrdruck beeinflusst in erster Linie den Zündverzug.
- $\Delta\varphi_{\text{QH50\%}}$ (5):
 $\Delta\varphi_{\text{QH50\%}}$ bezeichnet den Abstand zwischen der Kurbelwinkellage des Förderbeginns und der Kurbelwinkellage des 50 % Energieumsatzpunktes. Da diese beiden Größen stark miteinander korrelieren und sich nicht unabhängig voneinander einstellen lassen, wurde die Ersatzgröße $\Delta\varphi_{\text{QH50\%}}$ gewählt. Bei vorgegebenem Förderbeginn wird $\Delta\varphi_{\text{QH50\%}}$ über die AGR-Rate eingestellt. $\Delta\varphi_{\text{QH50\%}}$ hat einen großen Einfluss auf die Form der Heizrate vom Verbrennungsbeginn bis zum Verbrennungsende, im Besonderen auf den Anstieg vom Verbrennungsbeginn bis zur Kurbelwinkellage des 50 % Energieumsatzpunktes.

Es wurde ein D-optimaler Versuchsplan⁵⁷, bestehend aus 200 Betriebspunkten, aufgestellt. Da jeder Punkt zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit zweifach

⁵⁶ Für weiterführende Literatur zum Thema DoE sei auf Kleppmann ([353], [354]) verwiesen.

⁵⁷ Für motorische Messaufgaben werden häufig so genannte D-optimale Versuchspläne angewendet, da sie in Bezug auf die Form des Messraums relativ viele Freiheitsgrade besitzen [355]. Sie gehören zur Gattung der RSM-Versuchspläne (Response-Surface-Methodology = Wirkflächenmethode), die zur Untersuchung quantitativer Zusammenhänge zwischen Eingangs- und Zielgrößen verwendet werden. Bei den D-optimalen Versuchsplänen wird aus der Designmatrix X , in welcher die Einstellwerte der Einstellgrößen erfasst sind, und ihrer Transponierten X^T eine Matrix ($X^T X$) gebildet. Als Kriterium für die D-Optimalität wird gefordert, dass die Determinante dieser Matrix ein Maximum annimmt [356].

gemessen wurde, ergaben sich insgesamt 400 Messpunkte⁵⁸. Gegenüber den aus der Anzahl der Parameter und der jeweiligen Stufenanzahl theoretisch ermittelten 3000 Messpunkten⁵⁹ entspricht das einer Einsparung von 86,7 %.

Für die Verifikation der Modelle und für die Beurteilung der Modellqualität sind zusätzlich 28 Punkte gemessen worden, die nicht in die Modellbildung eingeflossen sind.

Tab. 6.1 zeigt den gesamten vermessenen Betriebsbereich.

Tab. 6.1: Mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung ermittelter Bereich der Einstellgrößen (Drehzahl, Einspritzmenge, Saugrohrdruck, Förderbeginn und $\Delta\varphi_{QH50\%}$) mit Angabe von minimalem (min.) und maximalem (max.) Wert und den sich daraus ergebenden Größen effektiver Mitteldruck und AGR-Rate

	min.	max.
Drehzahl n [U/min]	1400	3500
Einspritzmenge m_B [mg/Arbeitsspiel]	10	30
Förderbeginn FB [°KW]	34° vor OT	1° vor OT
Saugrohrdruck p_{saug} [mbar]	1000	2250
$\Delta\varphi_{QH50\%}$ [°KW]	9	39
→ effektiver Mitteldruck p_{me} [bar]	1	11
→ AGR-Rate [%]	0	62

Eine Darstellung des durch die Messungen abgedeckten Kennfeldbereichs befindet sich im Anhang **A.11** (siehe **Abb. A. 18**).

Tab. 6.2 zeigt die sich aus den gemessenen Betriebspunkten ergebende Spannweite für die Eingangs- und Ausgangsparameter des Ruß- und NO_x-Modells.

⁵⁸ Grundsätzlich sind nur so viele Messpunkte notwendig, wie Modellparameter bestimmt werden sollen. Werden darüber hinaus weitere Messpunkte im Parameterraum platziert, können die Parameter mittels Regression (Methode der kleinsten Fehlerquadrate) bestimmt werden. Mit steigender Überbestimmtheit wächst die statistische Aussagefähigkeit des Ergebnisses und somit die Sicherheit gegenüber Messfehlern, wobei auch der Messaufwand steigt, vgl. [357] und [358].

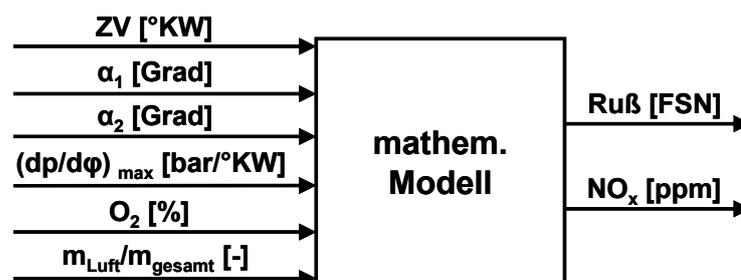
⁵⁹ Die theoretische Anzahl der Messpunkte berechnet sich aus der Multiplikation der Stufenanzahl der einzelnen Parameter.

Tab. 6.2: Spannweite der Eingangs- und Ausgangsparameter (grau hinterlegt) für das Ruß- und das NO_x-Modell

	min.	max.
Zündverzug [ms]	0,05	1,61
Winkel α_1 [Grad]	17,85	88,07
max. Druckanstieg $(dp/d\phi)_{max}$ [bar/°KW]	0,88	8,05
Winkel α_2 [Grad]	27,05	86,18
Sauerstoffkonzentration im Abgas O ₂ [%]	1,5	15,9
Verhältnis der Luftmasse zur gesamten Gasmasse m_{Luft}/m_{gesamt} [-]	0,38	1
→ Ruß [FSN]	0,01	8,17
→ NO _x [ppm]	0	2636

6.3 Erstellung der Modelle

Im Folgenden soll eine mathematische Beschreibung zwischen den Ruß- und NO_x-Emissionen und den in Kap. 6.1 für diese Schadstoffe als relevant identifizierten Einflussgrößen ZV, α_1 , α_2 , $(dp/d\phi)_{max}$, O₂ und m_{Luft}/m_{gesamt} entwickelt werden, vgl. **Abb. 6.17**.

Abb. 6.17: Darstellung der Eingangsgrößen (linke Seite) und der Ausgangsgrößen (rechte Seite) für das Ruß- und das NO_x-Modell

Die zu erarbeitenden Modelle müssen folgende Kriterien erfüllen:

- Der mathematische Aufwand zur Lösung der Modelle sollte auch beim heutigen Entwicklungsstand der Rechentechnik möglichst gering sein.
- Die Transparenz des Modells soll möglichst hoch sein, so dass auch ohne Expertenwissen der Einfluss der einzelnen Parameter auf die Emissionen klar

erkennbar ist. In diesem Punkt sollen sich die zu erarbeitenden Modelle vor allem von den künstlichen neuronalen Netzen und den Polynommodellen abheben.

Anhand dieser Anforderungen und aufgrund der Tatsache, dass ein genauer physikalischer und mathematischer Zusammenhang zwischen den Eingangsparametern und den Emissionen nicht bekannt ist, fiel die Entscheidung zugunsten eines einfachen Potenzproduktansatzes. Bei diesem werden die Modellparameter multiplikativ miteinander verbunden und sind jeweils mit einem Exponenten versehen, der positive wie auch negative Werte annehmen kann. Diese Exponenten dienen zur Adaption der gemessenen Eingangsgrößen an die gemessenen Ausgangsgrößen.

Es wird darauf hingewiesen, dass Potenzproduktansätze, wie auch andere mathematische Ansätze, nicht oder nur begrenzt extrapolierbar sind. Daher besitzen sie nur in dem Kennfeldbereich Gültigkeit, innerhalb dessen die Modellparameter ermittelt wurden, vgl. hierzu [256].

Für die Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen wurden die folgenden Modellgleichungen aufgestellt:

$$Ru\beta [FSN] = K_1 \cdot ZV^{e1} \cdot \alpha_1^{e2} \cdot (dp/d\varphi)_{\max}^{e3} \cdot \alpha_2^{e4} \cdot O_2^{e5} \cdot \left(\frac{m_{Luft}}{m_{gesamt}} \right)^{e6} \quad (6.7)$$

$$NO_x [ppm] = K_2 \cdot ZV^{f1} \cdot \alpha_1^{f2} \cdot (dp/d\varphi)_{\max}^{f3} \cdot \alpha_2^{f4} \cdot O_2^{f5} \cdot \left(\frac{m_{Luft}}{m_{gesamt}} \right)^{f6} \quad (6.8)$$

Da die Parameter mit unterschiedlichen Einheiten eingesetzt werden, wird zusätzlich jeweils eine Konstante K1 bzw. K2 benötigt, um die Einheiten anzugleichen. Kleinschmidt [359] weist darauf hin, dass in diese Konstanten auch spezielle Versuchsrandbedingungen mit einfließen können.

Die Konstanten stellen zusammen mit den Exponenten die Modellkoeffizienten dar.

Gleich aussehende Formelstrukturen sind aus der Ähnlichkeitstheorie⁶⁰ bekannt. Beispielsweise kann der Wärmeübergangskoeffizient bei turbulenter stationärer Rohrströmung als Funktion von Reynolds-Zahl und Prandtl-Zahl dargestellt werden [216]:

⁶⁰ In der Ähnlichkeitstheorie werden alle ein Phänomen bestimmende Parameter zu dimensionslosen Kennzahlen zusammengefasst und die interessierenden Abhängigkeiten als Funktion dieser Kennzahlen ausgedrückt. Dies hat den Vorteil, dass sich allgemein gültige Aussagen treffen lassen, die für alle „ähnlichen“ Systeme gelten. „Ähnliche“ Systeme sind solche, bei denen sich trotz unterschiedlicher Einzelgrößen gleiche Kennzahlen ergeben.

$$Nu = K \cdot Re^{m_1} \cdot Pr^{m_2} \quad (6.9)$$

Der Hauptunterschied zu den hier verwendeten Modellen besteht darin, dass Gleichung 6.9 mit Hilfe des Buckingham-Theorems⁶¹ einer Dimensionsanalyse unterzogen wurde und damit dimensionslos ist.

In der Literatur finden sich zahlreiche Veröffentlichungen, in denen mit Hilfe derartiger Potenzproduktansätze die unterschiedlichsten technischen Parameter, wie z.B. die Eindringtiefe des Kraftstoffeinspritzstrahls in den Brennraum oder die geometrische Abmessung von Schokolademasse bei der Feinzerkleinerung, untersucht werden, siehe u. a. [361] und [362].

Berechnung der Exponenten und der Konstanten

Die Bestimmung der Exponenten e_1 bis e_6 bzw. f_1 bis f_6 sowie der beiden Konstanten K_1 und K_2 des selektierten Modells erfolgt auf Grundlage der experimentellen Daten, die im Rahmen der ersten Versuchsserie gewonnen wurden (s. Kap. 6.2).

Die Erstellung der Ruß- und NO_x -Modelle besteht folglich aus zwei Teilen: zunächst werden die benötigten Eingangs- und Ausgangsgrößen messtechnisch ermittelt und anschließend werden die Exponenten und die Konstanten anhand der Messdaten rechnerisch bestimmt.

Die Potenzproduktansätze werden dabei mit Hilfe des Simplex-Algorithmus⁶² gelöst.

Da die Potenzproduktansätze die zu beschreibenden Abhängigkeiten nur begrenzt wiedergeben können und die Messwerte zudem mit Fehlern behaftet sind, lassen sie sich nicht eindeutig lösen. Deshalb ist nur eine Abschätzung der Faktoren möglich. Zu diesem Zweck findet die Methode der kleinsten Fehlerquadrate Anwendung. Als Fehler werden bei dieser Vorgehensweise die Abweichungen zwischen den mit den Modellen berechneten und den gemessenen Ruß- und NO_x -Emissionen bezeichnet. Ziel ist die Minimierung der Summe der Quadrate dieser Differenzen. **Abb. 6.18** zeigt den Ablaufplan für die Bestimmung der Exponenten und der Konstanten.

⁶¹ Buckingham-Theorem: Ein vollständiger Satz dimensionsloser Kennzahlen ergibt sich aus dem vollständigen Satz aller Einflussgrößen (durch Experiment zu ermitteln) minus der Anzahl der Grunddimensionen (Rang der Dimensionsmatrix) [360].

⁶² Der Simplex-Algorithmus ist ein spezielles Verfahren zur Lösung linearer Optimierungsprobleme (LOP). Ein LOP besteht aus einer zu optimierenden Funktion, dessen Maximum oder Minimum gesucht ist. Mathematisch gesehen besteht bei einem LOP die Menge aller denkbaren Lösungen aus einer konvexen Menge und das Optimum befindet sich in einem Eckpunkt dieser Menge. Die Optimallösung wird iterativ ermittelt. Begonnen wird dabei mit einer zulässigen Lösung des Problems. Daraufhin erfolgt eine schrittweise Verbesserung der Lösung bis hin zur optimalen Lösung. Der Simplex Algorithmus wurde 1947 von George Dantzig entwickelt [363].

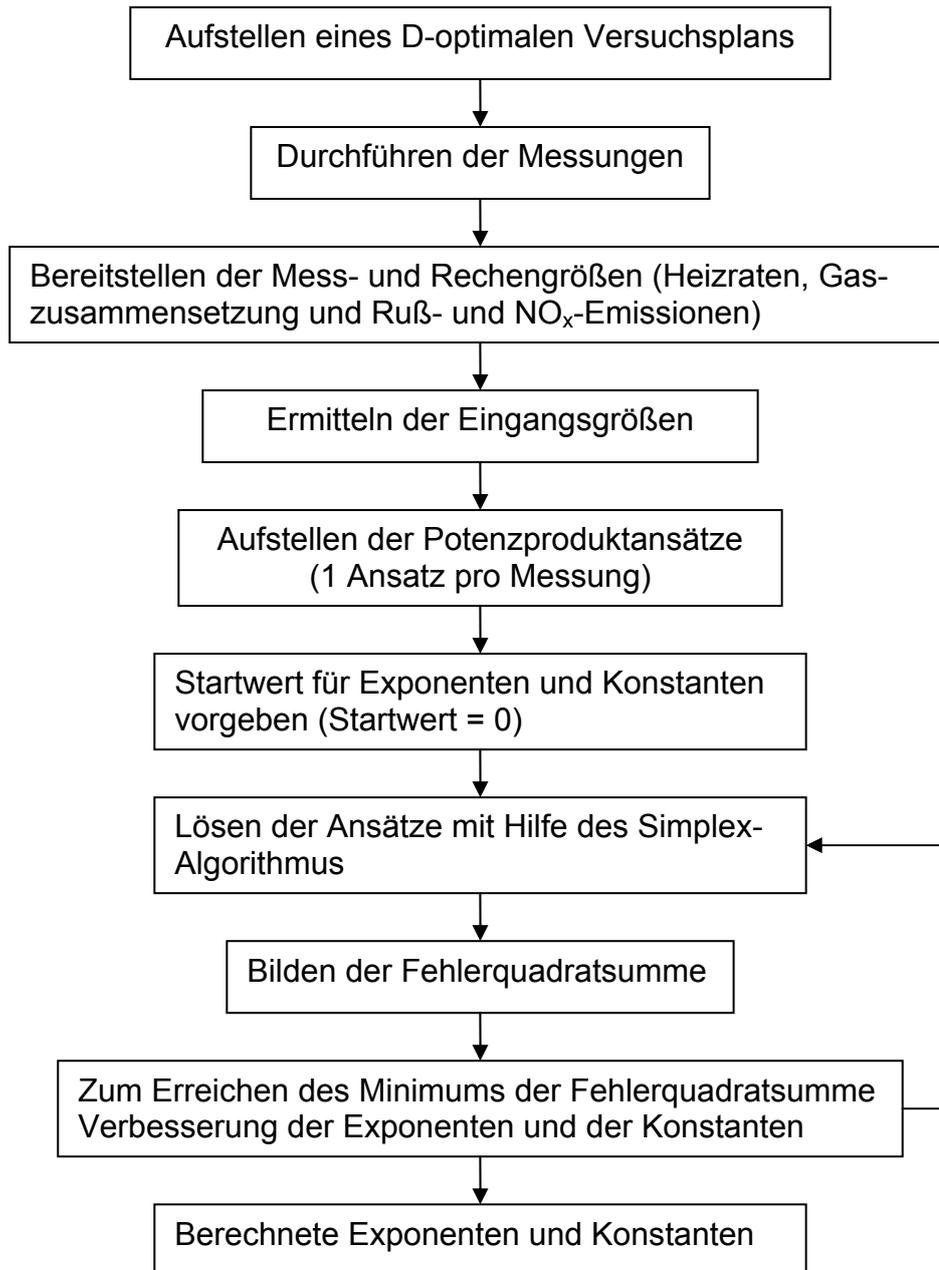


Abb. 6.18: Ablaufplan für die Bestimmung der Exponenten e_1 bis e_6 und f_1 bis f_6 bzw. der beiden Konstanten K_1 und K_2 für das Ruß- und das NO_x -Modell

6.4 Analyse der Ergebnisse

Die aus den experimentellen Daten nach der oben beschriebenen Vorgehensweise berechneten Werte für die Exponenten und die Konstanten sind in **Tab. 6.3** zusammengefasst.

Tab. 6.3: Berechnete Exponenten und Konstante (s. Gleichung 6.7 und 6.8) für das Ruß- und das NO_x-Modell aus der ersten Versuchsreihe

	K	Exponent für					
		ZV	α_1	$(dp/d\varphi)_{\max}$	α_2	O ₂	m _{Luft} /m _{gesamt}
Ruß	1,74	-0,93	1,93	-0,06	-1,86	-1,37	-0,25
NO _x	1773,4	0,19	1,67	0,86	-1,92	0,45	2,98

Vor der Darstellung der Ergebnisse folgt eine Überprüfung der Abhängigkeiten der Parameter untereinander, um mögliche Wechselwirkungen, die die Ergebnisse beeinflussen könnten, aufzudecken. **Tab. 6.4** zeigt dazu eine Korrelationsmatrix mit Angabe der Bestimmtheitsmaße R^2 .

Tab. 6.4: Bestimmtheitsmaße R^2 der zur Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen ausgewählten Parameter

	ZV	α_1	$(dp/d\varphi)_{\max}$	α_2	O ₂	m _{Luft} /m _{gesamt}
ZV	1					
α_1	0,082	1				
$(dp/d\varphi)_{\max}$	0,0856	0,1191	1			
α_2	0,0383	0,0061	0,0992	1		
O ₂	0,218	0,0557	0,033	0,0087	1	
m _{Luft} /m _{gesamt}	0,1881	0,0693	0,1017	0,0008	0,3478	1

Es ist ersichtlich, dass das Verhältnis der Luftmasse zur gesamten Gasmasse $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ zu der Sauerstoffkonzentration im Abgas O₂ eine leichte Korrelation aufweist. Dennoch werden beide Parameter aufgrund der in Kap. 6.1.1 und Kap 6.1.2 aufgeführten Gründe benötigt. Weiterhin ist die Korrelation zwischen dem Zündverzug ZV und der Sauerstoffkonzentration O₂ sowie dem Luftverhältnis $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ im Vergleich zu der Korrelation der anderen Parameter untereinander ebenfalls etwas höher. Diese Abhängigkeit des Zündverzugs von der Gaszusammensetzung ist bekannt (vgl. neben vielen anderen [164]). Auch auf den Zündverzug wurde nicht verzichtet, da seine Berechtigung in den Voruntersuchungen bestätigt wurde und da er bei der dieselmotorischen Verbrennung und Schadstoffbildung als wichtiger Parameter gilt⁶³. Gerade im Zusammenhang mit den (teil-)homogenen Brennverfahren

⁶³ Der Zündverzug wird z.B. von Schöttke et al. [235] als „zweifelsohne eine der wichtigsten Einflussgrößen auf den Ablauf der dieselmotorischen Verbrennung“ bezeichnet. Auch auf die Schadstoffbildung hat der Zündverzug einen hohen Einfluss, vgl. u.a. [364].

erlangt der Zündverzug eine besondere Bedeutung, wie auch die spätere Analyse der Ergebnisse zeigen wird. **Abb. A. 20** im Anhang **A.12** zeigt neben der Gaszusammensetzung weitere Einflussgrößen auf den Zündverzug.

Die Korrelation aller weiteren Parameter untereinander ist geringer⁶⁴, wodurch die Güte der Auswahl der Parameter bestätigt wird. Es soll an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen werden, dass die Auswahl der Eingangsgrößen vor allem nach physikalischen und pragmatischen Gesichtspunkten erfolgte und nicht ausschließlich nach mathematischen. Geringe Korrelationen zwischen den Eingangsgrößen werden daher akzeptiert.

Abb. 6.19 zeigt die Übereinstimmung zwischen den gemessenen Ruß- und NO_x-Emissionen und den mit den Modellen berechneten Emissionen mit Angabe des Bestimmtheitsmaßes R².

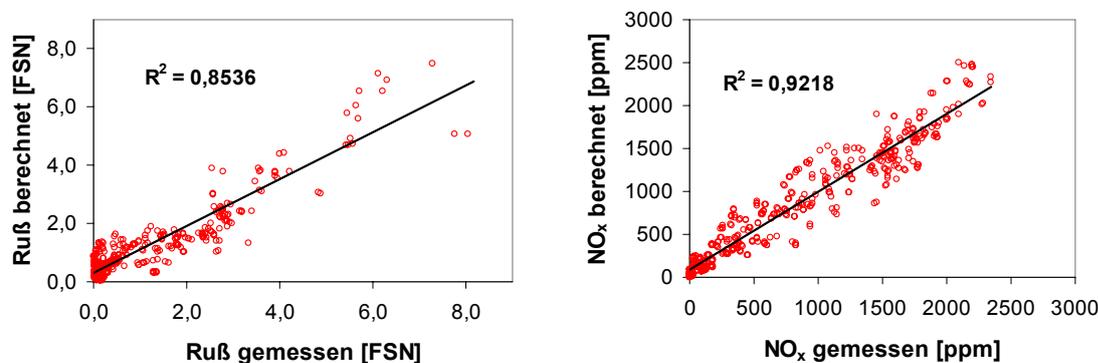


Abb. 6.19: Korrelation zwischen den gemessenen Ruß- und NO_x-Emissionen und den mit dem Ruß- bzw. NO_x-Modell berechneten Emissionen

Das Bestimmtheitsmaß beträgt bei dem Ruß-Modell $R^2 = 0,85$ und bei dem NO_x-Modell $R^2 = 0,92$. Da, wie bereits erwähnt, schon ab Werten zwischen $R^2 = 0,3$ und $R^2 = 0,5$ ein starker Zusammenhang vorliegt [341], ist der erste Teil der in Kap. 6.1 aufgestellten Hypothese über den Zusammenhang zwischen den Eingangsparametern und den Ruß- und NO_x-Emissionen innerhalb der festgelegten Versuchsbedingungen verifiziert. In Anbetracht der Tatsache, dass die Heizrate und die Gaszusammensetzung durch die gewählten „globalen“ Parameter nur tendenziell beschrieben werden, können die erreichten Bestimmtheitsmaße als zufrieden stellend bezeichnet werden.

⁶⁴ Bei dem hier verwendeten Einspritzsystem (PDE UI-P2) können bei gegebener Motordrehzahl nur der Förderbeginn und die Förderdauer variiert werden. Eine Formung des Einspritzverlaufs ist nicht möglich. Der Verbrennungsablauf wurde hauptsächlich über die AGR-Rate beeinflusst. Eine vollständige Unabhängigkeit der Eingangsparameter ist daher nicht möglich.

Durch Ergänzen der Ruß-/NO_x-Modelle (Gl. 6.7 und 6.8) um weitere Parameter erhöht sich das Bestimmtheitsmaß R^2 nicht signifikant⁶⁵. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass alle relevanten Parameter in den Modellen enthalten sind.

Verifikationsmessungen

Verifikationsmessungen dienen zur Absicherung der Modellergebnisse. Im Rahmen des Messplans ist dazu die Aufnahme zusätzlicher Messpunkte erfolgt, welche innerhalb des ursprünglich vermessenen Bereiches liegen und nicht für die Modellbildung verwendet worden sind (siehe Abb. A. 18 im Anhang A.11). An diesen Punkten ist die Verifikation der Modelle vorgenommen worden. **Abb. 6.20** zeigt die gemessenen und die mit dem Ruß- und NO_x-Modell berechneten Emissionen.

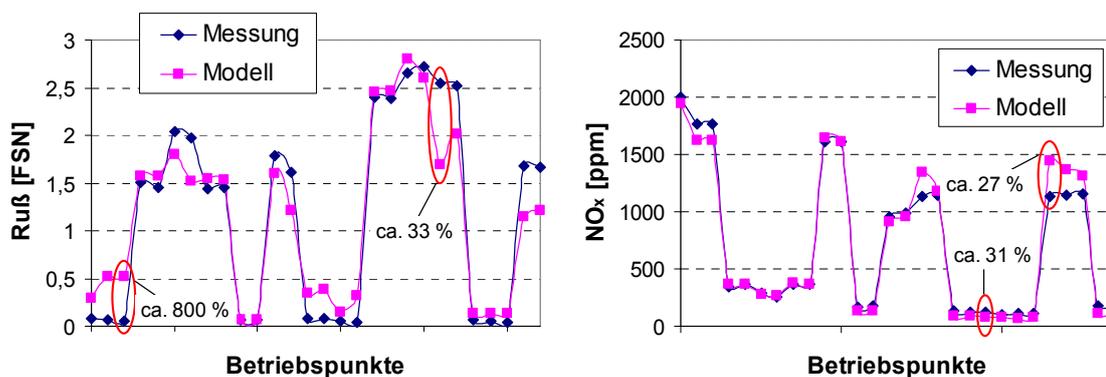


Abb. 6.20: Gemessene und mit dem Ruß- und NO_x-Modell berechnete Emissionen; Verifikation der Modelle anhand von Messpunkten, die nicht in die Modellerstellung eingegangen sind; Angabe von relativer Abweichung zwischen Messung und Rechnung bei ausgewählten Punkten

Es zeigt sich eine gute qualitative und quantitative Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung bei den NO_x-Emissionen und eine zumindest qualitativ zufrieden stellende Übereinstimmung bei den Ruß-Emissionen. Gerade bei kleinen FSN-Werten (FSN < 0,1) kann die Abweichung zwischen Rechnung

⁶⁵ Mit steigender Anzahl der Modellparameter nähert sich das Bestimmtheitsmaß R^2 immer weiter der Eins. Damit nimmt jedoch die Komplexität der Modelle zu und es kommt zu einem „Overfitting“, d.h. einer Nachbildung der Messstreuung. Die Erweiterung der Modelle lediglich aus der Motivation heraus, R^2 zu erhöhen, erscheint als nicht sinnvoll. Es war eine Anforderung, die Emissionen mit möglichst wenigen charakteristischen Parametern zu beschreiben, vgl. Seite 38. Zudem setzt die Genauigkeit bei der Ermittlung der Modelleingangs- und ausgangsgrößen Grenzen bei dem Bestimmtheitsmaß, siehe Seite 68.

und Messung bis zu 800 % betragen (gemessen: 0,057 FSN; berechnet: 0,5135 FSN). Bei dem NO_x -Modell beträgt die maximale Abweichung ca. 31 %. Die Tendenzen werden aber richtig wiedergegeben.

Da die mit den Modellen berechneten Emissionen betriebspunktabhängig sowohl größer als auch kleiner als die gemessenen Emissionen sind, zeigt sich bei den kumulierten Emissionen eine deutlich bessere Übereinstimmung, siehe **Abb. 6.21**. Die kumulierten Emissionen können z.B. als Maß für die Beladung von Abgasnachbehandlungssystemen dienen.

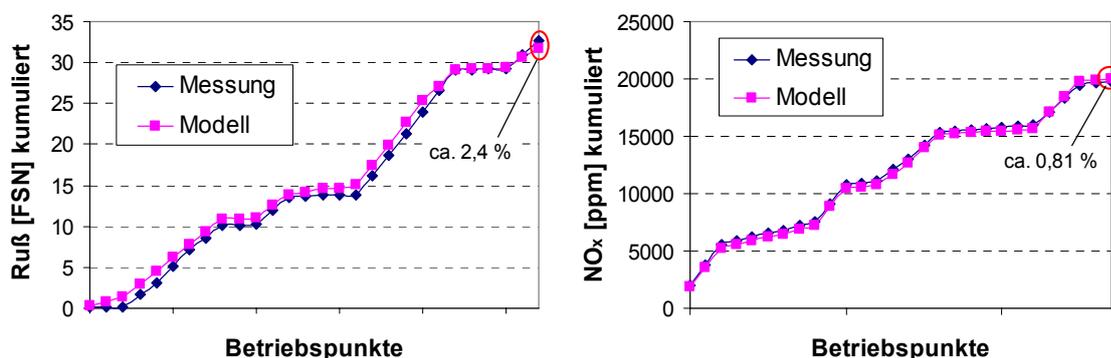


Abb. 6.21: Gemessene und mit dem Ruß- und NO_x -Modell berechnete kumulierte Emissionen; Angabe von relativer Abweichung zwischen Messung und Rechnung

Es muss noch einmal darauf hingewiesen werden, dass die Emissionen im stationären Motorbetrieb gemessen wurden. Die Verbindungslinie zwischen den einzelnen Messpunkten dient nur der besseren Darstellung.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Modelle – innerhalb des untersuchten Versuchsraums – die Ruß- und NO_x -Emissionen zumindest qualitativ richtig wiedergeben können.

Verringerung der Emissionsgrenzen

Werden nur die Emissionswerte betrachtet, die innerhalb der für den Serienbetrieb relevanten Grenzen ($\text{FSN} < 1,5$ und $\text{NO}_x < 1100$ ppm) liegen, steigt das Bestimmtheitsmaß R^2 bei Ruß und bei NO_x um ca. 2 % an, wie **Abb. 6.22** zeigt. Als Grund für das Ansteigen des Bestimmtheitsmaßes werden die geringere Anzahl an Messpunkten⁶⁶ (260 im Vergleich zu den ursprünglichen 400) und der deutlich geringere Wertebereich vermutet, wodurch das Anpassen der Eingangs- und Ausgangsgrößen durch die Exponenten vereinfacht wird.

⁶⁶ Der Drehzahl-Lastbereich wurde nicht eingeschränkt; weggefallen sind Punkte mit hoher Einspritzmenge und gleichzeitig hoher AGR-Rate bzw. frühem Förderbeginn.

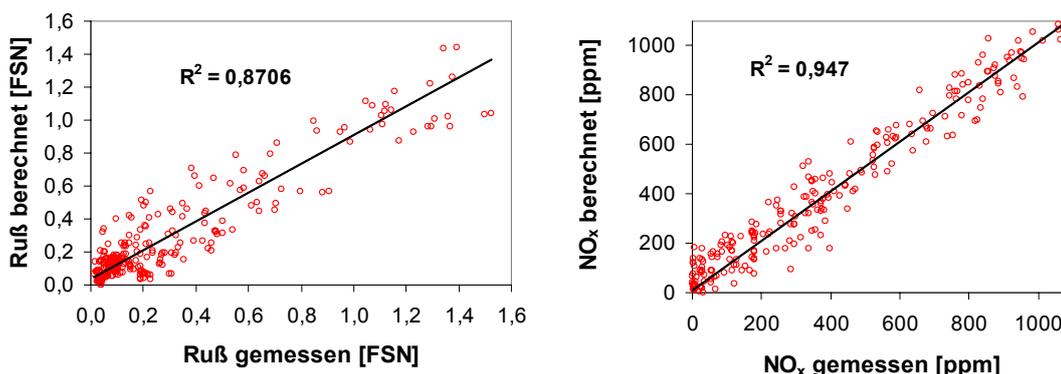


Abb. 6.22: Korrelation zwischen den gemessenen Ruß- und NO_x-Emissionen und den mit dem Ruß- bzw. NO_x-Modell berechneten Emissionen (FSN begrenzt auf 1,5; NO_x begrenzt auf 1100 ppm)

Erforderlich war eine erneute Bestimmung der Exponenten und der Konstanten nach dem in Abb. 6.18 gezeigten Vorgehen. Die Zahlenwerte haben sich dabei verändert, wobei die Tendenzen gleich geblieben sind, vgl. **Tab. 6.5** mit Tab. 6.3 auf Seite 63.

Tab. 6.5: Berechnete Exponenten und Konstante für das Ruß- und das NO_x-Modell aus der ersten Versuchsreihe (FSN begrenzt auf 1,5; NO_x begrenzt auf 1100 ppm)

	K	Exponent für					
		ZV	α_1	$(dp/d\phi)_{max}$	α_2	O ₂	m _{Luft} /m _{gesamt}
Ruß	0,8	-2,34	1,92	-0,09	-1,44	-1,38	-0,99
NO _x	818,07	0,5	1,05	1,16	-1,23	0,13	3,25

Auffallend ist die in beiden Fällen (siehe Abb. 6.19 und Abb. 6.22) etwas schlechtere Korrelation bei dem Ruß-Modell im Vergleich zu dem NO_x-Modell⁶⁷.

Im Weiteren sollen Ursachen aufgeführt werden, die zur Verringerung der Korrelation bei dem Ruß- und dem NO_x-Modell beitragen.

⁶⁷ Auch in der Literatur wird bei der Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen mit unterschiedlichen Modellen grundsätzlich bei Ruß eine schlechtere Übereinstimmung zwischen experimentell ermittelten und berechneten Werten als bei NO_x beobachtet, vgl. [250] und [365]. Als Ursache wird in beiden Quellen die methodisch bedingte höhere Messunsicherheit bei Ruß angegeben. Stiesch weist in seiner Dissertation [366] darauf hin, bei der Beurteilung der Qualität eines Rußmodells die Unsicherheiten bei der Messung der FSN-Zahl zu beachten.

Fehleranalyse

Eine vollständige Untersuchung aller möglichen Ursachen, die zur Verringerung der Korrelation beitragen, wäre sehr umfangreich, wobei auch aus messtechnischen Restriktionen⁶⁸ eine quantitative Betrachtung aller Fehler oftmals nicht möglich ist. Daher sollen nachfolgend nur die wichtigsten Gründe - ohne Anspruch auf Vollständigkeit - aufgelistet werden:

- An erster Stelle steht der Einfluss der Genauigkeit der Abgasmesstechnik. Dieser Punkt ist so bedeutend, dass er weiter unten analytisch untersucht wird.
- Die zylinderselektive Streuung der Einspritzmenge aufgrund fertigungs- und betriebsbedingter Toleranzen beim Einspritzsystem⁶⁹ sowie die Streuung der Luft- und AGR-Masse⁷⁰ von Zylinder zu Zylinder wird durch die Mittelung des Heizverlaufs über alle Zylinder und die Messung der Emissionen im Gesamt-abgas nicht berücksichtigt. Bei Anwendung der Modelle auf Einzylinder-motoren (vgl. Kap. 6.5) wird bei der Ruß-Modellierung im Vergleich zu dem hier untersuchten Vierzylindermotor eine deutlich höhere Korrelation zwischen Rechnung und Messung erreicht, wodurch diese These erhärtet wird.
- Die Wärmefreisetzung wird durch die beiden Winkel α_1 und α_2 und den maximalen Druckanstieg $(dp/d\phi)_{\max}$ nur tendenziell beschrieben. Hier kommt der Kompromiss hinsichtlich der Genauigkeit der Berechnung und der bewusst gering gehaltenen Komplexität der Modelle zum Tragen.
- Die Bestimmung der Eingangsgrößen ist mit Unsicherheiten behaftet. Neben den messtechnisch ermittelten Eingangsgrößen (O_2 , m_{Luft} und Zylinderdruck) sind auch die Rechengrößen mit gewissen Ungenauigkeiten behaftet. Nur als ein Beispiel soll hier der Zündverzug aufgeführt werden. Dieser ist definiert als Kubelwinkelbereich zwischen dem Förderbeginn und der Lage des Minimums des integralen Heizverlaufs. Nicht berücksichtigt wird damit die Einspritzverzugszeit, die bei dem verwendeten Einspritzsystem stark vom Nockenwinkel und der Drehzahl abhängig ist, siehe **Abb. A. 21** und **Abb. A. 22** im Anhang **A.13**. Ferner ist die Berechnung der Heizrate selbst

⁶⁸ Als ein Beispiel sei hier die Problematik aufgeführt, die Ungleichverteilung der AGR- und Luftmasse von Zylinder zu Zylinder messtechnisch mit vertretbarem Aufwand zu ermitteln.

⁶⁹ Becker [367] hat durch eine zylinderselektive Abgasmessung an einem 4-Zylinder-Motor den Nachweis erbracht, dass durch die zylinderselektive Streuung der Einspritzmenge höhere Ruß- und NO_x -Gesamtemissionen hervorgerufen werden, als dies bei einer Gleichstellung der Einspritzmenge für jeden Zylinder der Fall wäre. Ursache ist der nichtlineare Zusammenhang zwischen dem effektiven Mitteldruck und den Ruß- und NO_x -Emissionen. Auch Jeschke zeigt in seiner Dissertation [207] das Potenzial zur Emissionsreduzierung durch Gleichstellung aller Zylinder hinsichtlich ihres Momentenbeitrages und ihrer Verbrennungslage.

⁷⁰ Das Potenzial zur Emissionsreduzierung durch eine Gleichstellung der Einzelzylinderluftzahlen wird von Piock et al. [368] aufgezeigt.

nach dem schnellen Heizgesetz von Hohenberg – dieses Gesetz gilt als mathematische Ersatzfunktion – mit Annahmen behaftet und lässt viele thermodynamische Effekte⁷¹ unberücksichtigt [309].

- Durch die Beschreibung der Heizrate werden nur energetische Einflüsse erfasst. Ausgeschlossen sind dabei energetisch unbedeutende Mechanismen, die zur Wärmefreisetzung nicht beitragen, jedoch zur Schadstoffentstehung. Als Beispiel soll hier die Vermutung aufgeführt werden, dass die Verbrennung kleinster Kraftstoffmengen auf dem Kolbenboden nur einen geringen Anteil an der Wärmefreisetzung leistet, aber zur Rußbildung beiträgt⁷².
- Mit künstlichen neuronalen Netzen (KNN) und Polynommodellen wurden mit den gleichen zugrunde liegenden Versuchsergebnissen deutlich höhere Bestimmtheitsmaße R^2 erreicht, vgl. **Tab. A. 3** im Anhang **A.14**. KNN wie auch Polynommodelle haben mathematisch mehr Möglichkeiten und mehr Modellparameter zur Adaptierung der gemessenen Eingangsgrößen an die Ausgangsgrößen als der gewählte einfache Potenzproduktansatz. Demnach setzt das mathematische Modell eine Grenze bei der erreichbaren Korrelation.
- Die zyklischen Schwankungen⁷³ des Motors haben einen Einfluss auf die Genauigkeit der Modelle. Um den Einfluss gering zu halten, wurde der indizierte Zylinderdruck über 50 Zyklen gemittelt und die NO_x -Emissionen wurden über eine Messzeit von 40 s ermittelt. Bei den vermessenen Drehzahlstufen von 1400 U/min bis 3500 U/min entspricht das einer NO_x -Mittlung über 466 bis 1166 Zyklen. Die gemessene FSN-Zahl setzt sich aus zwei Analysen eines Abgasvolumens von je 1000 ml (Saugzeit 6 s) zusammen. Dies entspricht einer Mittlung aus zweimal 70 bis 175 Zyklen.

Fehlerbetrachtung bei der Messung der Ruß- und NO_x -Emissionen:

Bei der Messung der Rußzahl nach der Methode der Filterschwärzung wird eine Reproduzierbarkeit von 0,05 FSN im Messbereich von 0,5 bis 6,0 FSN angegeben [370]. Bei der NO_x -Messung mit der Nicht-dispersiven-Infrarot

⁷¹ z.B. die sich kurbelwinkelabhängig ändernde Gaszusammensetzung; mit ihr ändert sich die spezifische Wärmekapazität, die einen hohen Einfluss auf die NO_x -Emissionen hat

⁷² vgl. [142]: hier wird festgestellt, dass Ruß sich im Verlauf der Expansion vermehrt in der Muldenmitte befindet

⁷³ Wagner weist in seiner Dissertation [325] auf sehr hohe zyklische Schwankungen der Ruß- und NO_x -Emissionen bei Dieselmotoren mit Kraftstoffdirekteinspritzung im stationären Teillastbetrieb hin. Bei Ruß kann die Standardabweichung der pro Arbeitsspiel emittierten Masse bis über 40 % des Mittelwertes betragen (FSN von 0,1 bis 2,8, Mittelwert 1,6). Bei NO_x beträgt die Standardabweichung zwischen 6 und 9 % des Mittelwertes, siehe auch [369].

(NDIR)-Absorptionsanalyse⁷⁴ wird eine Reproduzierbarkeit von 10 ppm angegeben [371]. Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit über einen großen Messbereich und bei den vorherrschenden Versuchsbedingungen wurden verschiedene Betriebspunkte mit unterschiedlichen Ruß und NO_x-Emissionen je 10-mal gemessen. Es wurde bei den Messungen darauf geachtet, dass keine Instabilitäten⁷⁵ beim Motorlauf auftreten, da diese nach Schindler [372] großen Einfluss auf die Messqualität der Rußzahl haben können. Zudem wurden die Messungen ohne Partikelfilter durchgeführt, um einen konstanten Abgasgegen- druck zu gewährleisten. Aus den Messungen wurde das arithmetische Mittel und der Variationskoeffizient⁷⁶ berechnet.

Abb. 6.23 und **Abb. 6.24** zeigen die Ergebnisse für die Messung der NO_x- bzw. der Rußemissionen.

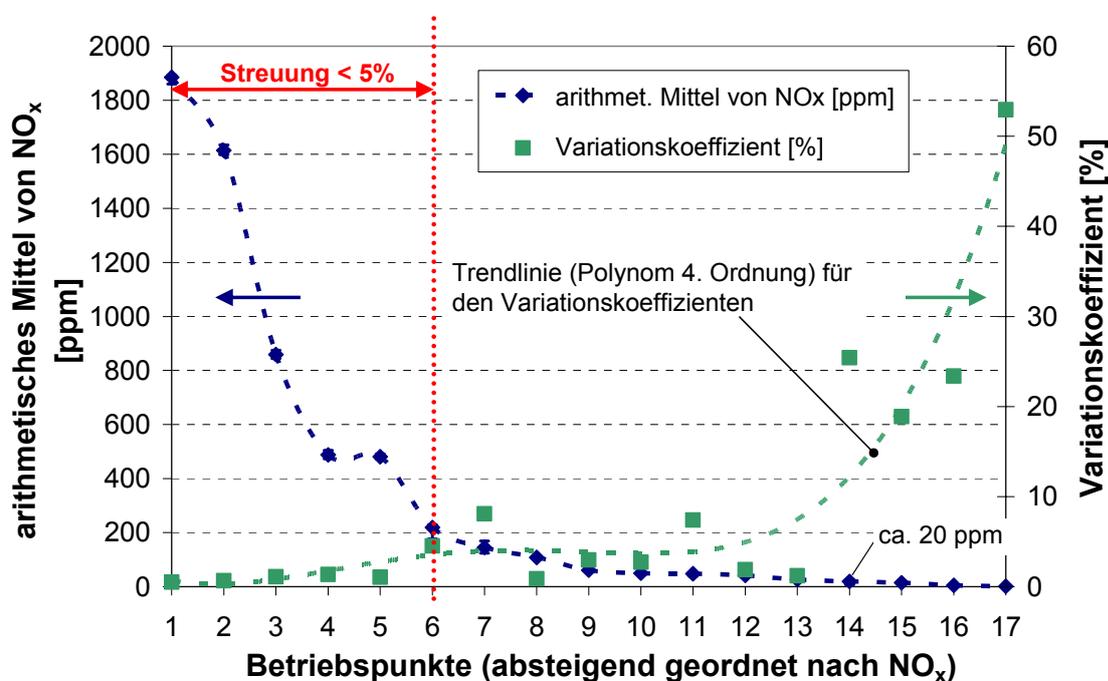


Abb. 6.23: Arithmetisches Mittel von NO_x [ppm] und Variationskoeffizient für verschiedene Betriebspunkte mit Angabe des Bereichs für eine Streuung kleiner 5 %. Jeder Betriebspunkt wurde 10-mal gemessen.

⁷⁴ Eine Beschreibung des Messprinzips findet sich z.B. in [371].

⁷⁵ z.B. Verbrennungsaussetzer aufgrund zu hoher AGR-Rate oder zu geringer Kraftstoffmenge

⁷⁶ Der Variationskoeffizient ist der Quotient aus der korrigierten Standardabweichung und dem arithmetischen Mittel. Er ist in der Statistik ein Maß für die „relative“ Streuung der Messwerte. Teilweise wird der Variationskoeffizient in der Literatur auch als relative Standardabweichung bezeichnet.

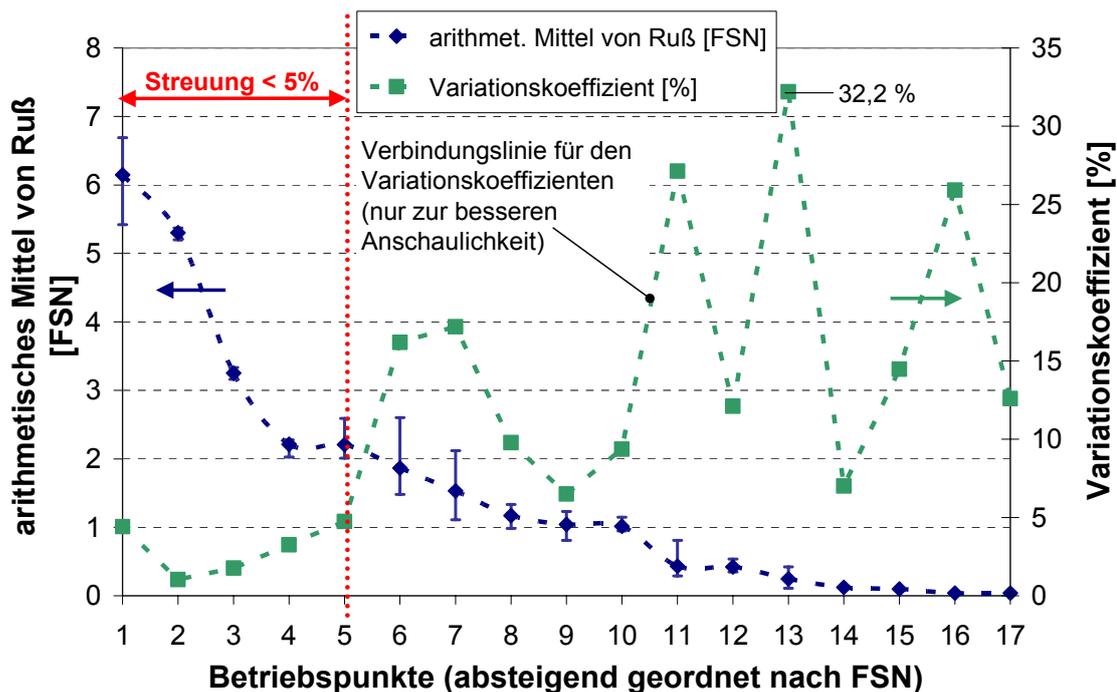


Abb. 6.24: Arithmetisches Mittel von Ruß [FSN] und Variationskoeffizient für verschiedene Betriebspunkte mit Angabe des Bereichs für eine Streuung kleiner 5 % und pro Betriebspunkt Angabe der Spannweite. Jeder Betriebspunkt wurde 10-mal gemessen.

Bei der NO_x -Messung tritt erst bei Werten kleiner ca. 20 ppm eine Streuung größer 10 % auf. Im Messbereich zwischen 1900 und 200 ppm ist die Streuung kleiner 5 %. Die NDIR-Absorptionsanalyse liefert damit hinreichend gut reproduzierbare NO_x -Werte.

Bei der Rußmessung liegt der Bereich mit einer Streuung kleiner 5 % zwischen 6 und 2 FSN. In dem Bereich mit FSN-Werten kleiner 2 wurde eine Streuung bis zu 32,2 % beobachtet. Der Verlauf des Variationskoeffizienten weist deutliche Schwankungen auf. Bei der Messung der Rußzahl nach der Methode der Filterschwärzung ergibt sich damit ein deutlich größeres Streuband als bei der Bestimmung der NO_x -Emissionen mit der NDIR-Absorptionsanalyse.

Da die Messwerte einer Normalverteilung unterliegen⁷⁷, wurde, um den Einfluss der Messungenauigkeit auf die Modelle zu quantifizieren, mit den ermittelten Standardabweichungen für jeden Messwert eine Zufallszahl simuliert⁷⁸. Die Zufallszahl wurde zu dem jeweiligen Ruß- bzw. NO_x -Messwert addiert, um auf

⁷⁷ Die Prüfung auf Normalverteilung erfolgte mit dem Shapiro-Wilk-Test [373]; **Abb. A. 23** im Anhang **A.15** zeigt beispielhaft für einen Betriebspunkt eine Häufigkeitsverteilung.

⁷⁸ Zur Simulation normalverteilter Zufallszahlen fand die Polar-Methode von Marsaglia Anwendung [<http://de.wikipedia.org/wiki/Normalverteilung>; Stand: 25.04.2005].

diese Weise einen fehlerbehafteten Wert vorzugeben. Dieser wurde dem dazugehörigen gemessenen Wert gegenübergestellt und das Bestimmtheitsmaß R^2 wurde ermittelt. **Abb. 6.25** zeigt das Ergebnis.

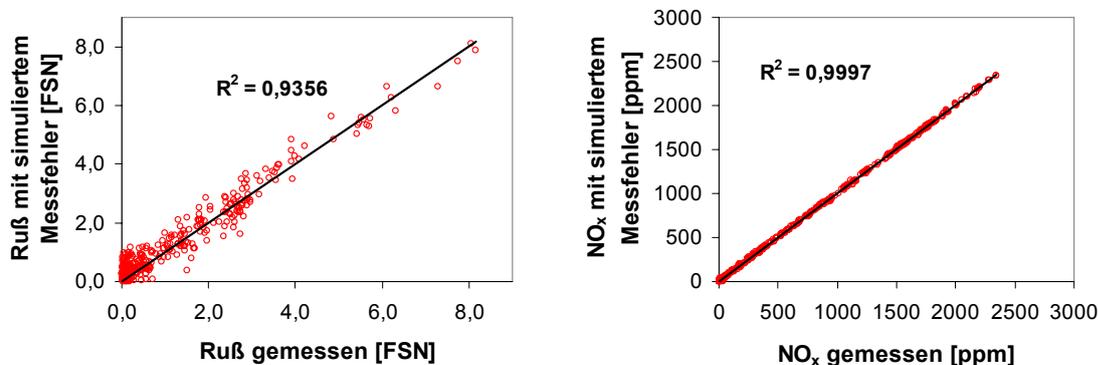


Abb. 6.25: Korrelation zwischen den gemessenen Ruß- und NO_x-Emissionen und den nach einer Normalverteilung simulierten fehlerbehafteten Ruß- und NO_x-Emissionen

Es ist zu erkennen, dass die „Messfehler“ bei der NO_x-Emission zu klein sind, um die Korrelation zu verschlechtern. Im Gegensatz dazu vermindert sich das Bestimmtheitsmaß R^2 bei der Ruß-Emission deutlich. Nach diesen Erkenntnissen müsste die Korrelation des Ruß-Modells um ca. 6,4 % schlechter sein, als es bei dem NO_x-Modell der Fall ist. Das erzielte Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,85$ lässt sich folglich nur zum Teil durch die Qualität der Rußmessungen begründen. Die übrigen 8,6 %, die zu der Verringerung des Bestimmtheitsmaßes bei dem Ruß-Modell beitragen, sind den weiter oben (siehe Seite 68) aufgeführten Effekten und Unsicherheitsfaktoren zuzuschreiben.

6.5 Vermessung weiterer Motoren

Zur Überprüfung des zweiten Teils der in Kap. 6.1 aufgestellten Hypothese wurden weitere Dieselmotoren mit anderen Einspritzsystemen und anderen verbrennungsrelevanten Aufbauten vermessen. Die Messpläne bei der Vermessung der einzelnen Motoren waren dabei unterschiedlich. Auch wurden die Motoren auf verschiedenen Prüfständen mit teilweise unterschiedlicher Messtechnik⁷⁹ eingesetzt. Die Ruß- und NO_x-Modelle wurden jedoch entsprechend der in Kap. 6.4 vorgestellten Vorgehensweise aufgestellt.

⁷⁹ vor allem bei der Indizierung des Brennraumdruckes kamen unterschiedliche Indiziersysteme und Sensoren mit unterschiedlicher Genauigkeit (gekühlte – ungekühlte Sensoren) zum Einsatz

Tab. 6.6 und **Tab. 6.7** zeigen die Exponenten der Modellparameter und die Konstante für das Ruß- bzw. das NO_x-Modell. Mit angegeben ist jeweils der untersuchte Betriebsbereich⁸⁰ sowie das erzielte Bestimmtheitsmaß R². Die Motoren sind gekennzeichnet durch eine Nummer, Anzahl der Zylinder, Anzahl der Ventile pro Zylinder, Hubraum, Einspritzsystem und Anzahl der Einspritzungen. Bei allen Motoren handelt es sich um leicht modifizierte PKW-Serienmotoren. Zum Vergleich wird mit Motor 1 der in Kap 5.1 vorgestellte Versuchsträger aufgeführt, mit dem die Grunduntersuchungen (siehe Kap. 6.2) durchgeführt wurden.

Tab. 6.6: Exponenten und Konstanten für das Rußmodell für verschiedene Motorenkonfigurationen mit Angabe des Betriebsbereiches und des Bestimmtheitsmaßes R²; mit einem Kreis gekennzeichnet sind teilhomogene Betriebspunkte

Motor-konfiguration	Mess-punkte	n [U/min]	p _{me} [bar]	AGR [%]	K ₁	Exponent für						R ²
						ZV	α ₁	(dp/dφ) _{max}	α ₂	O ₂	m _{luft} /m _{ges}	
Motor 1 (4 Zylinder; 4V; 1,968 l; PDE; 2 Einspr.)	400	1400 bis 3500	1 bis 11	0 bis 62	1,74	-0,93	1,93	-0,06	-1,86	-1,37	-0,25	0,85
Motor 2 (4 Zylinder; 4V; 1,968 l; PDE; 2 Einspr.)	112	1400 bis 2620	1 bis 4,61	0 bis 30	0,80	-0,98	1,95	0,23	-2,10	-0,87	-2,49	0,82
Motor 3 (4 Zylinder; 2V; 1,9 l; PDE; 2 Einspr.)	162	847 bis 4500	-2,45 bis 16,91	0 bis 48	1,80	-0,13	0,77	-0,6	-0,93	-2,07	-0,14	0,8
Motor 4 (4 Zylinder; 3V; 1,968 l; CR; 1 Einspr.)	80	1200 bis 3000	0,65 bis 8,63	42 bis 70	1,16	-0,78	8,59	0,24	-8,34	-1,31	0,32	0,83
Motor 5 (1 Zylinder; 4V; 0,492 l; PDE; 2 Einspr.)	200	1400 bis 2500	0,23 bis 5,94	0 bis 54	2,58	-0,87	6,48	-0,27	-5,14	-3,39	-0,86	0,93
Motor 6 (1 Zylinder; 2V; 0,475 l; CR; 1 Einspr.)	96	1600	2,33 bis 11,47	30 bis 81	3,14	-1,69	2,7	3,41	-5,14	-1,05	0,71	0,91
Motor 7 (1 Zylinder; 2V; 0,474 l; APCRS; 1 Einspr.)	130	1600 bis 3000	3 bis 14,5	0 bis 32	2,45	-0,28	4,24	-1,01	-3,94	-0,29	-2,56	0,85

⁸⁰ Der Betriebsbereich wird gekennzeichnet durch die Drehzahl n und den effektiven Mitteldruck p_{me}. Auf die Darstellung des indizierten Mitteldrucks p_{mi}, der die Verbrennung besser beschreibt als der effektive Mitteldruck, wurde verzichtet, da der indizierte Mitteldruck von der Genauigkeit der verschiedenen Zylinderdrucksensoren und z.B. auch deren Kühlung abhängig ist. Zudem setzt die Berechnung des indizierten Mitteldrucks eine sehr genaue Zuordnung des gemessenen Zylinderdruckverlaufs zur Kurbelwinkelstellung voraus. Schon eine geringe Abweichung bei der Bestimmung des oberen Totpunkts führt zu einem großen Fehler bei der Berechnung des indizierten Mitteldruckes [87]. Der effektive Mitteldruck wird aus dem Gesamthubvolumen des Motors und dem gemessenen Drehmoment an der Prüfstandsbremse ermittelt. Da es sich bei der Drehmomentmessung mit Dehnmeßstreifen um ein gegenüber äußeren Einflüssen relativ „robustes“ Messverfahren handelt und zudem die gleichen Messaufnehmer verwendet wurden, ermöglicht der effektive Mitteldruck in diesem Fall eine bessere Vergleichbarkeit.

Tab. 6.7: Exponenten und Konstanten für das NO_x-Modell für verschiedene Motorenkonfigurationen mit Angabe des Betriebsbereiches und des Bestimmtheitsmaßes R²; mit einem Kreis gekennzeichnet sind teilhomogene Betriebspunkte

Motor-konfiguration	Mess-punkte	n [U/min]	pme [bar]	AGR [%]	K ₂	Exponent für						R ²
						ZV	α ₁	(dp/dφ) _{max}	α ₂	O ₂	m _{luft} /m _{ges}	
Motor 1 (4 Zylinder; 4V; 1,968 l; PDE; 2 Einspr.)	400	1400 bis 3500	1 bis 11	0 bis 62	1773,40	0,19	1,67	0,86	-1,92	0,45	2,98	0,92
Motor 2 (4 Zylinder; 4V; 1,968 l; PDE; 2 Einspr.)	112	1400 bis 2620	1 bis 4,61	0 bis 30	0,01	1,20	5,72	1,45	-2,73	-0,41	2,41	0,96
Motor 3 (4 Zylinder; 2V; 1,9 l; PDE; 2 Einspr.)	162	847 bis 4500	-2,45 bis 16,91	0 bis 48	1122,79	0,23	1,16	1,86	-0,65	0,16	1,26	0,94
Motor 4 (4 Zylinder; 3V; 1,968 l; CR; 1 Einspr.)	80	1200 bis 3000	0,65 bis 8,63	42 bis 70	77,11	-0,22	10,30	0,80	-10,77	0,64	3,44	0,98
Motor 5 (1 Zylinder; 4V; 0,492 l; PDE; 2 Einspr.)	200	1400 bis 2500	0,23 bis 5,94	0 bis 54	379,58	0,07	2,22	0,94	-3,17	0,74	3,21	0,93
Motor 6 (1 Zylinder; 2V; 0,475 l; CR; 1 Einspr.)	96	1600	2,33 bis 11,47	30 bis 81	1305	-1,85	6	1,44	-5,91	-0,2	6,16	0,91
Motor 7 (1 Zylinder; 2V; 0,474 l; APCRS; 1 Einspr.)	130	1600 bis 3000	3 bis 14,5	0 bis 32	2876,12	-0,19	0,10	1,02	-0,52	-0,30	7,55	0,96

Zunächst ist festzuhalten, dass das Bestimmtheitsmaß bei allen Rußmodellen $R^2 \geq 0,8$ beträgt und bei allen NO_x-Modellen $R^2 \geq 0,91$. Die Übereinstimmung von Rechnung und Messung kann damit als zufrieden stellend bezeichnet werden.

Damit ist auch der zweite Teil der Hypothese verifiziert, d.h. das in Kap. 6.3 vorgestellte Verfahren zur Berechnung der Ruß- und NO_x-Modelle ist auch auf andere Motoren mit anderen Einspritzsystemen, anderer Luftführung (Anzahl der Ventile) und bei anderen Brennverfahrensstrategien – nach Anpassung der Exponenten und Konstanten – erfolgreich anwendbar. Die höheren Bestimmtheitsmaße bei der NO_x-Modellierung resultieren unter anderem aus der genaueren Messtechnik, vgl. hierzu Kap. 6.4.

Sensitivitätsanalyse der Exponenten

Bei der Bestimmung der Exponenten der Modellparameter für die verschiedenen Motoren wurden keine allgemein konstanten Größen gefunden. Es ist jedoch ersichtlich, dass – abgesehen von einzelnen Ausnahmen, die anschließend diskutiert werden – die gleichen Parameter die gleiche Tendenz⁸¹ aufweisen. Eine Abhängigkeit der Parameter von verschiedenen Motorengruppen⁸² konnte nicht festgestellt werden.

⁸¹ Am mathematischen Vorzeichen der Exponenten lässt sich die Richtung (Tendenz) des Einflusses der Parameter auf die Ruß- und NO_x-Emissionen erkennen und am Zahlenwert die Stärke des Einflusses.

⁸² z.B. gleiche Exponenten bei Motoren mit Common-Rail oder Pumpe-Düse-Einspritzsystem

Nachfolgend wird die Sensitivität der in Tab. 6.6 und Tab. 6.7 aufgeführten Exponenten für die unterschiedlichen Motoren analysiert und diskutiert. Zur Veranschaulichung werden die Exponenten für das Rußmodell in **Abb. 6.26** und für das NO_x -Modell in **Abb. 6.27** graphisch aufgetragen.

Rußmodell

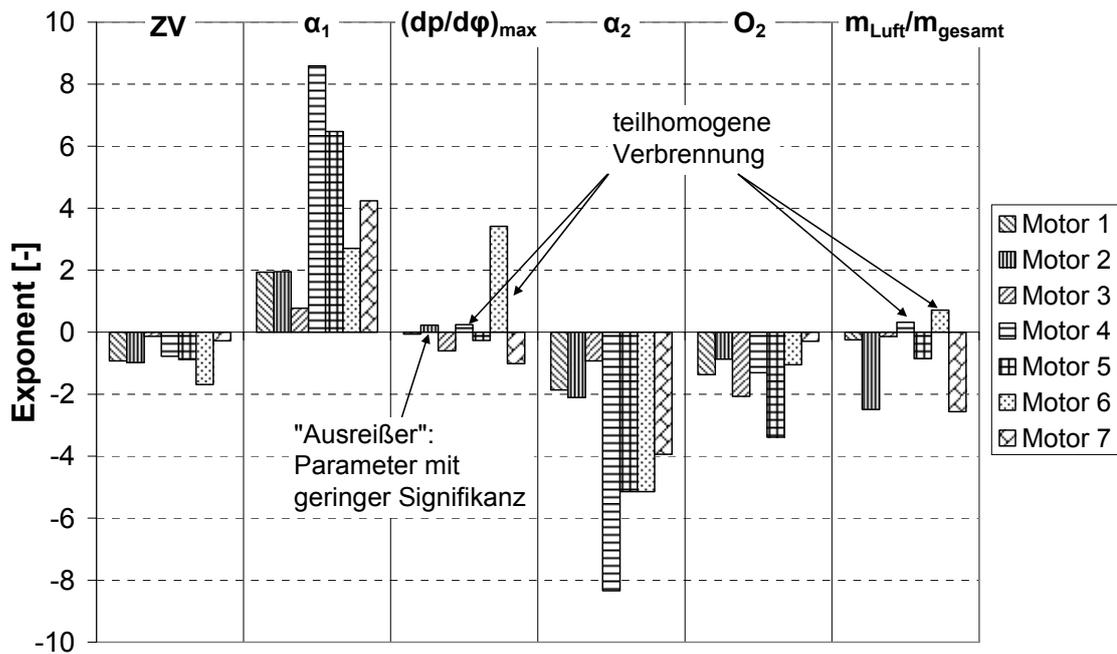


Abb. 6.26: Berechnete Exponenten der Modellparameter für die verschiedenen Motoren für das Rußmodell, Zahlenwerte aus Tab. 6.6. Am mathematischen Vorzeichen der Exponenten lässt sich die Richtung (Tendenz) des Einflusses der Parameter auf die Rußemissionen erkennen und am Zahlenwert die Stärke des Einflusses.

Abb. 6.26 zeigt, dass bis auf den Parameter $(dp/d\phi)_{max}$ die Tendenz der einzelnen Parameter bei den Rußmodellen für die verschiedenen Motoren gleich ist. $(dp/d\phi)_{max}$ hat nur einen vergleichsweise geringen Einfluss auf die Rußemission (z.B. beträgt der Exponent bei Motor 1 für $(dp/d\phi)_{max} = -0,06$). Die Vorzeichenumkehr bei den Motoren 4 und 6 kann im Zusammenhang mit der teilhomogenen Verbrennung erklärt werden und wird in Kap. 7.3 diskutiert.

Bei Betrachtung von $(dp/d\phi)_{max}$ bei Motor 2 muss beachtet werden, dass die Exponenten mit Hilfe des Simplex-Algorithmus ermittelt wurden und damit Schätzwerte darstellen. Die Größe der entsprechenden Vertrauensintervalle ist abhängig von Anzahl und Verteilung der Punkte im Messraum, sowie der Mess-

genauigkeit. Aufgrund der Unsicherheit der jeweiligen Schätzung besteht für Einflussgrößen von relativ geringer Signifikanz die Möglichkeit, dass sich beim Vergleich der Modelle für unterschiedliche Messungen und unterschiedliche Motoren die Vorzeichen der entsprechenden Exponenten verändern.

Auffällig ist auch eine Invertierung des Vorzeichens bei $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ bei Motor 4 und Motor 6. Dieses Phänomen lässt sich ebenfalls mit der teilhomogenen Verbrennung erklären und wird in Kap. 7.3 ausführlich diskutiert.

Zudem geht aus dieser Abbildung deutlich hervor, dass die Parameter α_1 und α_2 in den Modellen einen hohen Einfluss auf die Rußemissionen haben.

NO_x-Modell

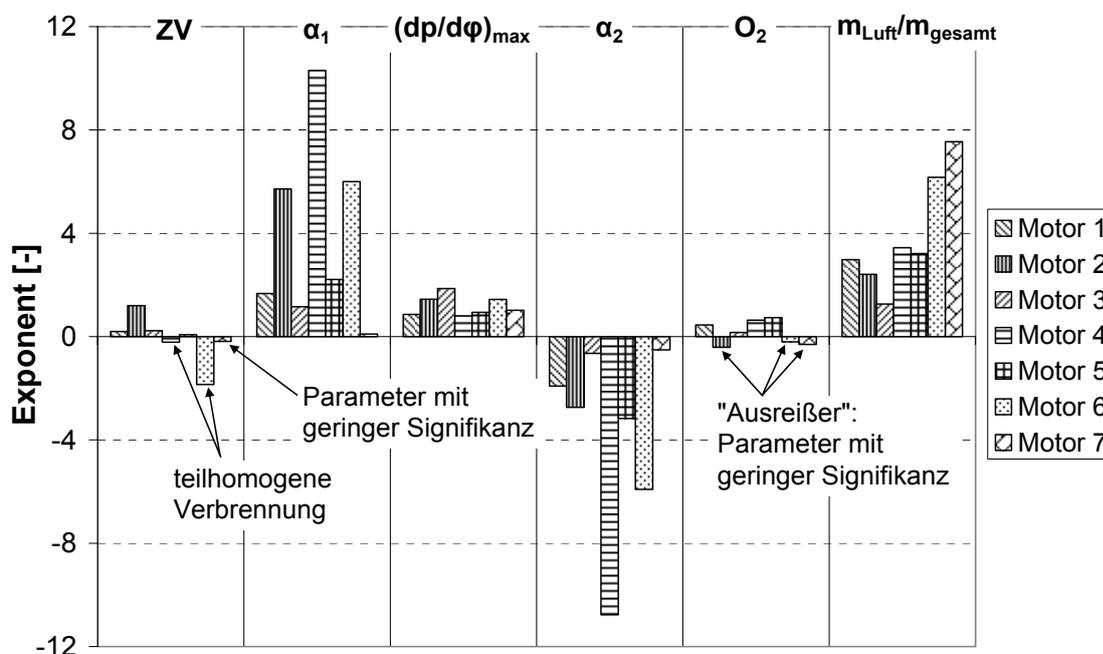


Abb. 6.27: Berechnete Exponenten der Modellparameter für die verschiedenen Motoren für das NO_x-Modell, Zahlenwerte aus Tab. 6.7. Am mathematischen Vorzeichen der Exponenten lässt sich die Richtung (Tendenz) des Einflusses der Parameter auf die NO_x-Emissionen erkennen und am Zahlenwert die Stärke des Einflusses.

Auch in dem NO_x-Modell haben die Parameter α_1 und α_2 einen dominanten Einfluss, zudem hat $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ einen hohen Einfluss.

Parameter, die nur einen geringen Einfluss haben, wie ZV und O_2 , sind instabil und können das Vorzeichen umdrehen („Ausreißer“). Bei dem Zündverzug lässt

sich die Vorzeichenumkehr mit der teilhomogenen Verbrennung erklären. Ansonsten gelten die gleichen Vermutungen, die auch bei dem Rußmodell angestellt wurden.

Zusammenfassend lässt sich jedoch sagen, dass trotz Verwendung unterschiedlicher Messtechniken und der Vermessung unterschiedlicher Betriebsbereiche die Tendenzen bei den gleichen Parametern für die verschiedenen Motoren mit wenigen Ausnahmen die gleichen sind.

6.6 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden anhand der Analyse von Heizraten, Rußmassenverläufen und im Abgas gemessenen Ruß- und NO_x -Emissionen sechs „globale“ Parameter identifiziert, die die Heizrate und die Gaszusammensetzung charakterisieren und durch deren Verknüpfung über einen einfachen Potenzproduktansatz sich die genannten Emissionen berechnen lassen. Es handelt sich dabei um die folgenden Parameter: Zündverzug, Anstiegswinkel der Heizrate vom Verbrennungsbeginn bis zum maximalen Umsatz, maximaler Zylinderdruckanstieg, Abfallswinkel der Heizrate vom Maximum bis zum Verbrennungsende, Sauerstoffkonzentration im Abgas und das Verhältnis der Luftmasse zur gesamten Gasmasse. Die erreichten Bestimmtheitsmaße bei der Modellierung weisen darauf hin, dass in diesen Eingangsgrößen die notwendigen Informationen zur Berechnung der Emissionen enthalten sind. Das Bestimmtheitsmaß bei der Rußmodellierung ist unter anderem aus messtechnischen Restriktionen ca. 8 % geringer als bei der NO_x -Modellierung. Es wurde der Nachweis erbracht, dass dieses Berechnungsverfahren für einen weiten Kennfeldbereich und für verschiedene Dieselmotoren mit unterschiedlichen Einspritzsystemen sowie für unterschiedliche Brennverfahrenmodi (heterogene und teilhomogene Verbrennung) gültig ist. Eine Anpassung der Modellkoeffizienten auf die verschiedenen Motoren ist erforderlich, allgemein konstante Größen wurden nicht gefunden. Mit Hilfe der Modelle ist es möglich, innerhalb des Gültigkeitsbereichs Aussagen zu nicht vermessenen Betriebspunkten zu treffen.

7 Untersuchung der Verbrennung und Schadstoffentstehung

Nachdem die grundsätzliche Gültigkeit der Ruß- und NO_x-Modelle numerisch bestätigt wurde, wird in diesem Kapitel zunächst eine Validierung⁸³ der Modelle anhand bekannter Zusammenhänge und anhand eines Vergleichs mit Regressionsmodellen der statistischen Versuchsplanung durchgeführt. Anschließend erfolgt eine Analyse des Einflusses der einzelnen Parameter auf die Verbrennung und die Schadstoffentstehung, wobei zwischen heterogener und teilhomogener Verbrennung differenziert wird. Basierend auf den Erkenntnissen, die aus den Ruß- und NO_x-Modellen gewonnen wurden, werden Empfehlungen zur Realisierung einer schadstoffarmen Verbrennung vorgeschlagen. A posteriori wird die homogene (HCCI-) Verbrennung untersucht, die aufgrund der gänzlich anderen Verbrennungsführung nicht in Kap. 6 mit der homogenen und teilhomogenen Verbrennung verglichen wurde. Das Kapitel schließt mit einem Ausblick auf mögliche Verwendungszwecke für die Modelle. Der besseren Übersichtlichkeit wegen folgt jedem Unterkapitel eine Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse.

7.1 Validierung der Modelle

Die in Kap. 6.4 gezeigten Bestimmtheitsmaße für die Korrelation zwischen Rechnung und Messung sind, wie bereits erwähnt, hoch genug um von einem Zusammenhang zwischen der Kombination der Eingangsparameter und den Ruß- und NO_x-Emissionen auszugehen. Es muss aber dezidiert darauf hingewiesen werden, dass eine Korrelation nicht unbedingt eine Ursache-Wirkungs-Beziehung in die eine oder andere Richtung beschreibt. Die direkte Kausalität kann auch gänzlich fehlen. Eine Korrelation ist ein stochastischer Zusammenhang. Ein hoher Wert für das Bestimmtheitsmaß zeigt nur, dass die Eingangsparameter und die Ruß- und NO_x-Emissionen in einem bestimmten Kontext eine hohe Assoziation aufweisen. Er sagt noch nichts darüber aus, ob die Eingangsparameter die Emissionen bedingen. Ein kausaler Zusammenhang ist nur vom Sachzusammenhang her begründbar und nicht durch eine mathematische Funktion. Daher muss der bereits statistisch nachgewiesene und rechnerisch vorhandene Zusammenhang im Folgenden von der sachlich-inhaltlichen Seite her geprüft werden.

⁸³ Validierung bezeichnet den Vergleich der Ergebnisse der Untersuchung eines Modells mit bekannten Eigenschaften des durch das Modell repräsentierten Systems. Ohne Validierung bleibt die Untersuchung von Modellen l'art pour l'art [www.wikipedia.de; Stand: 25.04.2005].

Nachfolgend sollen aus den Modellen Erkenntnisse abgeleitet werden und diese anhand des Stands des Wissens aus der Literatur auf Plausibilität geprüft werden. Falls die aus den Modellen abgeleiteten Erkenntnisse physikalisch nachvollziehbar sind und Übereinstimmungen zum Stand des Wissens aufweisen, können die Modelle auch von der sachlichen Seite her als korrekt bezeichnet werden. In diesem Fall können auch weitere und neue Erkenntnisse abgeleitet werden. Zusätzlich sollen die Modelle mit Regressionsmodellen der statistischen Versuchsplanung verglichen werden, deren Methoden als bewährt bezeichnet werden können⁸⁴.

Zunächst wird zur Veranschaulichung des Einflusses der in Kap. 6.4 ermittelten Modellparameter auf die Emissionen in **Abb. 7.1** eine Parameterstudie für Ruß (links) und für NO_x gezeigt. Aufgetragen ist die Änderung von Ruß und NO_x über einer relativen Änderung der einzelnen Parameter.

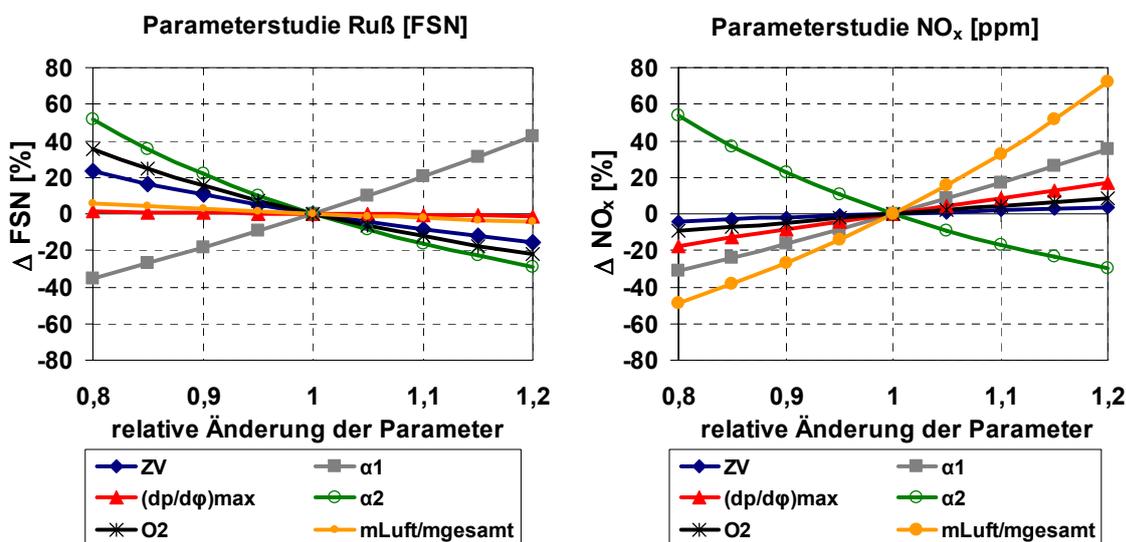


Abb. 7.1: Auf Basis der Versuchsdaten aus Kap. 6.2 (Motor 1) berechneter Einfluss der einzelnen Modellparameter auf die Ruß- und NO_x-Emissionen bei Variation jeweils eines Parameters und Konstanthalten der anderen Parameter (gilt für heterogene Verbrennung)

⁸⁴ Die Entwicklung der statistischen Versuchsplanung geht auf die im Jahre 1924 von Sir Ronald Aylmer Fisher vorgeschlagene Methode zur Planung von Agrarexperimenten zurück, die wesentliche aus der Statistik abgeleitete Bedingungen berücksichtigt. Im Zeitraum zwischen 1959 und 1960 wurden dann Methoden entwickelt, die auch außerhalb der Landwirtschaft Anwendung fanden. Aus dieser Zeit sind die ersten industriellen Anwendungen im Bereich der Verfahrensentwicklung bekannt. Mit Beginn der 60er Jahre drang die Versuchsplanung in alle Wissenschaften ein, in denen experimentiert wurde [374]. Die Anwendung der statistischen Versuchsplanung in der Automobilindustrie gilt als etabliert [375].

Anhand dieses berechneten Emissionsverhaltens kann analysiert werden, welche Auswirkung die Veränderung eines einzelnen Parameters bei Konstanthalten der anderen auf die Ruß- bzw. NO_x -Emissionen hat. Dies ist bei den Messungen nicht möglich, da sich die meisten Parameter nicht unabhängig voneinander variieren lassen.

Die auf der Ordinate abzulesende Veränderung auf Ruß bzw. NO_x ist dabei als qualitative Tendenz zu verstehen.

$m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ und O_2

Eine Verringerung des Verhältnisses der Luftmasse zur gesamten Gasmasse $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ bewirkt – den Modellen nach - eine deutliche Reduktion der NO_x -Emissionen und eine geringe Erhöhung der Rußemissionen. Eine Verringerung von $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ bedeutet für den motorischen Betrieb, dass weniger Frischluft und mehr Abgas in den Brennraum geführt wird. Die Sauerstoffkonzentration im Abgas O_2 zeigt dieselbe Tendenz wie der Parameter $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$, hat aber einen höheren Einfluss auf die Ruß- als auf die NO_x -Emissionen.

Aus der Literatur ist hinlänglich bekannt, dass die NO_x -Emissionen beim Dieselmotor entscheidend durch die thermische NO-Bildung bestimmt werden. Die thermische NO-Bildung wird durch die lokale Temperatur, das lokale Verbrennungsluftverhältnis und die Verweilzeit unter den genannten Bedingungen kontrolliert. Mit zunehmender AGR-Rate sinkt der Sauerstoffgehalt im Gemisch „Frischluft und Abgas“ deutlich. Dies führt zu einer Erhöhung des Inertgasanteils und der spezifischen Wärmekapazität des Gasgemischs mit der Folge, dass die lokalen Spitzentemperaturen im Brennraum verringert werden und damit die thermische NO-Bildung abnimmt [155], siehe **Abb. 7.2**.

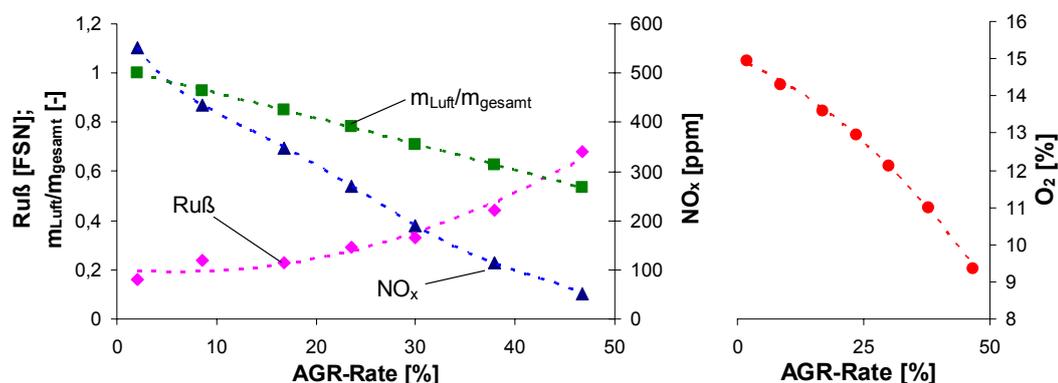


Abb. 7.2: Ruß, NO_x , $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ und O_2 über der AGR-Rate bei dem Betriebspunkt $n = 1600 \text{ U/min}$, $p_{\text{mi}} = 3,3 \text{ bar}$, $\varphi_{\text{QH}50\%} = 5^\circ\text{KW}$

Die höhere AGR-Rate führt allerdings aufgrund der reduzierten Sauerstoffverfügbarkeit und des geringeren Niveaus von Flammentemperatur und Gasmassenmitteltemperatur im Brennraum zu einer Dämpfung der Diffusionsgeschwindigkeit und somit zu einer längeren Rußabbrandzeit [156]. Es ist vor allem diese „schleppende“ Nachoxidation des Rußes, die für die höhere Rußkonzentration im Abgas verantwortlich ist (siehe [152] und [156]), da mit zunehmender AGR-Rate aufgrund des geringeren Temperaturniveaus weniger Ruß im Brennraum gebildet wird, wie in Kap. 6.1.1 messtechnisch ermittelt wurde. Dieser hier diskutierte Zusammenhang zwischen Frischluft und Abgas und den Emissionen wird durch die beiden Parameter $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ und O_2 prinzipiell richtig wiedergegeben, was eine Bestätigung für die physikalische Basis der Modelle darstellt (vgl. auch Abb. 7.2).

ZV

Durch eine Verlängerung des Zündverzuges ZV wird – dem Modell nach – eine deutliche Reduktion der Rußemissionen erzielt. Die NO_x -Emissionen steigen dabei an, wobei der Einfluss weniger signifikant ist als auf Ruß. Auch dies soll anhand des Stands des Wissens überprüft werden.

Durch einen verlängerten Zündverzug wird das Einspritzen von Kraftstoff in die Flamme reduziert bzw. vermieden. Durch die Entkopplung von Einspritzung und Verbrennung kann der Kraftstoff fast vollständig aufbereitet werden. Dadurch wird die dieseltypische Diffusionsverbrennung, die aufgrund örtlichen Luftmangels bzw. Luftüberschusses zur Ruß- und NO_x -Bildung führt, weitgehend vermieden. Es überwiegt dann die vorgemischte Verbrennung, die praktisch rußfrei verbrennt [159]. Der Zündverzug erlaubt im Vergleich mit der Einspritzdauer eine erste Aussage über die wahrscheinliche Aufteilung von vorgemischter und diffusiver Verbrennung [69]. Auch Schubiger et al. [151] und Mohr et al. [70] stellen fest, dass mit zunehmendem diffusionsgesteuerten Anteil, der durch einen kurzen Zündverzug verursacht wird, mehr Ruß entsteht⁸⁵.

Abb. 7.3 zeigt das bekannte gegenläufige Verhalten von Zündverzug und Rußemissionen. Anhand dieser Abbildung ist auch erkennbar, dass der Zündverzug alleine keine Aussage über die Rußemissionen ermöglicht, da bei gleichem Zündverzug deutlich unterschiedliche Emissionen entstehen können.

⁸⁵ siehe auch Schubiger [116]: Da die vorgemischte Verbrennung im Vergleich zur diffusionskontrollierten Verbrennung um Größenordnungen weniger Ruß emittiert, ist ihr Beitrag zur Gesamtrußemission im Rahmen der dieselmotorischen Verbrennung vernachlässigbar. Dies bedeutet, dass die Rußemission umso kleiner ist, je größer das Verhältnis von Vormisch- zu Diffusionsverbrennung ist.

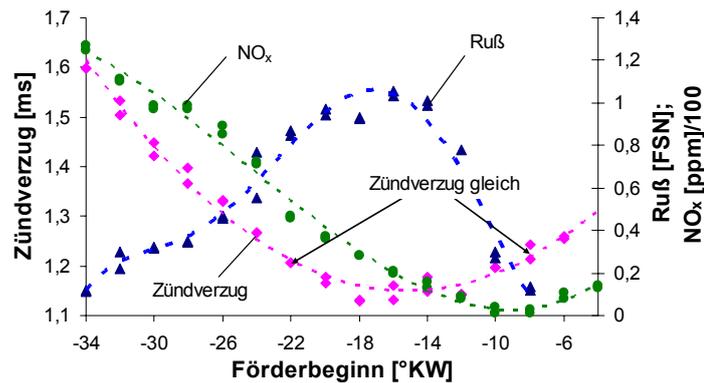


Abb. 7.3: Zündverzug, Ruß- und NO_x-Emissionen über dem Förderbeginn für den Betriebspunkt $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitsspiel, 60 % AGR

Durch die bei der vorgemischten Verbrennung entstehenden höheren Verbrennungstemperaturen steigt jedoch der Ausstoß an NO_x [376], vgl. Abb. 7.3. Diese Zusammenhänge zwischen dem Zündverzug ZV und den Ruß- und NO_x-Emissionen werden durch die Modelle tendenziell richtig wiedergegeben.

Vergleich mit den Regressionsmodellen der statistischen Versuchsplanung

Potenzproduktansätze sind vergleichsweise einfache mathematische Ansätze. Um die Aussagen, die aus ihnen abgeleitet werden, zusätzlich abzusichern, werden sie im Folgenden mit Regressionsmodellen verglichen. Die Berechnung von Ruß- und NO_x-Emissionen mit Hilfe von Regressionsmodellen ist bekannt und bewährt, vgl. Kap. 2.8.

Dazu wurden aus den gleichen Versuchsdaten (siehe Kap. 6.2) Polynomansätze kubischer Ordnung gebildet. Die Koeffizienten der Modelle wurden über eine multiple Regressionsanalyse berechnet.

Zur Veranschaulichung der Regressionsmodelle zeigt **Abb. 7.4** sogenannte Effekt-Diagramme. Diese zeigen die Steigerung des Betrages (Increase) der Zielgröße an, wenn der entsprechende Einflussparameter variiert wird. Je signifikanter ein Parameter ist, desto weiter liegt der jeweilige Punkt von der Nullachse entfernt. Der jeweilige Balken liefert eine Aussage über die Streuung der Koeffizientenschätzung (95 % Vertrauensintervall). Anhand dieser Diagramme können nur qualitative Aussagen getroffen werden.

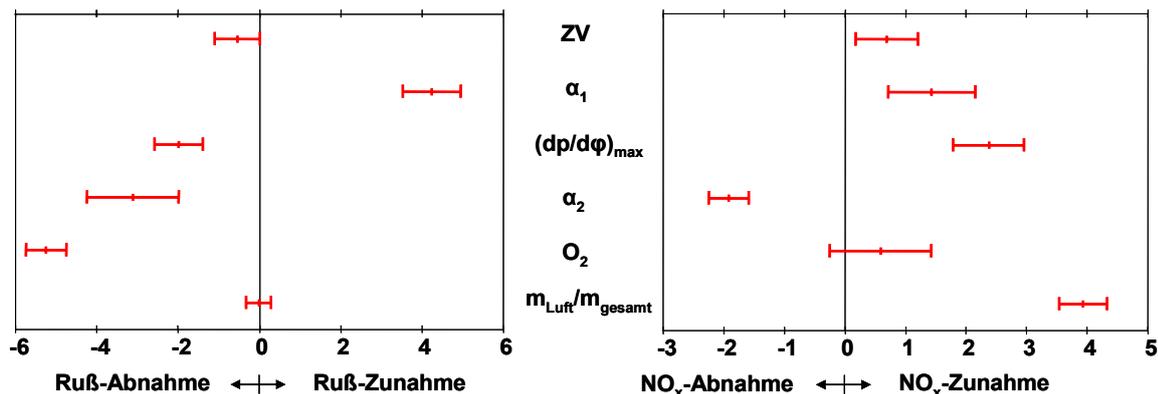


Abb. 7.4: Effekt-Diagramme der statistischen Versuchsplanung zur Verdeutlichung des Einflusses der einzelnen Parameter auf die Ruß- und NO_x-Emissionen, basierend auf den Versuchsergebnissen aus Kap. 6.2, gilt für heterogene Verbrennung

Bei einem Vergleich von Abb. 7.1 und Abb. 7.4 zeigt sich, dass die qualitative Tendenz des Einflusses der Parameter auf die Ruß- und NO_x-Emissionen bei den Potenzproduktansätzen (Abb. 7.1) und den Regressionsmodellen (Abb. 7.4) die gleiche ist. Abweichungen ergeben sich teilweise in der Stärke des Einflusses der Parameter. Beispielsweise hat $(dp/d\phi)_{max}$ auf Ruß dem Potenzproduktansatz nach nur einen marginalen Einfluss, nach dem Regressionsmodell jedoch einen deutlich höheren. Es wird angenommen, dass dieser Unterschied bei den gleichen zugrunde liegenden Eingangsdaten aus den verwendeten unterschiedlichen Optimierungsverfahren des Simplex-Algorithmus und der Regressionsanalyse resultiert.

Aufgrund der Übereinstimmungen der qualitativen Tendenzen der Eingangsparameter auf die Ruß- und NO_x-Emissionen bei den einfachen Potenzproduktansätzen und den bewährten Regressionsmodellen können die in dieser Arbeit erstellten Modelle als validiert gelten.

Zusammenfassung Validierung:

Anhand der Analyse des Einflusses der Parameter m_{Luft}/m_{gesamt} , O₂ und ZV auf die Ruß- und NO_x-Emissionen und Vergleich der Erkenntnisse mit dem Stand des Wissens wurde gezeigt, dass die Modelle die physikalischen Zusammenhänge richtig wiedergeben.

Eine Verringerung von m_{Luft}/m_{gesamt} – dies entspricht einer höheren AGR-Rate – bewirkt eine deutliche Reduktion der NO_x-Emissionen und eine geringe Erhöhung der Rußemissionen. Durch die Erhöhung der AGR-Rate sinkt O₂, wodurch die Rußemissionen steigen, die NO_x-Emissionen hingegen sinken.

Eine Verlängerung von ZV führt zu geringeren Ruß- und steigenden NO_x-Emissionen.

Die Ruß-NO_x-Schere wird damit durch die Modelle korrekt abgebildet. Die Modelle können zu Recht als „halbempirisch“ bezeichnet werden.

Ein Vergleich mit den Regressionsmodellen der statistischen Versuchsplanung zeigt eine Übereinstimmung der qualitativen Tendenzen.

7.2 Heterogene Verbrennung

Aus Abb. 7.1 geht hervor, dass durch eine Verringerung des Winkels α_1 und eine Vergrößerung des Winkels α_2 eine simultane Reduktion der Ruß- und NO_x-Emissionen erzielt werden kann. Daraus kann für die Verbrennungsführung abgeleitet werden, dass eine langsame Wärmefreisetzung vom Verbrennungsbeginn bis zur maximalen Heizrate und ein dann rasches Abfallen der Heizrate bis zum Verbrennungsende zu einer Verringerung der genannten Emissionen führen. Weiterhin geht aus der Abb. 7.1 hervor, dass durch eine Verringerung des maximalen Druckanstieges $(dp/d\varphi)_{\max}$ eine Reduktion der NO_x-Emissionen erzielt werden kann. Auf die Rußemissionen hat der maximale Druckanstieg kaum Einfluss, erkennbar an dem fast waagrecht verlaufenden Graphen für $(dp/d\varphi)_{\max}$ in dem linken Diagramm von Abb. 7.1.

Der maximale Druckanstieg beschreibt die Intensität der Wärmefreisetzung. Eine Verringerung der Intensität der Wärmefreisetzung bedeutet geringere Flammentemperaturen und damit geringere NO_x-Emissionen. Dieser Trend ist in Übereinstimmung mit dem Anstieg der Heizrate α_1 zu bringen. Durch den langsameren Anstieg der Heizrate sinken die maximalen Flammentemperaturen.

Die Wirkung von α_1 auf Ruß betreffend wird vermutet, dass durch die langsamere Verbrennung bis zur maximalen Heizrate eine bessere Durchmischung von Kraftstoff- und Luftmolekülen stattfinden kann, so dass lokal unterstöchiometrische Zonen, die zur Rußbildung führen, reduziert werden⁸⁶.

Durch das rasche Abfallen der Heizrate nach dem Maximum (Winkel α_2 ist groß) wird eine große diffusive Ausbrandphase, die sowohl Ruß- als auch NO_x-Emissionen begünstigt, vermieden. Müller et al. [164] konstatieren, dass sich gerade bei der Diffusionsverbrennung aufgrund der hohen lokalen Gastemperaturen immer günstige Bedingungen für die NO-Bildung finden. Wie schon mehrfach in dieser Arbeit erwähnt, ist die diffusionsgesteuerte Verbrennung auch für die Rußbildung förderlich. Daher kann durch das rasche Verbrennungsende eine simultane Reduktion der beiden Emissionen erreicht werden. Auch Wagner [325] vermerkt, dass durch eine schnelle Diffusionsverbrennung (dies entspricht einem großen Winkel α_2) geringere Ruß-

⁸⁶ vgl. die Untersuchungen von Greis et al. [142]: Hier wird darauf hingewiesen, dass gerade in der frühen Verbrennungsphase eine gute Durchmischung von Kraftstoff und Luft essentiell für eine geringe Rußemission ist.

emissionen entstehen. Als Begründung gibt er eine höhere Massennitteltemperatur und die damit begünstigten Nachoxidationsbedingungen an. **Abb. 7.5** zeigt die Bedeutung der zweiten Phase der Verbrennung für die Rußbildung. Das erste Rußleuchten wird erst mit Einsetzen der diffusionsgesteuerten Verbrennung bei der maximalen Heizrate detektiert. Wird der diffusionsgesteuerte Anteil der Verbrennung gering gehalten, so wird weniger Ruß gebildet.

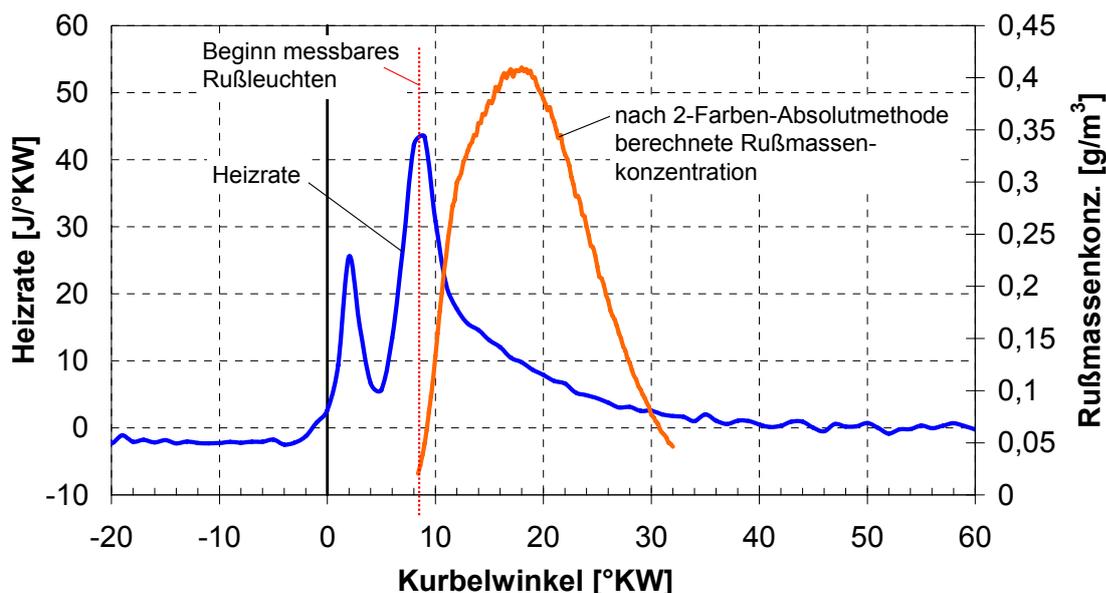


Abb. 7.5: Heizrate und aus den optischen Messungen berechnete Rußmassenkonzentration bei $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitspiel, $FB = -6^\circ KW$, $AGR = 50\%$; gekennzeichnet durch eine senkrechte Linie ist der Beginn des messbaren Rußleuchtens

Abb. 7.6 zeigt eine aus diesen hier erarbeiteten Erkenntnissen abgeleitete „ideale“ Wärmefreisetzung, bei der die Annahme getroffen wird, dass nur geringe Ruß- und NO_x -Emissionen entstehen.

An dieser Stelle soll noch einmal verdeutlicht werden, dass diese Erkenntnisse auf Messdaten basieren. Die Messergebnisse wurden zwar tendenziell an verschiedenen Dieselmotoren bestätigt, eine Allgemeingültigkeit ist damit aber noch nicht hergestellt.

Diese „ideale“ Heizrate ist gekennzeichnet durch einen flachen Anstieg vom Verbrennungsbeginn bis zum Maximum (α_1 ist klein), einen moderaten maximalen Druckanstieg ($(dp/d\phi)_{max}$ ist klein) und ein rasches Verbrennungsende (α_2 ist groß).

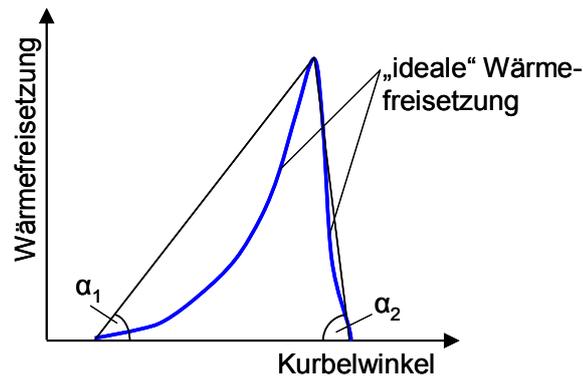


Abb. 7.6: „Ideale“ Wärmefreisetzung zur simultanen Reduktion der Ruß- und NO_x -Emissionen, basierend auf Erkenntnissen, die aus den Ruß- und NO_x -Modellen abgeleitet wurden. Die Wärmefreisetzung ist gekennzeichnet durch einen flachen Anstieg der Heizrate vom Verbrennungsbeginn bis zu ihrem Maximum, einen moderaten maximalen Druckanstieg und ein rasches Verbrennungsende.

Im Folgenden werden Möglichkeiten zur praktischen Umsetzung einer solchen Wärmefreisetzung vorgeschlagen. Diese Möglichkeiten konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht durch Versuche überprüft und verifiziert werden; sie sollen dem Motorenentwickler aber als Hinweis und Vorschlag gelten, welche Maßnahmen zu einer schadstoffarmen Verbrennung führen könnten.

Einspritzverlaufsformung:

Ein probates Mittel zur Realisierung eines solchen Verlaufs der Wärmefreisetzung könnte eine Einspritzverlaufsformung sein.

In diesem konkreten Fall müsste der Zündverzug klein sein, um einen hohen vorgemischten Anteil bei der Verbrennung mit den daraus resultierenden hohen NO_x -Emissionen zu vermeiden. Gleichzeitig stellt der damit steigende Anteil des diffusiv verbrennenden Kraftstoffes hohe Anforderungen an die Gemischbildung. Über eine Drucksteigerung lässt sich eine Erhöhung des Impulses des eingespritzten Kraftstoffes erreichen und damit eine Verbesserung der Interaktion von Kraftstoff, Luft und rückgeführtem Abgas herbeiführen.

Abb. 7.7 zeigt den hypothetischen Verlauf dieser Einspritzrate zur Realisierung der beschriebenen Wärmefreisetzung.

Die Einspritzrate müsste schnell auf einen zu einer guten Gemischbildung erforderlichen Wert ansteigen. Hierzu ist eine bis zu einem gewissen Hub schlagartig öffnende Nadel notwendig, um den ungünstigen Bereich der Sitzdrosselung⁸⁷ schnell zu durchlaufen. Die eingebrachte Kraftstoffmenge sollte

⁸⁷ Der Einfluss der Sitzdrosselung auf die Gemischbildung und Emissionsentstehung wird z.B. von Hiroyasu [6] geschildert.

zunächst klein sein, aber mit hohem Druck zugeführt werden, um eine gute Gemischbildung zu ermöglichen.

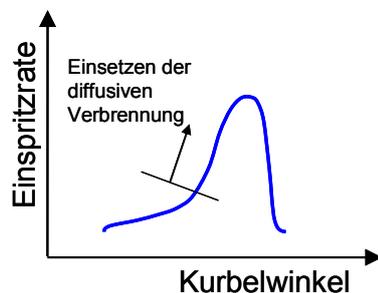


Abb. 7.7: Hypothetische Einspritzverlaufsformung zur Erzielung der „idealen“ Wärmefreisetzung

Nach dem Ende der Vormischverbrennung und dem Einsetzen der diffusionsgesteuerten Verbrennung ist eine hohe Einspritzrate günstig, um die Gemischbildung während der Verbrennung zu intensivieren und eine kurze Brenndauer zu erzielen. Zum Ende der Einspritzung ist ein steiler Abfall der Einspritzrate mit einem schnellen Schließen der Düsennadel erforderlich, um eine schlecht aufbereitete Kraftstoffmenge zu vermeiden, vgl. [22], [46], [49] und [377].

Prinzipiell realisierbar ist eine Formung des Einspritzverlaufs durch eine Modulation des Druckes vor dem Spritzloch durch Einsatz eines Druckverstärkers. Dies ermöglicht eine simultane Druckverstärkung und –modulation, vgl. [33]. Weiterhin kann der Einspritzverlauf durch eine Variation des Düsenlochquerschnittes beeinflusst werden. Dohle et al. [34] stellen ein Düsenkonzept vor, bei der zwei koaxial angeordnete Düsennadeln zwei übereinander angeordnete Lochreihen mit unterschiedlichen hydraulischen Durchflüssen steuern. Je nach einzuspritzender Kraftstoffmenge ist es möglich, die Einspritzrate durch Einzelbetrieb einer oder durch eine Kombination zweier Lochreihen zu beeinflussen⁸⁸. Diese Einspritzsysteme erlauben eine Annäherung an den in Abb. 7.7 gezeigten Einspritzverlauf.

Eine andere Einspritzstrategie zur Realisierung der gezeigten „idealen“ Wärmefreisetzung könnte das Erzeugen vieler kleiner, kurz aufeinander folgender

⁸⁸ In [176] wird in diesem Zusammenhang gar eine „Gummidüse“ gefordert (im übertragenen Sinn ist damit eine Düse gemeint, bei der sich mit steigendem Einspritzdruck die Durchflussmenge erhöht). Auch eine mehrstufige Düse mit übereinander angeordneten Lochreihen „würde bereits viele Probleme lösen“.

Kraftstoffeinspritzungen sein⁸⁹. Mit jeder Einspritzung wird die Kraftstoffmenge leicht erhöht. Die einzelnen Einspritzungen müssten unter hohem Druck erfolgen, um eine gute Zerstäubung des Kraftstoffes zu erreichen. Aufgrund der vielen Schließvorgänge ist eine schnelle Düsennadel besonders wichtig, um große Kraftstofftropfen zu vermeiden. Zur Steuerung der Düsennadel bieten sich Piezo-Aktoren an, deren Schaltzeiten im Vergleich zu Magnetstellern ca. dreimal kürzer sind [378].

Abb. 7.8 zeigt eine solche hypothetische Einspritzung. Es wird angenommen, dass durch die Verbrennung der kleinen Mengen die Heizrate moderat ansteigen wird und nach Einspritzende auch rasch wieder abfällt.

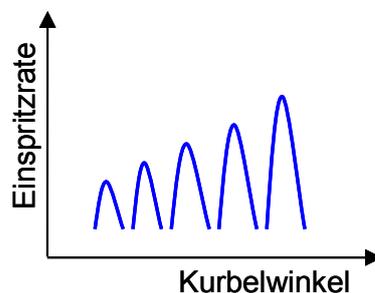


Abb. 7.8: Hypothetische Mehrfacheinspritzung zur Erzielung der „idealen“ Wärmefreisetzung

Han et al. [379] untersuchen den Einfluss einer Mehrfacheinspritzung auf die Ruß- und NO_x -Emissionen. Dabei wird eine simultane Absenkung der Emissionen beobachtet. Als Ursache wird angegeben, dass der Kraftstoff durch die getrennten Einspritzungen rasch abbrennt, wodurch lokal fette Zonen, die zu Rußbildung führen, reduziert werden; die NO_x -Emissionen verringern sich aufgrund der abgesenkten Brennraumtemperatur durch die moderate Wärmefreisetzung. Corcione et al. [380] analysieren eine 5-fache Einspritzung, wobei die einzelnen Einspritzungen in sehr kurzen zeitlichen Abständen erfolgen. Als Ergebnis wird von einer Absenkung der maximalen Heizrate und einer gleichzeitigen Reduktion der Ruß- und NO_x -Emissionen berichtet. Auch Imarisio et al. [381] berichten von einer deutlichen Ruß- und NO_x -Reduktion bei einer 5-fach Einspritzung.

⁸⁹ vgl. [<http://www.automotive.ca.at/ireds-6835.html>, Stand 29.05.2005]: Hier wird eine Einspritzstrategie geschildert, bei der durch bis zu fünf einzelne, in kurzen Intervallen aufeinanderfolgende Einspritzungen eine graduelle Verbrennung zur Reduzierung der Schadstoffemissionen erzielt werden soll. Andere Quellen berichten bei der selben Einspritzstrategie von bis zu acht sehr nah aufeinanderfolgenden Einzeleinspritzungen, vgl. [<http://www.motortalk.de/t35330/f199/s/thread.html>, Stand 29.05.2005]

Es obliegt den Motorenentwicklern, weitere technische Möglichkeiten zur praktischen Umsetzung der gezeigten Vorschläge zu schaffen und die Auswirkungen dieser Einspritzstrategien auf die Ruß- und NO_x-Emissionen durch Versuche zu überprüfen⁹⁰.

Zusammensetzung der Verbrennungsluft:

Aus Abb. 7.1 geht hervor, dass durch eine Verringerung des Parameters $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ eine deutliche Reduktion der NO_x-Emissionen erzielt werden kann. Eine Verringerung von $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ lässt sich durch eine Erhöhung der AGR-Rate erreichen. Damit verbunden sind eine Verringerung des Sauerstoffgehalts der Verbrennungsluft und eine Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität. Wie bereits diskutiert, steigen mit der Verringerung des Sauerstoffgehalts die Ruß-Emissionen.

Wird jedoch nur $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ verringert und der Parameter O₂ konstant gehalten, lässt sich – den Modellen nach - eine Reduktion der NO_x-Emissionen erzielen, wobei die Ruß-Emissionen konstant bleiben, da der Parameter $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ nur einen geringen Einfluss auf Ruß hat. Durch eine Veränderung der Zusammensetzung der Verbrennungsluft, z.B. durch eine Erhöhung des Inertgasanteiles (höhere AGR-Rate), können so die NO_x-Emissionen drastisch reduziert werden. Wird der Sauerstoffgehalt dabei genügend hoch gehalten, kann der Anstieg der Rußemissionen unterbunden werden.

Diese hier angestellte Vermutung wurde von Velji et al. untersucht und das Ergebnis in [155] veröffentlicht. Ausgehend von der Hypothese, dass die NO_x-Senkung proportional der Wärmekapazität des Trägergases ist, während die Ruß-Emission zum Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft proportional ist, wurde durch experimentelle Untersuchungen an einem 1-Zyl.-NFZ-Motor gezeigt, dass es eine „optimale“ Zusammensetzung der Verbrennungsluft gibt. Durch diese kann eine ähnlich hohe NO_x-Reduktion wie bei der Abgasrückführung erzielt werden, ohne dass die Partikelemissionen drastisch ansteigen. Es wurde bei den Untersuchungen herausgefunden, dass die „optimale“ Verbrennungsluft mindestens einen Sauerstoffgehalt von 20 % und einen CO₂-Gehalt von 12 % aufweist. Der Rest besteht im Wesentlichen aus Stickstoff. Als eine technische Lösung zur Erzeugung dieses Luftgemisches wird von Velji et al. [155] eine Membrantechnologie vorgeschlagen.

Die anhand der Ruß- und NO_x-Modelle gewonnenen Erkenntnisse stimmen mit dem Ergebnis der Untersuchung von Velji überein.

⁹⁰ An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass in dieser Arbeit nur Vorschläge zur Verminderung der Ruß- und NO_x-Emissionen gegeben werden. Nicht betrachtet werden beispielsweise die HC- und CO-Emissionen, die sich bei einer Reduzierung der Ruß- und NO_x-Emissionen erhöhen können.

Vereinfachung der Modelle:

Es ist prinzipiell möglich, die Modelle durch das Entfernen von Parametern, welche nur einen geringen Einfluss haben, weiter zu vereinfachen. Aus Abb. 7.1 geht hervor, dass die Parameter $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ und $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ beim Rußmodell und die Parameter ZV und O_2 beim NO_x -Modell nur eine vergleichsweise geringe Relevanz haben. Werden diese bei der Modellierung nicht berücksichtigt, verringert sich das Bestimmtheitsmaß R^2 nur geringfügig (ΔR^2 bei Ruß: 0,08; ΔR^2 bei NO_x : 0,02). Es ist jedoch nicht das alleinige Ziel dieser Arbeit, möglichst einfache Modelle zu generieren, sondern es soll primär der Einfluss wichtiger motorischer Parameter auf die Ruß- und NO_x -Emissionen analysiert werden (vgl. Kap. 3). Parameter, die bei der heterogenen Verbrennung nur einen geringen Einfluss haben, können bei der teilhomogenen Verbrennung an Bedeutung gewinnen. Dies wird in den folgenden Kapiteln untersucht.

Zusammenfassung heterogene Verbrennung:

Anhand der Modelle wurde eine „ideale“ Heizrate definiert, durch die sich eine simultane Reduktion der Ruß- und NO_x -Emissionen erzielen lässt. Diese ist charakterisiert durch einen flachen Anstieg vom Verbrennungsbeginn bis zum Maximum (α_1 ist klein), einen moderaten maximalen Druckanstieg ($(dp/d\phi)_{\text{max}}$ ist klein) und ein rasches Verbrennungsende (α_2 ist groß). Als probates Mittel zur Realisierung einer solchen schadstoffarmen Verbrennung wurden zwei verschiedene Einspritzverlaufsformen vorgeschlagen. Zusätzlich wurde eine Änderung der Zusammensetzung der Verbrennungsluft empfohlen.

Die Modelle können durch das Entfernen von Parametern, die nur einen geringen Einfluss haben, weiter vereinfacht werden. Das Bestimmtheitsmaß verringert sich dadurch nur geringfügig.

7.3 Teilhomogene Verbrennung

Abb. 7.9 zeigt das gleiche Diagramm wie Abb. 7.1, hier jedoch gültig für eine teilhomogene Verbrennung. Die den Modellen zugrunde liegenden Messungen wurden am Motor 6 durchgeführt (Exponenten der Modellparameter s. Tab. 6.6 und Tab. 6.7 in Kap. 6.5). Im Vergleich mit Abb. 7.1 fällt unter anderem auf, dass der Parameter $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ beim Ruß-Modell und der Parameter ZV beim NO_x -Modell sein Vorzeichen gewechselt hat. Damit weisen die gleichen Parameter beim Ruß- und beim NO_x -Modell jetzt die gleichen Tendenzen auf, haben aber einen unterschiedlich starken Einfluss. Der Wechsel des Vorzeichens lässt sich mit den Eigenschaften der teilhomogenen Verbrennung erklären.

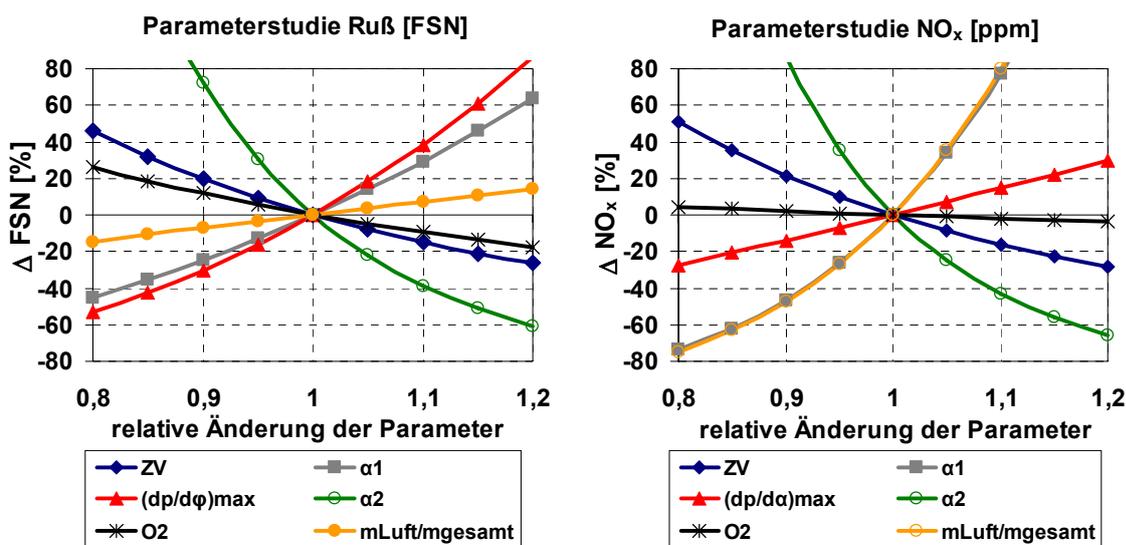


Abb. 7.9: Berechneter Einfluss der einzelnen Modellparameter auf die Ruß- und NO_x -Emissionen bei Variation jeweils eines Parameters und Konstanthalten der anderen Parameter (gilt für teilhomogene Verbrennung; die den Modellen zugrunde liegenden Versuchsdaten wurden am Motor 6 gemessen)

Bei dem hier eingesetzten Verbrennungskonzept der „frühen Teilhomogenisierung“ wird ein Einspritzen in die Flamme und damit eine diffusive Verbrennung weitgehend vermieden. Der während des Zündverzuges eingespritzte Kraftstoff kann fast vollständig aufbereitet werden und rußarm verbrennen. Um diese vorgemischte Verbrennung zu erzielen, muss der Zündverzug entsprechend verlängert werden, was vor allem durch eine signifikante Erhöhung der Abgasrückführrate erzielt werden kann. Durch den so erhöhten Inertgasanteil im Brennraum werden die Zündbedingungen verschlechtert, wodurch der Verbrennungsbeginn nach „spät“ verschoben wird. Gleichzeitig wird mit zunehmender AGR-Rate durch die Vermeidung von lokalen Temperaturspitzen bei deutlich verringertem Sauerstoffangebot die NO_x -Bildung stark vermindert.

Abb. 7.10 zeigt die Zusammenhänge zwischen AGR-Rate, Zündverzug und den Emissionen für die konventionelle heterogene und die teilhomogene Verbrennung.

Bei geringen bis mittleren AGR-Raten ist die klassische Ruß- NO_x -Schere zu erkennen: mit einer Verringerung der NO_x -Emissionen ist ein Anstieg der Rußemissionen verbunden. Ab einer AGR-Rate von ca. 52 % ist jedoch ein simultanes Abfallen beider Emissionen zu beobachten: Der Zünderzug ist dabei so lang, dass eine weitgehende Aufbereitung von Kraftstoff und Luft stattfinden kann und sich eine teilhomogene Verbrennung einstellt.

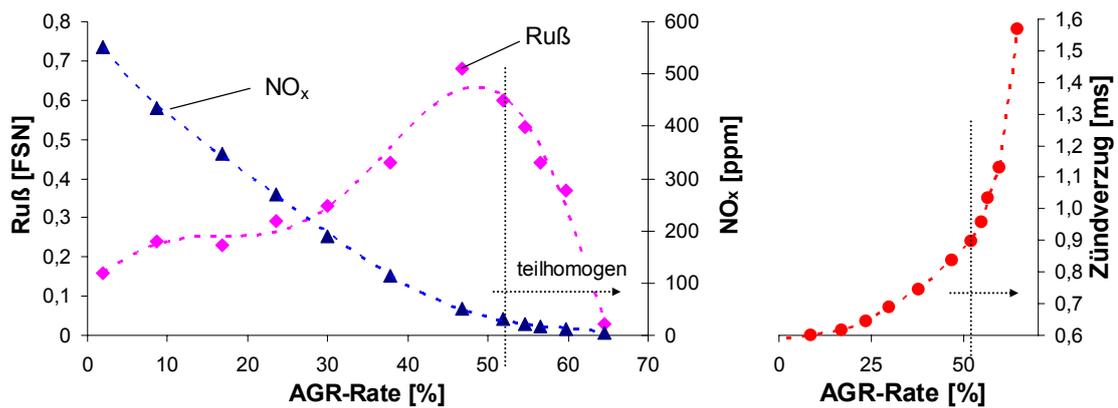


Abb. 7.10: Ruß- und NO_x-Emissionen und Zündverzug (rechts) über der AGR-Rate für den Betriebspunkt $n=1600$ U/min, $p_{mi}=3,3$ bar, $\varphi_{QH50\%}=5^\circ$ KW; gekennzeichnet ist der Bereich teilhomogener Verbrennung (in Anlehnung an [322])

Um den Verbrennungsschwerpunkt im wirkungsgradoptimalen Bereich bei ca. 5° KW nach OT konstant zu halten, muss der Ansteuerbeginn⁹¹ nach „früh“ verschoben werden. Dies verdeutlicht **Abb. 7.11**.

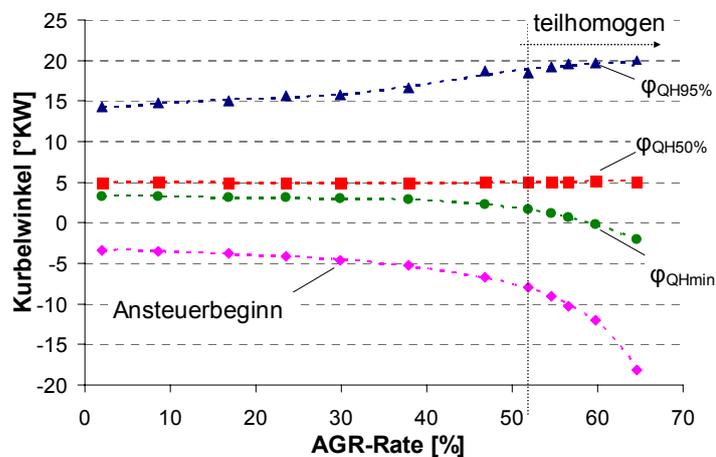


Abb. 7.11: Ansteuerbeginn und Energieumsatzpunkte über der AGR-Rate für den Betriebspunkt $n=1600$ U/min, $p_{mi}=3,3$ bar, $\varphi_{QH50\%}=5^\circ$ KW; gekennzeichnet ist der Bereich teilhomogener Verbrennung

⁹¹ Motor 6 hat ein Common-Rail-Einspritzsystem. Bei diesem wird unter dem Ansteuerbeginn der Zeitpunkt der Bestromung der Injektoren verstanden. Der Spritzverzug ist deutlich geringer als bei PDE, da der Kraftstoff bereits im Rail hoch verdichtet ist. Bei PDE beginnt mit dem Förderbeginn (Definition siehe Seite 40) erst die Verdichtung des Kraftstoffes.

Weiterhin geht aus Abb. 7.11 hervor, dass die Dauer der Energieumsetzung mit höherer AGR-Rate zunimmt. Ursache ist die reduzierte Sauerstoffverfügbarkeit mit steigender AGR-Rate. Dieser Effekt verstärkt sich ab einer AGR-Rate von ca. 30 % und wird im teilhomogenen Betriebsbereich besonders deutlich.

Die Erkenntnis, dass für eine simultane Reduktion der Ruß- und NO_x-Emissionen der Zündverzug verlängert werden muss, wird durch den Parameter ZV in Abb. 7.9 wiedergegeben. Auf beide Emissionen hat ZV einen hohen Einfluss, wobei die Stärke des Einflusses annähernd gleich ist. Auch die probateste Maßnahme zur Verlängerung des Zündverzuges, die Erhöhung der AGR-Rate, wird durch die Verringerung von $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ richtig abgebildet. Die damit einhergehende Verringerung der Sauerstoffkonzentration O₂ führt jedoch zu einem Anstieg der Rußemissionen. Dieser Einfluss rührt von der schlechteren Rußoxidation her, die auf den Rußendwert im Abgas eine hohe Bedeutung hat. Die entscheidende Rolle bei der Rußoxidation spielt der lokale Sauerstoffgehalt im Brennraum [116]. Dieser wird unter anderem durch das globale Luft-Kraftstoffverhältnis beeinflusst [151]. Der Parameter O₂ (Sauerstoffkonzentration im Abgas) ist eng mit dem globalen Luft-Kraftstoffverhältnis verknüpft. Auch Mattes et al. [152] und Rimmels et al. [294] weisen auf die besondere Bedeutung des globalen Sauerstoffgehalts für die Nachoxidation des Rußes hin. In beiden Literaturstellen wird die Nachoxidation dabei charakterisiert durch den Sauerstoffgehalt nach Zylinder. Diese Ergebnisse aus der Literatur lassen sich mit den Modellen in Übereinstimmung bringen.

Der Einfluss von O₂ auf NO_x ist - verglichen mit den anderen Parametern - in diesem Modell noch geringer als in dem Modell für heterogene Verbrennung (vgl. Abb. 7.1). Dies stimmt mit der von Velji et al. [294] aufgestellten Hypothese überein, dass NO_x proportional der Wärmekapazität des Trägergases ist, während Ruß zum Sauerstoffgehalt der Verbrennungsluft proportional ist. O₂ wird daher nicht näher betrachtet.

Ableitend aus den Modellen lässt sich somit die These formulieren, dass durch eine Erhöhung der AGR-Rate ohne Verringerung der Sauerstoffkonzentration die Ruß- und NO_x-Emissionen simultan abgesenkt werden können. Eine praktische Maßnahme zur Umsetzung stellt eine Ladedruckerhöhung dar. Durch die höhere Zylinderfüllung und den höheren Sauerstoffanteil steigt die AGR-Verträglichkeit.

Abb. 7.12 zeigt den Einfluss einer Variation des Ladedruckes auf Ruß und NO_x. Aufgrund der unterschiedlichen Massenströme sind die Ruß- und NO_x-Emissionen als Durchsatz in [g/h] aufgetragen. Anstelle der AGR-Rate wird das Verbrennungsluftverhältnis verwendet⁹².

⁹² Bei unterschiedlichen Ladedrücken ist ein direkter Vergleich der Emissionen trotz gleicher AGR-Raten nicht möglich, da unterschiedliche Luft- und Abgasmassen zugrunde liegen. Daher werden die Emissionen hier über dem Verbrennungsluftverhältnis aufgetragen.

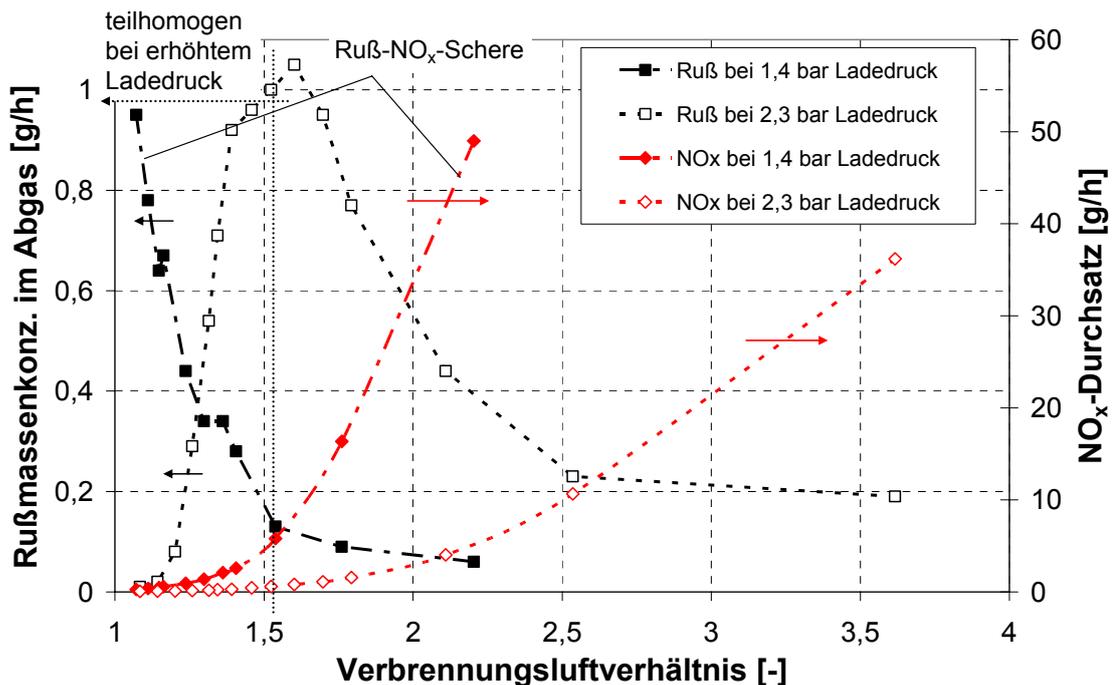


Abb. 7.12: Ruß und NO_x -Emissionen über dem Verbrennungsluftverhältnis bei einer Ladedruckvariation in dem Betriebspunkt $n = 1600 \text{ U/min}$, $m_B = 18 \text{ mg/Arbeitspiel}$, $\varphi_{\text{QH}50\%} = 5^\circ \text{KW}$

Durch die Erhöhung des Ladedruckes werden die Zündbedingungen zunächst verbessert und damit der Zündverzug verkürzt. Wegen des höheren Sauerstoffanteils im Zylinder ist es jedoch möglich, die AGR-Rate zu erhöhen und den Förderbeginn nach „früh“ zu verschieben. Dies begünstigt den für die Gemischaufbereitung erforderlichen langen Zündverzug⁹³ und kompensiert damit den erstgenannten Effekt. Es ist ersichtlich, dass ab einem Verbrennungsluftverhältnis kleiner ca. 1,52 bei dem höheren Ladedruck eine teilhomogene Verbrennung mit deutlich geringeren Emissionen erzielt wird⁹⁴. Bei dem geringen Ladedruck wird eine teilhomogene Verbrennung nicht erreicht, wie an der Ruß- NO_x -Schere zu erkennen ist.

Die Parameter α_1 und α_2 haben dieselbe Wirkung auf die Emissionen wie bei der heterogenen Verbrennung. Durch einen flachen Anstieg der Heizrate (α_1 ist klein) und ein rasches Verbrennungsende nach der maximalen Rate (α_2 ist

⁹³ Eine wirkungsvolle Kühlung der Abgasrückführung unterstützt die Verlängerung des Zündverzuges.

⁹⁴ Mit dem höheren Ladedruck ist - in diesem Betriebspunkt - eine Erhöhung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs verbunden. Durch die steilere Anstellung der Turbinenleitschaufeln steigt der Abgasgegendruck, wodurch die Ladungswechselverluste zunehmen. Bei konstanter Einspritzmenge sinkt die Leistung. Auch das Verdichterkennfeld hat hierauf einen großen Einfluss.

groß) lässt sich eine simultane Reduktion der Ruß- und NO_x -Emissionen erzielen. Der Einfluss von α_1 und α_2 ist in beiden Modellen hoch. Es müssen noch Maßnahmen gefunden werden, wie sich eine solche Wärmeentwicklung bei der teilhomogenen Verbrennung erzielen lässt, da der erforderliche lange Zündverzug eine Einspritzverlaufsformung ausschließt. Bei teilhomogener Verbrennung ist – neben einer hohen AGR-Rate - eine möglichst kurze Einspritzung mit hohem Einspritzdruck optimal, um den Zündverzug möglichst lang zu gestalten.

Die Intensität der Wärmefreisetzung, die durch den maximalen Druckanstieg $(dp/d\phi)_{\max}$ beschrieben wird, muss zur Erzielung geringer Emissionen begrenzt sein. Der Einfluss von $(dp/d\phi)_{\max}$ auf NO_x ist evident: durch einen moderaten maximalen Druckanstieg ist die Intensität der Wärmefreisetzung verringert, wodurch die mittlere Gastemperatur im Brennraum begrenzt ist. Dadurch wird die NO_x -Emission verringert. Bei Ruß wird die Annahme getroffen, dass durch die langsamere Wärmefreisetzung und deren geringere Intensität eine bessere Durchmischung von Kraftstoff und Luft stattfinden kann, so dass lokal fette Zonen, die zur Rußbildung führen, vermieden werden.

Zusammenfassung teilhomogene Verbrennung:

Im Unterschied zur heterogenen Verbrennung sind bei der teilhomogenen Verbrennung ein langer Zündverzug und eine hohe AGR-Rate zur Verringerung sowohl der Ruß- als auch der NO_x -Emissionen erforderlich, was durch die Parameter ZV und $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ ausgedrückt wird. Die übrigen Parameter zeigen die gleichen Tendenzen wie bei der konventionellen heterogenen Verbrennung auf.

Eine Maßnahme zur Steigerung der AGR-Verträglichkeit stellt die Ladedruck-erhöhung dar. Ab einem bestimmten Verbrennungsluftverhältnis wird bei erhöhtem Ladedruck eine teilhomogene Verbrennung erzielt, wobei der spezifische Kraftstoffverbrauch betriebspunktabhängig erhöht sein kann.

Die Ruß- und NO_x -Emissionen können auch bei teilhomogener Verbrennung durch die Modelle wiedergegeben werden.

7.4 Homogene Verbrennung (HCCI)

Um die Grenzen der Vorhersagegenauigkeit und der Anwendungsmöglichkeiten der Modelle zu bestimmen, wurde die homogene Verbrennung (HCCI-Betrieb) untersucht. Bei dieser entstehen nur sehr geringe Ruß- und NO_x -Emissionen, vgl. Kap. 2.4.

Zur Realisierung einer vollständig homogenen Verbrennung wurde Motor 6 mit SuperPlus-Kraftstoff betrieben, da bei der Verbrennung von Dieseldieselkraftstoff ein stabiler⁹⁵ HCCI-Betrieb nur bei geringen Kraftstoffmengen bis ca. 10 mg/Arbeitsspiel erreicht wurde. Eine Anpassung von Einspritzdüsen- oder Kolbengeometrie an dieses Brennverfahren wurde nicht vorgenommen. Das Verdichtungsverhältnis betrug 16,2:1. Die Temperaturen von Frischluft und rückgeführtem Abgas wurden durch wassergekühlte Kühler verringert. Den untersuchten Betriebsbereich zeigt **Tab. 7.1**.

Tab. 7.1: Untersucher Betriebsbereich (75 Messpunkte) bei HCCI-Brennverfahren mit Motor 6

	min.	max.
Drehzahl n [U/min]	1600	
Einspritzmenge m_B [mg/Arbeitsspiel]	21,18	23,32
Förderbeginn FB [°KW]	4,7 n. LOT	9,9 n LOT
Saugrohrdruck p_{saug} [mbar]	1900	3100
Verbrennungsschwerpunkt $\varphi_{QH50\%}$ [°KW]	2,2 v. ZOT	14,3 n. ZOT
→ effektiver Mitteldruck p_{me} [bar]	5,6	7,28
→ AGR-Rate [%]	27,32	51,88

Die Kraftstoffeinbringung in den Brennraum fand kurz nach Ladungswechsel-OT (LOT) durch eine Haupteinspritzung statt⁹⁶. Aufgrund des geringen Druck- und Temperaturniveaus im Brennraum und der Zündunwilligkeit⁹⁷ des verwendeten Kraftstoffes wird ein sehr langer Zündverzug (zwischen 346 und 357°KW) erzielt. Der Kraftstoff kann vollständig verdampfen und mit der Luft ein nahezu homogenes und mageres Gemisch bilden. Die Zündung dieser

⁹⁵ Aufgrund der erforderlichen sehr hohen AGR-Raten bis zu ca. 80 % zur Erzielung einer homogenen Verbrennung mit Dieseldieselkraftstoff kann es zu Verbrennungsaussetzern kommen. Bei Mehrzylindermotoren wirkt sich hier zudem verstärkt das Problem der AGR-Ungleichverteilung auf die einzelnen Zylinder aus, siehe [159].

⁹⁶ Durch die sehr frühe Einspritzung kommt es zu einer teilweisen Auftragung des Kraftstoffes auf die Zylinderwand und damit zu einer Ölverdünnung. Aufgrund der unvollständigen Verbrennung im wandnahen Bereich sind die HC- und CO-Emissionen erhöht. Diese Effekte begrenzen bei der homogenen Dieseldieselverbrennung den frühesten Spritzbeginn auf ca. 35°KW vor OT. Für einen HCCI-Betrieb in der Serie müssten daher der Strahlkegelwinkel und die Kolbengeometrie entsprechend angepasst werden.

⁹⁷ Die Zündunwilligkeit des SuperPlus-Kraftstoffes drückt sich durch die sehr geringe Cetanzahl von CZ = 16 im Vergleich zu der des Dieseldieselkraftstoffes von CZ = 53 aus (ungefähre Angaben, die Motor-Oktanzahl MOZ des SuperPlus-Kraftstoffes wurde über die Beziehung CZ = 60-0,5*MOZ in eine Cetanzahl umgerechnet; über die zweite mögliche Beziehung CZ = 100-ROZ für Research-Oktanzahlen ROZ > 80 nimmt CZ den Wert 2 an, vgl. [382]).

homogenen mageren Zylinderladung erfolgt durch die Druck- und Temperaturerhöhung während der Kompression⁹⁸. Das Gemisch zündet im gesamten Brennraum nahezu gleichzeitig⁹⁹, sobald eine Temperatur von 800 bis 1000 K erreicht wird, vgl. [376]. Die Umsetzung des Gemisches erfolgt sehr schnell, was zu starken Zylinderdruckanstiegen (bis zu ca. 18 bar/°KW) und kurzen Brenndauern (ca. 8°KW) führt. Die Verbrennungsgeschwindigkeit ist nicht mehr wie beim heterogen betriebenen Motor mischungskontrolliert, sondern abhängig von der Geschwindigkeit der chemischen Reaktionen. Aufgrund des mageren Gemisches liegen die Flammentemperaturen unterhalb der für die thermische NO-Bildung notwendigen Temperatur. Die hier gemessenen Gesamt-NO_x-Emissionen betragen maximal 18 ppm. Da bei der homogenen Verbrennung keine fetten Zonen entstehen, werden auch keine Rußemissionen erzeugt. Im konkreten Fall betrug die FSN-Zahl maximal 0,01. Der Zielkonflikt der Ruß-NO_x-Schere besteht also nicht mehr.

Ruß- und NO_x-Modell

Die Erstellung der Ruß- und NO_x-Modelle war konform dem in Kap. 6.3 beschriebenen Vorgehen. Das Ergebnis der Modellierung zeigt **Abb. 7.13**.

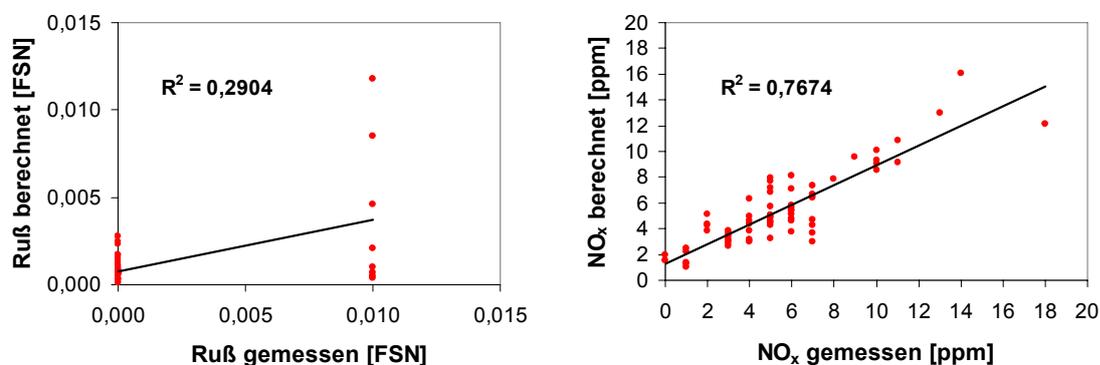


Abb. 7.13: Korrelation zwischen den gemessenen Ruß- und NO_x-Emissionen und den mit dem Ruß- bzw. NO_x-Modell berechneten Emissionen (homogene Verbrennung bei Verwendung von SuperPlus-Kraftstoff)

⁹⁸ Ein grundsätzliches Problem bei der homogenen Verbrennung ist die Steuerung des Verbrennungsbeginns. Der Verbrennungsbeginn ist keine Funktion mehr vom Einspritzbeginn. Die Kontrolle der Zündung erfolgte bei den Untersuchungen über eine Variation der AGR-Rate. Bei Mehrzylindermotoren ist eine zylinderselektive Verbrennungsanalyse wegen der AGR-Ungleichverteilung unbedingt erforderlich. Zudem muss im Serieneinsatz eine geeignete Regelstrategie die unterschiedlichen Verbrennungscharakteristiken durch zylinderselektive Eingriffe in die Einspritzzeitpunkte kompensieren.

⁹⁹ Die gleichzeitige Zündung im gesamten Brennraum stellt einen theoretischen Idealfall dar. Eine komplette Homogenisierung wird nie erreicht. Kältere Wandbereiche zünden zudem später als der heißere Kern der Zylinderladung.

Das Bestimmtheitsmaß beträgt bei der Ruß-Modellierung $R^2 = 0,2904$ und liegt damit knapp unter der Grenze von $R^2 = 0,3$, oberhalb derer von einem Zusammenhang gesprochen wird. Der Grund für die unzureichende Korrelation sind die gemessenen sehr geringen FSN-Zahlen, die deutlich unterhalb der Reproduzierbarkeitsgrenze von 0,05 FSN liegen. Aufgrund der in Abb. 6.24 gezeigten sehr geringen Messgenauigkeit in diesem Bereich ist eine Modellierung nicht möglich.

Damit ist das Rußmodell für homogene Brennverfahren nicht geeignet und wird im Folgenden nicht weiter betrachtet.

Das Bestimmtheitsmaß bei der NO_x -Modellierung beträgt $R^2 = 0,7674$ und ist damit deutlich geringer als bei den vergleichbaren NO_x -Modellen für die heterogene bzw. teilhomogene Verbrennung, liegt jedoch noch in einem akzeptablen Bereich. Das vergleichsweise geringe Bestimmtheitsmaß lässt sich wiederum mit den niedrigen Messwerten und der damit abnehmenden Messgenauigkeit erklären, siehe Abb. 6.23. In **Tab. 7.2** sind die berechneten Exponenten der Modellparameter und die Konstante für das NO_x -Modell aufgeführt.

Tab. 7.2: Berechnete Exponenten der Modellparameter und die Konstante für das NO_x -Modell bei homogener Verbrennung

	K	Exponent für					
		ZV	α_1	$(dp/d\phi)_{\max}$	α_2	O_2	$m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$
NO_x	7,04	-12,56	21,39	-0,52	-4,48	-2,35	16,43

Abb. 7.14 zeigt die aus den vorherigen Kapiteln bekannte Darstellung des berechneten Einflusses der einzelnen Modellparameter auf die NO_x -Emissionen.

Bis auf $(dp/d\phi)_{\max}$ zeigen alle Parameter den gleichen Einfluss auf die NO_x -Emissionen wie bei der teilhomogenen Verbrennung. Das Gewicht von $(dp/d\phi)_{\max}$ ist in diesem Modell verglichen zu den anderen Parametern sehr gering und wird daher nicht weiter betrachtet. Einen starken Einfluss auf die NO_x -Emissionen haben dem Modell nach die Parameter α_1 , $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ und ZV. Die Gründe dafür wurden in Kap. 7.3 für die teilhomogene Verbrennung aufgeführt. Auffällig ist die Tendenz des Parameters Sauerstoffkonzentration im Abgas O_2 : Mit der Erhöhung von O_2 ist eine Abnahme der NO_x -Emissionen verbunden. Es wird angenommen, dass in diesem Modell der Parameter O_2 die Information liefert, dass bei der für das homogene Brennverfahren notwendigen hohen AGR-Rate (darauf weist das Verhältnis $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$ hin) eine gewisse Sauerstoffkonzentration erforderlich ist, um eine stabile Verbrennung ohne Aussetzer zu gewährleisten, die zu höheren Emissionen führen würde.

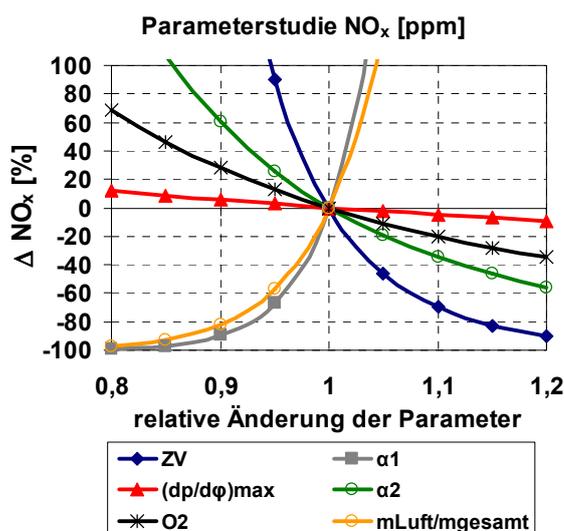


Abb. 7.14: Berechneter Einfluss der einzelnen Modellparameter auf die NO_x-Emissionen bei Variation jeweils eines Parameters und Konstanthalten der anderen Parameter (gilt für homogene Verbrennung bei Verwendung von SuperPlus-Kraftstoff; die den Modellen zugrunde liegenden Versuchsdaten wurden am Motor 6 gemessen)

Bei der Interpretation muss jedoch beachtet werden, dass der untersuchte Betriebsbereich im Vergleich zu den anderen Motoren deutlich kleiner ist und weniger Messpunkte enthält, weshalb die Schlussfolgerungen weniger repräsentativ sind. Die Spannweite von O₂ betrug bei diesen Messungen 7,3 bis 9,9 %, bei den Grunduntersuchungen mit Motor 1 (siehe Kap. 6.2) hingegen 1,5 bis 15,9 %.

Zur vollständigen Klärung der Wirkmechanismen des Parameters O₂ in dem Modell sind weitere Untersuchungen über einen größeren Kennfeldbereich erforderlich.

Zusammenfassung zur homogenen Verbrennung:

Bei homogener Verbrennung versagt das Rußmodell aufgrund der FSN-Zahlen, die deutlich unterhalb der Messgenauigkeit des Messgeräts liegen. Das NO_x-Modell hingegen ist – wenn auch mit einem geringeren Korrelationskoeffizienten – geeignet, die NO_x-Emissionen zu berechnen. Im Vergleich zur heterogenen und teilhomogenen Verbrennung bewirkt hier dem Modell nach eine Erhöhung der Sauerstoffkonzentration im Abgas O₂ eine Verringerung von NO_x. Es wird vermutet, dass hierdurch zum Ausdruck kommt, dass eine gewisse Sauerstoffkonzentration erforderlich ist, um eine stabile Verbrennung zu gewährleisten. Zur vollständigen Klärung sind weitere Untersuchungen erforderlich. Die übrigen Parameter zeigen bis auf (dp/dφ)_{max} die gleichen Tendenzen wie bei der teilhomogenen Verbrennung auf.

7.5 Ausblick auf praktische Anwendungsmöglichkeiten für die Modelle

Neben den in diesem Kapitel gegebenen Empfehlungen zur Realisierung einer schadstoffarmen Verbrennung ist es beabsichtigt, die Modelle in ein Simulationsprogramm für ein Motor-Gesamtsystem zu integrieren. Damit ließen sich z.B. die Auswirkungen von Veränderungen der Heizrate auf die Ruß- und NO_x -Emissionen beurteilen. Dieses Vorgehen setzt allerdings Messungen am Motor voraus, da die Exponenten der Modellparameter und die Konstanten bekannt sein müssen.

Als eine kommerzielle Anwendung könnten die Modelle im Rahmen eines erweiterten Motormanagements (vgl. Kap. 2.7 und [178]) in das Motorsteuergerät mit eingebunden werden und dort für die On-Board-Diagnose zur Bestimmung der Ruß- und NO_x -Emissionen oder für eine „closed-loop“-Regelung des Motors auf Basis der Emissionen verwendet werden, siehe **Abb. 7.15** und vgl. [271]-[277].

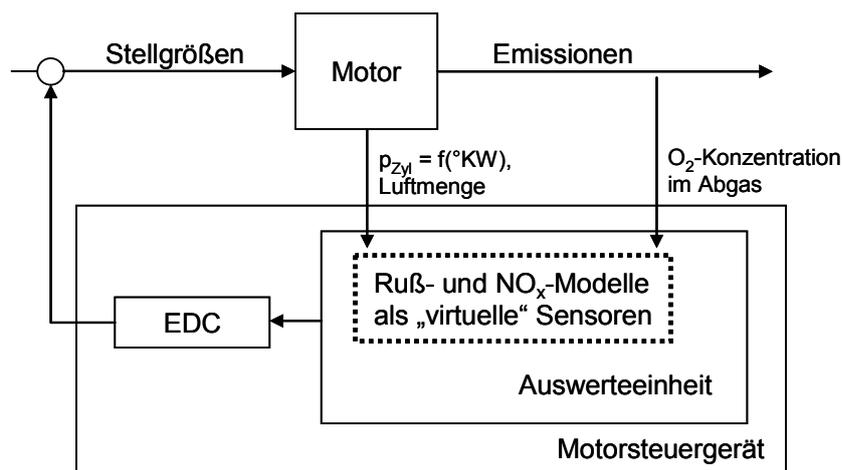


Abb. 7.15: "closed-loop"-Regelung des Motors mit Hilfe der Berechnung der Emissionen

Würden die Modelle für die On-Board-Diagnose verwendet werden, könnte die in Kap. 2.6 erwähnte aufwändige Emissionsapplikation für verschiedene Karosserie-, Motor- und Getriebevarianten entfallen, da die Emissionen direkt berechnet werden können.

Die Modelle könnten auch als direkte Führungsgröße für Abgasnachbehandlungssysteme wie die in Kap. 2.5 beschriebenen SCR-Katalysatoren oder Rußpartikelfilter verwendet werden. Mit Hilfe des Rußmodells ließe sich

beispielsweise der Zeitpunkt der Einleitung der Regeneration abschätzen¹⁰⁰. Auch für die Regelung von Abgasrückführsystemen könnten die Modelle Verwendung finden.

Durch die Verwendung als „virtuelle“ Sensoren könnten die Modelle reale Ruß- und NO_x-Sensoren ersetzen¹⁰¹ und so erheblich zu einer Reduzierung der Herstellungskosten eines Fahrzeugs beitragen (vgl. [270], [274] und [277]) bzw. sie könnten die Funktionstüchtigkeit der realen Sensoren überprüfen. Gerade auf dem Gebiet der Rußsensoren wird schon längere Zeit ein hoher Forschungs- und Entwicklungsaufwand betrieben, vgl. [332] und [384] - [389]. Dennoch ist dem Autor nicht bekannt, dass in absehbarer Zeit ein Rußsensor für den Serieneinsatz verfügbar ist. Der von Smolenski [332] vorgestellte Rußsensor eignet sich nach eigenen Angaben aufgrund von Baugröße und Gewicht noch nicht für den Serieneinsatz.

Zur Realisierung dieser grundsätzlichen Ideen müssen die in dieser Arbeit vorgestellten Ruß- und NO_x-Modelle noch weiterentwickelt werden. Beispielsweise steht noch die Prüfung bezüglich der Echtzeitfähigkeit der Modelle aus. Auch die Auswirkungen der Langzeitdrift von Zylinderdrucksensoren, Luftmassenmesser und Lambdasonde auf die Genauigkeit der Modelle ist noch nicht untersucht worden. Bislang wurden auch nur Heizraten analysiert, die auf einer Pilot- und einer Haupteinspritzung bzw. nur einer Haupteinspritzung basieren. Zukünftige Einspritzsysteme können jedoch mehrere Pilot- und Nachspritzungen realisieren. Es muss daher eruiert werden, ob die Modelle auch bei Mehrfacheinspritzungen Gültigkeit besitzen.

Im Zuge der immer schneller werdenden Prozessortechnik ist es ferner vorstellbar, dass zusätzliche Parameter in die Modelle aufgenommen werden oder dass andere Modellstrukturen, wie künstliche neuronale Netze oder Polynome, gewählt werden¹⁰².

Diese Arbeit soll als Anregung dazu dienen, den vermehrten Einsatz „virtueller“ Sensoren zur Bestimmung der Ruß- und NO_x-Emissionen in Betracht zu ziehen.

¹⁰⁰ Die FSN-Zahl kann in eine Rußmasse, bezogen auf das Abgasvolumen im Normzustand, umgerechnet werden (vgl. Seite 39 unten). Mit Hilfe des Abgasvolumenstroms lässt sich für den stationären Motorbetrieb die Rußmasse pro Zeit berechnen und damit die Beladung des Partikelfilters abschätzen. Nicht berücksichtigt wird hierbei eine etwaige Verringerung der Rußmasse im Filter, beispielsweise durch thermischen Abbrand.

¹⁰¹ Auch in dem FVV-Vorhaben „Emissionsgeregelter Dieselmotor“ [383] sollen durch den Einsatz von regelungstechnischen Modellen Stickoxide und Partikel berechnet werden und dadurch die entsprechenden Sensoren eingespart werden.

¹⁰² In dieser Arbeit wurde bewusst auf zusätzliche Parameter und andere Modellstrukturen verzichtet, um den Rechenaufwand gering zu halten und eine hohe Transparenz der Modelle zu gewährleisten, siehe Seite 59. Es wurde aber gezeigt, dass sich mit künstlichen neuronalen Netzen und Polynommodellen noch bessere Übereinstimmungen zwischen Rechnung und Messung erzielen lassen, siehe Tab. A. 3 im Anhang A.14.

7.6 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde gezeigt, dass die Ruß- und NO_x-Modelle physikalische Zusammenhänge korrekt wiedergeben können. Die Modelle können sowohl auf die heterogene als auch auf die teilhomogene Verbrennung angewendet werden. Die Exponenten der Modellparameter und die Konstanten sind dabei unterschiedlich.

Anhand der Modelle wurde für die heterogene Verbrennung eine „ideale“ Heizrate definiert, durch die sich eine simultane Reduktion der Ruß- und NO_x-Emissionen erzielen lässt. Zur Realisierung dieser „idealen“ Heizrate wurden zwei verschiedene Einspritzverlaufsformen vorgeschlagen. Zur Erzielung einer teilhomogenen Verbrennung wurde eine Ladedruckerhöhung empfohlen, um die AGR-Verträglichkeit zu steigern.

Bei der homogenen (HCCI-) Verbrennung versagt das Rußmodell aufgrund der gemessenen niedrigen FSN-Zahlen, die deutlich unterhalb der Messgenauigkeit liegen. Das NO_x-Modell hingegen besitzt Gültigkeit.

Es besteht die Möglichkeit, die Modelle in zukünftigen Motorregelungskonzepten oder für Abgasreinigungskonzepte anzuwenden.

8 Zusammenfassung

Die Weiterentwicklung des Dieselmotors hinsichtlich Leistung und Verbrauch geschieht vor dem Hintergrund kontinuierlich anspruchsvoller werdender Emissionsstandards. Besonders bedeutsam sind hierbei die Ruß- und NO_x-Emissionen. Konventionelle innermotorische Maßnahmen zur Einhaltung der Schadstoffgrenzwerte wie z.B. die Abgasrückführung werden nach heutigem Wissensstand allein nicht mehr zur Erfüllung der gesetzlichen Forderungen ausreichen. Abgasnachbehandlungssystemen helfen, die Emissionen unter die jeweils gültigen Grenzwerte zu drücken. Solche Systeme sind jedoch außerordentlich komplex, kostspielig und verschlechtern in der Regel durch erhöhte Abgasgedrücke den Kraftstoffverbrauch. Daher müssen alle Möglichkeiten untersucht werden, die Ruß- und NO_x-Emissionen simultan innermotorisch zu vermindern. Zur Analyse der Verbrennung und Schadstoffentstehung und für zukünftige praktische Anwendungen im Motorsteuergerät wurden in dieser Arbeit Modelle zur Berechnung der Ruß- und NO_x-Emissionen entwickelt.

Die Eingangsgrößen in die Modelle wurden mit Hilfe optischer und thermodynamischer Methoden ausgewählt. Mit der Multispektralpyrometrie wurde die Strahlungsemission im Brennraum erfasst und daraus mit Hilfe der 2-Farben-Absolutmethode die kurbelwinkelaufgelöste Rußmassenkonzentration berechnet. Aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf wurde mit dem schnellen Heizgesetz die Heizrate berechnet. Es wurden Korrelationen zwischen dem Verlauf der Heizrate (Anstieg, Maximum und Abfall) und dem Verlauf der Rußmassenkonzentration (Anstieg, Maximum und Abfall) festgestellt. Diese Korrelationen sind abhängig von der Gaszusammensetzung und dem Zündverzug.

Weiterhin wurde eine Korrelation zwischen dem Verlauf der Heizrate (Anstieg und Maximum) und den im Abgas gemessenen NO_x-Emissionen festgestellt. Auch diese Korrelation ist abhängig von der Gaszusammensetzung und dem Zündverzug.

Anhand der Voruntersuchungen wurden folgende „globale“ Parameter identifiziert, die einen Einfluss auf die im Abgas gemessenen Ruß- und NO_x-Emissionen haben:

- ZV: Zündverzug, definiert als Kurbelwinkelbereich zwischen dem Förderbeginn und der Lage des Minimums des integralen Heizverlaufs (Verbrennungsbeginn)
- α_1 : Winkel zwischen dem Verbrennungsbeginn und der maximalen Heizrate
- α_2 : Winkel zwischen der maximalen Heizrate und dem Verbrennungsende (Kurbelwinkel, bei dem 95 % des integralen Heizverlaufs erreicht sind)

- $(dp/d\phi)_{\max}$: maximaler Zylinderdruckanstieg
- O_2 : Sauerstoffkonzentration im Abgas
- $m_{\text{Luft}}/m_{\text{gesamt}}$: Verhältnis der Frischluftmasse zur gesamten Gasmasse

Bei der Bestimmung der Eingangsgrößen wurde vor allem darauf geachtet, dass ein physikalisch nachvollziehbarer Zusammenhang mit den Emissionen besteht, dass die Messungen mit Standardmesstechnik durchgeführt werden können, dass ein möglichst weiter Kennfeldbereich bei der Modellierung abgedeckt werden kann und dass die Modelle auf unterschiedliche Brennverfahrensstrategien angewendet werden können. Daher galt es einen Kompromiss zwischen der Modellierungsgenauigkeit und der Modellkomplexität zu finden.

Es wurde die Hypothese aufgestellt, dass sich die Ruß- und NO_x -Emissionen über einen weiten Kennfeldbereich aus einer Kombination der oben aufgeführten „globalen“ Parameter berechnen lassen, wobei diese Berechnung – nach Anpassung der Modellkoeffizienten - auf verschiedene PKW-Dieselmotoren mit unterschiedlichen Einspritzsystemen, verschiedenen Hubräumen und Ventilanordnungen übertragbar sein soll. Die Berechnung soll für unterschiedliche Brennverfahrensstrategien (heterogene, teilhomogene und homogene Verbrennung) Gültigkeit besitzen.

Mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung wurde ein D-optimaler Versuchsplan, bestehend aus 400 Messpunkten, aufgestellt. Der Drehzahlbereich erstreckt sich von 1400 bis 3500 U/min und der Lastbereich von 1 bis 11 bar effektivem Mitteldruck. Es handelt sich um Betriebspunkte mit konventioneller heterogener Verbrennung. Dabei wurden Rußemissionen von 0,01 bis 8,17 FSN und NO_x -Emissionen von 0 bis 2636 ppm gemessen.

Zur Berechnung der Ruß- und NO_x -Emissionen wurden Potenzproduktansätze gewählt. Die Exponenten der Modellparameter und je eine erforderliche Konstante wurden mit Hilfe des Simplex-Algorithmus und der Methode der kleinsten Fehlerquadrate aus den Messergebnissen berechnet.

Da die Modellkoeffizienten empirisch aus Messdaten bestimmt wurden, die Modellparameter aber nach physikalischen Gesichtspunkten ausgewählt wurden, werden die Modelle als „halbempirisch“ bezeichnet.

Das Bestimmtheitsmaß beträgt bei der Rußmodellierung $R^2 = 0,8536$ und bei der NO_x -Modellierung $R^2 = 0,9218$. Mit anderen Modellstrukturen (künstliche neuronale Netze, Regressionsmodelle) wurden höhere Bestimmtheitsmaße erreicht. Die Emissionen von nicht in die Modelle eingehenden Betriebspunkten wurden durch die Rechnung tendenziell richtig wiedergegeben. Gerade bei kleinen FSN-Werten ($FSN < 0,1$) kann die Abweichung zwischen Rechnung und Messung bis zu 800 % betragen (gemessen: 0,057 FSN; berechnet: 0,5135 FSN). Als Ursache konnte vor allem die Abnahme der Meßgenauigkeit

mit sinkenden FSN-Zahlen identifiziert werden. Nach Anpassung der Modellkoeffizienten sind die Modelle auf verschiedene PKW-Dieselmotoren (Variation von Zylinderzahl, Hubraum, Einspritzsystem und Ventilanzahl pro Zylinder) übertragbar. Es wurde gezeigt, dass die Modelle für einen weiten Kennfeldbereich sowie für teilhomogene Verbrennung Gültigkeit besitzen.

Die aufgestellte Hypothese wurde damit verifiziert. Es ist möglich, die Ruß- und NO_x-Emissionen, die von „lokalen“ Bedingungen im Brennraum abhängen, mit Hilfe „globaler“ Größen, welche die Heizrate und die Gaszusammensetzung charakterisieren, zu berechnen.

Der Einfluss der Modellparameter auf die Ruß- und NO_x-Emissionen ist bei heterogener und teilhomogener Verbrennung physikalisch nachvollziehbar. Die Modellparameter zeigen bei den verschiedenen Motoren mit wenigen Ausnahmen die gleichen Tendenzen auf. Allgemein konstante Größen wurden nicht gefunden. Bei homogener (HCCI-) Verbrennung versagt das Rußmodell aufgrund zu geringer FSN-Zahlen, das NO_x-Modell besitzt bei einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,77$ Gültigkeit.

Anhand einer Studie der berechneten Modellparameter wurde für die konventionelle heterogene Verbrennung ein hypothetischer Verlauf der Wärme-freisetzung für geringe Ruß- und NO_x-Emissionen entwickelt. Diese „ideale“ Heizrate ist gekennzeichnet durch einen flachen Anstieg (α_1 ist klein), einen moderaten maximalen Druckanstieg ($(dp/d\phi)_{max}$ ist klein) und ein rasches Verbrennungsende (α_2 ist groß). Zur Realisierung dieser Heizrate wurden zwei Einspritzstrategien vorgeschlagen:

Die eingebrachte Kraftstoffmenge sollte zunächst klein sein, aber mit hohem Druck zugeführt werden, um eine gute Gemischbildung zu ermöglichen. Mit dem Einsetzen der diffusionsgesteuerten Verbrennung ist eine hohe Einspritzrate günstig, um die Gemischbildung während der Verbrennung zu intensivieren und eine kurze Brenndauer zu erzielen. Zum Ende der Einspritzung ist ein steiler Abfall der Einspritzrate erforderlich, um eine schlecht aufbereitete Kraftstoffmenge zu vermeiden. Es wurden bekannte Einspritzsysteme zur Realisierung dieser Einspritzverlaufsform vorgeschlagen. Eine weitere Einspritzstrategie könnte das Erzeugen vieler kleiner, kurz aufeinander folgender Kraftstoffeinspritzungen sein. Die Einspritzung müsste unter hohem Druck erfolgen, um eine gute Zerstäubung des Kraftstoffes zu erreichen. Eine Überprüfung der Vorschläge konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt werden.

Weiterhin wurde ableitend aus den Modellen eine Änderung der Zusammensetzung der Verbrennungsluft zur Realisierung einer schadstoffarmen Verbrennung empfohlen. Durch eine Erhöhung des Inertgasanteils (höhere AGR-Rate) bei Konstanthalten des Sauerstoffgehalts können die NO_x-Emissionen reduziert werden, wobei der Anstieg der Rußemissionen unterbunden wird.

Es wurde anhand der Modelle gezeigt und messtechnisch bestätigt, dass eine Ladedruckerhöhung bei gleichzeitiger Erhöhung der AGR-Rate ein probates Mittel zur Erzielung einer teilhomogenen Verbrennung ist.

Da als Eingangsgrößen in die Modelle ausschließlich Messgrößen verwendet wurden, die mit Standardmesstechnik ermittelbar sind, ist es grundsätzlich möglich, die Modelle in zukünftige Motorregelungskonzepte mit einzubinden. Praktische Anwendungen wären beispielsweise eine On-Board-Diagnose zur Bestimmung der Ruß- und NO_x-Emissionen oder auch die Verwendung als direkte Führungsgröße für Abgasnachbehandlungssysteme. Durch die Verwendung als „virtuelle“ Sensoren könnten die Modelle reale Ruß- und NO_x-Sensoren ersetzen und so erheblich zu einer Reduzierung der Herstellungskosten eines Fahrzeugs beitragen. Zur Realisierung dieser grundsätzlichen Ideen müssen die in dieser Arbeit vorgestellten Ruß- und NO_x-Modelle noch weiterentwickelt werden. Beispielsweise steht die Prüfung bezüglich der Echtzeitfähigkeit der Modelle aus. Untersucht werden müssen ferner die Auswirkungen der Langzeitdrift von Zylinderdrucksensoren, Luftmassenmesser und Lambdasonde auf die Genauigkeit der Modelle sowie die Gültigkeit der Modelle bei Mehrfacheinspritzungen. Diese Arbeit soll jedoch als Anregung dazu dienen, den vermehrten Einsatz „virtueller“ Sensoren zur Bestimmung der Ruß- und NO_x-Emissionen in Betracht zu ziehen.

Das in dieser Arbeit beschriebene Verfahren zur Bestimmung der Ruß- und NO_x-Emissionen ist in der Offenlegungsschrift DE 10 2005 032 623 A1 zusammengefasst.

9 Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a	[mm]	Zylinderabstand
a	[-]	Kurbelwellenumdrehungen je Arbeitsspiel
c_p, c_v	[J/(molK)]	spezifische Wärmekapazität
d	[mm]	Zylinderbohrung
$dQ_B/d\phi$	[J/°KW]	Brennrate
$dQ_H/d\phi$	[J/°KW]	Heizrate
$dQ_W/d\phi$	[J/°KW]	Wandwärme (Rate)
e, f	[-]	Exponenten der Modellparameter
f	[-]	Gewichtungsfaktor
i, j, k	[-]	Zählvariablen
J	[-]	Fehlerquadratsumme
k	[-]	Geschwindigkeitskoeffizient
K1, K2	[-]	Konstanten
m	[kg]	Masse
m_B	[mg/Arbeits- spiel]	Kraftstoffmasse
m_{Luft}	[kg]	Frischlufthmasse im Zylinder
m_{gesamt}	[kg]	gesamte Gasmasse im Zylinder
\dot{m}	[kg/h]	Massenstrom
n	[-]	Polytrophenexponent
n	[-]	Anzahl
n	[-]	Ordnung
n	[U/min]	Drehzahl
Nu	[-]	Nußelt-Zahl
p	[bar]	Druck
p_{me}	[bar]	effektiver Mitteldruck

p_{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
P	[kW]	Leistung
Pr	[-]	Prandtl-Zahl
Q_H	[J]	integraler Heizverlauf
$Q_{H95\%}$	[J]	95 % Wert des integralen Heizverlaufs
r	[-]	Pearsonscher Korrelationskoeffizient
R^2	[-]	Bestimmtheitsmaß
R_L	[J/(kgK)]	Gaskonstante der Luft
Re	[-]	Reynolds-Zahl
s	[mm]	Hub
s_x, s_y	[-]	Varianz
s_{xy}	[-]	Kovarianz
T	[K]	Temperatur
T_G	[K]	Gastemperatur
u	[-]	Modelleingangsgröße
V	[m ³]	Volumen
V_{max}	[m ³]	gesamtes Zylindervolumen
y	[-]	Zielgröße (gemessen)
\hat{y}	[-]	Zielgröße (berechnet)
z	[-]	Anzahl der Zylinder

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bezeichnung
α_1	[Grad]	Winkel zwischen Verbrennungsbeginn und maximaler Heizrate
α_2	[Grad]	Winkel zwischen maximaler Heizrate und Verbrennungsende
$\Delta\phi_{QH50\%}$	[°KW]	Abstand zwischen Förderbeginn und 50 % Energieumsatzpunkt
ΔQ	[J]	Wärmeänderung
$\Delta Q_H/\Delta\phi$	[J/°KW]	Heizrate

ΔR^2	[-]	Änderung des Bestimmtheitsmaßes
ε	[-]	Verdichtungsverhältnis
θ	[°C]	Temperatur
Θ	[-]	Modellparameter
κ	[-]	Isentropenexponent
λ	[-]	Verbrennungsluftverhältnis
φ	[°KW]	Kurbelwinkel
φ_{FB}	[°KW]	Lage des Förderbeginns
φ_{dQHmax}	[°KW]	Lage des Maximums der Heizrate
φ_{QHmin}	[°KW]	Lage des Minimums des integralen Heizverlaufs
$\varphi_{QH50\%}$	[°KW]	Lage des 50% Wertes des integralen Heizverlaufs
$\varphi_{QH95\%}$	[°KW]	Lage des 95% Wertes des integralen Heizverlaufs

Indizes

H	Heiz
H	Hub
gem	gemittelt
glatt	geglättet
L	Luft
min	Minimum
max	Maximum
Nenn	Nennbetriebspunkt
Saug	Ansaugluft

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
APCRS	Amplified-Piston-Common-Rail-System
BIP	Beginning of Injection Period
BRD	Bundesrepublik Deutschland

CR	Common-Rail
CRI3	Common-Rail Injektor der 3. Generation
CRT	Continuously-Regenerating-Trap
CZ	Cetanzahl
D	Determinante
DoE	Design of Experiments, statistische Versuchsplanung
DOHC	Double Overhead Camshaft
EDC	Electronic Diesel Control
EU	Europäische Union
EU3, EU4	Stufen der Abgasgesetzgebung
EOBD	Euro-On-Board-Diagnose
FB	Förderbeginn
FSN	Filter Smoke Number
GLM	Globale-Lichtwellenleiter-Messtechnik
HACA	H-Abstraktions/C ₂ H ₂ -Additionsmechanismus
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HFM	Heißfilmluftmassenmesser
KNN	künstliches neuronales Netz
KW	Kurbelwinkel
LOP	lineares Optimierungsproblem
LOT	Ladungswechsel-OT
M	Molekül
MISO	Multiple Input Single Output
MOZ	Motor-Oktanzahl
NDIR	Nicht-dispersive Infrarot Absorptionsanalyse
NFZ	Nutzfahrzeug
OBD	On-Board-Diagnose
OT	oberer Totpunkt
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PDE	Pumpe-Düse-Einheit
PKW	Personenkraftwagen

ROZ	Research-Oktanzahl
SB	Spritzbeginn
SCR	Selective Catalytic Reduction
UI	Unit-Injector
USA	Vereinigte Staaten von Amerika
V	Ventil
ZOT	Zünd-OT
ZV	Zündverzug

Chemische Formelzeichen

CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
C ₂ H ₂	Acetylen, Ethin
H	Wasserstoff (atomar)
H ₂ O	Wasser
HC	Hydrocarbons (Kohlenwasserstoffe)
HCN	Cyanwasserstoff, Blausäure
N	Stickstoff (atomar)
N ₂	Stickstoff (molekular)
N ₂ O	Distickstoffoxid, Lachgas
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Gesamtheit aller Stickoxide
O	Sauerstoff (atomar)
O ₂	Sauerstoff (molekular)
OH	Hydroxyl-Radikal

10 Literaturverzeichnis

- [1] Mollenhauer, K.: Handbuch Dieselmotoren. 2. Auflage, Berlin: Springer-Verlag, 2002
- [2] Krieger, K.: Diesel-Einspritztechnik für Pkw-Motoren. Überblick über Verfahren und Ergebnisse. MTZ 60 (1999), Nr. 5, S. 308-313
- [3] Merker, G.P.; Stiesch, G.: Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung. Stuttgart: Teubner-Verlag 1999
- [4] Hiroyasu, H.; Arai, M.: Structure of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE-Paper No. 900475, 1990
- [5] Yule, A.; Salters, D.: The structure and dimensions of the time dependent break-up zone of diesel sprays. ICLASS-94, Rouen, France, pp. 236-243, 1994
- [6] Hiroyasu, H.: Experimental and theoretical studies on the structure of fuel sprays in diesel engines. ICLASS-91, Gaithersburg, USA, 1991, S. 17-31
- [7] Pischinger, S.: Verbrennungsmotoren - Band II. Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2004
- [8] Baumgarten, C.: Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseinspritzung. Fortschritts-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 543, 2003
- [9] Busch, R.: Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Deseinspritzdüsen. Dissertation, Universität Hannover, 2001
- [10] Bergwerk, W.: Flow Pattern in diesel nozzle spray holes. Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 173, pp. 655-660, 1959
- [11] Chaves, H.; Knapp, M.; Kubitzek, A.; Obermeier, F.: High Speed flow measurements within an injection nozzle. SPIE Proceedings, Vol. 2052, pp. 265-272, 1993
- [12] Baumgarten, C.; Merker, G.: Modellierung des Primärzerfalls bei der Hochdruck-Dieseldirekteinspritzung. MTZ 65 (2004), Nr. 4, S. 306-313
- [13] Lefebvre, A.: Atomization and sprays. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1989

-
- [14] Reitz, D.; Bracco, F.: Mechanism of atomization of a liquid jet. Phys. Fluids, Vol. 25, pp. 1730-1742, 1982
- [15] Urlaub, A.: Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion. 2. Auflage. Berlin: Springer-Verlag 1995
- [16] Kracke, A.: Untersuchung der Gemischbildung durch Hochdruck-einspritzung bei PKW-Dieselmotoren. Fortschr.-Bericht VDI, Reihe 12, Nr. 175, 1992
- [17] Pischinger, F.; Schulte, H.; Jansen, J.: Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren. VDI Bericht 714 „Die Zukunft des Dieselmotors“, S. 61-93, 1988
- [18] Sitkei, G.: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Berlin: Springer-Verlag, 1964
- [19] Sperber, R.: Technisches Handbuch Dieselmotoren. Berlin: VEB-Verlag Technik, 1990
- [20] Thiemann, W.: Zur Bestimmung des Einspritzbeginns bei direkt-einspritzenden Dieselmotoren. MTZ 54 (1993), Nr. 1, S. 24-29
- [21] Sitkei, G.: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Berlin: Springer-Verlag, 1964
- [22] Sonderforschungsbereich 224: „Motorische Verbrennung“. RWTH Aachen, 2001
- [23] Tretow, J.: Verbrennungsmotoren. Vorlesungsumdruck, FH Nürnberg, 2002
- [24] Reuter, U.: Kammerversuche zur dieselmotorischen Einspritzung. Dissertation, RWTH Aachen, 1989
- [25] Kilinc, M.: Untersuchungen zum dieselmotorischen Zündverzug mit Hilfe der optischen Messtechnik. Diplomarbeit, TU Braunschweig, 2001
- [26] Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals“. New York: McGraw-Hill Book Co., 1988
- [27] Pittermann, R.; Hinz, M.; Enke, W.; Budack, R.; Sandig, R.: Ottomotorische Vorverbrennung im Dieselmotor? MTZ 58 (1997), Nr. 1, S. 38-40
- [28] Strehlow, R.: Fundamentals of Combustion. International Textbook: Scranton, 1968

- [29] Magnussen, B.; Hjertager, B.: A Mathematical Modeling of Turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. Proceedings of the 16th Int. Symp. On Combustion, The Combustion Institute, pp. 719-729, 1976
- [30] Bach, E.: Verbrennungsmotoren – Gemischbildung, Zündung und Verbrennung im Dieselmotor. Lehrbrief 3, Hochschule für Wirtschaft und Technik, Dresden, 2004
- [31] Strauss, T.: Simulation der Verbrennung und NO_x-Bildung in einem direkteinspritzenden Dieselmotor mit externer Abgasrückführung. Dissertation, RWTH Aachen, Shaker Verlag, 1999
- [32] Wölfle, M.: Untersuchung der Schadstoffbildung im Zylinder eines direkteinspritzenden PKW-Dieselmotors. Dissertation, RWTH Aachen, 1994
- [33] Dohle, U.; Dürnholz, M.; Kampmann, S.; Hammer, J.; Hinrichsen, C.; Wintrich, T.; Kropp, M.: Die 4. Generation Common Rail Dieseleinspritzung – Neue Ansätze zur Erfüllung höchster Kundenerwartung und gesetzlicher Anforderungen. 4. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin, 2004
- [34] Dohle, U.; Dürnholz, M.; Stein, J.-O.: Einflüsse künftiger Hochdruck-Dieseleinspritzsysteme auf Akustik und Emissionsverhalten moderner Verbrennungsverfahren. 25. Intern. Wiener Motorensymp., S. 279-291, 2004
- [35] Dolenc, A.: The Combination Of The Combustion Chamber With The Injection Equipment And Its Influence On The Total Pollution Of DI Diesel Engines. Seminar "Worldwide Engine Emissions And How To Meet Them", IMechE., London, 1991
- [36] Herzog, P.: Status und Potential der Einspritzratenverlaufsformung am schnellaufenden direkteinspritzenden Dieselmotor. MTZ 57 (1996), Nr. 12, S. 700-705
- [37] Herzog, P.: Möglichkeiten der Optimierung von Motor und Fahrzeugkennwerten mittels Einspritzratenregelung an schnellaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung. MTZ 47 (1986), Nr. 12, S. 525-529
- [38] Chmela, F.; Jager, P.; Orthaber, G.: Emissionsverbesserung von direkteinspritzenden Dieselmotoren durch Formung des Einspritzverlaufs. FVV-Vorhaben Nr. 663, Abschlussbericht , Heft 674, 1999
- [39] Stegemann, J.: Optische und motorische Untersuchungen der dieselmotorischen Einspritzverlaufsformung unter Verwendung eines piezoaktuierten Experimentaleinspritzsystems. Dissertation, Universität Hannover, 2003

- [40] Huber, G.; Köpferl, J.; Mayinger, F.; Ofner, B.; Eisen, S.; Leipertz, A.; Fettes, C.: Potential einer flexiblen Einspritzverlaufsformung am Beispiel eines PKW-Dieselmotors. Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze, 5. Tagung „Motorische Verbrennung“, München, 2001
- [41] Chmela, F.; Jager, P.; Herzog, P.; Wirbeleit, F.: Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung. MTZ 60 (1999), Nr. 9, S. 552-558
- [42] Schwarz, V.; König, G.; Blessing, M.; Busch, R.: Einfluß von Einspritzverlaufsteuerung und Form des Einspritzdruckverlaufs auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei Heavy-Duty Dieselmotoren. Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze, 5. Tagung „Motorische Verbrennung“, München, 2001
- [43] Mahr, B.; Dürnholz, M.; Polach, W.; Grieshaber, H.: Das Potential des Einspritzverlaufes zur Optimierung des Emissions- und Verbrauchsverhaltens von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. 21. Internationales Wiener Motorensymposium, 2000
- [44] Stegemann, J.; Meyer, S.; Rölle, T.; Merker, G.: Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung. MTZ 65 (2004), Nr. 2, S. 114-121
- [45] Gärtner, U.; Koch, T.; König, G.: Analyse der dieselmotorischen Verbrennung im Hinblick auf die Potentiale flexibler Einspritzverlaufsformung. 6. Intern. Symp. Für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2004
- [46] Dürnholz, M.; Diehl, P.: Einspritzverlaufsformung als Maßnahme zur Reduzierung der der Schadstoffemission von direkteinspritzenden Dieselmotoren. Vortrag Haus der Technik, Essen, 1993
- [47] Dorenkamp, R.: Maßnahmen zur Emissionserfüllung bei Diesel-PKW. In: Herausforderung – Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren. Konferenz, Dresden, 2003
- [48] Polach, W.: Möglichkeiten der Einspritzanlage zur Schadstoffminimierung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren. Haus der Technik, Essen, 1988
- [49] Schulte, H.; Dürnholz, M.; Wübbecke, K.: Die Rolle des Einspritzsystems bei der Erfüllung zukünftiger Schadstoffemissionswerte. 2. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, Aachen, 1989
- [50] Dürnholz, M.; Strobel, M.: Motorische Maßnahmen zur Reduzierung der Stickoxidemissionen von Nutzfahrzeugmotoren. 5. Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motorentechnik“, Aachen, 1995

- [51] Zellbeck, H.; Schmidt, G.: Einspritzsysteme für zukünftige Anforderungen an schnelllaufende Dieselmotoren. MTZ 56 (1995), Nr. 11, S. 648-655
- [52] Mahr, B.; Future and Potential of Diesel Injection Systems. Conference on Thermo- and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines, THIESEL 2002, Valencia, 2002
- [53] Hountales, D.; Kouremenos, D.; Pariotis, E.; Schwarz, V.; Binder, K.: Using a Phenomenological Multi-Zone Model to Investigate the Effect of Injection Rate Shaping on Performance and Pollutants of a DI Heavy Duty Diesel Engine. SAE-Paper No. 2002-01-0074, 2002
- [54] Wakisaka, Y.; Azetsu, A.: Effects of fuel injection rate shaping on combustion and emission formation in intermittent spray. SAE-Paper No. 2002-01-1159, 2002
- [55] Dorenkamp, R.; Stehr, H.: Potenzial der Hochdruckeinspritzung. MTZ Sonderausgabe „25 Jahre VW-Dieselmotoren, 2001
- [56] Kohketsu, S.; Tanabe, K.; Mori, K.: Flexibly controlled injection rate shape with next generation common rail system for heavy duty DI diesel engines. SAE-Paper No. 2000-01-0705
- [57] Yanagihara, H. et al.: Feasibility Study on Combustion Control of Diesel Engine for Reducing NO_x and Particulates. Int. Wiener Motoren-symposium, Wien, 1989
- [58] Dorenkamp, R.; Düsterdiek, T.: Die saubere Zukunft der Dieselmotoren von Volkswagen. MTZ 62 (2001), Nr. 5, Sonderausgabe
- [59] Chmela, F.; Haudra, G.; Catellieri, W.; Gill, D.: Motorinterne Maßnahmen zur Erfüllung zukünftiger Nfz-Emissionsziele. Dieselmotorentchnik 2002, TAE Esslingen
- [60] Raab, A.; Schnabel, M.; Using Advanced Injection Timing and EGR to Improve DI Diesel Engine Efficiency at Acceptable NO and Soot-Levels. SAE-Paper No. 2001-01-0199, 2001
- [61] Ruhkamp, L.: Der Einfluß von Voreinspritzparametern bei einem kleinen, schnelllaufenden DI-Dieselmotor. Dissertation, RWTH Aachen, 1996
- [62] Meyer, S.; Merker, G.: Potenziale der reinen Einspritzverlaufsformung beim direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotor. VDI-Berichte 1704 (2002), S. 63-78
- [63] Stegemann, J.: Optische und motorische Untersuchungen der dieselmotorischen Einspritzverlaufsformung unter Verwendung eines piezoaktuierten Experimentaleinspritzsystems. Dissertation, Universität Hannover, 2003

- [64] Gill, D.; Chmela, F.; Jager, P.: The emissions and performance potential of a pressure modulated common rail system on a heavy duty diesel engine. Fuel Injection Systems, London, 2003. IMechE Conference Transaction, Band 2 (2003), S. 107-119
- [65] Einspritzratenregelung durch druckmoduliertes Common-Rail System. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Heft 515 (2002), S. 170-194
- [66] Gill, D.; Chmela, F.; Jager, P.; Danckert, B.: Emissionen und Verbrauchsverbesserungen an DI-Dieselmotoren mit druckmoduliertem Einspritzsystem. 11. Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motoren-technik“, Band 1 (2002), S. 327-341
- [67] Kammerdiener, T.; Bürgler, L.; Herzog, P.: A new common rail concept with pressure-modulated injection. Fuel Injection Systems, London, 1999. IMechE Seminar Publication, Band 17 (1999), S. 205-218
- [68] Gärtner, U.: Die Rolle des Einspritzsystems in zukünftigen Motor-konzepten für HeavyDuty Anwendungen. VDI-Tagung, Dresden, 2004, S. 171-193
- [69] Schneider, W.; Stöckli, M.; Lutz, T.; Eberle, M.: Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnellaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung. MTZ 54 (1993), Nr. 11, S. 588-599
- [70] Mohr, M.; Jaeger, L.; Boulouchos, K.: Einfluss von Motorparametern auf die Partikelemission. MTZ 62 (2001), Nr. 9, S. 686-692
- [71] Hardenberg, W.: Zündverzug im DI-Diesel. MTZ 32 (1971)
- [72] Sitkei, G.: Über den dieselmotorischen Zündverzug. MTZ 24 (1963), Nr. 6, S. 190-194
- [73] Wolfer, H.: Der Zündverzug im Dieselmotor. VDI-Forschungsheft Nr. 392, S. 15-24, 1938
- [74] Baert, R.: Autoignition of a Diesel Spray at High Pressures and Temperatures. SAE-Paper No. 890417, 1989
- [75] Hiroyasu, H.: Diesel Engine Combustion and its Modelling. COMODIA 85, pp. 53 ff, 1985
- [76] Boulouchos, K.; Kellenberger, M.: Charakteristische Ablaufzeiten für relevante Teilprozesse während des dieselmotorischen Zündverzugs. Institut für Energietechnik der ETH Zürich: anlässlich FVV-Workshop „Die Zündung von Dieselkraftstoffen unter realen Bedingungen“. Frankfurt a. M., 1992

- [77] Hiroyasu, H.; Kadota, T.; Arai, M.: Combustion Modeling in Reciprocating Engines. Symposium held at GM Research Labs, Plenum Press New York, 1978
- [78] Han, Z., Henein, N.A., Bryzik, W.: A New Ignition Delay Formulation Applied to Predict Misfiring During Cold Starting of Diesel Engines. SAE-Paper No. 2000-01-1184, 2000
- [79] Henningsen, S.: Hydrocarbon Emission from the Ignition-Delay Period in a Direct-Injection Diesel Engine. SAE 841381, 1984
- [80] Aligrot, C.; Champoussin, J.C.; Guerrassi, N.; Claus, G.: Prediction of Self-Ignition Delay of Different Liquid Diesel Fuels. International Symposium COMODIA 94, 1994
- [81] Pischinger, F.: Bombenversuche über den Zündverzug bei Dieselverbrennung. MTZ 21 (1969), Nr. 1
- [82] Pischinger, F.; Reuter, U.; Xu, H.: Self Ignition of Diesel Sprays and its Dependence on Fuel Properties and Injection Parameters. Energy-Sources Technology Conference, New Orleans, 1988
- [83] Groenendijk, A.: Gemischbildung und Verbrennungssteuerung bei homogener und teilhomogener Dieselverbrennung. Dissertation, TU Braunschweig, 2003
- [84] Chmela, F.; Orthaber, G.; Schuster, W.: Die Vorausberechnung des Brennverlaufs von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf der Basis des Einspritzverlaufs. MTZ 59 (1998), Nr. 7/8, S. 484-492
- [85] Chmela, F.; Orthaber, G.: Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion. SAE Paper No. 010186, 1999
- [86] Tanner, F.; Boulouchos, K.: A Computational Investigation of the Spray-Induced Flow and its Influence on the Fuel Distribution for Continuous and Intermittent DI-Diesel Sprays. SAE-Paper No. 960631, 1996
- [87] Willmann, M.: Thermodynamische Analyse. Vorlesungsumdruck, FH Wolfsburg, 2002
- [88] Willmann, M.: Methoden und Einsatz der erweiterten thermodynamischen Analyse bei der Optimierung des TDI-Brennverfahrens. Magisterarbeit, TU Poznań, 2004
- [89] Bauder, R.; Brucker, D.; Hatz, W.; Lörch, H.; Macher, A.; Pamio, Z.; Reuss, T.; Riegger, R.; Schiffgens, H.: Der neue 3,0-l-V6-TDI-Motor von Audi. Teil 2: Thermodynamik, Applikation und Abgasnachbehandlung. MTZ 65 (2004), Nr. 9, S. 684-694

- [90] Meurer, S.: Der Wandel in der Vorstellung vom Ablauf der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. MTZ 27 (1966), Nr. 4, S. 131-139
- [91] Pischinger, A.; Pischinger, F.: Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. Wien: Springer-Verlag 1957
- [92] Wachter, W.: Die Umweltrelevanz des Dieselmotors. Vorlesungsdruck, TU Graz, 2002
- [93] Schulte, E.: Partikelemissionen aus Verbrennungsmotoren. Derzeitige Limitierung, Ausblick und Zukunft. Forum Partikel Emissionen, Nürnberg, 2002
- [94] Hopp, M.: Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen. Dissertation, RWTH Aachen, 2001
- [95] Kolke, R.: Bewertungsverfahren für neue Antriebe und Energieträger im Straßenverkehr, Methodik und Ergebnisse. 3. IIR Fachkonferenz Innovative Antriebstechnologie im Automobilbau, Augsburg, 2003
- [96] Mortimer, C.: Das Basiswissen der Chemie. Stuttgart: Thieme-Verlag, 1987
- [97] Krüger, M.: Analyse von Dieselpartikeln nach Abgaspartikelfilter bzw. Oxidationskatalysator im Hinblick auf wirkungsrelevante Kenngrößen. FVV-Vorhaben Nr. 595, Abschlußbericht, Heft 640, 1996
- [98] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R.: Verbrennung. 2. Auflage. Berlin: Springer-Verlag 1997
- [99] Herrmann, K.: Strömung, Flammstruktur und Stickoxid-Bildung in turbulenten Vormischflammen. Dissertation, ETH Zürich, 2002
- [100] Zeldovich, J.: The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions. Acta Physicochimica, USSR 21, Nr. 4, S. 577-628, 1946
- [101] Baulch et al.: Critical Evaluation of Rate Data for Homogeneous Gas Phase Reactions of Interest in High-Temperature Systems. Dept. of Physical Chemistry, Leeds University, 1969
- [102] Kraßnig, G.: Die Berechnung der Stickoxidbildung im Dieselmotor. Habilitationsschrift, Graz, 1976
- [103] Hohlbaum, B.: Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren. Dissertation, TH Karlsruhe, 1992

- [104] Heider, G.: Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emissionen von Dieselmotoren. Dissertation, TU München, 1996
- [105] Kleinschmidt, W.: Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-, NO₂- und CO-Bildung in Ottomotoren. Dissertation, RWTH Aachen, 1974
- [106] Flagan, R.; Seinfeld, J.: Fundamentals of Air Pollution Engineering. Prentice Hall, 1988
- [107] Röpke, S.; Schweimer, G.; Strauss, T.: NO_x Formation in Diesel Engines for Various Fuels and Intake Gases. SAE-Paper No. 950213, 1995
- [108] Zillmer, M.: Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung. Dissertation, TU Braunschweig, 1998
- [109] Stebler, H.: Luft- und brennstoffseitige Maßnahmen zur internen NO_x-Reduktion von schnell laufenden direkt eingespritzten Dieselmotoren. Dissertation, ETH Zürich, 1998
- [110] Fenimore, C.: Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames. 13th Int. Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Vol. 13, S. 373-379, 1971
- [111] Miller, J.; Bowman, C.: Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion. Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 15, pp. 287-338, 1989
- [112] Wu, K.; Peterson, R.: Correlation of nitric oxide emission from a diesel engine with measured temperature and burning rate. SAE-Paper No. 861566, 1986
- [113] Schloz, E.: Untersuchung zur homogenen Dieselerverbrennung bei innerer Gemischbildung. Dissertation, TH Karlsruhe, 2003
- [114] Wolfrum, J.: Bildung von Stickoxiden bei der Verbrennung. Chemie Ing. Techn. 44 Jahrg. 1972, Nr. 10
- [115] Malte, P.; Pratt, D.: Measurement of Atomic Oxygen and Nitrogen Oxides in Jet-Stirred Combustion 15th Symposium (International) on Combustion, pp. 1061-1070, The Combustion Institute, Pittsburgh, 1974
- [116] Schubiger, R.: Untersuchungen zur Rußbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie. Dissertation, ETH Zürich, 2001
- [117] Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaft: Richtlinie 1999/96/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die

Emission gasförmiger Schadstoffe und luftverunreinigender Partikel
(Änderung der Richtlinie 88/77/EG)

- [118] Environmental Protection Agency, United States: Control of Air Pollution from New and In-Use Motor Vehicles and New and In-Use Motor Vehicle Engines; Certification and Test Procedures. U.S. Federal Register Title 40 Part 86
- [119] Jing, L.; Forss, A.; Bach, Ch.; Graf, R.; Eggenberger, U.: Umfassende, wirkungsorientierte Charakterisierung von Partikeln aus Dieselabgasen. Gefahrstoffe – Reinhaltung der Luft 56, S. 139-145, 1996
- [120] Mayer, A.; Matter, U.; Kasper, M.: Neue Wege zur Charakterisierung der Dieselpartikelemissionen. 3. Dresdner Motorenkolloquium, S. 94-109, 1999
- [121] Schmid, P.: Partikelmessverfahren – Verfahren zur Messung niedrigster Partikelemissionen zukünftiger Grenzwerte. FVV- Vorhaben Nr. 691, Abschlussbericht, Heft 711, 2001
- [122] Hühn, W.: Rußbildung und Rußminderung bei Nfz-Dieselmotoren. Symposium der technischen Akademie Esslingen, 1988
- [123] Kunte, S.: Untersuchungen zum Einfluss von Brennstoffstruktur und –sauerstoffgehalt auf die Rußbildung und –oxidation in laminaren Diffusionsflammen. Dissertation, ETH Zürich, 2003
- [124] Bockhorn, H.: Soot Formation in Combustion – Mechanisms and Models. Berlin: Springer-Verlag, 1994
- [125] Metz, N.: Massenemission, Größenverteilung und Oberfläche von Pkw-Dieselpartikel. 5.Tagung „Motorische Verbrennung“, HdT e.V. Essen, S. 117-132, 2001
- [126] Bechmann, O.; Carli, S.; Engeler, W.; Garbe, T.; Lach, G.; Ryan, L.; Schindler, K.: Partikelemission und –messung aus Sicht des Anwenders: heute und morgen. 23. Intern. Wiener Motorensymp., S. 257-288, 2002
- [127] Calcote, H.: Mechanism of Soot nucleation in flames – A critical review. Combustion and Flame, Vol. 42, 1981
- [128] Smith, O.: Fundamentals of Soot Formation in Flames with Application to Diesel Engine Particulate Emissions. Prog. Energy Combust. Sci. Vol. 7, S. 275-291, 1981
- [129] Hiereth, H.: Erarbeitung einer Rußbildungshypothese am gefeuerten Motor. F+E-Vorhaben 10405308, 1984

- [130] Miller, J.; Mallard, W.; Smyth, K.: Chemical Production Rates of Intermediate Hydrocarbons in a Methane/Air Diffusion Flame. 21st Intern. Symp. on Combustion, The Combustion Institute, 1986
- [131] Mauss, F.; Schäfer, T.; Bockhorn, H.: Inception and Growth of Soot Particles in Dependence on the Surrounding Gas Phase. *Combustion and Flame*, Vol. 99, 1994
- [132] Bechmann, O.: Untersuchungen zur Ablagerung von Rußpartikeln aus dem Abgas von Dieselmotoren. Dissertation, Universität Hannover, 2000
- [133] Frenklach, M.; Wang, H.: Detailed modeling of soot particle nucleation and growth. 23rd Symposium On Combustion, 1990
- [134] Hunter, T.; Litzinger, T.; Wang, H.; Frenklach, M.: Ethane Oxidation at Elevated Pressure in the Intermediate Temperature Regime: Experiments and Modeling. *Combustion and Flame*, Vol. 104, p. 505-523, 1996
- [135] Maly, R.; Stapf, P.; König, G.: Neue Ansätze zur Modellierung der Rußbildung. In: Essers, U.: *Dieselmotorentechnik 98 – Aktueller Stand und Entwicklungstendenzen*. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag, 1998
- [136] Choi, D.; Iwamuro, M.; Shima, Y.; Senda, J.: The Effect of Fuel-Vapor Concentration on the Process of Initial Combustion and Soot Formation in a DI Diesel Engine Using LIF and LEF. SAE Paper No. 011255, 2001
- [137] Bäcker, H.; Hopp, M.; Pungs, A.: Rußoxidationsmodell. FVV-Vorhaben Nr. 659, Abschlußbericht, Heft 671, Frankfurt, 1999
- [138] Neoh, K.; Howard, J.; Sarofim, A.: Effect of Oxidation on the Physical Structure of Soot. 20th Intern. Symp. On Combustion, The Combustion Institute, 1984
- [139] Garo, A.; Prado, G.; Lahaye, J.: Chemical Aspects of Soot Particles Oxidation in a Laminar Methane-Air Diffusion Flame. *Combustion and Flame*, Vol. 79, 1990
- [140] Puri, R.; Santoro, R.; Smyth, K.: The Oxidation of Soot and Carbon Monoxide in Hydrocarbon Diffusion Flames. *Combustion and Flame*, Vol. 97, 1994
- [141] Roth, P.; Brandt, O.; von Gersum, S.: High Temperature Oxidation of Suspended Soot Particles Verified by CO and CO₂ Measurements. 23rd Intern. Symp. on Combustion, The Combustion Institute, 1990

- [142] Greis, A.; Becker, M.; Rohs, H.: Quasidimensionales Rußemissionsmodell für das FVV GPA-Rechenprogramm. FVV-Vorhaben Nr. 736, Abschlußbericht, Aachen, 2001
- [143] Kent, J.; Wagner, H.: Why do diffusion flames emit smoke? *Combust. Sci. Technol.* 41, 1984
- [144] Nagle, J.; Strickland-Constable, R.: Oxidation of Carbon between 1000-2000 °C. *Proc. Of the 5th Conf. on Carbon*, Perg. Press, London, 1962
- [145] Sasaki, S.; Iguchi, I.: Rußarme fette Verbrennung mit Niedertemperatur-Oxidation in Diesel Motoren. 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000
- [146] Böhm, H.; Hesse, D.; Jander, H., Luers, B.; Pietscher, J.; Wagner, H.; Weiss, M.: Measurement about the influence of Pressure and Temperature on Soot Formation in Premixed Flames. 22nd International Symposium on Combustion, 1988
- [147] Houben, M.; Lepperhoff, G.: Untersuchungen zur Rußbildung während der dieselmotorischen Verbrennung. *MTZ* 51 (1990), Nr. 7/8, S. 11-16
- [148] Heinrich, G.; Prescher, K.; Finsterwalder, G.: Spektrometrisches Meßverfahren zur Untersuchung der Rußentwicklung im Dieselmotor. *ATZ* 84 (1982), Nr. 2, S. 85 ff
- [149] Pischinger, S.; Pungs, A.; Bäcker, H.; Lepperhoff, G.: Analysis of the Particle Size Distribution in the Cylinder of a Common Rail DI Diesel Engine During Combustion and Expansion. SAE-Paper No. 2000-01-1999, 2000
- [150] Müller, E.; Groenendijk, A.; Ratz, T.: Homogene Dieselerbrennung bei NKW-Motoren. 5. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, 2003
- [151] Schubiger, R.; Boulouchos, K.; Eberle, M.: Rußbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung. *MTZ* 63 (2002), Nr. 5, S. 342-352
- [152] Mattes, P.; Remmels, W.; Sudmanns, H.: Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor. *MTZ* 60 (1999), Nr. 4, S. 234-243
- [153] Aistleitner, K.; Grimm, M.; Honeder, J.; Landerl, C.: Die Auflade- und Abgasrückführregelung des neuen V8-Dieselmotors mit Direkt-einspritzung von BMW. *MTZ* 60 (1999), Nr. 9
- [154] Remmels, W.; Velji, A.: Grundsatzstudie: Einfluss der Abgasrückführung auf Emissionen und Wirkungsgrad. 2. Dresdner Motorenkolloquium, 1997

- [155] Velji, A.; Hofmann, U.; Bach, E.: On-Board-Beeinflussung der Verbrennungsluft zur Schadstoffreduktion bei Dieselmotoren. 5. Tagung Motorische Verbrennung, Haus der Technik Essen, 2001
- [156] Pittermann, R.; Hinz, M.; Kauert, L.: Einfluss von Abgasrückführung und Kraftstoff-Wasser-Emulsion auf Verbrennungsablauf und Schadstoffbildung im Dieselmotor. MTZ 60 (1999), Nr. 12, S. 812-818
- [157] Roßberg, M.: Untersuchung der Stickoxid- und Rußemissionen eines Dieselmotors bei Variation von Parametern der Abgasrückführung. Diplomarbeit, FH Braunschweig/Wolfenbüttel, 2003
- [158] Alperstein, M.; Swim, W.; Schweitzer, P.: Fumigation kills smoke – improves diesel performance. SAE Paper No. 1958-58-0058, 1958
- [159] Stein, O.; Dürnholz, M.; Wirbeleit, F.; Kopp, C.; Benz, C.: Homogene Dieselmotorische Verbrennung zur Darstellung niedrigster Emissionen. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2004
- [160] Najt, P.; Foster, D.: Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion. SAE-Paper No. 830264, 1983
- [161] Onishi, S.; Jo, S.; Shoda, K.; Kato, S.: Active Thermo-Atmospheric Combustion (ATAC) – A new Combustion Process for Internal Combustion Engines. SAE-Paper No. 790501, 1979
- [162] Figer, G.; Pirker, G.; Wimmer, A.; Jauk, T.; Eichlseder, H.; Fuchs, C.; Schutting, E.: Analyse von HCCI-Brennverfahren beim direkt-einspritzenden Dieselmotor. 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2003
- [163] Figer, G.; Eichlseder, H.; Wimmer, A.; Chmela, F.; Csató, J.; Glensvig, M.: Analyse von Gemischbildung und Verbrennung bei HCCI-Brennverfahren mit Dieselkraftstoff. 6. Tagung „Motorische Verbrennung“, München, 2003
- [164] Müller, E.; Groenendijk, A.; Raatz, A.: Homogene Dieselerbrennung – Merkmale und Entwicklungsmöglichkeiten. In: Bargende, M.; Essers, U. [Hrsg.]: Dieselmotorentechnik 2002, Renningen-Malmsheim: Expert-Verlag, Kontakt & Studium, Band 630, S. 60-76
- [165] Coma, G.; Gastaldi, P.; Hardy, J.; Maroteaux, D.: HCCI Verbrennung: Traum oder Realität? 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2004
- [166] Beatrice, C.; Bertoli, C.; Migliaccio, M.: Potential applications of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines for future low emission vehicles. In: ATA ingegneria automobilistica, Band 57, S. 46-54, 2004

- [167] Helmantel, A.; Denbratt, I.: HCCI operation of a passenger car common rail DI diesel engine with early injection of conventional diesel fuel. SAE-Paper No. 2004-01-0935
- [168] Stanglmaier, R.; Roberts, C.: Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises and Future Engine Applications. SAE-Paper No. 013682, 1999
- [169] Thring, R.: Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines. SAE-Paper No. 892068, 1989
- [170] Gärtner, U.; Binder, K.: HCCI im Aufwind – haben heterogene Brennverfahren eine Zukunft. 5. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, 2003
- [171] Christensen, M.; Johansson, B.: Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection. SAE-Paper No. 1999-01-0182
- [172] Hultqvist, A.; Christensen, M.; Johansson, B.; Franke, A.; Richter, M.: A Study of the Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Process by Chemiluminescence Imaging. SAE-Paper No. 1999-01-3680
- [173] Flowers, D.; Aceves, S.; Au, M.; Girard, J.; Dibbles, R.: Operation of a Four-Cylinder 1.9L Propane Fuelled Homogeneous Charge Compression Ignition Engine: Basic Operating Characteristics and Cylinder-to-Cylinder Effects. SAE-Paper No. 2001-01-1895, 2001
- [174] Au, M.; Girard, J.; Dibble, R.; Flowers, D.; Aceves, S.; Seibel, C.: 1.9L-Four-Cylinder HCCI Engine Operation with Exhaust Gas Recirculation. SAE-Paper No. 2001-01-1894, 2001
- [175] Olsson, J.; Tunestal, P.; Haraldson, G.; Johansson, B.: A Turbo Charged Dual Fuel HCCI Engine. SAE-Paper No. 2001-01-1896, 2001
- [176] Bartsch, C.: Auf dem Weg zur homogenen Verbrennung. MTZ 62 (2001), Nr. 5, S. 386-389
- [177] Steiger, W.; Warnecke, W.; Louis, J.: Potenziale des Zusammenwirkens von modernen Kraftstoffen und künftigen Antriebskonzepten. ATZ 105 (2003), Nr. 3, S. 268-276
- [178] Steiger, W.; Kohnen, C.; Nitzke, H.: Das Low-Emission Brennverfahren CCS – Symbiose aus Kraftstoff, Verbrennung und Regelung. 2. Emission Control, Dresden, 2004
- [179] Kimura, S.; Aoki, O.; Ogawa, H.; Muranaka, S.; Enomoto, Y.: New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines. SAE Paper No. 1999-01-3681, 1999

- [180] Kimura, S.; Aoki, O.; Kitahara, Y.; Aiyoshizawa, E.: Ultra Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards. SAE Paper No. 2001-01-0200, 2001
- [181] Vanhaelst, R.: Optische und thermodynamische Methoden zur Untersuchung der teilhomogenen Dieselerbrennung. Dissertation, Universität Magdeburg, 2003
- [182] Jauk, T.; Eichlseder, H.; Figer, G.; Wimmer, A.; Chmela, F.; Glensvig, M.; Winklhofer, E.: Optische Analyse von alternativen Dieselerbrennverfahren.
- [183] Freitag, A.; Dorenkamp, R.; Düsterdiek, T.; Scher, U.: Konzepte zur Erfüllung zukünftiger Emissionsstandards für Pkw-Dieselmotoren. 2. Tagung „Emission Control“, Dresden, 2004
- [184] Scher, U.; Hadler, J.; Dorenkamp, R.: Entwicklungsschwerpunkte zur Darstellung zukünftiger Emissions- und Kraftstoffverbrauchsziele des Pkw-Dieselmotors. Stuttgarter Verbrennungsmotorensymposium, 2003
- [185] Yokota, H.; Kudo, Y.; Kagegawa, T.; Suzuki, T.: A New Concept for Low Emission Diesel Combustion. SAE-Paper No. 970891, 1997
- [186] Suzuki, H.; Koike, N.; Ishii, H.; Odaka, M.: Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition. Part 1: Experimental Investigation of Combustion and Exhaust Emission Behaviour under Pre-Mixed Homogeneous Charge Compression Ignition Method. SAE-Paper No. 970313, 1997
- [187] Akagawa, H.; Miyamoto, T.; Harada, A.; Sasaki, S.; Shimazaki, N.; Hashizume, T.; Tsjimura, K.: Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion. SAE-Paper No. 1999-01-0183, 1999
- [188] Nishijima, Y.; Asaumi, Y.; Aoyagi, Y.: Premixed Lean Diesel Combustion (PREDIC) using Impingement System. SAE-Paper No. 2001-01-1892
- [189] Pischinger, S.; Hermann, H.; Scholz, V.; Hernier, M.: Abgasnachbehandlung beim Dieselmotor. Kolloquium „25 Jahre VW Diesel in Serie“, Wolfsburg, 2001
- [190] Lauga, V.; Pouille, J.; Stommel, P.; Strobel, M.: Application strategies of lean-NO_x-catalyst system to Diesel passenger cars. 6. Aachener Motorenkolloquium, Aachen, 1997
- [191] Schöppe, D.; Hosp, W.; Tost, R.; Zürbig, J.; Mathes, W.: Ein geregeltes Abgasnachbehandlungssystem zur Erfüllung zukünftiger Emissionsgrenzwerte bei PKW-Dieselmotoren. 17. Wiener Motorensymposium, Wien, 1996

- [192] Frank, W.; Hühwohl, G.; Maurer, B.; Neumann, P.: Partikelfilter und SCR Abgasnachbehandlungstechnologien für EURO 4-Anforderungen. 4. Dresdner Motorenkolloquium, 2001
- [193] Bauder, R.: Die Zukunft der Dieselmotoren-Technologie. MTZ 59 (1998), Nr. 7/8, S. 11-18
- [194] Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 24. Auflage, Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2002
- [195] Braunschweig, M.; Czarnecki, T.: On-Board-Diagnose bei Dieselmotoren. MTZ 65 (2004), Nr. 7-8, S. 552-557
- [196] Box, G.; Graves, S.; Bisgaard, S.; van Gilder, J.; Marko, K.; James, J.; Seifer, M.; Poublon, M.; Fodale, F.: Detecting Malfunctions in Dynamic Systems. SAE-Paper No. 2000-01-0363, 2000
- [197] Mischker, K.; Hillner, H.; Schiermann, J.: A New Object-Oriented Diagnostic System Management for Powertrain Control Units with OBD. SAE-Paper No. 980512, 1998
- [198] Meder, G.; Braun, H-S.; Krauß, M.; Rickert, G.: Auslegung von Katalysator, Sensorik und Software für zukünftige OBD-Anforderungen in USA und Europa. MTZ 58 (1997), Nr. 11, S. 214-219
- [199] Borgers, M.; Haußner, M.; Houben, H.; Marto, A.; Pechhold, F.: Drucksensor-Glühkerze für Dieselmotoren. MTZ 65 (2004), Nr. 11, S. 888-895
- [200] Engber, A.; Kassner, U.: Methodik zur Festlegung der Spezifikation für einen serientauglichen Brennraumdrucksensor. 2. AUTOREG, Wiesloch, S. 265-277, 2004
- [201] Poorman, T.; Xia, L.; Wlodarczyk, M.: Ignition System-Embedded Fiber-Optic Combustion Pressure Sensor for Engine Control and Monitoring. SAE-Paper No. 970845, 1997
- [202] Wlodarczyk, M.: Embedded Combustion Pressure Sensor for Controlled Engines. Engine Technology (10/1/97), 1997
- [203] Wlodarczyk, M.; Poorman, T.; Xia, L.: In-Cylinder Fiber-Optic Pressure Sensors for Monitoring and Control of Diesel Engines. SAE-Paper No. 2000-01-0084, 2000 von Berg, J.: Piezoresistiver Brennraumdrucksensor auf Basis neuer Substratmaterialien für den Serieneinsatz im Automotor. Allensbach: UFO Atelier für Gestaltung und Verlag GbR, 2000
- [204] König, D.: ECU Integrated DSP Based Measurement System for Combustion Analysis. SAE-Paper No. 2000-01-0547, 2000

- [205] Jost, O.; Isermann, R.: Dieselmotorregelung mit Zylinderdruckmessung. Tagung „Elektronik im Kraftfahrzeug“, Baden-Baden, 2000
- [206] Merzhäuser, T.: Motorüberwachung- und Regelung auf Basis einer kontinuierlichen Zylinder-Spitzendruckmessung. 3. Int. Indiziersymp., Mainz, 1998
- [207] Jeschke, J.: Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für PKW-Dieselmotoren. Dissertation, Universität Magdeburg, 2002
- [208] Leonhardt, S.; Schwarz, R.; Isermann, R.: Real-Time Supervision of the Diesel Injection Process. SAE-Paper No. 970535, 1997
- [209] Schiefer, D.; Maennel, R.; Nardoni, W.: Advantages of Diesel Engine Control Using In-Cylinder Pressure Information for Closed Loop Control. SAE-Paper No. 2003-01-0364, 2003
- [210] Stiesch, G.; Merker, G.: Simulation der dieselmotorischen Verbrennung - Möglichkeiten und Grenzen. 5. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, 2003
- [211] Stiesch, G.; Merker, G.: Numerische Simulation der motorischen Gemischbildung und Verbrennung. 6. Tagung „Motorische Verbrennung“, München, 2003
- [212] Boulouchos, K.; Papadopoulos, S.: Zur Modellbildung des motorischen Verbrennungsablaufes. MTZ 45 (1984), Nr. 1, S. 21-26
- [213] Boulouchos, K.: Methoden der dieselmotorischen Verbrennungssimulation: Physikalische Grundlagen, Leistungsgrenzen und Zukunftspotential. In: Dieselmotorentechnik 2000, Renningen-Malmsheim: expert-Verlag, 2000
- [214] Bracco, F.: Introducing a New Generation of More Detailed and Informative Combustion Models. SAE-Paper No. 741174, 1974
- [215] Stiesch, G.: Modeling Engine Spray and Combustion Processes. Berlin: Springer-Verlag, 2003
- [216] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb. Zweite, überarbeitete Auflage, Wien: Springer-Verlag 2002
- [217] Wimmer, A.: Analyse und Simulation des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 520, 2002
- [218] Barba, C.: Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des

- Verbrennungsablaufes bei PKW-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung. Dissertation, ETH Zürich, 2001
- [219] Stiesch, G.; Eiglmeier, C.; Merker, G.P.; Wirbeleit, F.: Möglichkeiten und Anwendung der phänomenologischen Modellbildung im Dieselmotor. MTZ 60 (1999), Nr. 4, S. 274-283
- [220] Merker, G.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.: Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. 2. Auflage, Wiesbaden: Teubner-Verlag, 2004
- [221] Woschni, G.; Anisitis, F.: Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen. MTZ 34 (1973), Nr. 4, S. 106-115
- [222] Schreiner, K.: Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnellaufenden Hochleistungsdieselmotoren. MTZ 54 (1993), Nr. 11, S. 554-563
- [223] Zellbeck, H.: Neue Methoden zur Vorausberechnung und Online-Optimierung des Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren. 6. Aufladetechn. Konferenz, Dresden, 1997
- [224] Oberg, H.: Die Darstellung des Brennverlaufs eines mittelschnellaufenden Dieselmotors durch zwei überlagerte Vibe-Funktionen. Dissertation, TU Braunschweig, 1976
- [225] Vibe, I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. VEB-Verlag Technik, Berlin, 1970
- [226] Barba, C.; Burkhardt, C.; Boulouchos, K.; Bargende, M.: Empirisches Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufes bei Common-Rail-Dieselmotoren. MTZ 60 (1999), Nr. 4, S. 262-270
- [227] Barba, C.; Burkhardt, C.; Boulouchos, K.; Bargende, M.: A Phenomenological Combustion Model for Heat Release Rate Prediction in High-Speed DI Diesel Engines With Common-Rail Injection. SAE-Paper No. 012933, 2000
- [228] Constien, M.; Woschni, G.: Vorausberechnung des Brennverlaufes aus dem Einspritzverlauf für einen direkteinspritzenden Dieselmotor. MTZ 53 (1992), Nr. 7/8, S. 340-346
- [229] Eilts, P.: Modell zur Vorausberechnung des Brenngesetzes mittelschnellaufender Dieselmotoren. MTZ 54 (1993), Nr. 3, S. 134-140
- [230] Wannemacher, H.; Müller, W.: Numerische Modelle zur Berechnung des Brennverlaufs in Vorkammer-Dieselmotoren. MTZ 48 (1987), Nr. 6, S. 239-245

- [231] Warth, M.; Obrecht, P.; Koch, T.; Boulouchos, K.: Vorausberechnung von Brennverlauf, NO- und Rußemissionen bei Dieselmotor – Optimierung und Validierung eines neuen Ansatzes. 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2003
- [232] Thoma, M.; Stiesch, G.; Merker, G.: Phänomenologisches Gemischbildungs- und Verbrennungsmodell zur Berechnung von Dieselmotoren mit Voreinspritzung. 5. Int. Symp. Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2002, S. 91-101
- [233] Merker, G.: Simulationsmodell zur Vorausberechnung von Brennverlauf und Stickoxidbildung in modernen Dieselmotoren. Informationstagung Motoren, Nürnberg, 2002
- [234] Constien, M.: Bestimmung von Einspritz- und Brennverlauf eines direkteinspritzenden Dieselmotors. Dissertation, TU München, 1991
- [235] Schöttke, G.; Finger, H.; Schwarz, V.: Berechnung der dieselmotorischen Wärmefreisetzung. MTZ 64 (2003), Nr. 11, S. 972-979
- [236] Müller, E.; Zillmer, M.: Grundsatzuntersuchungen zur Bildung von Stickoxiden bei der dieselmotorischen Verbrennung. 3. Int. Indiziersymposium, Mainz, 1998
- [237] Heider, G.; Woschni, G.; Zeilinger, K.: 2-Zonen Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren. MTZ 59 (1998), Nr. 11, S. 770-775
- [238] Woschni, G.; Heider, G.; Zeilinger, K.: Schadstoffbildung II – Berechnung der Schadstoffemissionen von Dieselmotoren. Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen, Heft 632, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Frankfurt/Main, 1996
- [239] Papadopoulos, S.: Reduktion der Stickoxidemissionen des direkt-einspritzenden Dieselmotors durch Dieselölwasseremulsionen beziehungsweise Wassereinspritzung. Dissertation, ETH Zürich, 1987
- [240] Kozuch, P.; Grill, M.; Bargende, M.: Ein neuer Ansatz zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei DI-Dieselmotoren. 6. Tagung „Motorische Verbrennung“, München, 2002
- [241] Schweimer, G.; Röpke, S.; Strauss, T.: NO_x Bildung im Dieselmotor – Simulation mit einem 2-Zonen Modell. Interner Forschungsbericht, 2. Auflage, Volkswagen, 2000
- [242] Hupfeld, B.: Vergleichende Untersuchung der Betriebsdaten von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren mit direkter und indirekter Einspritzung. Dissertation, TU Braunschweig, 1995

- [243] Shahed, S.; Chiu, W.; Yumulu, V.: A Preliminary Model for the Formation of Nitric Oxide in Direct Injection Diesel Engines and its Application in Parametric Studies. SAE-Paper No. 730083, 1973
- [244] Vogt, R.: Beitrag zur rechnerischen Erfassung der Stickoxidbildung im Dieselmotor. Dissertation, TH Stuttgart, 1975
- [245] Bockhorn, H.; Hentschel, J.; Peters, N.; Weber, J.; Pittermann, R.: Simulation der Partikelemission aus Dieselmotoren. 5. Dresdner Motorenkolloquium, S. 152-160, 2003
- [246] Bazari, Z.: A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation. SAE-Paper No. 920462, 1992
- [247] Magnussen, B.; Hjertager, B.: A Mathematical Modeling of Turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. Proceedings of the 16th Int. Symp. On Combustion, The Combustion Institute, pp. 719-729, 1976
- [248] Kouremenos, D.; Rakopoulos, C.; Hountales, D.: Multi-Zone Combustion Modeling for the Prediction of Pollutants Emissions and Performance of DI Diesel Engines. SAE-Paper No. 970635, 1997
- [249] Xiaoping, B.; Shu, H.; Dai, Z.; Yin, S.; Duan, C.: A Multi-Zone Model for Prediction of DI Diesel Engine Combustion and Soot Emission. SAE-Paper No. 941900, 1994
- [250] Boulouchos, K.; Obrecht, P.; Warth, M.: Kennfeldtaugliche Vorausberechnung beim Dieselmotor. MTZ 65 (2004), Nr. 11, S. 924-931
- [251] Fusco, A.; Knox-Kelecy, A.; Foster, D.: Application of a Phenomenological Soot Model to Diesel Engine Combustion. International Symposium COMODIA 94 (1994)
- [252] Kazakov, A.; Foster, D.: Modeling of Soot Formation During DI Diesel Combustion Using a Multi-Step Phenomenological Model. SAE-Paper No. 982463, 1998
- [253] Appel, J.; Bockhorn, H.: Simulation der Evolution von Größenverteilungen der Rußteilchen bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen. Berichte zur Energie und Verfahrenstechnik, Heft 99.1, S. 363-376, 1999
- [254] Kennedy, I.: Models of Soot Formation and Oxidation. Progress in Energy and Combustion Science, 23, p. 95-132, 1997
- [255] Bronstein, N.; Semendjajew, K.; Musiol, G.; Mühlig, H.: Taschenbuch der Mathematik. 5. überarbeitete und erweiterte Auflage, Frankfurt a. M.: Harri-Deutsch-Verlag, 2001

- [256] Isermann, R. [Hrsg.]: Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren. Berlin: Springer-Verlag, 2003
- [257] Waschatz, U.; Heinrich, A.: Verfahren zur Bestimmung von Kennfeld-daten eines Verbrennungsmotors sowie Verfahren zur Steuerung eines Verbrennungsmotors. Europäische Patentanmeldung EP 1 273 782 A2, 2003
- [258] Gärtner, U.: Kenngrößen und Modellierung der dieselmotorischen Verbrennung im Hinblick auf zukünftige Regelstrategien. 2. AUTOREG, Wiesloch, S. 309-318, 2004
- [259] Hohenberg, G.; Gärtner, U.; Daudel, H.; Oelschlegel, H.: Ein halb-empirisches Modell zur Berechnung der NO_x-Emissionen von Nfz-Dieselmotoren. Sonderdruck zur 8. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2001
- [260] Gärtner, U.; Daudel, H.; Oelschlegel, H.; Hohenberg, G.: Development and Application of a Semi-Empirical NO_x Model to Various HD Diesel Engines. Sonderdruck zu THIESEL 2002, Valencia, 2002
- [261] Friedrich, I.; Pucher, H.; Offer, T.: Verknüpfung von physikalischen Modellen mit DoE-Modellen zur echtzeitfähigen Motorprozess-Simulation. In: Röpcke, K.: DoE in der Motorenentwicklung. Renningen: expert-Verlag, 2003
- [262] Baier, T.; Bargende, M.; Köhler, J.: Verfahren zur Bestimmung der Ruß-konzentration von selbstzündenden Brennkraftmaschinen. Patentschrift DE 197 41 973 C1, 1997
- [263] Köhler, J.; Hemberger, H.; Baier, T.; Bargende, M.: Bestimmung der Schwärzungszahl mittels neuronaler Netze. 6. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, S. 203-219, 1997
- [264] Traver, M.; Atkinson, R.; Atkinson, C.: Neural Network-Based Diesel Engine Emissions Prediction Using In-Cylinder Combustion Pressure. SAE-Paper No. 1999-01-1532, 1999
- [265] Thompson, G.; Atkinson, C.; Clark, N.; Long, T.; Hanzevack, E.: Neural Network modelling of the emissions and performance of a heavy-duty diesel engine. Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 214, Part D, 2000
- [266] Benajes, J.; Molina, S.; López, J.; Hernández, L.: Neural Network application for NO_x prediction in Diesel engines. EAEC Congress Proceedings, Bratislava, 2001
- [267] He, Y.; Rutland, C.: Application of Artificial Neural Network for Integration of Advanced Engine Simulation Methods. ASME Internal Combustion Engine Division, ICE-Vol. 35-1, p. 53-64, Paper No. 2000-ICE-304, 2000

- [268] He, Y.; Rutland, C.: Neural Cylinder Model and Its Transient Results. SAE-Paper No. 2003-01-3232, 2003
- [269] He, Y.: Integration of Advanced Simulation Methods for Diesel Engine Design. Ph.D. Preliminary Examination Report, University of Wisconsin-Madison, 2001
- [270] Jacobson, E.; Liang, C.; Srinivasan, S.: NO_x emission-control system using a virtual sensor. European Patent Application, EP 1 367 248 A1; 2003
- [271] Lenz, U.; Schröder, D.: Artificial Intelligence for Combustion Engine Control. SAE-Paper No. 960328, 1996
- [272] He, Y.; Rutland, C.: Modeling of a Turbocharged DI Diesel Engine Using Artificial Neural Networks. SAE-Paper No. 2002-01-2772, 2002
- [273] Atkinson, C.; Long, T.; Hanzevack, E.: Virtual Sensing: a Neural Network-based Intelligent Performance and Emissions Prediction System for On-Board Diagnostics and Engine Control. SAE-Paper No. 980516, 1998
- [274] Keeler, J.; Havener, J.; Godbole, D.; Ferguson, R.: Virtual Emissions Monitor for Automobile. United States Patent; No. US 5,539,638 B1; 1993
- [275] Jarrett, R.; Clark, N.: Weighting of Parameters in Artificial Neural Network Prediction of Heavy-Duty Diesel Engine Emissions. SAE-Paper No. 2002-01-2878, 2002
- [276] Gamo, S.; Ouladsine, M.; Rachid, A.: Diesel Engine Exhaust Emissions Modelling Using Artificial Neural Networks. SAE-Paper No. 1999-01-1163, 1999
- [277] Cheng, J.; LaCrosse, S.; Tascillo, A.; Newman, C.; Davis, G.: Virtual Vehicle Sensors based on Neural Networks trained using Data generated by Simulation Models. United States Patent; No. US 6,236,908 B1; 1997
- [278] Schüler, M.; Hafner, M.; Isermann, R.: Einsatz schneller neuronaler Netze zur modellbasierten Optimierung von Verbrennungsmotoren. Teil 1: Modellbildung des Motor- und Abgasverhaltens. MTZ 61 (2000), Nr. 10, S. 2-9
- [279] Hafner, M.; Schüler, M.; Isermann, R.: Einsatz schneller neuronaler Netze zur modellbasierten Optimierung von Verbrennungsmotoren. Teil 2: Stationäre und dynamische Optimierung von Verbrauch und Emissionen. MTZ 61 (2000), Nr. 11, S. 2-9

- [280] Desantes, J.; López, J.; García, J.; Hernández, L.: Application of Neural Networks for Prediction and Optimization of Exhaust Emissions in a H.D. Diesel Engine. SAE-Paper No. 2002-01-1144, 2002
- [281] Daudel, H.; Hohenberg, G.: Verfahren zur Bestimmung des Stickoxidgehalts in sauerstoffhaltigen Abgasen von Brennkraftmaschinen. Patentschrift, DE 100 43 383 C2, 2002
- [282] Rosenblatt, F.: The perceptron: a probabilistic model for information storage and organisation in the brain. *Psychological Review* 65, 1958
- [283] Rosenblatt, F.: *Principles of Neurodynamics*. Washington D.C.: Spartan Press, 1961
- [284] Levenberg, K.: A Method for the Solution of Certain Problems in Least Squares. *Quart. Appl. Math.* Vol. 2, pp. 164-168, 1944
- [285] Marquardt, D.: An Algorithm for Least-Squares Estimation of Nonlinear Parameters. *SIAM J. Appl. Math.* Vol. 11, pp. 431-441, 1963
- [286] Kinnebrock, W.: *Neuronale Netze: Grundlagen, Anwendungen, Beispiele*. München: Oldenbourg-Verlag, 1992
- [287] Marinell, G.: *Multivariate Verfahren*. München: Oldenbourg-Verlag, 1995
- [288] Shavlik, J.; Mooney, R.; Towell, G.: Symbolic and neural learning algorithms: an experimental comparison. Technical report, Computer Sciences Department, University of Wisconsin, 1989
- [289] Hinton, G.; Rumelhart, D.; Williams, R.: Learning Representations by Backpropagation Errors. *Nature*, Vol. 323, S. 533-536, 1986
- [290] Desantes, J.; Arrègle, J.; Molina, S.; Lejeune, M.: Influence of the EGR Rate, Oxygen Concentration and Equivalent Fuel/Air Ratio on the Combustion Behaviour and Pollutant Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine. SAE-Paper No. 011813, 2000
- [291] Opalinski, A.: Analyse der Zusammenhänge zwischen globalen thermodynamischen Größen und Ruß-, NO_x-Emissionen bei einem Dieselmotor. Dissertation, Politechnika Poznanska, 2003
- [292] Willmann, M.; Opalinski, A.; Wislocki, K.: Interaction between Injection Timing, EGR-Rate and Rate of Heat Release in the TDI-Engine. *Journal of KONES*, 2002
- [293] Opalinski, A.; Willmann, M.: Zusammenhänge der globalen thermodynamischen Größen mit den Ruß- und NO_x-Emissionen beim TDI-Motor. 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2003

- [294] Remmels, W.; Velji, A.: Einfluß der Abgasrückführung auf die Rußemission. MTZ 57 (1996), Nr. 3, S. 144-152
- [295] La Rosa, M.; Nicolosi, D.; Esposito Corcione, G.: Virtual Sensor for the exhaust emissions of an endothermic motor and corresponding injection control system. European Patent Application, EP 1 416 143 A1, 2004
- [296] Tilli, T.: Fuzzy-Logik: Grundlagen, Anwendungen, Hard- und Software. München: Franzis-Verlag, 1991
- [297] Nauck, D.; Klawonn, F.; Kruse, R.: Neuronale Netze und Fuzzy-Systeme. Grundlagen des Konnektionismus, Neuronaler Fuzzy-Systeme und der Kopplung mit wissensbasierten Methoden. 2. Auflage, Wiesbaden: Vieweg-Verlag, 1996
- [298] Keller, H.: Maschinelle Intelligenz. Grundlagen, Lernverfahren, Bausteine intelligenter Systeme. Wiesbaden: Vieweg-Verlag, 2000
- [299] Narazaki, H.; Ralescu, A.: A Synthesis Method for Multi-Layered Neural Networking using Fuzzy-Sets. In: IJCAI-91: Workshop on Fuzzy-Logic in Artificial Intelligence, pp. 54-66, Sydney, 1991
- [300] Harndorf, H.; Klösel, R.; Volkart, A.: Optimierung der Meß- und Auswerteparameter zur Analyse von Zylinderdruckverläufen. MTZ 53 (1992), Nr. 3, S. 136-142
- [301] Hohenberg, G.: Der Verbrennungsverlauf – Ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses. 4. Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschrittsbericht Reihe 6, Nr. 103, S. 71-88, 1982
- [302] Hohenberg, G.; Reverencic, J.: Methoden zur genauen Indizierung von Verbrennungsmotoren. 5. Wiener Motorensymposium, 1983
- [303] Hohenberg, G.; Killmann, I.: Basic findings obtained from measurement of the combustion process. 19. International FISITA Congress, Melbourne, 1982
- [304] Hohenberg, G.: Druckmessung und Druckauswertung zur Ermittlung der Energieumsetzung. Bericht der AVL GmbH, 1983
- [305] Wimmer, A.; Glaser, J.: Indizieren am Verbrennungsmotor – Anwenderhandbuch. AVL List GmbH, Graz, 2002
- [306] Manz, P.: Werkzeuge für die thermodynamische Analyse bei VW. Seminar TU Poznan mit FH BS/WF, Wolfsburg, 2000
- [307] Hohenberg, G.: Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlustwinkels von Kolbenmaschinen. Automobil-Industrie, 1976

- [308] Jippa, K.: Onlinefähige, thermodynamikbasierte Ansätze für die Auswertung von Zylinderdruckverläufen. Dissertation, TU Braunschweig, 2002. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag, 2002
- [309] Manz, P.: Indiziertechik an Verbrennungsmotoren. Vorlesungsmitschrift, TU Braunschweig, WS 2004/2005
- [310] Dorenkamp, R.; Engler, H.; Lohre, L.; Stehr, H.: Der neue 2,0 l-TDI-Motor mit Vierventiltechnik. 24. Int. Wiener Motorensymposium, Wien, 2003
- [311] N.N.: Diesel-Einspritzsysteme Unit Injector System/Unit Pump System. Bosch, Gelbe Reihe, 2003
- [312] N.N.: Messtechnik an Verbrennungsmotoren. Produktpräsentation der Firma Kistler, 2003
- [313] N.N.: Bedienungsanleitung Druckwaage. Produktinformation der Firma Budenberg, 2001
- [314] Höft, T.: Aufbau eines optischen Zylinderdruckmesssystems (Optrand) und Vergleichsmessungen mit bestehendem Piezo-Quarz-Druckaufnehmer. Diplomarbeit, FH Brandenburg, 2000
- [315] Ahrends, D.: Erhöhung der Präzision der Thermodynamischen Analyse eines Dieselmotors durch Optimierung der Zylinderdruckindizierung einschließlich Auswertung. Diplomarbeit, FH Magdeburg, 2000
- [316] N.N.: Ruß- und Temperaturbestimmung in Dieselmotoren. SMETec GmbH, Geilenkirchen, Broschüre zur Globalen-Lichtwellenleiter-Messtechnik, 1998
- [317] Gstrein, W.: Ein Beitrag zur spektroskopischen Flammentemperaturmessung bei Dieselmotoren. Dissertation, TU Graz, 1986
- [318] Ladommatos, N.; Zhao, H.: A Guide to Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in Diesel Engines Using the Two-Color Method – Part 1: Principles, SAE-Paper No. 941956, 1994
- [319] Ladommatos, N.; Zhao, H.: A Guide to Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in Diesel Engines Using the Two-Color Method – Part 2: Implementation, SAE-Paper No. 941957, 1994
- [320] Li, X.; Wallace, J.: In-Cylinder Measurement of Temperature and Soot Concentration Using the Two-Color Method. SAE-Paper No. 950848, 1995

- [321] Kozuch, P.: Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren. Dissertation, Universität Stuttgart, 2004
- [322] Wenzel, S.; Schmerbeck, S.; Kohnen, C.; Stolte, U.: Werkzeuge und Methoden zur Untersuchung der dieselmotorischen Verbrennung. 7. Tagung „Motorische Verbrennung“, München, 2005
- [323] Buchwald, R.; Seiffert, A.: Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine. Offenlegungsschrift, DE 103 30 819 A1, 2005
- [324] Klell, M.; Jauk, T.; Schutting, E.; Wimmer, A.; Eichlseder, H.; Schneider, R.: Sensorik für die verbrennungsgeführte Motorregelung bei alternativen Dieselmotoren. 2. AUTOREG, Wiesloch, S. 319-330, 2004
- [325] Wagner, M.: Zyklische Schwankungen der Emission von Ruß und Stickoxid bei direkteinspritzenden Dieselmotoren. Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [326] Brunt, M.; Rai, H.; Emtage, A.: The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data. SAE-Paper No. 981052, 1998
- [327] Venkatesan, C.; Abraham, J.: An Investigation of the Dependence of NO and Soot Emissions from a Diesel Engine on Heat Release Rate Characteristics. SAE-Paper No. 2000-01-0509, 2000
- [328] ISO/DP 10054: Internal Combustion Compression Ignition Engine-Apparatus for Measurement of Smoke from Diesel Engines Operating under Steady State Conditions – Filter Type Smoke Meter, 1990
- [329] Christian, R.; Knopf, F.; Jaschek, A.; Schindler, W.: Eine neue Messmethodik der Bosch-Zahl mit erhöhter Empfindlichkeit. MTZ 54 (1993), Nr. 3, S. 16-22
- [330] Alkidas, A.: Relationships between smoke measurements and particulate measurements. SAE-Paper No. 840412
- [331] Matsui, Y.; Kamimoto, T.; Matsuoka, S.: Formation and Oxidation Processes of Soot Particulates in a D.I. Diesel Engine – An Experimental Study via the Two-Color Method. SAE-Paper No. 820464, 1982
- [332] Smolenski, C.: Ein elektrischer Sensor zur Messung der Rußkonzentration im Abgas von Dieselmotoren. Dissertation, TU Clausthal, 2002
- [333] Hartmann, P.; Plee, S.; Bennethum, J.: Diesel Smoke Measurement and Control Using an In-Cylinder Optical Sensor. SAE-Paper No. 910723, 1991

- [334] Hiroyasu, H.; Arai, M.; Nakanishi, K.: Soot Formation and Oxidation in Diesel Engines. SAE-Paper No. 800252, 1980
- [335] Mayr, B.; Hötger, M.; Puschmann, H.: Integrale Lichtleit-Meßtechnik: Ein neuer Weg zur Untersuchung des Verbrennungsprozesses in Dieselmotoren. MTZ 53 (1992), Nr. 1, S. 34-39
- [336] Diezemann, M.: Verfahren zur Bewertung und Steuerung von Verbrennungsvorgängen bei Dieselmotoren hinsichtlich des Rußumsatzes. Offenlegungsschrift DE 101 45 649 A1, 2003
- [337] Antoni, C.: Untersuchung der Verbrennung in einem direkteinspritzenden Dieselmotor mit zyklusaufgelöster Emissionsspektroskopie. Dissertation, RWTH Aachen, 1999. In: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 409, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1999
- [338] Willmann, S.: Untersuchungen von Möglichkeiten und Grenzen der Globalen-Lichtwellenleiter-Messtechnik zur Temperaturbestimmung in einem schnelllaufenden DI-Dieselmotor. Diplomarbeit, FH Wolfsburg, 2001
- [339] John, B.: Statistische Verfahren für Technische Messreihen. Arbeitsbuch für den Ingenieur. München: Hanser-Verlag, 1979
- [340] Borovcnik, M.: Korrelation und Regression – Ein inhaltlicher Zugang zu den grundlegenden mathematischen Konzepten. Stochastik in der Schule, Heft 1, 1988
- [341] Feser, H.: Deskriptive Statistik. Vorlesungsunterlagen, TU Kaiserslautern, 2003
- [342] Renner, G.; Maly, R.: Moderne Verbrennungsdiagnostik für die dieselmotorische Verbrennung. Dieselmotorentechnik 98, Kontakt & Studium, Band 553, Expert-Verlag, 1998
- [343] Kozuch, P.: Optische Thermodynamik: Untersuchung des Zusammenhangs zwischen thermodynamischen Analysegrößen und optischen, integralen Lichtleitmesssignalen beim DE-Dieselmotor. FVV-Abschlußbericht, Nr. 769, 2003
- [344] Bertsch, D.: Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß gemischbildungsseitiger Maßnahmen auf den Zündprozeß, Verbrennung und Schadstoffbildung an einem optisch zugänglichen DE-Dieselmotor. Dissertation, TH Karlsruhe, 1999
- [345] Homburg, A.; Richter, J.; Hentschel, W.: Einsatz eines Laser-Extinktions-Verfahrens zur Rußbestimmung im Brennraum eines DI-Dieselmotors. Indiziersymposium, Frankfurt, 1996

- [346] Schön, C.: Untersuchung der Verbrennung in einem Wirbelkammer-Dieselmotor mit Hilfe der Lichtleitermesstechnik. Dissertation, RWTH Aachen, 1991
- [347] Peterson, R.; Wu, K.: The Effect of Operating Conditions on Flame Temperature in a Diesel Engine. SAE-Paper No. 861565, 1986
- [348] König, G.; Hildenbrand, F.; Boltz, J.: Untersuchung der NO- und Rußkonzentrationsverteilung in einem modernen Nutzfahrzeug-Dieselmotor mittels Laser-spektroskopischer Methoden. 5. Tagung „Motorische Verbrennung“, München, 2001
- [349] Barba, C.; Müller, B.: Verfahren zur Bestimmung der Abgasrückführmenge. Offenlegungsschrift DE 103 44 709 A1, 2005
- [350] Jeschke, J.; Nitzke, H.; Gloger, J.: Verfahren und Vorrichtung zur Bestimmung des Abgasrückführmassenstroms eines Verbrennungsmotors. Offenlegungsschrift DE 101 62 970 A1, 2003
- [351] N.N.: Bedienungsanleitung Siemens Oximat 5E. Siemens AG, 1998
- [352] N.N.: Gerätehandbuch AVL 364C. AVL; 1997
- [353] Kleppmann, W.; Brunner, F.: Taschenbuch Versuchsplanung – Produkte und Prozesse optimieren. München: Hanser-Verlag, 1998
- [354] Kleppmann, W.: Statistische Versuchsplanung – Klassisch, Taguchi oder Shainin? In: Qualität und Zuverlässigkeit Nr. 2/1992, S. 89-92, München: Hanser-Verlag, 1992
- [355] Waschatz, U.; Röper, F.; Ihme, H.: Kennfeldbedatung und Bauteiloptimierung durch Statistische Versuchsplanung in der Motorenentwicklung. In: 13. Tagung „Motor und Umwelt“, Graz, 2003
- [356] Petersen, H.: Grundlagen der statistischen Versuchsplanung. München: ecomed-Verlag, 1998
- [357] Kuder, J.; Kruse, T.: Parameteroptimierung an Ottomotoren mit Direkt-einspritzung. MTZ 61 (2000), Nr. 6, S. 378-384
- [358] Röpke, K.; Waschatz, U.: Steigerung der Effizienz in der Motorapplikation durch statistische Versuchsplanung. In: 2. Symposium „Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen“, Berlin, 1999
- [359] Kleinschmidt, W.: Instationäre Wärmeübertragung in Verbrennungsmotoren. Theorie, Berechnung und Vergleich mit Versuchsergebnissen. Fortschritts-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 383, 1999

- [360] Draxler, J.: Thermische Verfahrenstechnik. Vorlesungsmitschrift, Montanuniversität Leoben, 2004
- [361] Varde, K.; Popa, D.: Diesel Fuel Spray Penetration at High Injection Pressures. SAE-Paper No. 830448, 1983
- [362] Ruisinger, G.: Die Feinzerkleinerung von Schokolademasse. Dissertation, TH München, 1960
- [363] Brörmann, M.; Bräuer, J.: Lineare Optimierung und Simplex-Algorithmus. Proseminar Technomathematik, Universität Bremen, 2003
- [364] Timoney, D.; Smith, W.: Correlation of injection rate shapes with DI diesel exhaust emissions. SAE-Paper No. 950214, 1995
- [365] Sternberg, H.: Optimierung des Schadstoffausstoßes eines Dieselmotors durch Realisierung einer teilhomogenen Verbrennung. Diplomarbeit, Universität Magdeburg, 2003
- [366] Stiesch, G.: Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor. VDI Verlag Düsseldorf, 1999
- [367] Becker, L.: Bestimmung der zylinderselektiven Ruß- und NO_x-Emissionen am schnelllaufenden Dieselmotor mit Direkteinspritzung. Studienarbeit, Universität Magdeburg, 2004
- [368] Piock, W.; Fürhapter, A.; Unger, E.; Fraidl, G.: Die praktische Umsetzung der Selbstzündung am Ottomotor. 24. Int. Wiener Motorensymposium, 2003
- [369] Zarling, D.; Pipho, M.; Kittelson, D.: Measurement of Cyclic Variability in a Diesel Engine Using a Single Cycle Sampler. SAE-Paper No. 930602, 1993
- [370] N.N.: Bedienungsanleitung AVL 415 S. AVL, 1998
- [371] N.N.: Bedienungsanleitung Siemens Ultramat 5E. Siemens AG, 1998
- [372] Schindler, W.; Nöst, M.; Thaller, W.; Luxbacher, T.: Stationäre und transiente messtechnische Erfassung niedriger Rauchwerte. MTZ 62 (2001), Nr. 10, S. 808-815
- [373] Shapiro, S.; Wilk, M.; Chen, H.: A comparative study of various test of normality. Journal of the American Statistical Association, Nr. 63, S. 1343-1372, 1968
- [374] Bredenbeck, J.: Statistische Versuchsplanung für die Online-Optimierung von Verbrennungsmotoren. MTZ 60 (1999), Nr. 11, S. 740-744

- [375] Röpke, K.; Waschatz, U.: Steigerung der Effizienz in der Motorapplikation durch statistische Versuchsplanung. In: 2. Symposium „Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen“, Berlin, 1999
- [376] Spicher, U.; Velji, A.; Anca, R.; Wagner, U.: Homogene Dieselverbrennung mit innerer und äußerer Gemischbildung. 5. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, 2003
- [377] Buck, R.: Emissionen und Möglichkeiten zur Reduzierung beim Diesel-PKW-Motor. Haus der Technik, Essen, 1988
- [378] Töpfer, J.: Potenzial für die Zukunft – Siemens VDO entwickelt fortschrittliches Piezo-Pumpe-Düse-Einspritzsystem. Information der Siemens VDO Automotive AG für die Fachpresse, Nr. SV 200504.005 d
- [379] Han, Z.; Uludogan, A.; Hampson, G.; Reitz, R.: Mechanism of soot and NO_x emission reduction using multiple-injection in a diesel engine. SAE-Paper No. 960633, 1996
- [380] Corcione, F.; Vaglieco, B.; Corcione, G.; Lavorgna, M.: Potential of multiple injection strategy for low emission diesel engines. SAE-Paper No. 2002-01-1150, 2002
- [381] Imarisio, R.; Ricco, M.; Sebastiano, G.: Mehrfacheinspritzung, eine kostengünstige Lösung für Emissionsminderung von Common Rail DI Dieselmotoren. 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, Aachen, 2000
- [382] Pucher, H.: Grundlagen der Verbrennungskraftmaschinen. Vorlesungsskript, TU Berlin, Sommersemester 2004
- [383] N.N.: Emissionsgeregelter Dieselmotor. Projektantrag FVV, 2002
- [384] Treetz, J.: Vorrichtung zur Überwachung der Partikel-(Ruß-)Emission von Verbrennungskraftmaschinen. Literaturstudie, Förderkreis Abgasnachbehandlungstechnologien für Dieselmotoren e.V., Dresden, 2002
- [385] Zahoransky, R.: Dynamisches on-line Messgerät zur Bestimmung der Partikelvolumenkonzentration im Abgas von Dieselmotoren. Abschlußbericht, Deutsche Bundesstiftung Umwelt, 1994
- [386] Osada, H.; Okayama, J.; Ishida, K.; Saitoh, O.: Real-Time Measurement of Diesel Particulate Emissions by the PAS Method Using a CO₂ Laser. SAE Paper No. 820461, 1982
- [387] Dietrich, S.; Eckardt, G.; Köhler, M.: Entwicklung eines Messverfahrens zur dynamischen Rußbestimmung in Abgas von Dieselmotoren. Abschlußbericht, FVV, Heft 554, 1994

- [388] Collings, N.; Baker, N.; Wolber, W.: Real-Time Smoke Sensor for Diesel Engines. SAE-Paper No. 860157, 1986
- [389] Hauser, G.: Sensoranordnung zur quantitativen Bestimmung von in einem Gasstrom enthaltenen Partikeln. Patent DE 198 17 402 C1, 1999
- [390] Kahrstedt, J.; Buschmann, G.; Predelli, O.; Kirsten, K.: Homogenes Dieselmotorenverfahren für EURO 5 und TIER2/LEV2 – Realisierung der modifizierten Prozessführung durch innovative Hardware- und Steuerungskonzepte. 25. Intern. Wiener Motorensymp., S. 297-321, 2004
- [391] Schwarze, J.: Grundlagen der Statistik – Beschreibende Verfahren. Band 1, Herne: Verlag Neue Wirtschafts-Briefe, 2003
- [392] Mohamad, I.; Borman, G.: Measurement of Soot and Flame Temperature along Three Directions in the Cylinder of a Direct Injection Diesel. SAE-Paper No. 910728, 1991
- [393] Donath, C.: Berechnung und Messung des Einspritzverlaufs eines Pumpe-Düse-Einspritzsystems. Studienarbeit, TU Chemnitz, 2004
- [394] Wilrich, P.; Henning, H.: Formeln und Tabellen der angewandten mathematischen Statistik. Berlin: Springer-Verlag, 3. Auflage, 1987

A Anhang

A.1 Technische Daten des Versuchsmotors

Tab. A. 1: Technische Daten des für die Grunduntersuchungen verwendeten Versuchsmotors

Bauart	Vierzylinder-Reihe
Arbeitsverfahren	Viertakt-Diesel
Motorhubvolumen	$V_H = 1968,44 \text{ cm}^3$
Hub	$s = 95,5 \text{ mm}$
Bohrung	$d = 81 \text{ mm}$
Verdichtungsverhältnis	$\epsilon \approx 18,5$
Zylinderabstand	$a = 88 \text{ mm}$
Nennleistung	$P_{\text{Nenn}} = 118 \text{ kW}$ bei 4200 U/min
max. Drehmoment	$M_{\text{max}} = 320 \text{ Nm}$ bei 1900 U/min
max. eff. Mitteldruck	$p_{\text{me, max}} = 20,42 \text{ bar}$
Einspritzung	Luftverteilende Direkteinspritzung, eine elektronisch geregelte 7-Loch-PDE UI-P2 je Zylinder; max. Einspritzdruck $p_{E, \text{max}} = 2050 \text{ bar}$
Ladungswechsel	2 Ein- und Auslassventile pro Zylinder
Ventiltrieb	DOHC-Steuerung mit Rollenschlepphebel, Antrieb über Zahnriemen
Aufladung	Abgasturboaufladung; variable Anstellung der Leitschaufeln der Abgasturbine; Ladeluftkühlung
Motormanagement	Bosch EDC 15 P+
Abgasreinigung	Partikelfilter 5,66" x 8, nicht beschichtet; Niederdruck-Abgasrückführung (nach Partikelfilter); AGR-Kühler

A.2 Messaufbau Multispektralpyrometrie

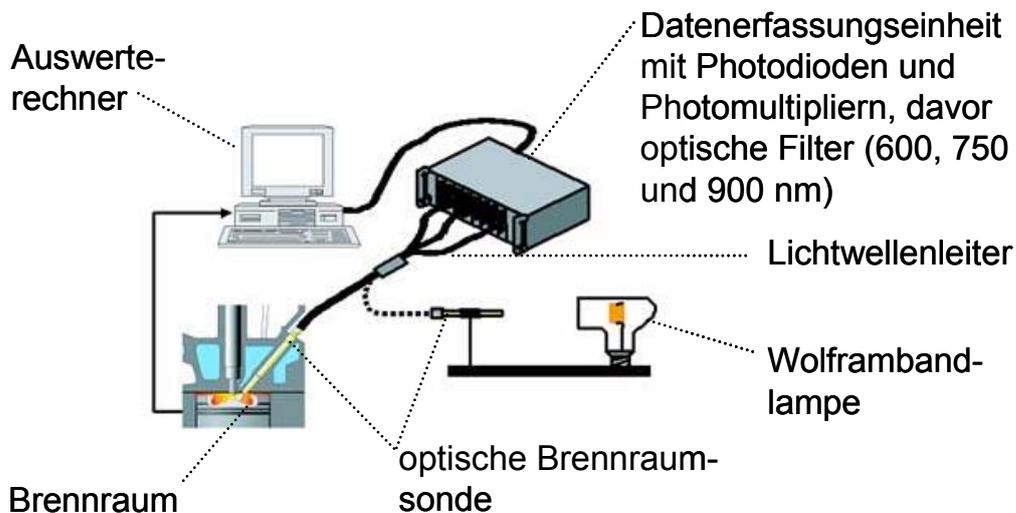


Abb. A. 1: Messaufbau Multispektralpyrometrie (in Anlehnung an [<http://www-ifkm.mach.uni-karlsruhe.de/Html/Ag/Opt/beschreibung.html#lmt>, Stand: 18.07.2005])

A.3 Glättung

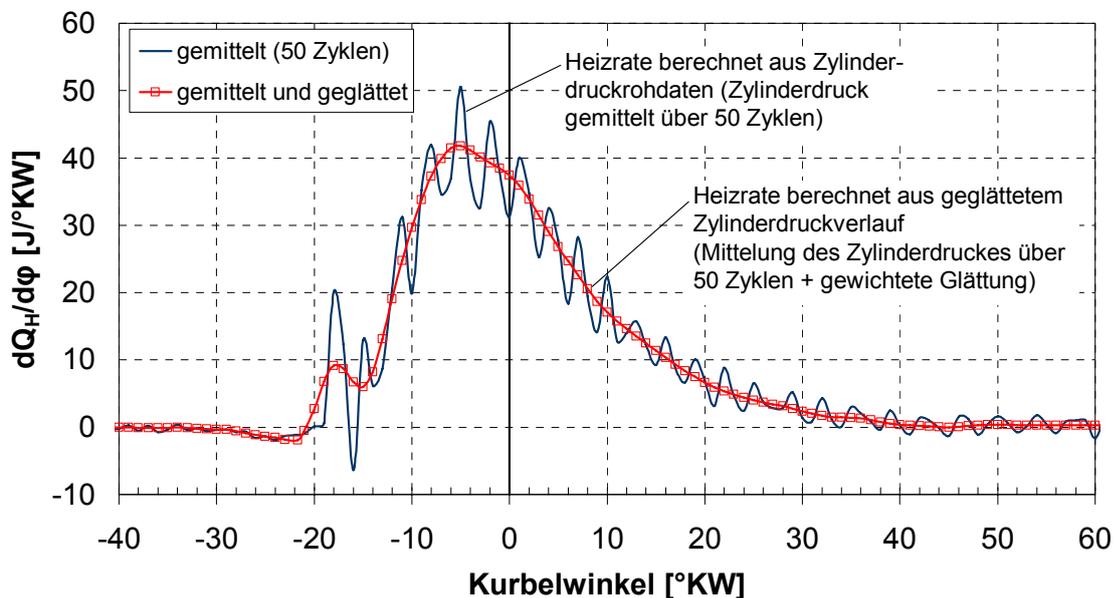


Abb. A. 2: Aus geglättetem und ungeglättetem Zylinderdruckverlauf berechnete Heizraten in dem Betriebspunkt $n=3500$ U/min, $FB=-33^\circ KW$, 7 % AGR, $m_B=11$ mg/Arbeitsspiel

Abb. A. 2 zeigt zwei Heizraten desselben Betriebspunktes, wobei eine aus den Zylinderdruckrohdaten (Mittelung über 50 Zyklen) berechnet wurde, die andere

aus geglätteten Zylinderdruckverläufen (Mittelung über 50 Zyklen und zusätzlich eine gewichtete Mittelwertbildung). Die aus den Zylinderdruckrohdaten berechnete Heizrate zeigt deutliche Schwingungen auf. Die Schwingungen sind im Zylinderdruckverlauf kaum zu erkennen, treten aber bei der 1. Ableitung („Druckanstieg“) deutlich hervor, siehe **Abb. A. 3**.

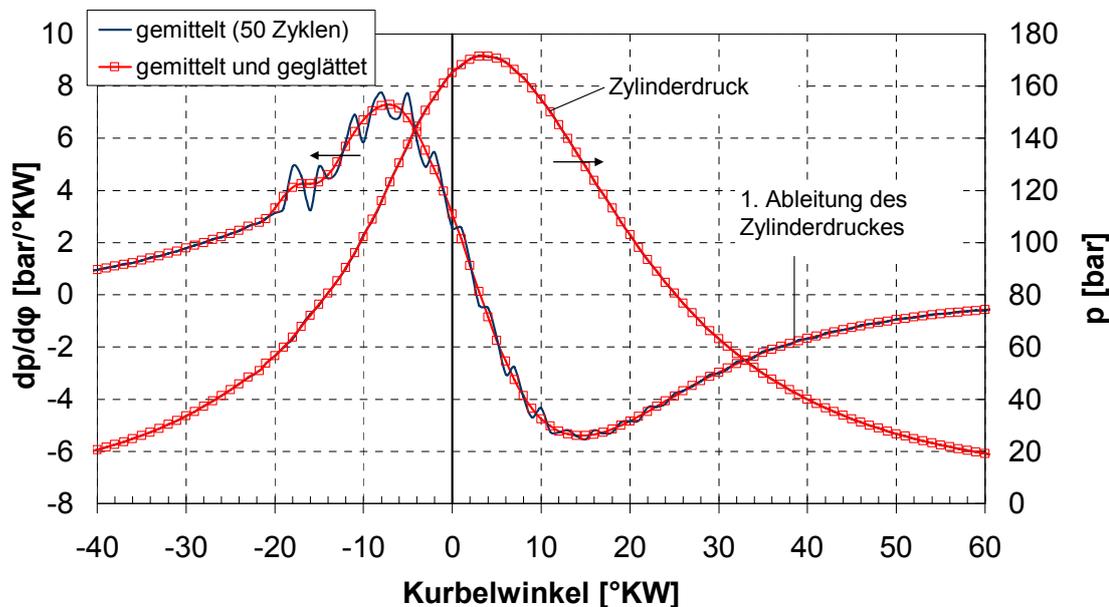


Abb. A. 3: Geglättete und ungeglättete Mittelung des Zylinderdruckverlaufs (nahezu kongruent) und jeweils die daraus berechnete 1. Ableitung in dem Betriebspunkt $n = 3500$ U/min, $FB = -33^\circ KW$, 7 % AGR, $m_B = 11$ mg/Arbeitsspiel

Da bei Verwendung der gleichen Zylinderdrucksensoren, bei gleicher Messperipherie und gleicher Einbaulage der Sensoren auch Zylinderdruckverläufe ohne Schwingungen indiziert wurden, wird angenommen, dass es sich hierbei nicht um Pfeifschwingungen sondern um real auftretende Schwingungen der Gasmasse handelt. Hervorgerufen werden diese Schwingungen vermutlich durch die hohe Drehzahl und den „frühen“ Verbrennungsschwerpunkt ($\phi_{QH50\%} = \text{ca. } -0,5^\circ KW$)¹⁰³. Zudem entfällt die „dämpfende“ Wirkung der Abgasrückführung auf die Verbrennung aufgrund der geringen AGR-Rate von 7 %.

¹⁰³ Auch Schloz [113] beobachtet in seiner Dissertation gerade bei „frühen“ Verbrennungsschwerpunkten vor OT und bei homogener Verbrennung hohe Schwingungsamplituden auf dem Zylinderdrucksignal. Als Ursache gibt er Resonanzschwingungen der Gasmasse aufgrund des schlagartig ansteigenden Zylinderdruckes an.

Durch die Glättung liegt der detektierte Verbrennungsbeginn ca. 1°KW früher, das Maximum der Heizrate ist um ca. $8 \text{ J}/^\circ\text{KW}$ verringert.

Zu weiterführender Literatur zu den Themen Zylinderdruckindizierung sei auf [304], [305], [314] und [315] verwiesen, verschiedene Glättungsverfahren werden in [300] und [309] vorgestellt.

A.4 Isentropenexponent

In dieser Arbeit wurden die Heizraten mit einem als konstant angenommenen Polytropenexponenten $n=1,37$ berechnet. **Abb. A. 4** zeigt den Unterschied zwischen dem konstanten Polytropenexponenten und dem von der Gas-temperatur T_G und dem Verbrennungsluftverhältnis λ abhängigen Isentropenexponenten κ^{104} . Der Isentropenexponent κ beträgt bei 2-atomigen Gasen (Sauerstoff) ca. 1,4, bei 3-atomigen Gasen (Restgas) ca. 1,33 [216].

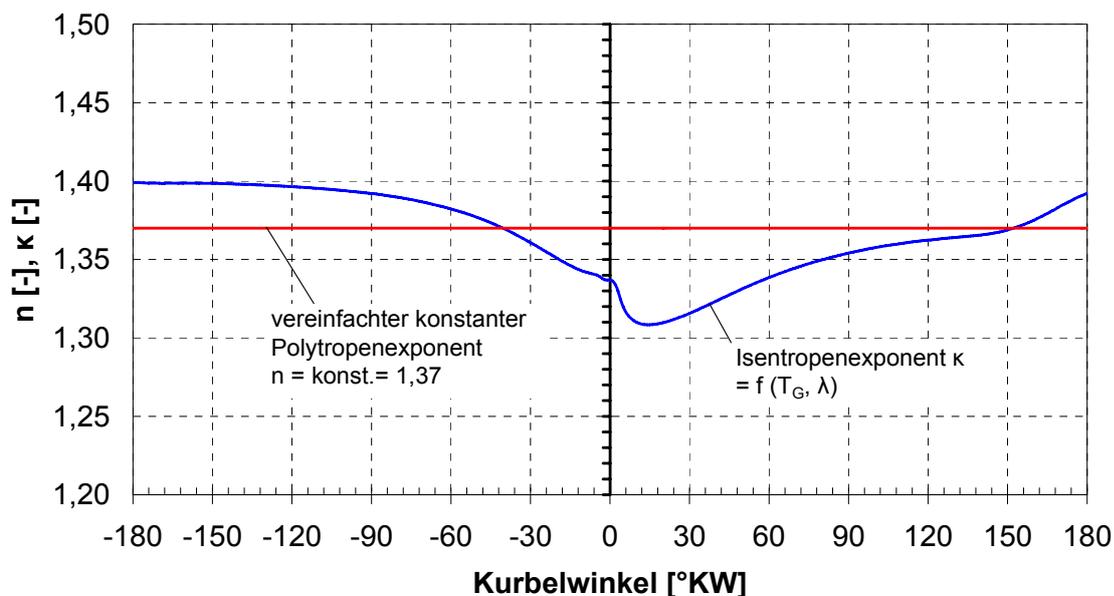


Abb. A. 4: konstanter Polytropenexponent n und Isentropenexponent κ in dem Betriebspunkt $n=2000 \text{ U/min}$, $p_{me}=3,31 \text{ bar}$, $\text{FB}=-14^\circ\text{KW}$

Die Abweichung zwischen dem Polytropenexponenten ($n=\text{konstant}$) und dem Isentropenexponenten ($\kappa=f(T_G, \lambda)$) beträgt im betrachteten Kurbelwinkelbereich maximal ca. 0,06. Dadurch ergibt sich im Zylinderdruckverlauf ein maximaler Fehler von 0,234 %. Die maximale absolute Abweichung beträgt dadurch

¹⁰⁴ Einfache kommerzielle Programme verwenden zur Berechnung des Heizverlaufs einen konstanten Polytropenexponenten. Genauere Analysen - v.a. des Brennverlaufs - erfordern aber die Verwendung des Isentropenexponenten als Funktion von T_G und λ .

5,4 J/°KW in der Heizrate und 40,2 J im integralen Heizverlauf, siehe **Abb. A. 5**. Der Fehler ist für die Untersuchungen in dieser Arbeit vernachlässigbar.

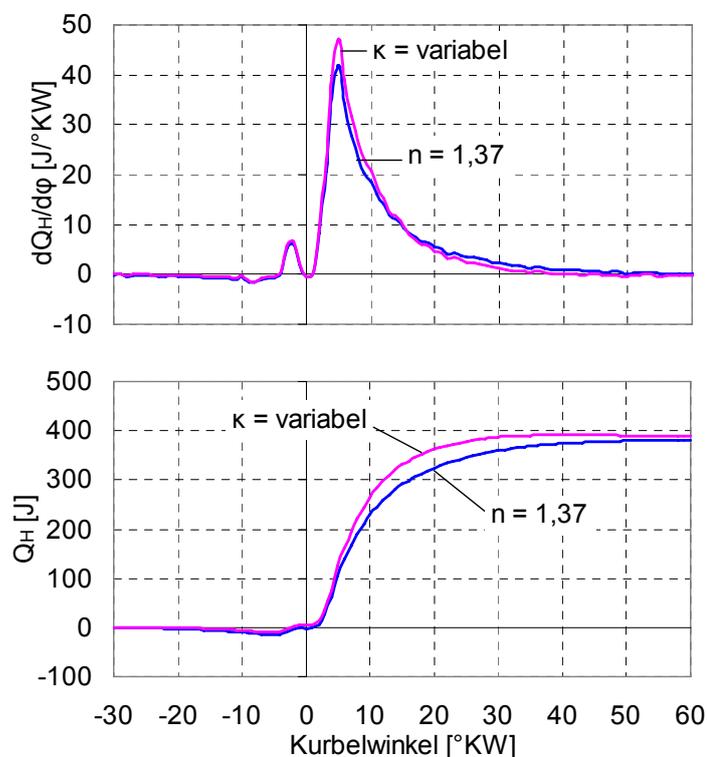


Abb. A. 5: Heizrate (oben) und Heizverlauf bei konstantem Polytropenexponent n und variablem Isentropenexponent κ in dem Betriebspunkt $n = 2000$ U/min, $p_{me} = 3,31$ bar, $FB = -14^\circ KW$

Berechnung des Isentropenexponenten:

Der Isentropenexponent κ wurde zunächst für reine Luft berechnet:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = f(\varphi) \quad (\text{Anhang 4.1})$$

Die Zahlenwerte für die spezifische Wärmekapazität $c_p = f(T_G)$ wurden aus Tabellen entnommen (siehe [87] und [216]), wobei eine Interpolation erforderlich war. Die Gastemperatur T_G wurde näherungsweise aus der idealen Gasgleichung berechnet. Mit der Gaskonstanten der Luft R_L ließ sich die spezifische Wärmekapazität c_v berechnen mit:

$$c_v = c_p - R_L \quad (\text{Anhang 4.2})$$

Durch eine anschließende Iteration wurde der Verdichtungsdruck der Isentropen (= berechneter „Schleppdruck“, Zylinderdruck im ungefeuerten Betrieb) dem im OT gemessenen Verbrennungsdruck angepasst. Dadurch ergab sich der Verlauf des Isentropenexponenten in Abb. A. 4 (vgl. [87]).

A.5 Thermodynamische Kennwerte und Verläufe

Abb. A. 6 und Abb. A. 7 zeigen verschiedene Derivate des Zylinderdruckes in dem Betriebspunkt mit der Drehzahl $n = 2000$ U/min, der Einspritzmenge $m_B = 12$ mg/Arbeitsspiel und dem Förderbeginn $FB = -2^\circ\text{KW}$ bei 0 % AGR.

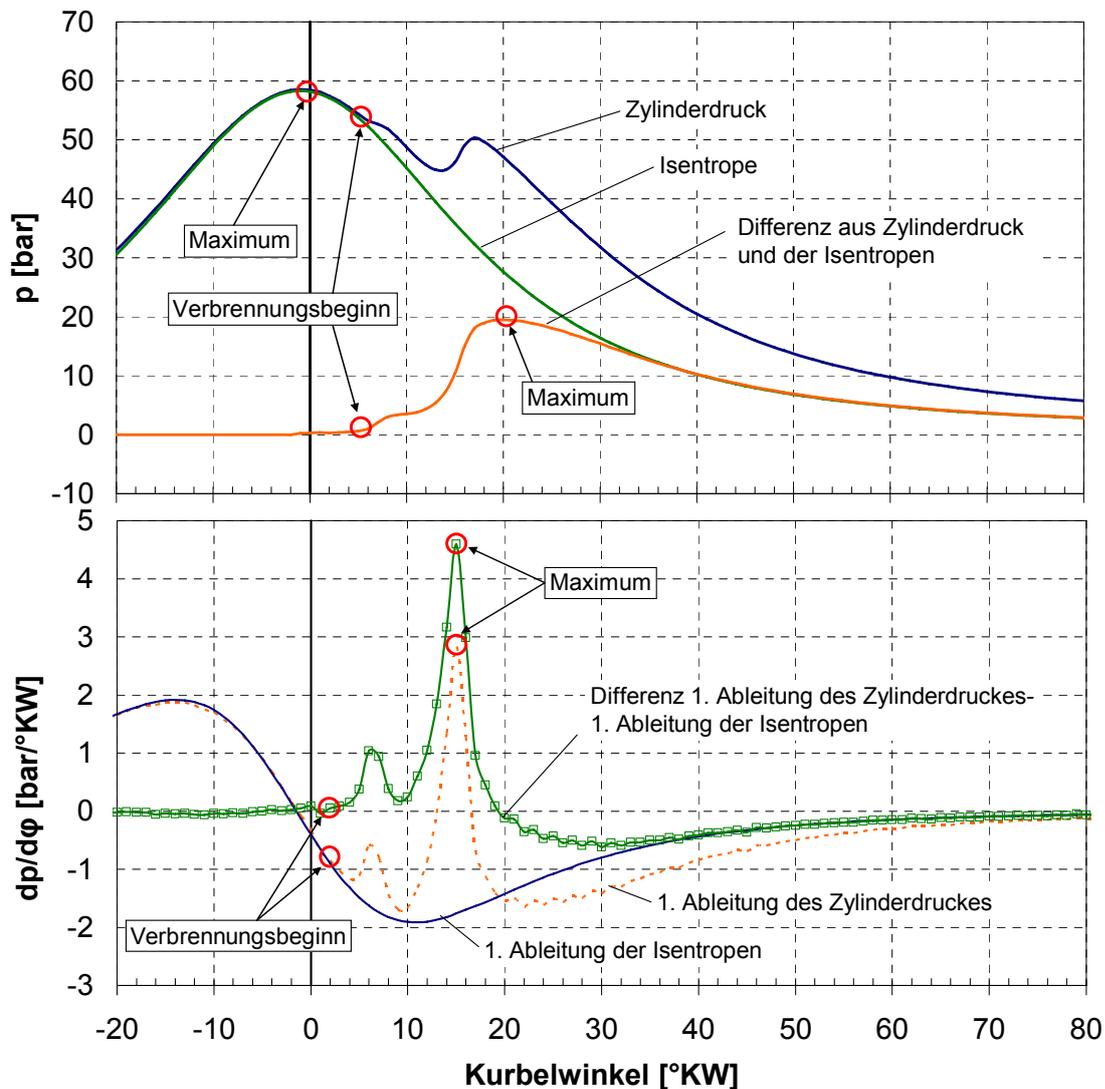


Abb. A. 6: Merkmale aus dem Zylinderdruck (oben) und dessen erster Ableitung

Der Verbrennungsbeginn ist vergleichsweise einfach zu detektieren. Das Verbrennungsende hingegen lässt sich am vorteilhaftesten aus dem Heizverlauf bestimmen, vgl. Kap. 4.1.6 im Hauptteil der Arbeit. Der Rechenaufwand ist bei allen Verläufen ungefähr gleich. Eine echtzeitfähige Berechnung des Heizverlaufs ist auch bei einfachen Prüfstands-Indiziersystemen mittlerweile Stand der Technik.

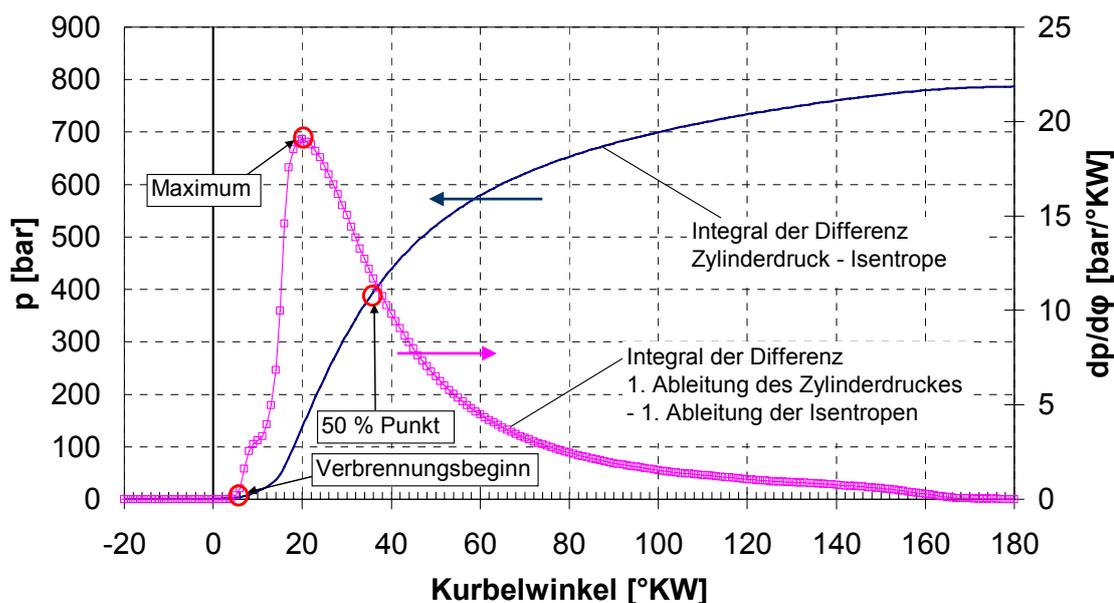


Abb. A. 7: Merkmale aus dem Zylinderdruck und dessen erster Ableitung

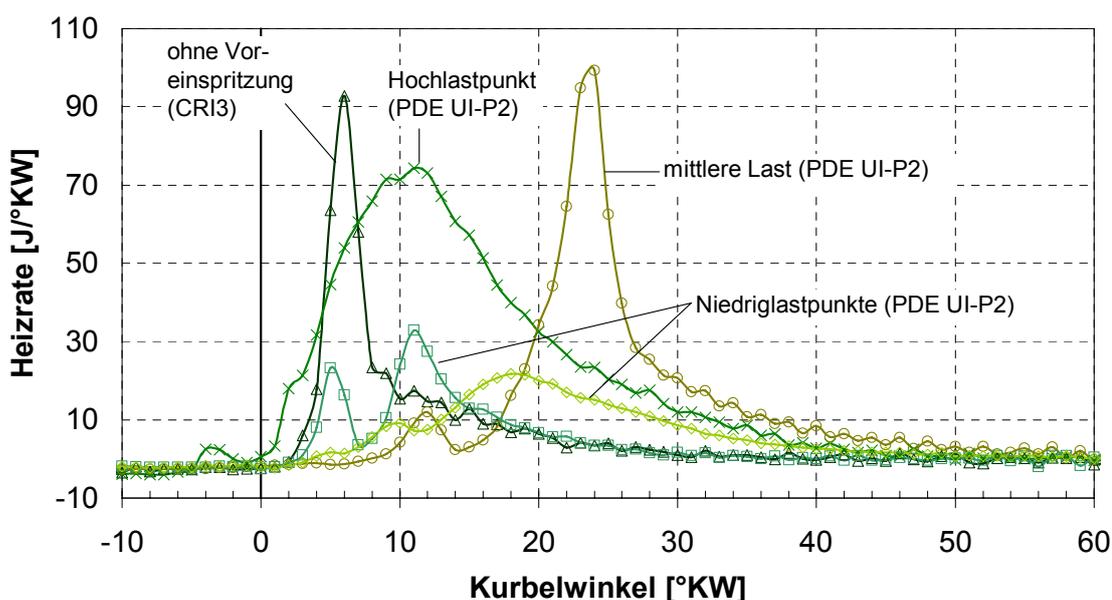


Abb. A. 8: Heizraten bei verschiedenen Betriebszuständen; die Angaben in Klammer beziehen sich auf das verwendete Einspritzsystem; bei der PDE UI-P2 wurde jeweils eine Vor- und eine Haupteinspritzung realisiert

Abb. A. 8 veranschaulicht, dass die Heizrate bei verschiedenen Betriebszuständen (Variation von Drehzahl und Last) und bei verschiedenen Einspritzsystemen sehr unterschiedliche Verläufe annehmen kann.

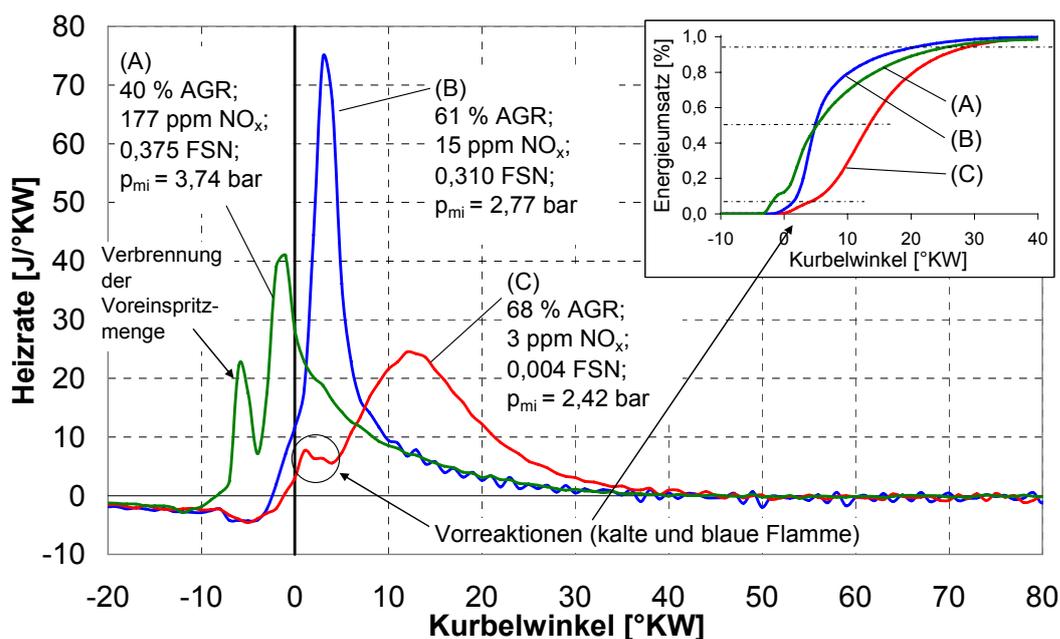


Abb. A. 9: Verschiedene Brennverfahrensstrategien bei dem Betriebspunkt $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitsspiel, $FB = -16^\circ KW$:
 (A) konventionelle heterogene Verbrennung mit einer Vor- und einer Haupteinspritzung und 40 % AGR, (B) teilhomogene Verbrennung mit einer Haupteinspritzung und 61 % AGR, (C) homogene Verbrennung mit einer Haupteinspritzung und 68 % AGR; zusätzlich angegeben ist der jeweilige Verlauf der Energieumsetzung mit Kennzeichnung des 5, 50 und 95 % Umsatzpunktes; Einspritzsysteme waren PDE UI-P2, wobei die Voreinspritzung zur Realisierung der teil- und der homogenen Verbrennung mechanisch deaktiviert wurde; der Spritzbeginn (SB) der Haupteinspritzung ist bei allen drei Brennverfahren gleich (SB = ca. $-8^\circ KW$)

Wie aus **Abb. A. 9** hervorgeht, wird bei demselben Betriebspunkt ausgehend von einer konventionellen heterogenen Verbrennung durch eine Erhöhung der AGR-Rate und durch das Abschalten der Voreinspritzung eine zunehmende Homogenisierung des Gemisches erreicht, wodurch das Brennverfahren von der heterogenen über eine teilhomogene in eine vollständig homogene Verbrennung übergeht. Die Ruß- und NO_x-Emissionen werden simultan abgesenkt. Der indizierte Mitteldruck nimmt ab.

Bei der konventionellen Verbrennung (A) ist die Umsetzung der Voreinspritzmenge von der Umsetzung der Haupteinspritzmenge abgesetzt.

Die teilhomogene Verbrennung (B) ist gekennzeichnet durch eine zunächst sehr rasche Energieumsetzung mit einer hohen maximalen Heizrate und durch ein langsames Ausbrennen.

Die Heizrate der homogenen Verbrennung (C) zeigt die für sie charakteristischen Vorreaktionen (kalte und blaue Flamme, vgl. [390]), während denen rund 10 % des Kraftstoffes umgesetzt werden. Die Energieumsetzung verläuft aufgrund der sehr hohen AGR-Rate von 68 % und der dadurch verringerten Sauerstoffverfügbarkeit langsam. Der Verlauf der Energieumsetzung ist nahezu symmetrisch, vgl. [216]. Die Ruß- und NO_x -Emissionen liegen deutlich unterhalb der Reproduzierbarkeitsgrenze der jeweiligen Messgeräte.

A.6 Einflussfaktoren auf die Emissionen

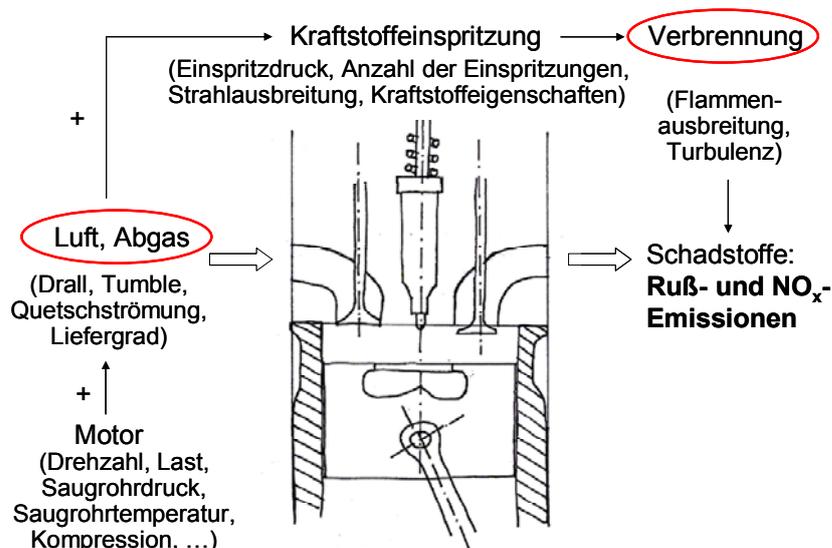


Abb. A. 10: Einflussfaktoren auf die Schadstoffbildung (ohne Anspruch auf Vollständigkeit), Zeichnung nach [87]

Abb. A. 10 zeigt eine Zusammenstellung verschiedener Einflussfaktoren auf die Schadstoffbildung. Da die Verbrennung zeitlich sehr eng mit der Schadstoffbildung verbunden ist, bietet sich eine Beschreibung der Verbrennung zur Abbildung der Emissionen an. Die Gaszusammensetzung muss ebenfalls berücksichtigt werden, da sich die Emissionen bei annähernd gleichem Verbrennungsablauf bei unterschiedlicher Gaszusammensetzung deutlich unterscheiden (siehe Abb. 6.9 im Hauptteil der Arbeit). Der Verbrennungsablauf kann aus dem indizierten Zylinderdruckverlauf ermittelt werden.

Eine Bestimmung der Ruß- und NO_x -Emissionen direkt und ausschließlich aus der Einspritzrate (siehe [364]) besitzt nur für einen kleinen Motorbetriebsbereich Gültigkeit, da die Schadstoffentstehung hauptsächlich von der Gemischbildung und der Verbrennung beeinflusst wird. Für die Schadstoffentstehung relevante lokale Zustandsgrößen im Brennraum (Druck, Temperatur, Luftverhältnis) bleiben bei der Betrachtung nach [364] unberücksichtigt.

A.7 Prinzipskizzen zur Auswertung

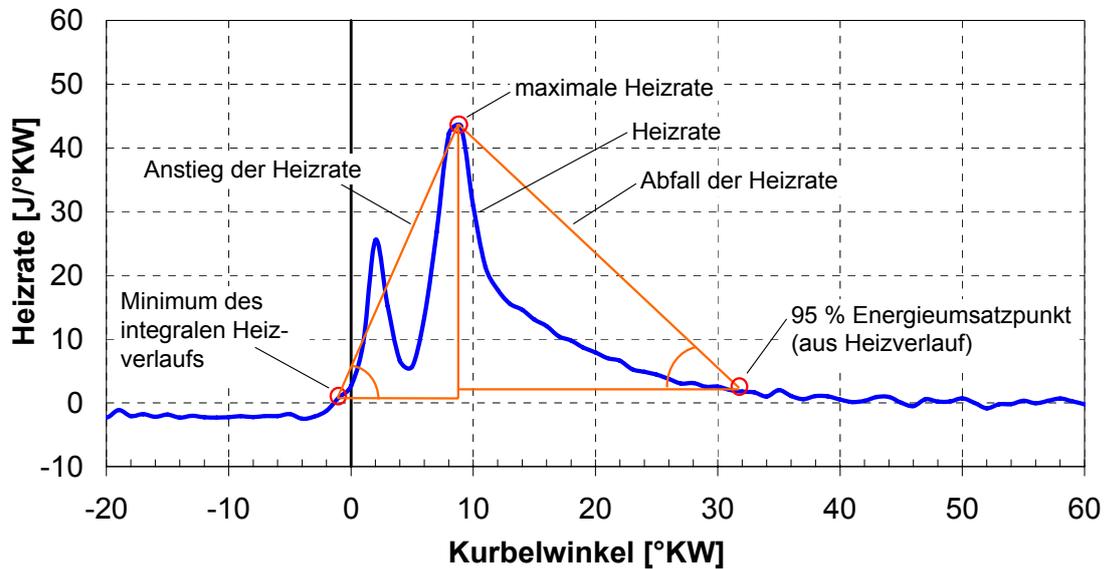


Abb. A. 11: Parameter zur Beschreibung der Heizrate (Prinzipische Skizze): Anstieg, Maximum und Abfall sowie Hilfsgrößen zu deren Ermittlung

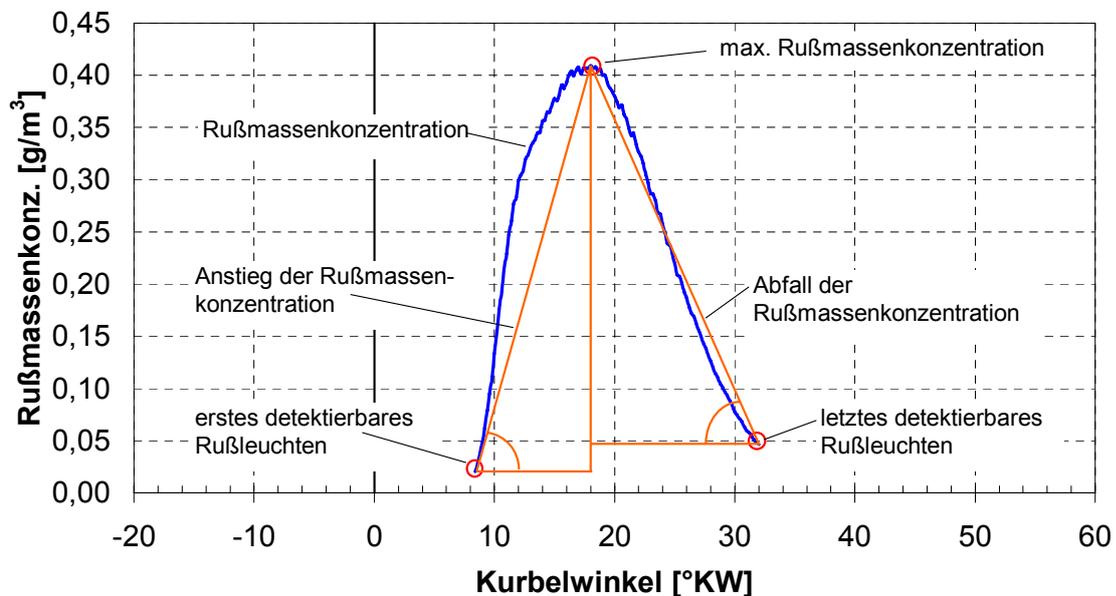


Abb. A. 12: Parameter zur Beschreibung der Rußmassenkonzentration (Prinzipische Skizze): Anstieg, Maximum und Abfall sowie Hilfsgrößen zu deren Ermittlung

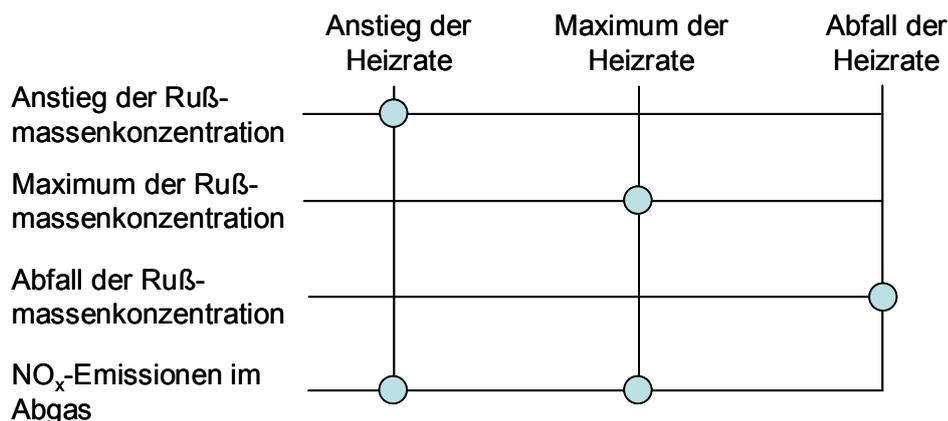


Abb. A. 13: Matrix der bei den Voruntersuchungen berechneten Korrelationen von charakteristischen Merkmalen

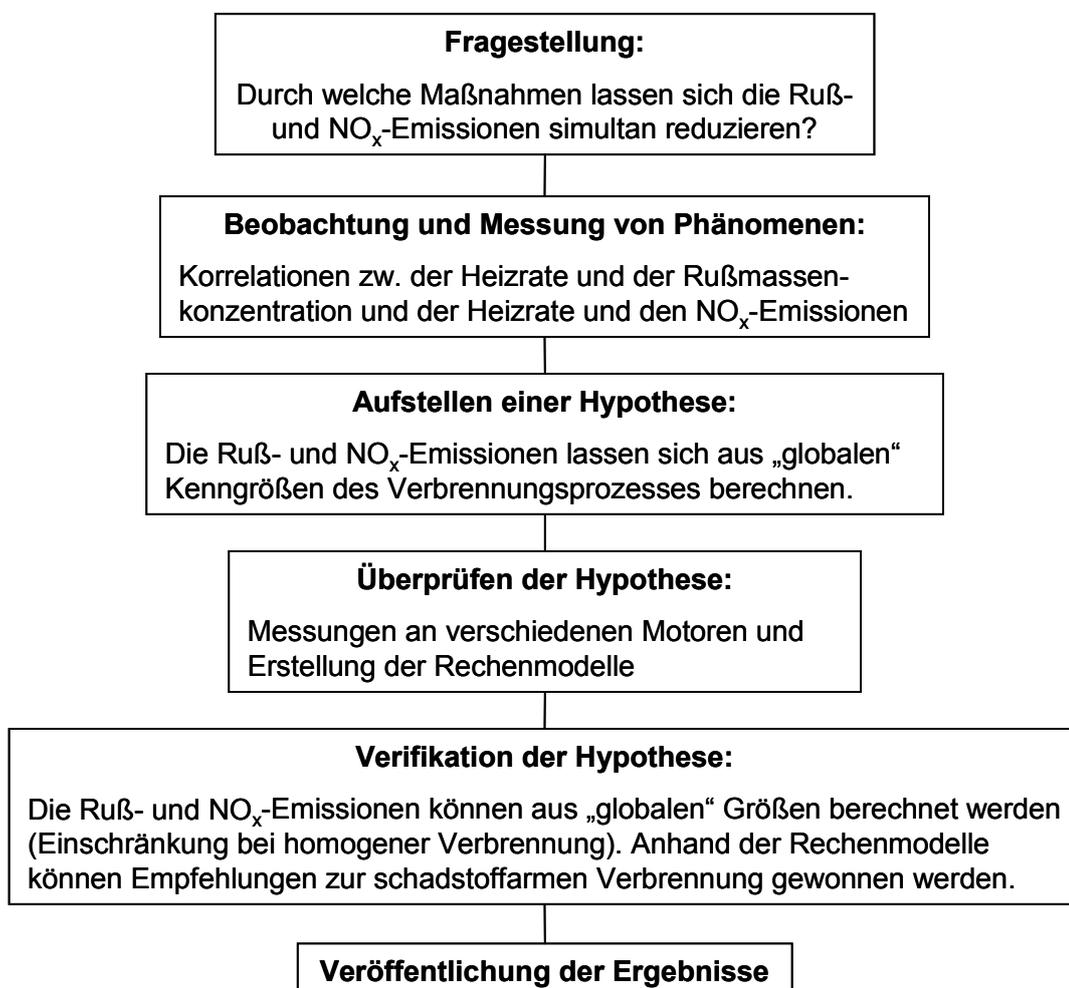


Abb. A. 14: Ablauf einer wissenschaftlichen Arbeit am Beispiel der vorliegenden Dissertation

A.8 Bestimmtheitsmaß

Das Bestimmtheitsmaß R^2 ist das Quadrat des Pearsonschen Korrelationskoeffizienten r . Dieser berechnet sich wie folgt:

$$r = \frac{s_{xy}}{\sqrt{s_x^2 \cdot s_y^2}} \quad (\text{Anhang 8.1})$$

Dabei ist s_x^2 die Varianz¹⁰⁵ der x-Werte, s_y^2 die Varianz der y-Werte und s_{xy} die Kovarianz¹⁰⁶ der x- und y-Werte:

$$s_x^2 = \frac{1}{n-1} \left[\sum x_i^2 - \frac{(\sum x_i)^2}{n} \right]$$

$$s_y^2 = \frac{1}{n-1} \left[\sum y_i^2 - \frac{(\sum y_i)^2}{n} \right] \quad (\text{Anhang 8.2})$$

$$s_{xy} = \frac{1}{n-1} \left[\sum (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y}) \right]$$

\bar{x} und \bar{y} stellen jeweils den arithmetischen Mittelwert von x_i und y_i dar. x_i und y_i sind bei der Berechnung des Bestimmtheitsmaßes in dieser Dissertation jeweils ein gemessener und ein berechneter Wert.

Das Bestimmtheitsmaß R^2 ergibt sich zu:

$$R^2 = r^2 \quad (\text{Anhang 8.3})$$

Für weitere Ausführungen sei auf [255] und [391] verwiesen.

¹⁰⁵ Die Varianz ist in der Statistik eine Maßzahl dafür, wie weit die einzelnen Merkmale im Durchschnitt von ihrem Mittelwert entfernt liegen. Sie ist die am häufigsten verwendete Maßzahl zur Beurteilung der Streuung [391].

¹⁰⁶ Die Kovarianz ist in der Statistik eine Maßzahl für den Zusammenhang zwischen zwei Merkmalen. Sie ist in erster Linie eine Hilfsgröße; als eigenständiger Parameter wird sie selten verwendet [391].

A.9 Mittlere Gastemperatur über dem Kurbelwinkel

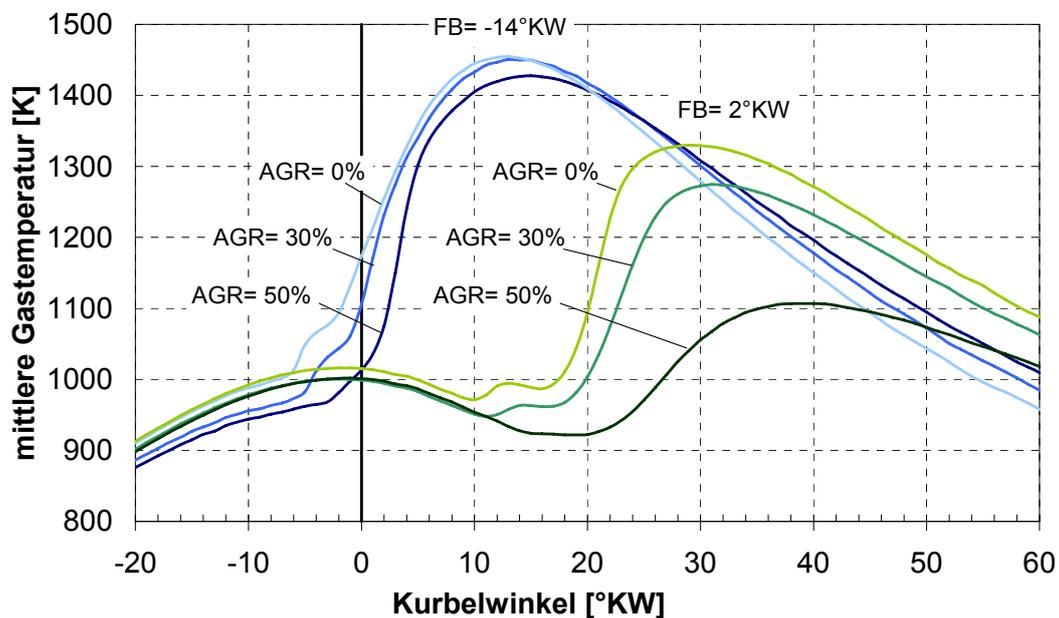


Abb. A. 15: Aus dem Zylinderdruckverlauf berechnete mittlere Gastemperaturen bei einer Förderbeginn- und AGR-Variation bei $n = 2000$ U/min und $m_B = 10$ mg/Arbeitsspiel

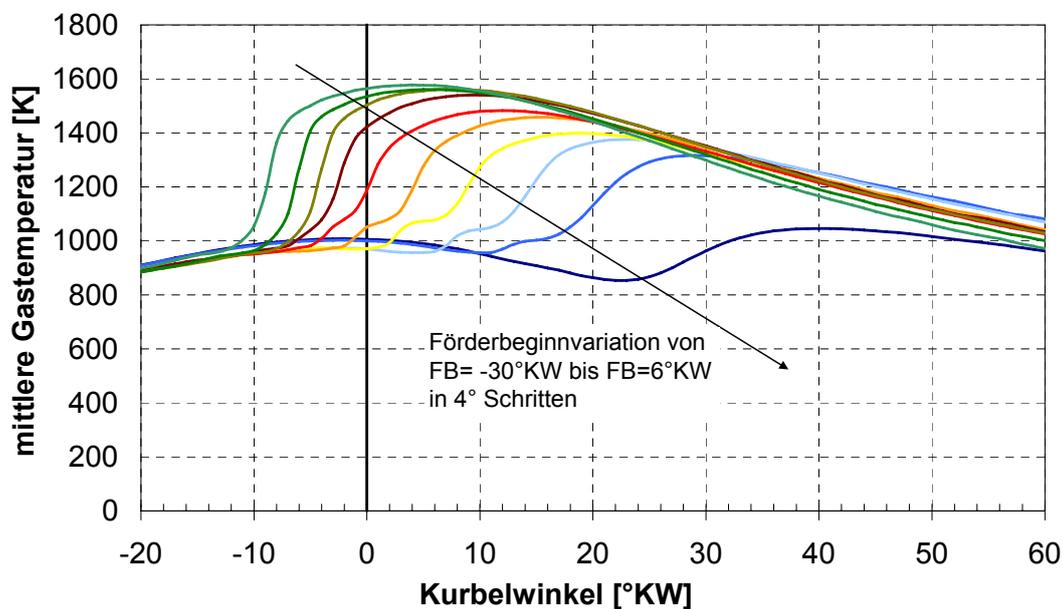


Abb. A. 16: Aus dem Zylinderdruckverlauf berechnete mittlere Gastemperaturen bei einer Förderbeginnvariation bei $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitsspiel, AGR = 50 %

A.10 Reduzierung der Sondendurchlässigkeit durch Rußbeschlag

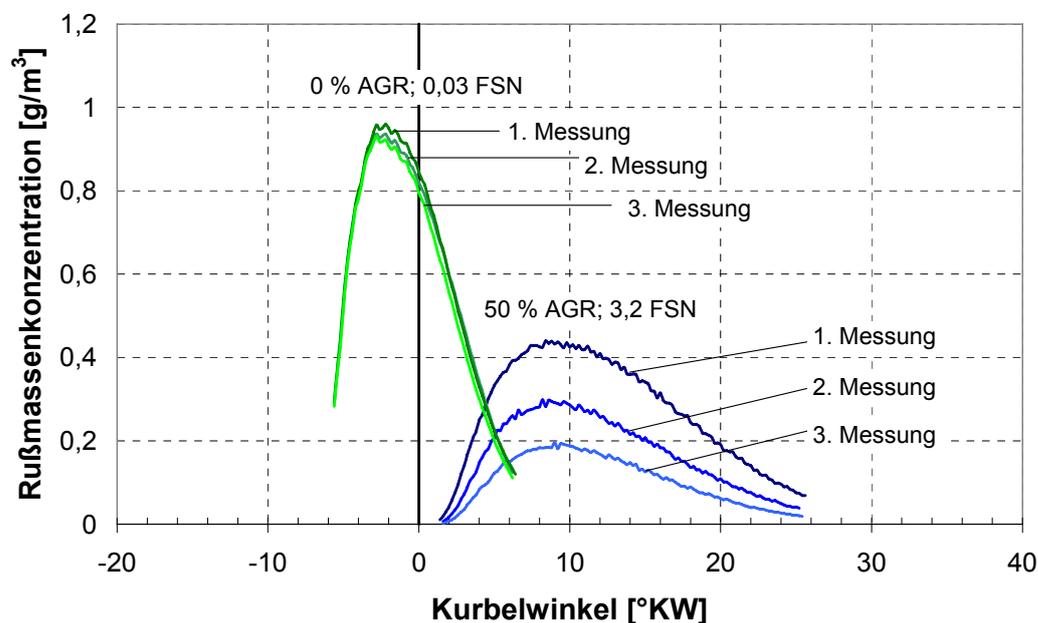


Abb. A. 17: Aus den optischen Messungen berechnete Rußmassenkonzentrationen bei einer AGR-Variation bei $n = 1400$ U/min, $m_B = 15$ mg/Arbeitspiel, $FB = -22^\circ KW$; pro AGR-Rate wurden drei in kurzen Abständen aufeinanderfolgende Messungen à 50 Zyklen durchgeführt

Aus **Abb. A. 17** geht hervor, dass bei Betriebspunkten mit geringer Rußentstehung (Rußzahl von 0,03 FSN bei einer AGR-Rate von 0 %) die berechneten Rußmassenkonzentrationen bei drei in kurzen Abständen aufeinanderfolgenden Messungen von je 50 Zyklen sehr gut reproduzierbar sind. Eine Sichtprüfung nach den einzelnen Messungen zeigte keine Trübung der Sonde auf. Bei demselben Betriebspunkt mit hoher AGR-Rate und hoher Rußentstehung nimmt die berechnete Rußmassenkonzentration mit jeder Messung aufgrund der Reduzierung der Sondendurchlässigkeit durch Rußbeschlag ab. Die Sichtprüfung der Sonde zeigte zunehmend eine deutliche Trübung auf. Es muss berücksichtigt werden, dass während der Zeitspanne von Motorstart bis zum Erreichen des gewünschten Betriebspunktes die Sonde bereits teilweise verrußt, so dass auch die berechnete Rußmassenkonzentration der ersten Messung zu gering ausfällt.

Es wird vermutet, dass der Zusammenhang zwischen Messzeit und Rußbeschlag nicht linear ist, da zwischen der ersten und der zweiten Messung bei den Betriebspunkten mit 50 % AGR ein größerer Unterschied zwischen den

maximalen Rußmassenkonzentrationen zu beobachten ist, als zwischen der zweiten und der dritten Messung.

Für weiterführende Literatur zu diesem Thema sei auf [331] und [392] verwiesen.

A.11 Vermessener Kennfeldbereich

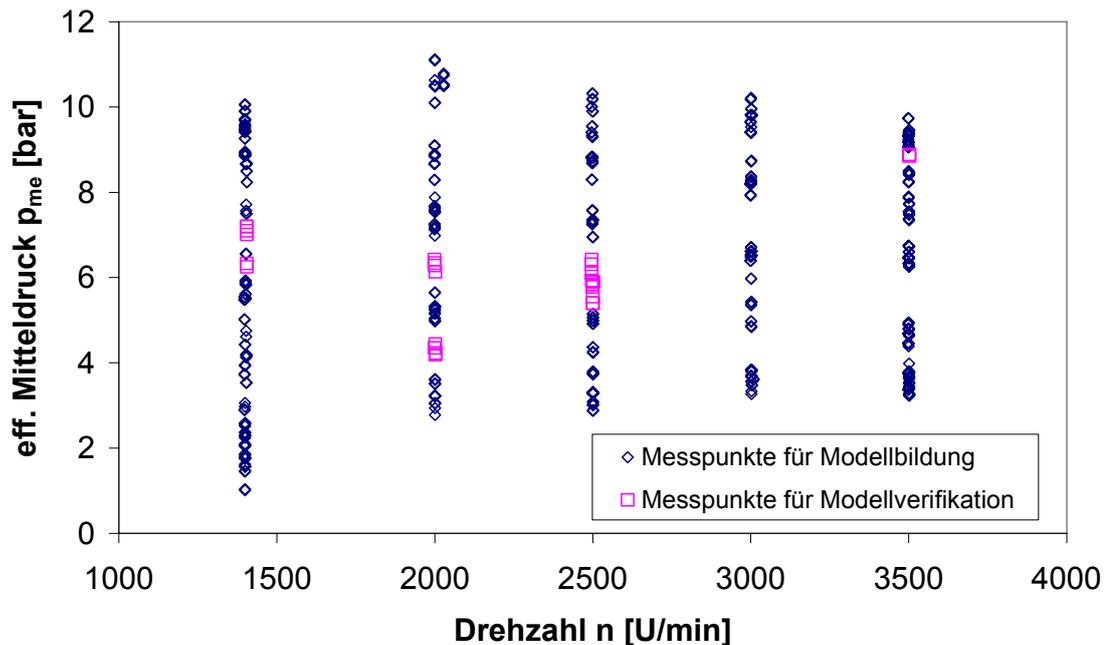


Abb. A. 18: Im Rahmen der Voruntersuchungen vermessener Kennfeldbereich (400 Messpunkte) sowie 28 Messpunkte zur Modellverifikation; den Messpunkten liegt ein D-optimaler Messplan zugrunde

Abb. A. 18 zeigt den im Rahmen der Voruntersuchungen vermessenen Kennfeldbereich, der 400 Messpunkte umfasst. Für die Verifikation der Modelle sind zusätzlich 28 Punkte gemessen worden, die nicht in die Modellbildung eingeflossen sind. Dabei wurden bekannte Drehzahlen gemessen, um zu vermeiden, dass einzelne Einstellwerte (z.B. Förderbeginn, Saugrohrdruck, $\Delta\varphi_{QH50\%}$) außerhalb des vorgegebenen Bereiches liegen, was eine Extrapolation bedeuten würde. Die Verifikationspunkte bilden so genannte Förderbeginn- und AGR-„Haken“, d.h. es wurde in einem Betriebspunkt entweder der Förderbeginn oder die AGR-Rate variiert. Dadurch ist die Überprüfung möglich, ob die Modelle die grundlegenden physikalischen Effekte korrekt abbilden können.

Abb. A. 19 soll einen Überblick liefern, welche Kennfeldbereiche vorrangig mit den sieben verschiedenen Motoren untersucht wurden.

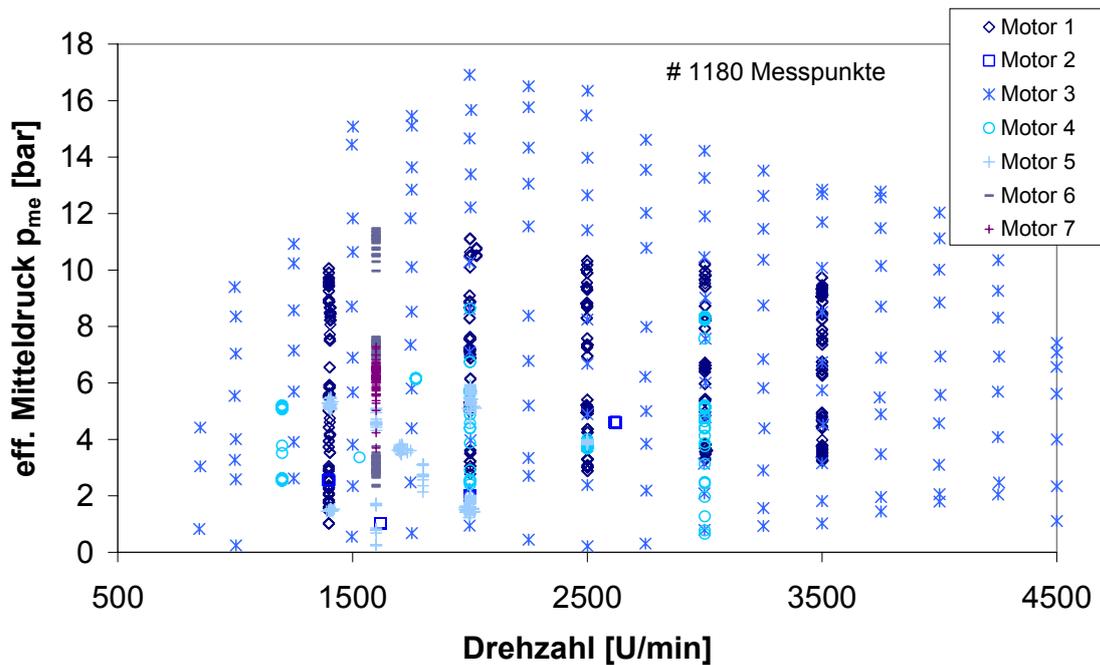


Abb. A. 19: Mit den sieben verschiedenen Motoren untersuchte Kennfeldbereiche (insgesamt 1180 Messpunkte); Darstellung dient nur zum groben Überblick

A.12 Zündverzug

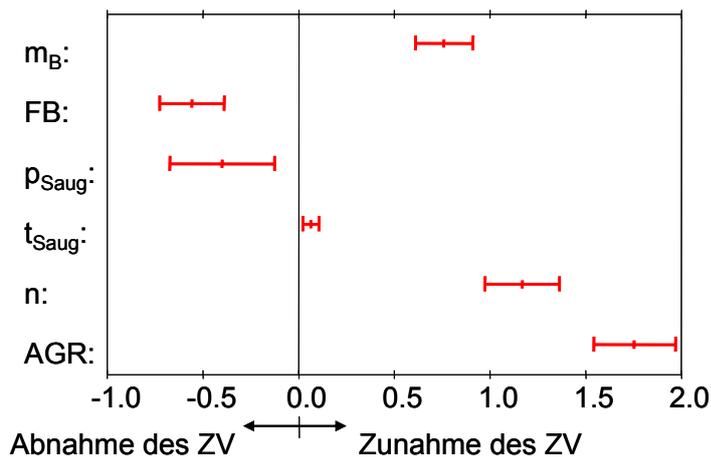


Abb. A. 20: Effekt-Diagramm der statistischen Versuchsplanung zur Darstellung der Abhängigkeit des Zündverzuges ZV von Kraftstoffmenge m_B , Förderbeginn FB, Saugrohrdruck p_{Saug} , Ansauglufttemperatur t_{Saug} , Drehzahl n und AGR-Rate mit Angabe des 95 % Vertrauensintervalls

Abb. A. 20 basiert auf einem kubischen Polynommodell. Vermessen wurde ein weiter Kennfeldbereich. Die Parameter wurden wie folgt variiert:

Tab. A. 2: Einstellbereich der Parameter

	min.	max.
Einspritzmenge m_B [mg/Arbeitsspiel]	6	31
Förderbeginn FB [°KW]	-34	1
Saugrohrdruck p_{saug} [mbar]	1000	2267
Ansauglufttemperatur t_{saug} [°C]	30	60
Drehzahl n [U/min]	1000	3500
AGR-Rate [%]	0	70

Wie aus Abb. A. 20 hervorgeht, haben neben der AGR-Rate vor allem die Drehzahl, die Kraftstoffmenge und der Förderbeginn einen signifikanten Einfluss auf den Zündverzug. Die Ansauglufttemperatur hingegen hat in diesem Modell nur einen geringen Einfluss auf den Zündverzug.

A.13 Spritzverzug

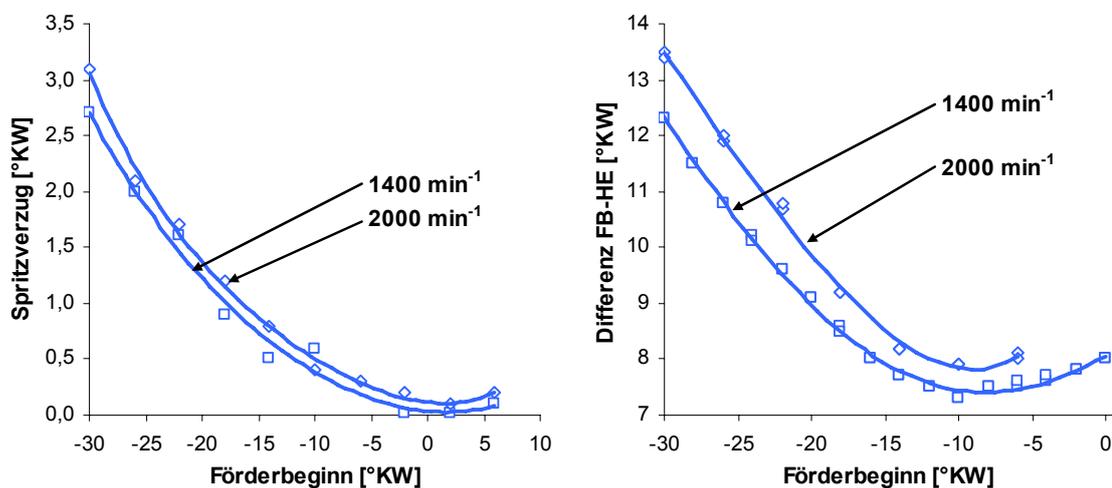


Abb. A. 21: Spritzverzug (= Grad Kurbelwinkel vom Förderbeginn bis zum Beginn der Voreinspritzung) und Differenz zwischen dem Förderbeginn und dem Spritzbeginn der Haupteinspritzung (rechts) bei dem Einspritzsystem PDE UI-P2 in Abhängigkeit der Drehzahl und des Förderbeginns

Der Spritzverzug steigt aufgrund der Nockenkontur mit „früherem“ Förderbeginn, siehe **Abb. A. 21**. Zusätzlich steigt der Spritzverzug, trotz abnehmender Leckageverluste, mit höherer Drehzahl. Grund ist die Trägheit der Magnetventilnadel, deren Schließzeit zur Einleitung des Druckaufbaus im Hochdruckraum der PDE gleich bleibt. Zudem steigt mit höherer Drehzahl die Temperatur des Kraftstoffes in der PDE etwas, wodurch die Kompressibilität abnimmt. Dadurch steigt die Zeitdauer bis zum Erreichen des Düsenadelöffnungsdruckes im Düsenvorraum der PDE.

Weiterhin vergrößert sich mit zunehmender Drehzahl und „früherem“ Förderbeginn der Abstand zwischen dem Förderbeginn und dem Spritzbeginn der Haupteinspritzung. Die gesamte Spritzdauer nimmt trotz gleicher Einspritzmenge zu, vgl. **Abb. A. 22**. Dieses Verhalten der Einspritzrate in Abhängigkeit der Drehzahl und des Förderbeginns wird alleine durch den Parameter „ZV“ in den Ruß- und NO_x-Modellen nicht berücksichtigt.

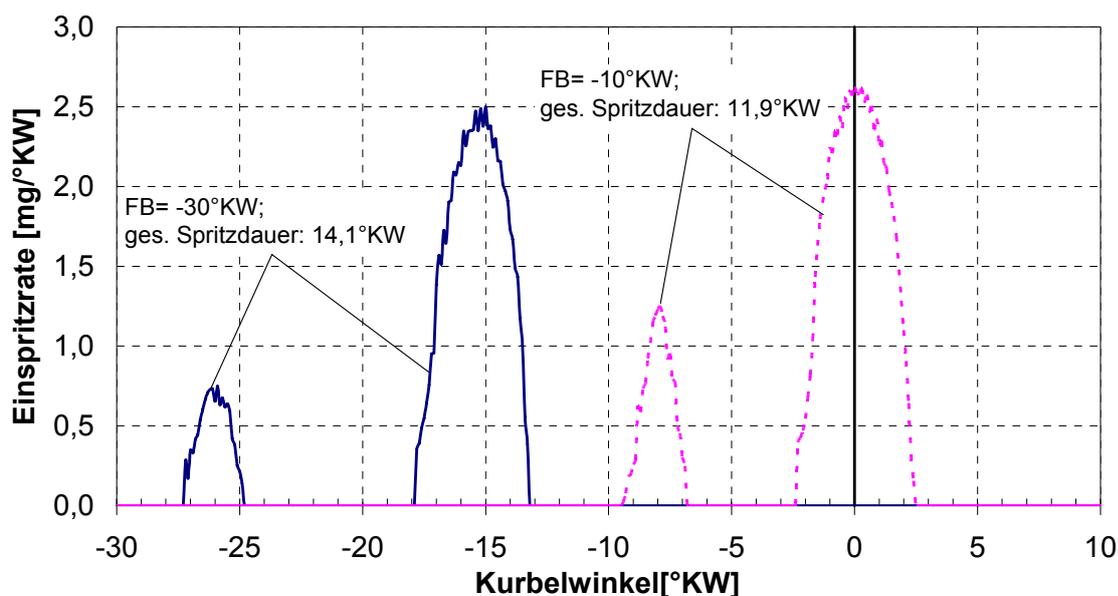


Abb. A. 22: Berechnete Einspritzraten (siehe [393]) bei einer Förderbeginnvariation bei $n = 1400$ U/min, $m_B = 10$ mg/Arbeitsspiel

A.14 Verschiedene Modellstrukturen

Tab. A. 3 zeigt einen Vergleich der erreichten Bestimmtheitsmaße R^2 bei der Modellierung der Ruß- und NO_x-Emissionen mit Hilfe verschiedener Modellansätze. Allen drei Modellen liegt derselbe Datensatz aus Kap. 6.2 zugrunde.

Tab. A. 3: Bestimmtheitsmaße R^2 bei Verwendung unterschiedlicher Modelle (Datensatz aus Kap. 6.2)

Modell	R^2 bei Ruß	R^2 bei NO _x
künstliches neuronales Netz	0,95	0,98
DoE-Polynom	0,95	0,99
Potenzproduktansatz	0,85	0,92

Als künstliches neuronales Netz wurde ein 2-schichtiges Multilayer-Perceptron-Netz mit 4 Neuronen verwendet. Das Training fand nach der Levenberg-Marquardt-Methode ([284], [285]) in Verbindung mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate [255] statt. Für die Modellierung wurde Matlab/Simulink verwendet.

Die theoretischen Grundlagen zu künstlichen neuronalen Netzen finden sich in gängigen Lehrbüchern, wie z.B. [286], [287] und [288].

Für das DoE-Polynommodell wurde ein kubischer Ansatz gewählt. Die Lösung erfolgte mit Hilfe der Regressionsanalyse.

Weitere Informationen zu den Methoden der DoE liefern [353] und [354].

A.15 Histogramme

Zur Prüfung auf Normalverteilung für kleine Stichprobenumfänge ($n < 20$) wird in der Literatur der Shapiro-Wilk-Test [373] empfohlen, da dieser wirksamer als der Chi-Quadrat-Test und der Kolmogoroff-Smirnoff-Einstichprobentest ist. Zudem lässt er sich vollständig numerisch durchführen und somit leicht programmieren.

Beim dem Test wird geprüft, ob die Nullhypothese oder die entgegenstehende Alternativhypothese zutrifft.

Nullhypothese: Die Stichprobe stammt aus einer Normalverteilung

Alternativhypothese: Die Stichprobe stammt nicht aus einer Normalverteilung

Dazu dient eine geeignete Stichprobenfunktion Y , die Prüfgröße. Der Wertebereich der Prüfgröße wird auf geeignete Weise durch kritische Werte in den kritischen Bereich (Ablehnbereich) und in den nichtkritischen Bereich (Annahmebereich) unterteilt. Fällt der aus den Stichproben ermittelte Wert der Prüfgröße, der Prüfwert y , in den kritischen Bereich, gilt die Alternativhypothese und die Nullhypothese wird verworfen. Fällt der Prüfwert in den nichtkritischen Bereich gilt die Nullhypothese.

Die genaue Funktionsweise des Tests sowie die benötigten Gleichungen und Tabellen sind in [394] angegeben.

Abb. A. 23 zeigt am Beispiel eines Betriebspunktes, dass die gemessenen Ruß- und NO_x -Emissionen einer Normalverteilung unterliegen.

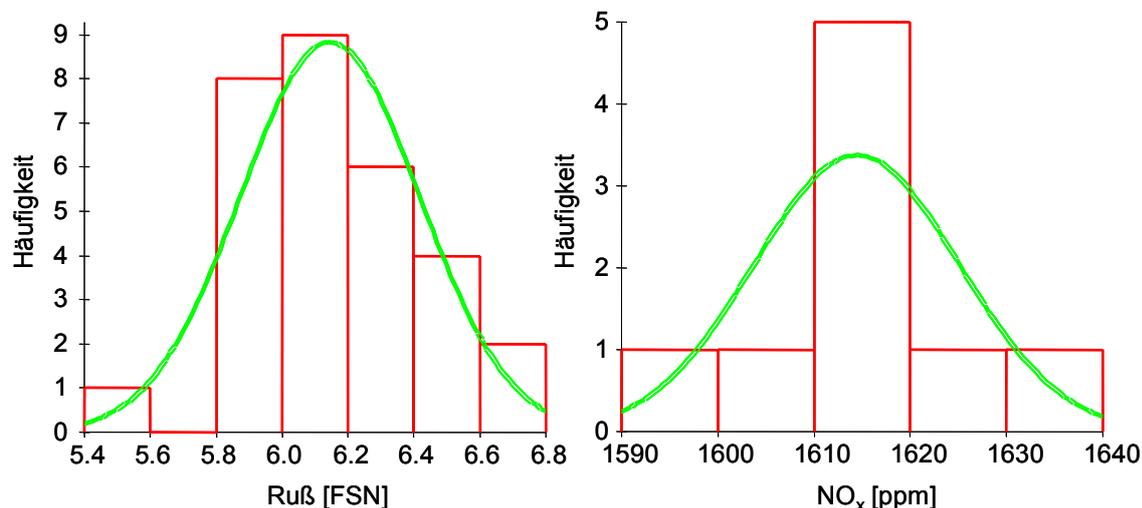


Abb. A. 23: Beispielhafte Häufigkeitsverteilung für gemessene Ruß- und NO_x -Emissionen; die Emissionen unterliegen einer Normalverteilung, wobei die Prüfung auf Normalverteilung mit dem Shapiro-Wilk-Anpassungstest erfolgte

A.16 Streuung des Heizverlaufs

Abb. A. 24 zeigt die Streuung des Heizverlaufs zwischen den einzelnen Zylindern. Das bei einer AGR-Rate von 61 % (linkes Diagramm) auftretende Streuband konnte unabhängig von der AGR-Rate im gesamten Betriebsbereich des Motors nachgewiesen werden und ist primär auf die Streuung der Einspritzmengen der einzelnen Pumpe-Düse-Einheiten (PDE) zurückzuführen¹⁰⁷. Die Ursachen hierfür sind unter anderem fertigungsbedingte

¹⁰⁷ Um die Streuung der Einspritzmenge der einzelnen PDE zu reduzieren und die Momentenbeiträge der Zylinder gleichzustellen, besitzen PDE eine Mengen-Ausgleichs-Regelung. Durch eine Analyse des Motordrehzahlsignals im Schub werden die Torsionsschwingungen der Kurbelwelle erfasst und die Einspritzmengen dementsprechend angepasst. Die Mengen-Ausgleichs-Regelung funktioniert im Prüfstandsbetrieb nur bedingt, da die Torsionsschwingungen der Kurbelwelle durch die Prüfstandsbremse geglättet werden. Im Gegensatz zu PDE besitzen Common-Rail-Injektoren der 3. Generation zusätzliche elektronische Korrekturfunktionen, um Streuungen in der Einspritzmenge der einzelnen Injektoren auszugleichen. Diese sind: Injektor-Mengen-Abgleich, Null-Mengen-Kalibrierung, Mengen-Mittelwerts-Adaption und Nominal-Voltage-Calibration (Erklärungen zu den einzelnen Verfahren siehe [89]).

Toleranzen. Diese Streuung im Heizverlauf ist auch ein Grund für die Verringerung des Bestimmtheitsmaßes der Ruß- und NO_x -Modelle, vgl. hierzu Seite 68.

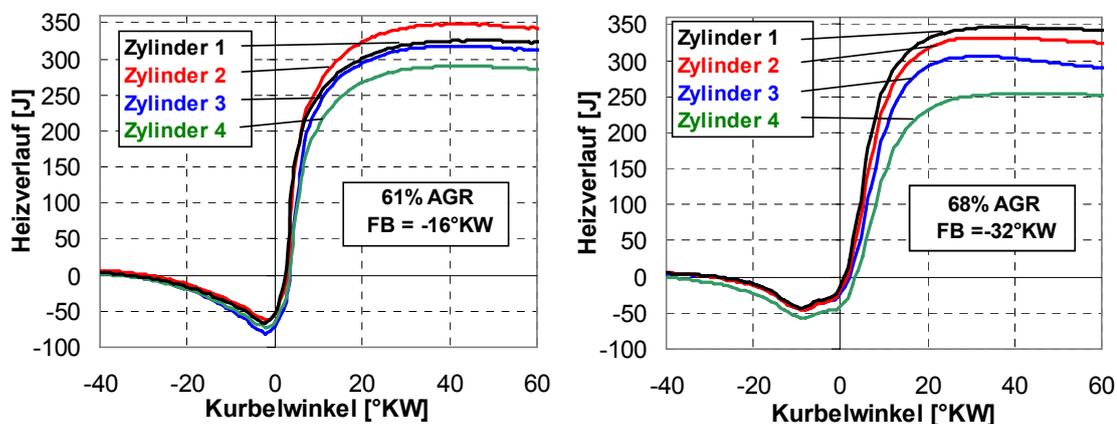


Abb. A. 24: Heizverläufe bei 61 (links) und 68 % AGR in dem Betriebspunkt $n = 1400 \text{ U/min}$, $m_B = 10 \text{ mg/Arbeitsspiel}$

Bei gleicher Einspritzmenge und einer nur geringen Erhöhung der AGR-Rate auf 68 % (rechtes Diagramm) macht sich zudem die Ungleichverteilung der Luftmenge durch eine deutliche Zunahme des Streubandes im Heizverlauf bemerkbar. Durch die Ungleichverteilung der Luftmenge kann es in diesem Betriebspunkt bereits zu einzelnen Zündaussetzern kommen. Für (teil-)homogene Brennverfahren, die diese hohen AGR-Raten benötigen, sind daher eine zylinderindividuelle Verbrennungsanalyse und eine Verbrennungslageregelung Voraussetzungen für den Serieneinsatz.

Index

A	
Abgas	6
Abgasnachbehandlung	13
Abgasrückführung	11
AGR-Rate.....	41
Ähnlichkeitstheorie	60
Applikation.....	15
Arithmetisches Mittel	70
B	
Bestimmtheitsmaß	43
Brennrate	29
Brennstoffverdampfung	3
Brennstoffzerstäubung	3
C	
Cetanzahl	97
Common-Rail	5
D	
DoE	54
Druckschwingungen.....	30
Düsenkonzept	84
E	
Einflussparameter	57
Einspritzbeginn.....	3
Einspritzstrahlzerfall	3
Einspritzstrategie.....	88
Einspritzsysteme	88
Einspritzverlauf.....	5
Einspritzverlaufsformung.....	87
Einspritzverzugszeit	68
F	
Flamme	
blaue.....	155
kalte.....	155
Flammentemperatur	85
Förderbeginn	41
FSN-Zahl	39
G	
Gasgesetz	
ideales.....	29
Gaskonstante	55
Gastemperatur.....	159
Gesamtmasse	55
H	
HACA-Mechanismus	10
Haupteinspritzung.....	154
HCCI.....	97
Heizrate	28
Abfall	43
Anstieg	42
„ideale“	86
maximale.....	54
Hypothese	56
I	
Inertgas.....	92
Isentropenexponent.....	150
K	
Korrekturfunktionen	
elektronische	166
Korrelation	43
Korrelationskoeffizient	
Pearsonscher.....	158
Kovarianz.....	158
Kühlung	95
L	
Ladedruck.....	95
Ladedruckerhöhung.....	96
Ladungswechselverluste	95

- Luftmasse 54
- M**
- Mehrfacheinspritzung 89
- Messtechnik
Standard 35
- Methode
„data-averaged“ 31
„result-averaged“ 31
kleinste Fehlerquadrate..... 61
- Mischungsvorgang 6
- Mitteldruck
effektiver 73
indizierter 73
- Mittelwertbildung
einfache 25
gewichtete 25
- Modellbildung
experimentelle..... 18
physikalisch-chemische 16
- Modelle
detaillierte..... 17
dreidimensionale 35
empirische..... 18
halbempirische 19
nulldimensionale 19
quasi-globale..... 17
Regressions-..... 83
Ruß- und NO_x- 61
Simulations- 15
zeitdimensionale 19
2-Zonen- 16
- Modellkoeffizienten 60
- Modellkomplexität 37
- Modellparameter..... 60
- Multispektralpyrometrie 33
- N**
- Nachoxidation 7, 82
- Nachverbrennungsphase 4
- Neuronale Netze..... 19
- NO
aus Distickstoffoxid 8
- Brennstoff- 9
Prompt-/(Fenimore-) 8
Thermisches-/(Zeldovich-)..... 7
- Normalverteilung 165
- Nulllinienbestimmung 26
- O**
- OBD 14
- Oktanzahl 97
- Optimum
thermodynamisches 49
- Oxidationskatalysator 13
- P**
- Partikelentstehung 9
- Partikelfilter 13
- Partikelgehalt 9
- Pfeifenschwingungen 149
- Piezo-Aktoren 89
- Piloteinspritzung..... 102
- Polynome 19
- Polytrophenexponent 150
- Potenzproduktansatz 60
- Pumpe-Düse-Element..... 33
- R**
- Rauchzahl
nach Bosch..... 39
- Regelung
"closed-loop"- 101
- Regeneration 13
- Reproduzierbarkeit..... 57
- Ruß 9
- Rußabbrandzeit 82
- Rußbildung..... 10
- Rußbildungstemperatur..... 10
- Rußmassenkonzentration
Abfall 43
Anstieg 43
- Ruß-NO_x-Schere 92
- Rußoxidation 10
- Rußstrahlung 39

S	
Sauerstoffkonzentration	54
Schadstoffkomponenten	6
Schwankungen	
zyklische	69
Schwärzungszahl	39
SCR-Verfahren.....	13
Sensitivitätsanalyse.....	74
Sensoren	
Ruß-/NO _x -.....	102
„virtuelle“	102
Shapiro-Wilk-Test.....	165
Simplex-Algorithmus	61
Speicherkatalysatoren.....	13
Spritzverzug	163
Stickoxide.....	7
Streuung	
zylinderselektive	68
T	
Teilhomogenisierung	
„frühe“	49
„späte“	46
Transmissionsgrad.....	46
V	
Validierung	79
Varianz.....	158
Variationskoeffizient.....	70
Verbrennung	
diffusive	13
Haupt-.....	4
homogene.....	12
konventionelle.....	5
mischungskontrollierte	4
ottomotorische	4
teilhomogene	13
unvollständige.....	6
vollständige.....	6
vorgemischte	4
Verbrennungsbeginn.....	30
Verbrennungsende.....	31
Verbrennungslage.....	31
Verifikationsmessungen.....	65
Verlustwinkel	
thermodynamischer.....	27
Versuchsplan	
D-optimaler	57
Versuchsplanung	
statistische	57
Voreinspritzung.....	154
W	
Wandwärmeverluste	36
Wärmefreisetzung	
„ideale“	86
Wärmekapazität	
spezifische	151
Wärmeübergang.....	29
wirkungsgradoptimal.....	93
Z	
Zerfall	
Primär-	3
Sekundär-	3
Zielgrößen	57
Zielkonflikt	
Ruß-/NO _x -	11
Zündbedingungen.....	49
Zündverzug.....	3
chemischer.....	3
physikalischer	3
Zusammenhang	
kausaler	79
statistischer	79
Zustandsänderung.....	28
reale	28
isentropie	28
polytrope	28
Zwei-Farben-Absolutmethode	34
Zylinderdruck	25
Zylinderdruckanstieg	
maximaler	54
Zylinderdruckindizierung.....	33
Zylindervolumen	27

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Name: Sebastian Paul Wenzel
Geburtsdatum: 27.12.1977
Geburtsort: Moers
Familienstand: ledig

Schulbildung:

09/84 – 07/88: Grundschule in Bruchsal und Ubstadt
09/88 – 06/97: Humanistisches Schönborn-Gymnasium in Bruchsal;
Abschluss: Abitur

Wehrdienst:

07/97 – 04/98: Luftwaffe in Roth und Karlsruhe

Studium:

09/98 – 07/02: Maschinenbaustudium mit dem Schwerpunkt Fahrzeugtechnik an der Georg-Simon-Ohm-FH in Nürnberg;
Abschluss: Diplom-Ingenieur (FH)

Berufstätigkeit:

09/02 – 08/05: Doktorand in der Aggregate-Forschung der Volkswagen AG in Wolfsburg, Abteilung Dieselmotoren
seit 01.09.05: DoE-Berater bei der Robert Bosch GmbH in Stuttgart, Geschäftsbereich Diesel Systems, Engineering Vehicle and Engine Test Laboratory