Abdelilah Louki

Verbesserung der Verbrennung im Dieselmotor durch thermische Isolierung der Kolbenmulde

Cuvillier Verlag Göttingen

Verbesserung der Verbrennung im Dieselmotor durch thermische Isolierung der Kolbenmulde

Von der Fakultät für Maschinenwesen
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Diplom-Ingenieur
Abdelilah Louki
aus
Fes (Marokko)

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dr.-Ing. E.h. N. Peters
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Peschinger

Tag der mündlichen Prüfung: 20.Februar 2006

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek
Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.ddb.de abrufbar.
1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2006
Zugl.: (TH) Achen, Univ., Diss., 2006
ISBN 3-86537-977-X

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2006
Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen
Telefon: 0551-54724-0
Telefax: 0551-54724-21
www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.
1. Auflage, 2006
Gedruckt auf säurefreiem Papier

ISBN 3-86537-977-X

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Verbrennung der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Dr. h.c. Dr. -Ing. E.h. N. Peters für die Anregung und Förderung dieser Arbeit, seinen fachlichen Rat sowie seine vielfältige, wertvolle Unterstützung. Herrn Univ. Professor Dr. -Ing. S. Peschinger danke ich für seine Tätigkeit als weiterer Berichter und Herrn Professor Dr.-Ing. Lucas für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Weiterhin gilt mein Dank Herrn Dr. Sherif El Tahry und Dr. Carl- Anders Hergart für Ihre Anregungen und wertvollen und wichtigen Diskussionen.

Danken möchte ich auch dem Geschäftführer des Instituts für Technische Verbrennung, Herrn D. Osthoff sowie den Mitarbeitern des Konstruktionsbüros und mechanischen und elektrischen Werkstatt für die gute Zusammenarbeit.

Allen Mitarbeitern des Instituts, die mich bei der Durchführung dieser Arbeit unterstützt haben sowie meinen studentischen Hilfskräften, Studien- und Diplomarbeitern, möchte ich ebenfalls danken. Insbesondere gilt mein Dank Dr. Bernd Binninger, Professor Mohy Mansour, Peter Spiekermann, Dr. Caroline Born, Dr. Christoph Kortschik, Hyun Woo Won, Klaus-Peter Schleisiek, D. Grüterrich.

Abschließend möchte ich meiner Familie für den beständigen Rückhalt, den sie mir in jeder Phase gegeben haben, ein besonderes herzliches Dankeschön aussprechen

Aachen im März 2006

Abdelilah Louki

Meinen Eltern

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung 1

2 Grundlagen zur dieselmotorischen Verbrennung 4
2.1 Schadstoffbildung 4
2.1.1 Stickoxid 4
2.1.2 Partikel 5
2.1.3 Rußbildung und Rußoxidation 5
2.2 Gemischbildung 9
2.3 Zündverzug 11
2.4 Innermotorische Emissionsminderungsmaßnahmen 12
2.4.1 Konventionelle Maßnahmen 13
2.4.2 Unkonventionelle Maßnahmen 17

3 Partielle Isolierung der Kolbenmulde 20
3.1 Einfluss des Wärmeübergangs auf den Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen im Verbrennungsmotor 22
3.2 Bisherige Untersuchungen 22
3.2.1 Wirkungsgrad und Verbrauch 22
3.2.2 Emission 25
3.2.3 Diskussion 30

4.Theoretische Grundlagen der angewandten Messtechniken 34
4.1 Strahlungsthermometrie 34
4.2 Lichtextinktionmesstechnik 35

5 Versuchsträger und Messtechniken 39
5.1 Versuchsträger 39
5.1.1 Raildrucksensor 41
5.1.2 Raildruckregelventil 42
5.1.3 Injektor 42
5.1.4 Einspritzdüse 42
5.1.5 Kurbelwellen- und Nockenwellensensor 43
5.1.6 Motorsteuerung 43
5.2 Abgasrückführung (AGR) 44
5.3 Design der isolierten Kolben 46
5.4 Standardmesstechnik und Abgasanalyse 46
5.5 Abgasmesstechnik 51

5.5.1 Partikelmesstechnik 52
5.5.2 Opazitätmessung 53
5.6 Temperaturmessung 61
5.7 Zyklusaufgelöste Emissionsspektroskopie (ZES) 66
5.8 Einspritzratenmesstechnik 69

6 Ergebnisse 71
6.1 Abgasemissionsmessungen und thermodynamische Analyse 71
6.2 Voruntersuchungen 72
6.2.1 Der innere Mitteldruck 73
6.2.2 Schadstoffemissionen 73
6.2.3 Brennverlauf 77
6.2.4 Oberflächentemperatur 81
6.2.5 Abgastemperatur 81
6.3 Einfluss der Düsengeometrie auf das gesamtmotorische Verhalten 85
6.3.1 Düsenvariation 85
6.3.2 Einspritzdruckvariation 86
6.4 Auswirkung der partiellen Isolierung auf das gesamtmotorische Verhalten 89
6.4.1 Originaldüse 89
6.4.2 Düsenvariation 93
6.5 Emissionsspektroskopische Untersuchung 97
6.5.1 Düsenvariation 99
6.5.2 AGR-Variation 99
6.5.3 Einfluss der Isolierung auf den Rußverlauf 101

7 Zusammenfassung 104

8 Literaturverzeichnis 107

Nomenklatur

Formelzeichnen

a:	Strahllänge
ρ_g:	Gasdichte
u_{rel}:	Relativgeschwindigkeit
σ_{fl}:	Oberflächenspannung
ρ_{fl}:	Flüssigkeitsdichte
μ_{fl}:	Viskosität
λ_a:	Luftaufwand
L_s:	spektralen Strahldichte
c_1:	1. Planck`sche Strahlungskonstante
c_2:	2. Planck`sche Strahlungskonstante
h:	Planck`sche Wirkungsquantum
K:	Boltzmann-Konstante
c_0:	Lichtgeschwindigkeit im Vakuum
L_e:	effektive Strahldichte
λ:	Wellenlänge
T:	Temperatur
Ω:	Raumwinkel
ε:	Emissionsgrad
I_0:	der Intensität des einfallenden Lichts
I:	Intensität des austretenden Lichts
Q_{ext}:	Extinktionskoeffizient
n_V:	Teilchenzahldichte
D:	Partikeldurchmesser
α:	Dimensionsloses Größenverhältnis; $\alpha=\frac{\pi \cdot D}{\lambda}$
N:	Brechungsindex
n:	Brechzahl
k:	beschreibt die Absorptionsindex
μ:	Absorptionskoeffizient

m:	komplexer Brechungsindex
Im:	Imaginärteil einer komplexen Zahl
$\rho_{Ruß}$:	Dichte der Rußpartikel
$c_{Ruß}$:	Partikelmassenkonzentration
x_{AGR}:	Die Abgasrückführrate
ψ:	Massenanteil
$\dot{m}l$:	Luftmassenstrom
M_d:	Drehmoment
p_{me}:	effektive Mitteldruck
V_h:	Hubvolumen
p_{mi}:	innerer Mitteldruck
p_{mr}:	Reib-Mitteldruck
W_{ka}:	Volumenänderungsarbeit
Q_b:	Thermodynamischer Brennverlauf
λ_L:	Liefergrad
R_g:	Reflexionsvermögen des geschwärzten Papiers
R_w:	dem Reflexionsvermögen des weißen Papiers
K_{Kor}:	korrigierten Absorptionskoeffizient
K_{Obs}:	gemessenen Absorptionskoeffizient
τ_{90}:	Ansprechzeit
I_{Inj}:	Injektorbeströmung
$n_{M:}$	Motordrehzahl
$Q_{m:}$	Einspritmenge
X	Molenbruch
ψ :	Massenanteil

Abkürzungen

Oh:	Ohnesorge-Zahl
Re_{fl}:	Reynolds-Zahl
We_g:	Weber-Zahl
ZV:	Zündverzug
VVA:	variable Ventilansteuerung
VTG:	variable Turbinengeometrie
EU	Euronorm
EV	Einspritzverlauf
BV:	Brennverlauf
KWE:	Kraftstoff-Wasser-Emulsion
KWPE:	Kraftstoff-Wasser-Wasserstoffperoxyd-Emulsion
AGR:	Abgasrückführung

TACOM:	Army Tank-Automotive Command (engl.)
EPA:	U.S Environmental Protection Agency (engl.)
al:	Mitarbeiter
DI:	Direct Injection
PSZ:	plasma-aufgetragenem Zirkoniumdioxid
IDI:	Indirekt Injection
VOF:	Volatile Organic Compounds (engl.)
SOF	Soluble Organic Fraction (engl.)
SEM:	Scanning Electron Microscope (engl.)
HCCI:	Homogeneous Charge Compression Ignition (engl.)
RIF:	Representative Interactive Flamelets (engl.)
PLII:	Planar Laser-induced incandescence (engl.)
OH-PLIF:	PredissociativeFluorescence
DPF-System:	Dieselpartikelfiltersystem
KWM:	Kurbelwellemarkengeber
NWM:	Nockenwellenmarkengeber
OT_H:	oberen Tot-Punkt des Kompressionstaktes des Zylinders.
UT:	untere Tot-Punkt
UT_H :	untere Tot-Punkt während der Kompressionsphase
TTL:	Transistor-Transistor-Logik
KW:	Kurbelwinkel
LDW:	Ladungswechsel
PWM:	pulsweitenmoduliertes Signal
Mira:	Motor Industry Reseach.Association (engl.)
BSZ:	Bosch-Schwärzungszahl
FSN :	Filter Smoke Number (engl.)
EV:	Einlassventil
CRT:	Continuously Regeneration Trap (engl.) (Abgasnachbehandlungssystem)
ZES:	zyklusaufgelöste Emissionsspektroskopie
CCD:	Charged Coupled Device (engl.)
ESB:	elektronischer Einspritzbeginn
EB:	Einspritzbeginn
SZ:	Schwärzungszahl
AKME:	Kolbenmuldeneinsatz aus Aluminium
NKME:	Kolbenmuldeneinsatz aus Nimonic 80 A
TVSP:	thermodynamischen Verbrennungsschwerpunkt
K_S:	Spritzlochkonizität; $K_S = \frac{D_i[\mu m] - D_a[\mu m]}{10}$
H:	Hub

Indizes

g :	Gas
rel :	Relativ
fl :	Flüssigkeit
e :	effektiv
ext :	Extinktion
l :	Luft
m :	Messung
me :	effektiv und gemittelt
mi :	indiziert/innen und gemittelt
M :	Motor
Kor :	Korrekturfaktor
Obs :	Absorption
Inj :	Injektor
H :	Hochdruck
λ :	Wellenlänge:
s :	Schwarzer Strahler

Kapitel 1

1 Einleitung

Der Dieselmotor steht wegen seiner NO_x- und Partikelemission und deren möglicher Gesundheitsgefährdung immer wieder in der Diskussion. Alle bisherigen Strategien zur Schadstoffminderung zeigen einen Zielkonflikt zwischen Ruß- und NO_x-Emissionen auf. Eine Senkung der NO_x-Emissionen ist durch einen nachgeschalteten Mager-Katalysator möglich, die Reduzierung der Rußemissionen durch einen Rußfilter. Beide Aggregate führen zu erheblich höheren Kosten und Verlusten, die den Verbrauchsvorteil des Dieselmotors teilweise wieder aufzehren. Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll, die innenmotorischen Prozesse so zu steuern, dass nur eines der beiden Abgasnachbehandlungssysteme verwendet werden muss. Da einmal gebildetes NO_x innenmotorisch praktisch nicht zu reduzieren ist, während Ruß im Prinzip innermotorisch auch wieder oxidiert werden kann, liegt es nahe, sich auf die Reduzierung der Rußemissionen zu konzentrieren.

Es gibt zwei Regionen, in denen einmal gebildeter Ruß bei den bestehenden Brennverfahren nicht vollständig oxidiert wird.

1. Der wandferne Bereich des Brennraums

Die turbulente Durchmischung von mageren und fetten Gebieten in diesem Bereich des Brennraums ist zu späten Zeiten des Zyklus nicht intensiv genug. Dies gilt insbesondere bei Volllast, wenn relativ viel fettes Gemisch vorliegt.

Durch die Entwicklung moderner Hochdruckeinspritzsysteme und den daraus resultierenden höheren Strahlimpuls ist die Durchmischung stark verbessert worden, so dass die Rußemissionen in den letzten Jahren deutlich gesenkt werden konnten. Um die

verbleibenden Rußemissionen, insbesondere bei Teillast, weiter zu senken, ist daher eine Betrachtung der wandnahen Bereiche notwendig.

2. Wandnahe Bereiche des Brennraums

Die modernen Hochdruckeinspritzsysteme führen den Kraftstoffstrahl wegen der niedrigeren Dichte im Teillastbereich näher an die Wand der Kolbenmulde. Die Verbrennung findet daher stärker in der Nähe von kalten Brennraumwänden statt. In diesem Bereich kommt es durch Abkühlung der Flamme zu Löschvorgängen, bei denen gebildeter Ruß nicht mehr hinreichend oxidiert wird. Die bei modernen Dieselmotoren verbleibenden Rußemissionen sind daher, insbesondere bei Teillast, auf die wandnahen Schichten zurückzuführen. Um das Einfrieren der Rußoxidation zu vermeiden, sollten daher die Wände hinreichend heiß sein. Dies wurde in einer theoretisch-numerischen Doktorarbeit von Herrn Hergart [1], die am Institut für Technische Mechanik durchgeführt wurde, gezeigt. Gegenstand hier vorgelegten Arbeit soll es sein, diese theoretischen Aussagen anhand von Experimenten zu belegen.

Umfangreiche Motorversuche mit wärmeisolierten Kolben wurden bereits in den achtziger Jahren durchgeführt, hauptsächlich mit dem Ziel, die Wärmeverluste zu reduzieren und damit den Wirkungsgrad zu erhöhen. Die Aussagen der Untersuchungen waren sehr unterschiedlicher Natur und müssen teilweise als widersprüchlich bezeichnet werden. Obwohl die meisten Experimente mit isolierten Kolben durch einen geringeren Wandwärmefluss im Vergleich zum konventionellen, nicht isolierten Motor charakterisiert wurden, waren die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad nicht eindeutig. Einige Wissenschaftler haben sogar einen erhöhten Wandwärmeübergang festgestellt [2; 3, 4]. Woschni et al. [2] äußert die Vermutung, dass eine ausreichend hohe Wandtemperatur zu einer erhöhten chemischen Aktivität in der Wandgrenzschicht führt, die einen verstärkten Wärmefluss zufolge hätte. Somit hat Woschni seine Beobachtungen mit denen von Nguyen [5] verbunden, der über das Auftreten eines sogenannten „Convection Vive“ in der Wandgrenzschicht einer Propan-Luftflamme berichtet. Die Schwierigkeiten den Einfluss der Isolierung endgültig zu klären, liegen hauptsächlich darin, dass der Verbrennungsprozess stark verändert wird, wobei sich mehrere Verbrennungsparameter gleichzeitig ändern. Wie aus den Untersuchungen von Alkidas [6] und Nanlin et al. [7] folgt, ist es notwendig eine Optimierung unter den geänderten Randbedingungen vorzunehmen, um das volle Potential eines Motors mit wärmeisolierten Kolben zu entfalten. Im allgemeinen wird die Verbrennung in einem wärmeisolierten Motor durch einen kürzeren Zündverzug, reduzierten vorgemischten Anteil, eine verlängerte Verbrennungsdauer und durch eine erhöhte Abgasenthalpie gekennzeichnet [8, 9, 10]. Es ist weiterhin wohl bekannt, dass Isolierungsmaßnahmen den Ladungswechsel und dadurch die Leistung auf Grund des schlechteren Füllungs-

grads negativ beeinflusst. Dies kann allerdings zum Teil durch bessere Nutzung der Abgasenergie kompensiert werden.

Bisher haben nur wenige Untersuchungen auf dem Gebiet des wärmegedämmten Motors auf die Emissionsminderung fokussiert. In den zu diesem Thema veröffentlichten Arbeiten ist meist eine Abnahme von Ruß und eine Zunahme von Stickoxiden (NO_x) zu verzeichnen [11, 12, 13]. Hinsichtlich der anderen dieselmotorisch relevanten Emissionen, wie Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid, sind die Aussagen nicht eindeutig. In einer Studie von Voss et al. [14] wird ein System zur Rußreduzierung vorgestellt, in dem relevante Motorbauteile, wie z.B. der Kolben, mit einer termischen Beschichtung aus plasma-aufgetragenem Zirkoniumdioxid (PSZ) versehen werden. Messungen unter Verwendung von beschichteten Komponenten zeigten eine deutliche Abnahme des festen Rußanteils im Vergleich zu dem konventionellen Motor.

Ausreichend niedrige Rußemissionen bieten den Spielraum, z.B. durch erhöhte Abgasrückführung oder spätverstellte Einspritzung, auch noch die Stickoxide zu reduzieren.

Die Zielsetzung des Forschungsvorhabens ist es, die theoretisch-numerischen Voraussagen über den Einfluss der Wandtemperatur auf die Rußoxidation in den wandnahen Schichten eines Dieselmotors mit Common-Rail-Einspritzung zu nutzen, um Schadstoffminderungspotentiale durch Isolierung der Kolbenmulde aufzuzeigen. Der Einfluss von Isoliermaßnahmen auf die Muldenwandtemperatur soll optisch mit Hilfe eines Infrarot-Einfarben-Pyrometers berührungsfrei gemessen werden. Um die sehr niedrigen Rußkonzentrationen im Teillastbereich zuverlässig erfassen zu können, soll zu Beginn des Forschungsvorhabens ein Opazimeter mit hoher Messgenauigkeit entwickelt und gebaut werden. Weitere Emissionen, z.B. NO_x, und der Verbrauch sollen mit vorhandenen Standardmesstechniken erfasst werden.

Anschließend wird die Wirkungsweise der partiellen Isolierung der Kolbenmulde auf die Rußbildung und -oxidation mit Hilfe einer zyklusaufgelösten Emissionsspektroskopie (ZES) untersucht. Dieses Verfahren ermöglicht eine qualitative Erfassung der OH-Radikale und der Rußstrahlung während des Verbrennungsablaufs [15, 16].

Die angewandten optischen und thermodynamischen Methoden an einem DI-Dieselmotor können einen Beitrag zur Aufklärung der im Brennraum stattfindenden Vorgänge leisten und zu einem ökonomisch und ökologisch optimalen Prozessablauf führen.

Kapitel 2

2 Grundlagen zur dieselmotorischen Verbrennung

In diesem Kapitel werden Aspekte des dieselmotorischen Arbeitsprozesses diskutiert, die die Grundlage für diese Arbeit bilden und den heutigen Stand der Dieselmotorentechnik repräsentieren. Zunächst wird genauer auf die Stickstoff- und Rußbildung und Rußoxidation im Dieselmotor eingegangen und anschließend wird die Wirkungskette der Gemischbildung, Zündung und Verbrennung bis hin zur Schadstoffbildung dargestellt. Die wichtigsten Möglichkeiten zur innermotorischen Minderung von Ruß- und Stickoxidemissionen werden am Ende des Kapitels behandelt.

2.1 Schadstoffbildung

Bei vollständiger Verbrennung werden Kohlendioxid und Wasserdampf neben Restsauerstoff und Stickstoff als Abgas emittiert. Obwohl diese Stoffe ungiftig sind, wird die Freisetzung großer Mengen an Kohlendioxid im Hinblick auf dessen Klimaeinfluss inzwischen kritisch bewertet. In realen technischen Verbrennungssystemen treten eine Reihe weiterer, nicht erwünschter Nebenprodukte auf. So führt der Einsatz schwefelhaltiger Kraftstoffe zu Schwefeldioxidemissionen, hohe Flammentemperaturen zur Bildung von Stickoxiden. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Ruß werden als weitere Schadstoffe angesehen. Ihre Entstehung und die Möglichkeiten der Reduzierung werden im Folgenden ausführlicher diskutiert.

2.1.1 Stickoxid

Stickoxide (NO_x) entstehen hauptsächlich aus dem in der Luft enthaltenen Stickstoff als Folge verschiedener chemischer Reaktionen bei der Verbrennung mit Sauerstoff. In ihrer Einstufung sind sie als Gift- und Reizgas anzusehen. Die Stickoxidemissionen des Dieselmotors setzen sich im Wesentlichen aus NO und NO_2 zusammen. Hierbei spielen Temperatur, Kraftstoffart und Sauerstoffanteil die Hauptrolle. Die NO_x-Bildung nimmt bei höheren Temperaturen stark zu.

2.1.2 Partikel

Bei der unvollkommenen Verbrennung von Dieselkraftstoffen (in geringerem Ausmaß auch von Benzin) entstehen Partikel. Darunter ist im Sinne der Gesetzgeber die Gesamtheit jener Abgasbestandteile mit Ausnahme von Wasser zu verstehen, die sich (bei einer Temperatur von 51.7°C) mittels eines definierten Filters im verdünnten Abgasstrom auffangen lässt [EU1987, EPA 1984, EPA 1997]. Der Begriff Partikel steht also für ein Konglomerat verschiedener Substanzen wie Ruß, angelagerter Kohlenwasserstoffe und anorganischer Verbindungen, die überwiegend aus verschiedensten Bestandteilen wie Schmiermitteladditiven, Metallabtrieb, Wasser, Salzen bestehen. Bei der Betrachtung eines unverdünnten Abgasstromes erkennt man nach Farbe und Intensität des Rauches folgende Typen:

- Schwarzrauch, der einen Ausstoß von festem Kohlenstoff bedeutet,
- Blaurauch, der meist in der Warmlaufphase bei niedriger Lufttemperatur auf einen überwiegenden Anteil unverbrauchter Kohlenwasserstoffe, zurückzuführen ist,
- Weißrauch, der auf einen großen Anteil kondensierter Wassertröpfchen, im kalten Motor und Abgassystem gebildet, hinweist.

2.1.3 Rußbildung und Rußoxidation

Rußemission tritt bei der Verbrennung unter extremem Luftmangel auf und ist aufgrund des örtlich sehr inhomogenen Gemisches typisch für die Verbrennung im Dieselmotor. In jedem Fall ist bei der Auslegung des Verbrennungsprozesses aber darauf zu achten, dass die Zwischenprodukte durch ausreichende Verweilzeit in sauerstoffreichen heißen Zonen durch Oxidationsreaktionen wieder abgebaut werden können, bevor sie den Brennraum verlassen. Dies gelingt bei schneller Abkühlung der Flamme, z.B. im Expansionshub eines Dieselmotors oder in der Nähe kalter Wände, nicht immer vollständig, und es kommt folglich zur Emission von Ruß und unverbrannten Kohlenwasserstoffen.

Die Reaktionen, die zur Ruß- bzw. Partikelbildung führen, sind quantitativ nur unvollständig geklärt. In den letzten Jahren sind auf diesem Gebiet mehrere Arbeiten erschienen [17, 18]. Die darin verwendeten Reaktionsmechanismen beschreiben vor allem die Bildung und das Wachstum polyzyklischer aromatischer Kohlenwasserstoffe (engl. Polycyclic aromatic hydrocarbons PAH). Koagulation von PAH führt zur Bil-

dung von Rußpartikeln, die durch weitere PAH-Anlagerung, Koagulation mit anderen Rußpartikeln und chemische Oberflächenreaktionen weiter wachsen. Die Oxidation mit O_2 und OH ermöglicht den Rußabbau. Im Folgenden sollen diese Teilschritte näher betrachtet werden. In Abbildung 2.1 sind die Beziehungen dieser Prozesse untereinander dargestellt.

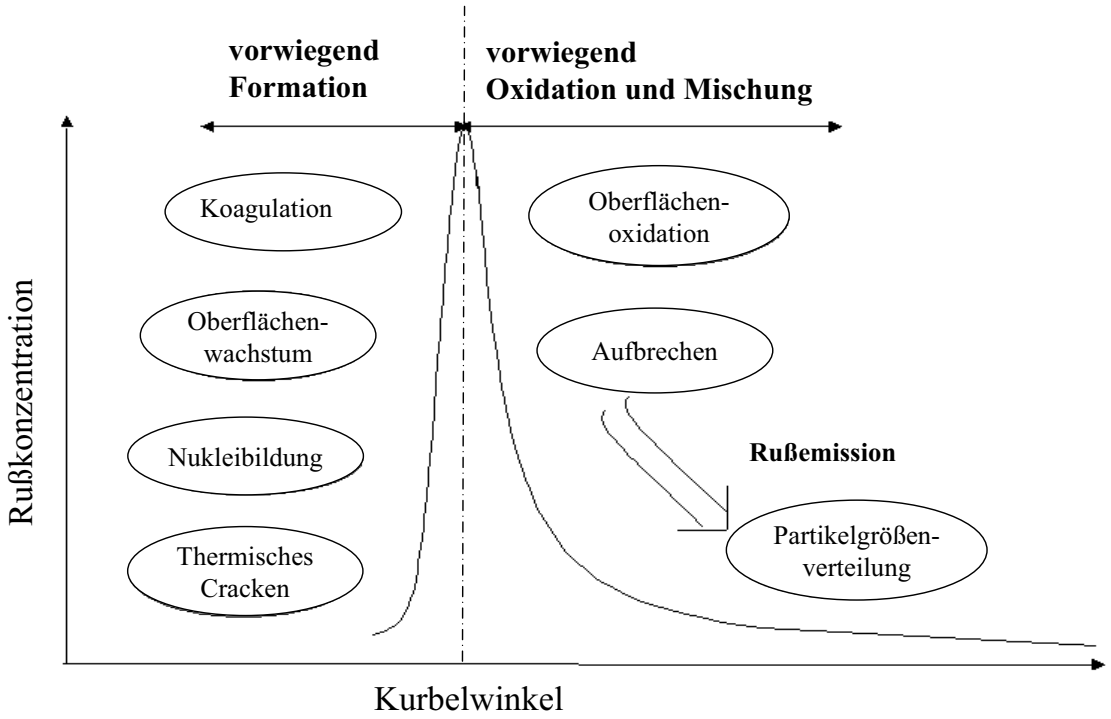


Abbildung 2. 1: Rußbildung und Rußoxidation im Dieselmotor [19]

Rußbildung

Sowohl durch Oxidationsprozesse als auch durch thermische Pyrolyse werden die Kraftstoffmoleküle unter sauerstoffarmen Bedingungen zu Acetylen (H–C≡C–H) abgebaut [20, 18]. Dabei wird Wasserstoff vom Molekül abgespalten, so dass zunächst kleine, geringer gesättigte Kohlenwasserstoffe entstehen. Diese Reaktionen sind endotherm und damit stark temperaturabhängig. Das Acetylen führt über Reaktionen mit CH oder CH_2 zu C_3H_3, das dann durch Rekombination und Umlagerung einen sogenannten aromatischen Ring bilden kann. Durch weitere Anlagerung von Acetylen können dann größere Ringstrukturen entstehen. Derartige Kondensationsprozesse zeichnen sich dadurch aus, dass sie umso mehr vom Luftverhältnis abhängen, je mehr Aufbauschritte benötigt werden [21]. Diese Prozesse laufen sehr schnell ab und führen bei weiterem Wachstum zu Ruß. Mit fortschreitendem Wachstum nimmt das H/C-Verhältnis aber in der Regel ab. Trotz der Vielfalt kann Ruß doch oft durch eine logarithmisch-normale Verteilung der molaren Massen beschrieben werden. Diese soge-

nannten Nuclei weisen eine Größe von 1-10 Nanometer auf. Für die Partikelbildung besteht eine glockenförmige Temperaturabhängigkeit, die auf zwei Tatsachen beruht:

Erstens benötigt die Rußbildung Radikale als Vorläufer (C_3H_3). Diese Radikalenbildung und daher auch die Rußbildung werden bei niedrigen Temperaturen unterdrückt (siehe Abbildung 2.2).

Zweitens zerfallen die Rußvorläufer bei hohen Temperaturen wieder oder werden - oxidiert. Schlussfolgerung ist, dass die Rußbildung in einem Temperaturfenster von ca. 1400-2500 K abläuft.

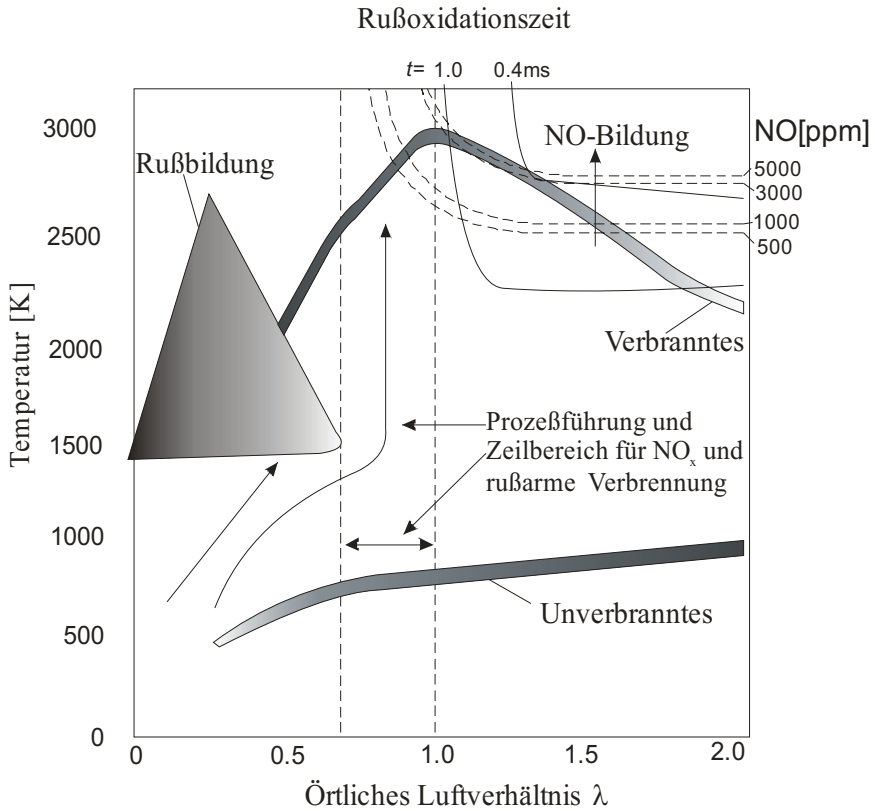


Abbildung 2.2: Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung [20, 22]

Oberflächenwachstum

Das Oberflächenwachstum bezeichnet die nach der Keimbildung fortschreitende Anlagerung im Wesentlichen von Acetylen und Polyacetylen aus der Gasphase an die Oberflächen der Primärpartikel unter weiterer Dehydrierung. Hieraus folgt ein abnehmendes H/C-Verhältnis. Das Rußmassenwachstum ist deshalb nach Abschluss der Keimbildung hauptsächlich vom Oberflächenwachstum abhängig. Die Anzahl der Teilchen bleibt konstant, der Partikeldurchmesser und die Partikelmasse steigen. So

werden ca. 95 % der gesamten Rußmasse durch das Oberflächenwachstum gebildet [23].

Koagulation

Das Größenwachstum durch Teilchenkollision wird als Koagulation bezeichnet. Die Teilchenanzahl sinkt, die Masse bleibt konstant und es entstehen nahezu sphärische Partikel [24]. Dabei hat die Koagulation einen entscheidenden Einfluss auf die Größenverteilung des Rußes. Die Größenverteilung von Partikeln im Abgas lässt sich durch eine logarithmisch-normale Verteilungsfunktion beschreiben.

Agglomeration

Die Agglomeration beschreibt die Bildung von kettenförmigen Strukturen, die entstehen, wenn in der Gasphase nicht mehr ausreichend Kohlenwasserstoffe vorhanden sind oder die Reaktivität der Partikel abnimmt. Während der Verbrennungs- und Expansionsphase ist keine der beiden Bedingungen erfüllt. Daher bilden sich Agglomerate erst nach einer gewissen Verweilzeit außerhalb des Brennraums [25].

Oxidation

Die bisher beschriebenen Teilprozesse behandeln das Wachstum bzw. die Umbildung von Partikeln. Parallel zu diesen Vorgängen werden der überwiegende Teil des entstandenen Rußes bzw. der Vorläufer noch innerhalb des Zylinders wieder oxidiert. Die hohe spezifische Oberfläche der Partikel ermöglicht eine effektive Oxidation. Dieser Prozess führt zum Ausbrand der Partikel und somit zur Abnahme des Rußvolumenbruchs f_v sowie der Partikelanzahldichte N_T. Damit ergeben sich formal folgende Zusammenhänge [26]:

$$\frac{dN_T}{dt} = Nukleation - Koagulation - Oxidation \qquad (2.\ 1)$$

Während man Nukleation, Oberflächenwachstum und Oxidation als chemische Prozesse einordnen kann, handelt es sich bei den anderen Prozessen um physikalische Stoßvorgänge ohne chemische Umsetzung.

Die Rußoxidation war in der Vergangenheit bereits Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten [27, 28, 29]. Als wichtigste Oxidatoren werden Sauerstoff und Radikale wie das OH genannt. Unterhalb von ca. 1800 K ist der Einfluss des Sauerstoffs auf die Partikellebenszeit vernachlässigbar gering. Die Oxidationszeiten steigen mit

sinkender Temperatur exponentiell an und liegen dann in einem Bereich, der im Brennraum ein „Überleben“ zahlreicher Rußteilchen erwarten lässt. Es ist also hinsichtlich der Rußoxidation zielführend, möglichst lange in der Expansionsphase mit hohen Temperaturen zu arbeiten.

2.2 Gemischbildung

Voraussetzungen für niedrige Rohemissionen sind:

- eine optimierte Vermischung von Luft und Kraftstoff,
- die richtige zeitliche Einbringung des Kraftstoffs,
- eine möglichst hohe Sauerstoffkonzentration,
- genügend hohe Temperaturen im Brennraum
- eine ausreichende Verweilzeit bei dieser Bedingung.

Dies erfordert eine sorgfältige Abstimmung der Gemischbildungsparameter des Motors und Einspritzsystems.

Für das gewählte Einspritzsystem ist eine Optimierung der Düsengeometrie (Lochanzahl, Lochdurchmesser, hydraulischer Durchfluss, Strahlrichtung und Ks-Faktor) und der variablen applizierbaren Größen (Spitzbeginn, Einspritzdruck, Einspritzverlauf und Mehrfacheinspritzung) erforderlich. In der Abbildung 2.3 ist sowohl das die Einspritzstrahlen beeinflussende Strömungsfeld und die makroskopische Struktur eines Strahls dargestellt (links) aber auch das expandierte Kraftstoff-Luft-Gemisch während der Verbrennung (rechts).

Durch den Einspritzvorgang wird der Kraftstoff in sehr kleine Tröpfchen zerstäubt und entsprechend der Düsengeometrie im Brennraum verteilt. Wegen des hohen Einspritzdruckes vor der Düse tritt der Brennstoff mit hoher Geschwindigkeit und entsprechend hoher Turbulenz aus. Durch die große Relativgeschwindigkeit zur hochverdichteten Luft im Zylinder, unterstützt durch die Turbulenz im Strahl, zerfällt der Strahlrand sofort in kleine Tröpfchen.

zentrische senkrechte
Düselage (Mehrventiler)

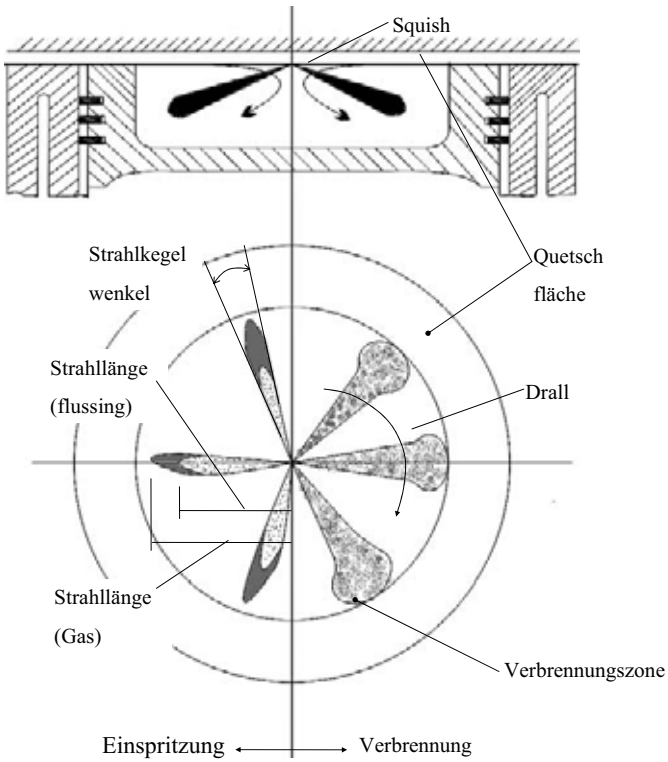


Abbildung 2.3: Strömungsfeld, Einspritzstrahlen und Strahlverwehung bei DI Dieselmotor, vor und während der Verbrennung [30, 31]

Primärzerfall

In dieser Phase findet die Zersetzung eines turbulenten noch kompakten Strahls (im Wesentlichen flüssig) in Einzeltropfen über die Bildung einzelner Ligamente statt. Die in der Düsenbohrung ablaufenden Vorgänge, wie Kavitation, spielen dabei eine wesentliche Rolle. Allerdings gehören diese Vorgänge zu jenen Phänomenen, die am wenigsten verstanden werden, so dass hier keine quantitativen Aussagen möglich sind. Die wichtigsten Kennzahlen zur Beschreibung des Zerfallsprozesses sind:

Weber-Zahl

$$We_g = \frac{\rho_g \cdot a \cdot u_{rel}^2}{\sigma_{fl}}$$

Reynolds-Zahl

$$\mathrm{Re}_{fl} = \frac{\rho_{fl} \cdot a \cdot u_{rel}}{\mu_{fl}}$$

Ohnesorge-Zahl

$$Oh = \frac{\mu_{fl}}{\sqrt{\rho_{fl} \cdot a \cdot \sigma_{fl}}}$$

die Weber Zahl (Gasdichte ρ_g, charakteristische Länge a, Relativgeschwindigkeit u_{rel}, Oberflächenspannung σ_{fl}) ist das Verhältnis aus Trägheitskräften der umgebenden

Gasströmung und Kapillarkräften aufgrund der Oberflächenspannung. Die Reynolds-Zahl der Flüssigkeit (Flüssigkeitsdichte ρ_{fl}, Viskosität μ_{fl}) beschreibt das Verhältnis aus Trägheitskräften und Kräften aufgrund der Zähigkeit. Die Ohnesorge-Zahl ist eine daraus abgeleitete Kennzahl.

Sekundärzerfall

Auf die durch Primärzerfall gebildeten Tropfen wirken aerodynamische Kräfte, die den Sekundärzerfall verursachen. Der Sekundärzerfall umfasst:

- Impulsaustausch der Einzeltropfen mit der Luft
- Tropfenkollision und -neubildung bzw. -weiterzerfall

Mit fortschreitendem Eindringen in den Brennraum wird immer mehr Brennstoff in zunehmendem Maße zerstäubt. Die Tröpfchengröße im zerstäubten und noch nicht verdampften Strahl liegt zwischen 2 bis 50 µm und besitzt eine für jeden Einspritzstrahl typische statistische Verteilung [22]. Die mittlere Tröpfchengröße wird durch den folgenden Parameter beeinflusst:

Hardware:	kleiner Düsendurchmesser
Betriebsbedingung:	großer Austrittsgeschwindigkeit
	großer Luftdichte
Eigenschaft des Kraftstoffs:	kleine Zähigkeit des Brennstoffes
	kleine Oberflächenspannung des Brennstoffs

2.3 Zündverzug

Die Verbrennung im Dieselmotor wird durch den Selbstzündungsprozess des Kraftstoffs eingeleitet. Die Zündung tritt verzögert zum Einspritzbeginn auf, wodurch sich ein Zündverzug (ZV) ergibt. Seine Dauer ist abhängig von der Gemischbildung und den chemischen Vorreaktionen, die für den Kraftstoff bei dem jeweiligen thermodynamischen Zustand ablaufen. Man unterscheidet dabei den physikalischen und den chemischen Zündverzug, wobei die beiden Prozesse sich zeitlich überlagern.

Der physikalische Zündverzug beinhaltet dabei Vorgänge, die zur Verdampfung des Kraftstoffs führen. Diese sind die Zerstäubung, Verdampfung und Mischung bis zur Bildung eines zündfähigen Gemisches an einzelnen Stellen.

Der Chemische Zündverzug ist die Zeit, in der die molekulare Struktur des Kraftstoffs verändert wird, bis diese eine für die Verbrennung günstige Zusammensetzung erreicht hat. Sie ist stark von Temperatur und Druck des Brennraums abhängig.

Der Ablauf von Zündung und Verbrennung des im Brennraum in Bewegung befindlichen inhomogenen Gemisches ist sehr komplex. Vor allem fotografische Untersuchungsmethoden (Hochgeschwindigkeitsfilme, Schlierenmethode) sowie genaue thermodynamische Analysen des Druckverlaufes im Zylinder gaben einen verbesserten Einblick.

Die Strahlstruktur wird mit der Schlierentechnik und anderen photographischen Methoden beobachtet. Die tomographische Holographie dient zur detaillierten Untersuchung der Strahlentstehung und der Strahlstruktur im Randbereich. Die Tropfengröße und -geschwindigkeit bzw. Volumenstromdichte der Tropfen wurde mit der Phasen-Doppler-Anemometrie bzw. einem Streulicht-Messverfahren erfasst. Die Tropfentemperatur wurde mit Hilfe der Fluoreszenz-Messtechnik untersucht. Die Messung der Dampfkonzentration erfolgte mit der spontanen Raman-Spektroskopie und der kohärenten Anti-Stokes-Raman-Spektroskopie [32].

Ziel aller Maßnahmen ist die optimale Prozessführung während der Brennstoffumsetzung. Dabei sollte die Verbrennung möglichst so gesteuert werden, dass die Bereiche der Schadstoffentstehung während des Prozesses nicht oder nur sehr kurz durchlaufen werden. In der Abbildung 2.2 sind die Gebiete der Ruß- und Stickoxidentstehung bei dieselmotorischer Verbrennung dargestellt. Zur Vermeidung des Ruß- und NO_x-Entstehungsgebiets gibt es einige Ansatzpunkte zur Steuerung des Prozessverlaufs, die im Folgenden vorgestellt werden.

2.4 Innermotorische Emissionsminderungsmaßnahmen

Die Mechanismen der Schadstoffentstehung wurden im Kap 2.1 ausführlich behandelt. Die kritischsten Schadstoffe im Dieselmotor sind die Stickoxide und die Partikel, die zum überwiegenden Teil aus Ruß bestehen. Eine Besonderheit hier ergibt sich daraus, dass sich diese beiden Schadstoffe gegenläufig verhalten, d.h. dass Verbrennungsbedingungen, die sich günstig auf die NO_x-Minderung auswirken, oft die Rußemission und den Kraftstoffsverbrauch erhöhen. Man spricht von einer NO_x-Ruß-Schere (Abbildung 2.4).

Die innermotorischen Schadstoffemissionen können grundsätzlich durch folgende Größen beeinflusst werden:

- Gemischbildungsparameter des Einspritzsystems (z.B. Einspritzdüsengeomerie, Spritzbeginn, Einspritzdruck, Einspritzverlauf, Mehrfacheinspritzungen)

- konstruktive Maßnahmen am Motor (z.B. Brennraumform, Luftbewegung (Drall und Tumble), Verdichtungsverhältnis, Aufladung, Abgasrückführsystem, variable Ventilansteuerung (VVA), variable Turbinengeometrie (VTG), Einlasstemperatur)

- Kraftstoffe und Schmierstoffe (Zusammensetzung, wie Cetanzahl, Schwefelgehalt, Kraftstoffwasser-Emulsion).

Die innermotorischen Maßnahmen lassen sich in konventionelle und nicht konventionelle Maßnahmen aufteilen.

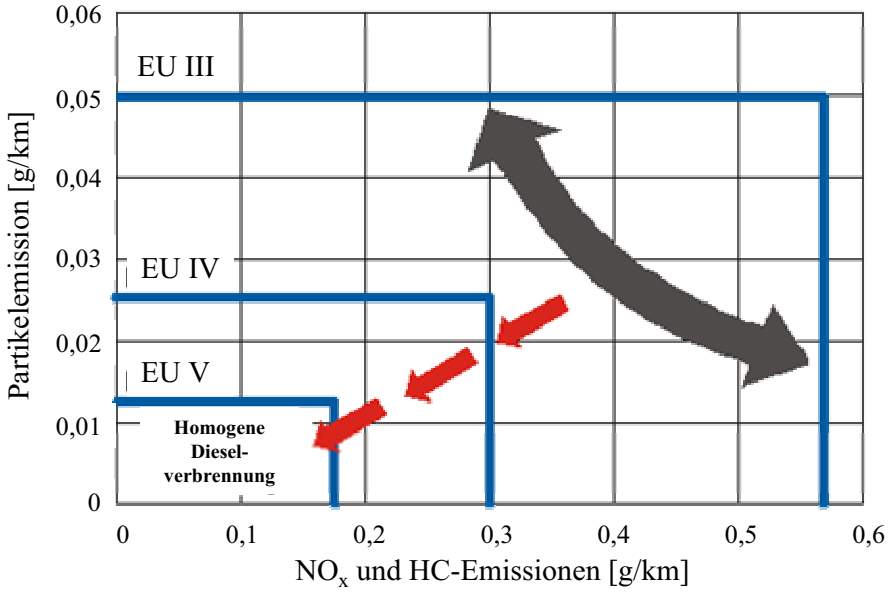


Abbildung 2.4: NO_x-Ruß trade-off

2.4.1 Konventionelle Maßnahmen

Unter konventionellen Maßnahmen versteht man alle Maßnahmen, die die Verbrennung durch Beeinflussung der Brennraumgeometrie, der Luftbewegung einschließlich Aufladung und der Einspritzung derart verändern, dass die Schadstoffentstehung teilweise oder ganz unterbunden wird. Dabei wird die Zusammensetzung der Luft und des Kraftstoffs nicht verändert.

Einspritzdüsengeometrie

Wird bei gleichem hydraulischen Gesamtdurchfluss der Düse der Lochdurchmesser verkleinert und die Anzahl der Düsenlöcher entsprechend erhöht, ergibt sich eine Verringerung der mittleren Tröpfchengröße. Dadurch sinkt die Eindringtiefe und die Zündung setzt früher ein [33]. Bei gleichem Einspritzdruck steigen die Rußwerte aufgrund der geringeren Luftausnutzung. Gleicht man die geringere Eindringtiefe durch Erhöhung des Einspritzdruckes aus, so kann die bessere Gemischaufbereitung der Düse mit kleineren Löchern zu einer sehr effizienten Rußabsenkung genutzt werden, die allerdings mit einem Anstieg des NO_x verbunden ist.

Für eine schnelle Kraftstoffverdampfung und damit gute Gemischbildung sind hohe Einspritzraten und kleine Düsenlochdurchmesser von Vorteil. Bei großen Einspritzmengen und kleinen Düsenlochdurchmessern besteht die Gefahr, dass durch die lange Einspritzdauer der Gemischzustand im gesamten Strahl zum Zündzeitpunkt nicht zufriedenstellend ist. Der maximale Einspritzdruck sowie die maximale Spritzdauer im Nennleistungspunkt legen den minimalen Spritzlochquerschnitt fest. Dieser ist jedoch für eine optimale Gemischaufbereitung bei niedrigen Lasten zu groß.

Zur Lösung dieses Zielkonfliktes wurde die sogenannte Variodüse entwickelt [34, 35]. Diese als Vario-Schlitzdüse oder Vario-Registerdüse ausgeführte Einspritzdüse gibt einen druckgesteuerten variablen Einspritzquerschnitt frei. Dadurch gelingt es je nach Motorbetriebspunkt den optimalen Spritzlochdurchmesser bereitzustellen.

Einspritzbeginn

Die Wahl des Einspritzzeitpunkts ist für den Wirkungsgrad und die Emissionen von hoher Bedeutung. Zwei grundsätzliche Grenzen beschränken den Verstellbereich. Eine zu frühe Einspritzung führt bei hohen Lasten zu einem Überschreiten des zulässigen Zylinderspitzendrucks und zu hoher Druckanstiegsgeschwindigkeit ($dp/d\alpha$). Eine späte Einspritzung verursacht zu hohe Abgastemperaturen, die von einer starken Verbrauchserhöhung begleitet sein können (Abbildung 2.5).

Die Spätverstellung besitzt, im Bezug auf die Reduktion der NO_x-Emissionen, ein ähnlich hohes Potential wie die Abgasrückführung und führt grundsätzlich zu einer erheblichen Absenkung der NO_x-Emissionen, erhöht aber die Rußemission. Dieser Bereich beschreibt die klassische Ruß- NO_x-Schere. Mit steigender Spätverlagerung gibt es eine parallele Absenkung von NO_x und Ruß, andererseits erhöhen sich der Verbrauch sowie die HC- und CO-Emissionen.

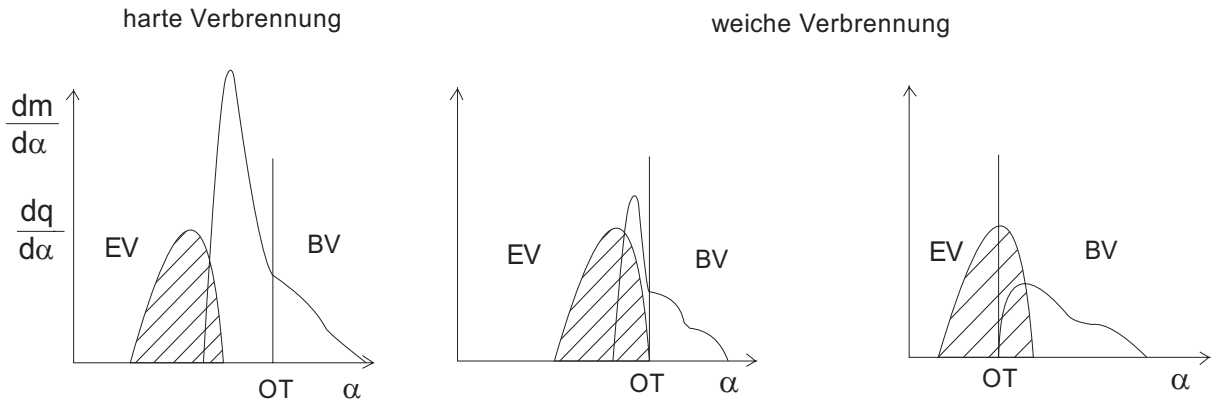


Abbildung 2.5: Einspritz- (EV) und Brennverlauf (BV) bei harter (links, früher Einspritzbeginn) und weicher (Mitte und rechts, später Einspritzbeginn) Verbrennung [36]

Einspritzdruck

Erhöht man den Einspritzdruck bei gleicher Einspritzdüse und gleicher Einspritzmenge, so werden Strahlgeschwindigkeit und Strahlimpuls größer und die Tröpfchengröße kleiner. Die bessere Gemischbildung senkt in bekannter Weise den Ruß ab, erhöht aber die NO_x-Emission. Die Verbrennung wird stärker in der Muldennähe konzentriert. Durch den stärkeren Strahlimpuls stellen sich günstigere Randbedingungen hinsichtlich Gemischbildung und Luftausnutzungsgrad ein.

Einspritzverlauf

Die zeitliche Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum steuert den Brennverlauf und damit die Geräusch- und Schadstoffemissionen, ebenso Verbrauch und Leistung. Mit verschiedenen Entwicklungstools können rechteckförmige (wie bei Common Rail Systemen), dreieckförmige (wie beim nockengetriebenen System) oder bootförmige Einspritzverläufe dargestellt werden; zudem wirkt sich der langsame Einspritzrateanstieg positiv auf NO_x-Emission und Ganghärte der Verbrennung aus.

Mehrfacheinspritzung

Das Common-Rail-Einspritzsystem der zweiten Generation bietet mehrere Vorteile gegenüber der ersten Generation. Die wichtigsten Vorteile sind:

- die Kleinstmengenfähigkeit im Bereich der Voreinspritzung (1mm³/H)
- das schnelle und exakte Schalten, mit bis zu fünf Einspritzungen pro Arbeitsspiel
- deutlich geringere Toleranzen bei den Voreinspritzmengen.

Die Mehrfacheinspritzung bietet weitere wichtige Vorteile in Richtung Fahrkomfort und Schadstoffemissionsminimierung.

Konstruktive Maßnahmen am Motor

In Verbindung mit der Einspritzstrahllage stellt die Geometrie der Brennraummulde im Kolben einen wichtigen Einflussparameter für den Ablauf der Verbrennung dar. Zur Verbesserung des Kompromisses zwischen Partikel- und Stickoxidemissionen werden moderne Dieselmotoren zunehmend drallarm mit relativ flachen Kolbenmulden und großen Muldendurchmessern ausgeführt. Dabei soll die Einspritzdüse kleine Spritzlöcher besitzen [37].

Eine hohe Aufladung führt zu einer weiteren Verringerung der Emissionen. Zur Erhöhung der Zylinderfüllung wird die Ansaugluft mittels Turbo-Lader und nachgeschaltetem Ladeluftkühler bis zum doppelten Atmosphärendruck verdichtet. Zunehmend werden dabei Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie eingesetzt, die eine Maximierung der Zylinderfüllung bei geringer Drehzahl, Last und geringem Abgasmassenstrom ermöglichen. Während des Einströmvorgangs wird zudem das Strömungsfeld im Zylinder, d.h. größere Wirbelstrukturen (Drall und Tumble), durch die Geometrie des Einlasskanals erzeugt.

Einspritzstrahl-Muldenwand-Interaktion

Bei den kleinvolumigen Dieselmotoren mit Direkteinspritzung ergeben sich sehr geringe Abstände zwischen Einspritzdüse und Muldenwand. Der Einsatz flexibler Hochdruckeinspritzsysteme wie des Common-Rail-Systems führt zu einer höheren Strahlaustrittsgeschwindigkeit und zu intensivem Wandkontakt der Einspritzstrahlen. Da die freie Strahllänge sehr kurz ist, kann bis zum Wandaufprall lediglich eine geringe Kraftstoffmenge in der Luft verdampfen. Ein großer Teil des Kraftstoffstrahls erreicht die Brennraumwand und der Gemischbildungsprozess findet weitgehend in Wandnähe statt. Die Strahl-Wand-Interaktion an der Muldenwand hat wesentlichen Einfluss auf die Gemischverteilung und -aufbereitung im Brennraum und liefert damit die Randbedingungen für den Ablauf der Verbrennung sowie für die daraus resultierende Schadstoffentstehung [38].

Kraftstoffe

Die Qualität der eingesetzten Kraftstoffe hat einen wesentlichen Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung sowie auf die Partikelemission. Untersuchungen mit aromatischen Kohlenwasserstoffen an Diffusionsflamme und unterschiedlichen Kraftstoffmischungen an Dieselmotoren zeigen eine deutliche Abhängigkeit der Rußbildung

von der Cetanzahl und dem Anteil aromatischer Komponenten im Dieselkraftstoff. Mit zunehmender Cetanzahl wurde eine verstärkte Rußbildung festgestellt. Beim Betrieb mit schwefelarmen Dieselkraftstoff ist der Anteil der anorganisch löslichen Bestandteile gering, der Hauptteil der Emissionen besteht aus Ruß und Kohlenwasserstoffen.

2.4.2 Unkonventionelle Maßnahmen

Unter unkonventionellen Maßnahmen sind solche Maßnahmen zu verstehen, die gezielt die Zusammensetzung der Luft und /oder des Kraftstoffs beeinflussen. Hierzu gehören die Wassereinspritzung und Abgasrückführung. Streng genommen verändern auch unkonventionelle Maßnahmen die Verbrennung und unterbinden teilweise oder ganz die Schadstoffentstehung.

Wassereinbringung

Eine Alternative zur Temperaturabsenkung zu Verbrennungsbeginn ist die Einspritzung von Wasser in den Brennraum. Mögliche Verfahren sind:

Wasser am richtigen Ort

Das Wasser soll sich nur dort befinden, wo die Verbrennung stattfindet. Diese Bedingung lässt sich nur dann erfüllen, wenn Kraftstoff und Wasser gemeinsam durch eine Düse in den Brennraum eingespritzt werden. Die Dieselwasser-Emulsion und die geschichtete Einspritzung erfüllen diese Bedingung.

Wasser zur richtigen Zeit

Die höchste NO-Bildung findet dort statt, wo die höchsten Temperaturen vorkommen. Dies ist während der vorgemischten Verbrennung der Fall, d.h. es ist nicht erforderlich, während der gesamten Einspritzdauer des Kraftstoffs das Wasser einzubringen. Vielmehr genügt es, nach Ende des Zündverzugs mit der Wassereinspritzung anzufangen und sie bis zur Mitte der Diffusionsverbrennung aufrechtzuerhalten. Die geschichtete Einspritzung erfüllt diese Bedingung und erzielt deshalb die höchste NO_x-Reduktionsrate [39, 40].

Schadstoffreduzierung durch Wasser und Wasserstoffperoxyd

Die Zugabe von H_2O_2 zu wässriger Phase der Emulsion hat nochmals einen positiven Einfluss auf die Ruß-, CO- und HC-Emissionen. Vor allem die Rußemissionen werden

hiermit deutlich wirkungsvoller verringert als bei reiner Kraftstoff-Wasser-Emulsion (KWE).

Aufgrund der sehr niedrigen kritischen Temperatur von H_2O_2 verläuft dessen Verdampfung aus den eingespritzten Emulsionstropfen wesentlich schneller als die von Wasser und diese wiederum schneller als die von Diesel. Dieser Effekt führt dazu, dass ein Teil des H_2O_2 schon sehr früh aus den eingespritzten Tropfen austritt und zu OH-Radikalen dissoziiert. Das OH wird somit von der kraftstoffreichen Seite getrennt und reichert sich im Mageren an, da es hier zunächst nicht verbraucht wird. Die fortschreitende Verbrennung führt im fetten Bereich zur Rußbildung, an der auch hier vorhandene OH-Radikale beteiligt sind. Anschließend werden der relativ frisch gebildete Ruß und die im Mageren existierenden OH-Radikale zur Fläche stöchiometrischer Mischung transportiert, wo eine schnelle Rußoxidation stattfinden kann. Dies setzt eine ausreichend turbulente Mischung voraus, die die zunehmende Effektivität der Kraftstoff-Wasser-Wasserstoffperoxyd-Emulsion (KWPE) zur Rußreduzierung bei verbesserter Gemischbildung erklärt [41].

Abgasrückführung

Bei der Abgasrückführung wird jedoch nicht nur die O_2-Konzentration im Saugrohr gesenkt, sondern diese Maßnahme steigert auch wesentlich den CO_2- und H_2O-Anteil, wodurch die spezifische Wärmekapazität eines Gasgemisches in der Ansaugluft stärker erhört.

Die spezifische Wärmekapazität eines Gasgemischs beschreibt die Eigenschaft, die Temperatur bei Energiezufuhr zu erhöhen. Ein Gas mit hoher Wärmekapazität braucht daher vergleichsweise viel Energie, um die gleiche Temperaturerhöhung zu erfahren wie ein Gas mit geringerer Wärmekapazität.

Die Verringerung des O_2-Gehalts und die Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität des Gasgemisches in der Ansaugluft führen zu einer Verlängerung des Zündverzugs sowie zu geringerer Rußbildung infolge der verringerten Reaktionsgeschwindigkeit. Trotz dieses geringeren Rußmaximums steigt die Schwarzrauchemission wegen der fehlenden Nachoxidationsmechanismen (hohe Verbrennungstemperatur und OH-Konzentation).

Aufgrund der geringen Sauerstoffkonzentration und der geringeren lokalen Spitzentemperaturen bei Erhöhung der Abgasrückführrate wird die Bildung von NO unterdrückt.

Hochdrucksysteme zeigen eine sehr gute AGR-Verträglichkeit, d.h., sie reagieren mit (relativ) geringer Rauchwertzunahme auf steigende AGR-Rate. Dieser Umstand wird durch einen gegenüber der thermischen Nachoxidation wesentlich wirksameren Oxidationsmechanismus bei hohen OH-Konzentrationen interpretiert, der wiederum in der guten Zerstäubung begründet ist.

Kapitel 3

3 Partielle Isolierung der Kolbenmulde

Der Wirkungsgrad eines Motors wird wesentlich vom Wärmeverlust des Arbeitsgases durch die Brennraumwände an die Kühlung beeinflusst. Im häufig auftretenden Teillastbereich beträgt der integrale Wärmeverlust bis 30 % der eingebrachten Kraftstoffenergie [42, 43]. Durch eine Reduzierung des Wandwärmestroms durch partielle Isolierung kann ein zusätzlicher Teil der Kraftstoffenergie in mechanische Arbeit umgewandelt und damit der Wirkungsgrad erhöht werden. Die Abbildung 3.1 beschreibt die einzelnen Verlustanteile sowie die verbleibende Nutzarbeit für einen PKW-Dieselmotor jeweils bei niedriger und hoher Last.

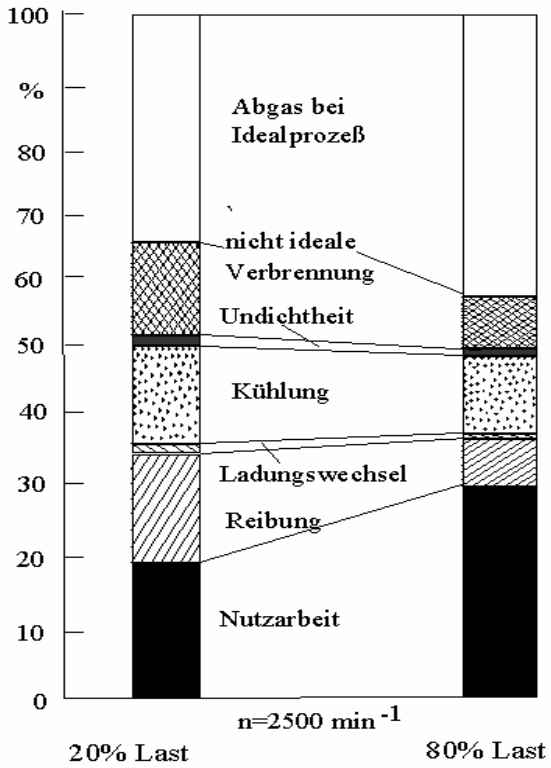


Abbildung 3.1: Nutzarbeit und Verlust beim PKW-Dieselmotor (D4188) [22]

Die partielle Isolierung beeinflusst jedoch nicht nur den an die Brennraumwand übertragenen Wärmestrom, sondern indirekt durch die Erhöhung der Brennraum- und Wandtemperaturen auch viele andere Vorgänge im Motor. So wird die Dauer der Verdampfung und Gemischbildung, der Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung beeinflusst.

1975 begannen die U.S. Army Tank-Automotive Command (TACOM) und Cummins Engine Co. den ersten sogenannten adiabaten Motor mit folgendem Ziel zu entwickeln:

- Höhere Haltbarkeit kritischer Bauteile und damit größere Standzeiten der Motoren
- Leistungssteigerung durch teilweise Ausnutzung der höheren Haltbarkeit
- Verringerung des Kühlaufwands
- Reduzierung der Form und des Gewichts
- Verbesserung des Wirkungsgrades infolge:
    - eines verbesserten thermodynamischen Prozessverlaufs
    - einer verringerten Kühlleistung
    - einer höheren Energie an der Abgasturbine

Die oben genannten Ziele werden weltweit an zahlreichen Universitäten und Entwicklungsabteilungen im Rahmen experimenteller Untersuchungen und numerischer Simulationen verfolgt. In diesem Zusammenhang sind Isuzu Motors [44], Ford Motor Company [45, 46], General Motors Corporation [47; 48; 49; 50; 51], NGK Insulators/Mitsubishi Motors Corporation [52], Klöckner-Humboldt-Deutz (jetzt Deutz) in Zusammenarbeit mit Audi AG, Kühnle Kopp und Kausch, Rosenthal Technik AG/und Hoechst CeramTec (KHD) [53] zu nennen.

Seit Mitte der achtziger Jahre bemüht sich das Nationale Wissenschaftliche Komitee in China um die Weiterentwicklung des wärmeisolierten Motors [54, 55]. Die U.S Environmental Protection Agency (EPA) [56] 1996 erließ neue Bestimmungen zur Reduktion der Partikelemissionen für Standard Lastwagen und den innerstädtischen Busverkehr (0.1 g/bhp-hrTPM). Engelhard hat mit Hilfe der sogenannten GPX-Technologie,

die die keramische Beschichtung der Zylinderinnenwand mit dem Einsatz eines Oxydationskatalysators kombiniert, die EPA Anforderungen in Bezug auf Partikelemissionen erfüllen können [57].

3.1 Einfluss des Wärmeübergangs auf den Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen im Verbrennungsmotor

Der wärmeisolierte Motor ist schon seit langer Zeit Gegenstand der Forschung. Die publizierten Forschungsergebnisse sind sehr unterschiedlicher und teilweise widersprüchlicher Natur. Der Zweck dieser Literaturrecherche ist die Analyse der Gründe für diese scheinbar widersprüchlichen Ergebnisse, um eine mögliche Richtung für die zukünftige Forschung auf diesem Gebiet aufzuzeigen.

3.2 Bisherige Untersuchungen

3.2.1 Wirkungsgrad und Verbrauch

Die meisten veröffentlichten Untersuchungen auf diesem Gebiet waren numerische Simulationen. Einige dieser Studien waren experimentelle Untersuchungen. Im Allgemeinen gibt es wegen der Komplexität des Forschungsvorhabens sowie der hohen Kosten nur wenige experimentelle Arbeiten. Diesen Arbeiten liegen jedoch unterschiedliche Prüfstände (Motor und Messgeräte), Betriebsbedingungen und Oberflächengüte (Porosität, Rauheit) des Brennraums sowie Unterschiede in Art und Grad der Isolierung zugrunde. Die Experimente führten zu teilweise widersprüchlichen Ergebnissen, während alle numerischen Untersuchungen übereinstimmend einen Verbrauchsvorteil isolierter Motoren im Vergleich zu nicht isolierten vorhersagten.

Die Unternehmen Klöckner-Humboldt-Deutz (jetzt Deutz), Audi AG, Kühnle Kopp und Kausch, Rosenthal Technik AG und Hoechst CeramTec (KHD) haben zwischen 1980 und 1985 umfangreiche Studien innerhalb des Kebold-Projekt durchgeführt [53]. Zu Beginn des Projekts wurden die Bauteile, wie Muldenrand und Kopfarmierungen sowie Wirbelkammerauskleidungen, nach Abstimmung mit dem Keramikhersteller und der Gießerei konstruktiv festgelegt und angefertigt. Bei den Messungen wurde festgestellt, dass entgegen der thermodynamischen Voraussagen beim Dieselmotor mit isoliertem Brennraum, bei Nenndrehzahl und voller Last eine Verbrauchserhöhung um ca. 3% eintritt. Mit abnehmender Last wurde bei allen Drehzahlen der Unterschied

zwischen isoliertem und nicht isoliertem Motor geringer. Die Abgastemperaturen stiegen in Volllastpunkten um 50-60 °C an.

Woschni et al. [3, 58, 59] führten die Verbrauchserhöhung auf die erhöhten Wärmeübergangszahlen infolge der Wandisolation zurück. Zur weiteren Untersuchung dieses Phänomens wurden am Institut der TU-München Messungen mit Wärmestromsonden an einem partiell isolierten DI-Einzylindersaugmotor durchgeführt. Durch die Isolierung der Kolbenmulde und die dadurch auf ca. 700 °C gestiegene Wandtemperatur erhöhte sich im Bereich kurz nach OT_H der Wärmeübergangskoeffizient ungefähr auf den 5-fachen Wert. Woschni äußerte die Vermutung, dass beim konventionellen Motor mit Wandtemperaturen von 300 bis maximal 400 °C die Flamme in Wandnähe abkühlt und erlischt, so dass sich eine dünne isolierende Gasschicht bildet. Bei sehr hohen Wandtemperaturen über 700 °C brennt die Flamme jedoch bis zur Wand, mit der Folge eines sehr hohen Wärmeüberganges. Es entsteht daher nach OT_H ein hoher Wärmestrom vom heißen Verbrennungsgas zur Wand. Durch den Verlust an Energie verringert sich die Gastemperatur und damit auch der Druck im Zylinder. Die Beobachtungen Woschnis korrelieren mit denen von Nguyen [5], der das Auftreten eines sogenannten „Convection Vive“ in der Wandgrenzschicht einer Propan-Luftflamme feststellte. Die Untersuchungen von Emomoto und Faruhama am Institute of Technology, [60] zeigten ebenfalls eine Zunahme der Wärmeübergangszahl bei Einsatz eines isolierten Brennraums.

Die Untersuchungen von Cheng und Wong [52] wurden an einem Achtzylinder DI aufgeladenen Motor, der auf einen Einzylindermotor modifiziert wurde, durchgeführt. Der Zylinderkopf wurde bis zu 85 % mit Keramikbeschichtung (Dicke 1.52 mm) isoliert und mit Wasser gekühlt. Der Aluminiumkolben wurde durch einen Stahlkolben ersetzt. Der wärmeisolierte Motor von Cheng und Wong wies eine gleichmäßige Leistungsminderung, begleitet von einer Erhöhung der Rußbildung, in allen Lasten auf. Die Autoren behaupten, dass die Ursache der Kraftstoffverbrauchserhöhung eine Verbrennungsverschlechterung sei. Dies wurde durch den Anstieg der Abgasemissionen, wie Kohlendioxid und Rauch bei Volllast, bestätigt.

Die Untersuchungen von Havstad et al. [61] wurden am Einzylinder DI aufgeladenen Motor durchgeführt. Zylinderkopf, Zylinder, Ventile und Kolbenrand wurden mit Keramikbeschichtung isoliert. Die Untersuchungen zeigten eine deutliche Verbrauchsverbesserung des isolierten Motors im Bereich von 5 % bis 9 %. Die Reduzierung des Wandwärmeflusses betrug 30 %. In ihren Versuchen wurde das Kraftstoff-Luft-Verhältnis für den isolierten und nicht isolierten Motor konstant gehalten, um eine Verbrennung mit ähnlichen Randbedingungen für beide Fälle zu sichern. Wurde das Kraftstoff-Luft-Verhältnis nicht konstant gehalten, d.h. schlechtere Luftfüllung bei isoliertem Motor, so stellte sich ebenfalls eine Verbrauchsverschlechterung ein.

Miyairi et al. [62] berichteten von einer 7 % igen Verbrauchsverbesserung für einen DI-Saugmotor mit ausgewählter Isolierung in der Brennkammer. Sie führten die Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs nicht auf die Reduktion des Wärmeflusses, sondern auf eine bessere Verbrennung zurück.

Cole und Alkidas [49] haben einen Einzylinder Motor untersucht, dessen Kolben mit Luftspalt isoliert war. Im Vergleich zu einem nicht isolierten Referenzmotor ist der gesamte Wärmeübergang um 3 % bei Teillast, und um 5 %-7 % bei Volllast reduziert. Ein effektiver Verbrauchsvorteil wurde nur bei Teillast gefunden. Bei dieser Untersuchung wurde die Brenndauer konstant gehalten. Die Schlechtluftfüllung beim isolierten Motor wurde bei niedriger Drallkonfiguration, d.h. durch Kontaktbegrenzung zwischen der frischen Ansaugluftmenge und heißen Brennraumwänden, verringert. Der Luftfüllungsverlust betrug in diesem Fall ca. 2%.

Morel et al. [63] zeigten, dass der Temperaturanstieg beim isolierten Motor nicht die Ursache einer Verbrennungsverschlechterung war. Sie stimmten mit der Meinung von Alkidas und Nanlin et al. überein [64]. Es sei notwendig, eine Optimierung unter den geänderten Randbedingungen vorzunehmen, um das volle Potential eines Motors mit wärmeisoliertem Kolben zu entfalten. Ein ähnlicher Gedanke wurde auch von Cheng et al. geteilt.

Die Versuche von Wang et al. [65] wurden mit einer Hochgeschwindigkeitskamera in einer Hochdruckkammer durchgeführt. Sie beobachteten, dass bei simulierten isolierten Motorbedingungen ein kürzerer Zündverzug, begleitet von einer verlängerten Verbrennung, stattfindet. Als Ursache für den kürzen Zündverzug ist die höhere Brennraumtemperatur zu sehen. D.h. durch einen kürzeren Zündverzug findet die Verbrennung nahe der Düse statt und die vorgemischte Verbrennung ist auf ein kleines Gebiet nahe der Düse beschränkt. Die turbulente Durchmischung von mageren und fetten Gebieten in diesem Bereich des Brennraums ist zu späten Zeiten des Zyklus nicht intensiv genug und beeinflusst die Gemischbildung sowie die diffusive Verbrennung.

Hay et al. [66], Beardsley und Larson [67] begründeten den Mehrverbrauch durch eine späte Verlagerung der Verbrennung in der Expansionsphase. Diese Verlagerung ist durch Einlagerung des Kraftstoffs in der porösen keramischen Kolbenoberfläche verursacht. Um die Wirkung der Porosität und Oberflächengüte auf die Verbrennung und Leistung zu untersuchen, haben Tree et al. [68] eine ausführliche Messung verschiedener Kolben mit unterschiedlicher Rauheit und Porosität untersucht. Die Ergebnisse zeigten eine Verbrauchserhöhung verursacht durch eine Spitzlageverschiebung des Brennverlaufs bei einer rauen und porösen Kolbenoberfläche. Eine ähnliche Verschie-

bung wurde bei der Untersuchung eines isolierten Motors beobachtet. Dies lässt sich einerseits durch eine schlechte Gemischbildung, infolge einer Erhöhung des Reibungskoeffizienten an der Kolbenmuldenoberfläche, andererseits durch der Kraftstoffablagerung an der Kolbenoberfläche (Oberflächenbenetzung) erklären.

Schwartz et al. [69]. haben ein 1,85 Liter Einzylinder-Motor mit großer Bohrung als Versuchsträger benutzt. Der Motor war mit einem höheren Druckeinspritzsystem (Cummins PT) ausgerüstet, der Kolben mit plasma-aufgetragenem Zirkoniumdioxid (PSZ) isoliert und der Zylinderkopf wurde getrennt mit Wasser abgekühlt. Sie stellten ebenfalls fest, dass die Verbrennung in einem isolierten Motor durch einen kurzen Zündverzug und eine schlechte Gemischbildung charakterisiert ist. Diese Effekte sind meistens bei Motoren mit kleiner Drehzahl benannt, da mehr Zeit zu Verfügung steht, um die Aufladung zu erhitzen. Im Vergleich zu einem konventionellen Motor stellten die Autoren bei einem isolierten Motor eine hohe Empfindlichkeit gegenüber kleinen Änderungen in den Betriebsparametern fest. Sie wiesen auch auf eine notwendige Optimierung der Verbrennung hin.

Kamo et al. [70] bestätigten die Wichtigkeit eines hohen Druckeinspritzsystems, um das volle Potential des isolierten Motors zu nutzen. Als Versuchsträger diente ein turboaufgeladener, luftgekühlter Sechszylinder-Dieselmotor mit großer Bohrung. Der Zylinderkopf, Ventile und Kolben waren mit 0.13 mm dicker Keramikbeschichtung isoliert. Der Zylinder war mit plasma-aufgetragenem Eisen Titanate (Fe_2 TiO_5) isoliert. Die Versuche waren mit einem Einspritzdruck von 1380 bar, bei verschiedener Drehzahl und Last durchgeführt. Die Ergebnisse zeigten eine Verbrauchsverbesserung um 6 %, insbesondere bei hoher Drehzahl. Die Autoren führten Späteinspritzung und Kurzbrenndauer als Hauptfaktoren zur Verbrauchsverbesserung des isolierten Motors an.

3.2.2 Emission

Bisher haben sich nur wenige Untersuchungen auf dem Gebiet des wärmeisolierten Motors auf die Emissionsminderung fokussiert.

Boehman et al. [71, 72] beobachteten bei Verwendung einer Thermalbarrierenbeschichtung an einem Einzylinder-IDI-Dieselmotor mit großer Bohrung eine Reduktion der partikelförmigen flüchtigen und löslichen organischen Bruchteile (VOF und SOF). Kolben, Zylinderkopf und Ventile wurden mit einer 3 mm dicken Schicht vom Verbindungsmantel (NiCoCrAly) und Oberteilmantel mit Yttrium stabilisierte Zirkonium beschichtet. Die Thermalbarrierebeschichtung wurde zur Oxydation der kondensier-

baren Kohlenwasserstoffe verwendet, die mit dem am Abgastrakt befindlichen Ruß agglomerieren. Die Abbildungen 3.2 und 3.3 zeigen Scanning Electron Microscope (SEM) der Feinpartikel eines Einzylindermotors mit und ohne Isolierung.

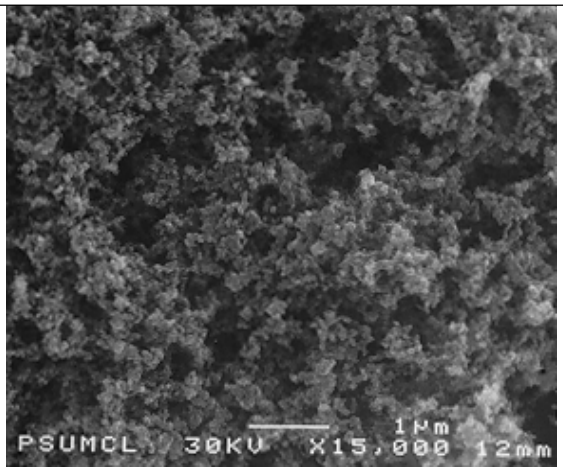


Abbildung 3.2: SEM für Feinpartikel eines beschichteten Einzylindermotors

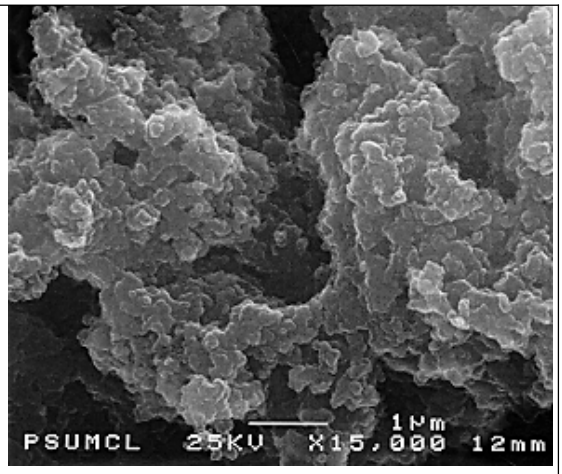


Abbildung 3.3: SEM für Feinpartikel eines nicht beschichteten Einzylindermotors

Voss et al. [57] von der Engelhard Gesellschaft haben GPX-Beschichtung an der Kolbenmulde, den Zylinderkopf und Ventile verwendet. Der Versuchsträger ist ein aufgeladener DI-Sechszylinderdieselmotor mit folgender Konfiguration:

- 9.04 Liter,
- zwei Ventile
- Pumpe-Düse-Einspritzsystem

Die Abgasuntersuchung zeigte eine wesentlich geringere Opazität für den Motor mit GPX-Beschichtung im Vergleich zu einem Standard Motor. Die Opazität korreliert in diesem Fall mit festem Partikelanteil (Ruß) und nicht mit flüchtigem Anteil der Partikeldichte. Abbildung 3.4 zeigt, dass die gesamte Partikelemission des Standardmotors 0.194 g/bhp-hr beträgt. Durch Einsatz einer keramischen Beschichtung wurde der feste Partikelanteil um 50 % im Vergleich zum Standardmotor reduziert. Bei einer Kombination von Zirkonium Beschichtung mit einem Oxidationskatalysator wurde die gesamte Partikelemission um 59 % verringert ohne einen Anstieg der NO_x-Konzentration und des Verbrauchs. Die keramische Beschichtung allein erhöht die HC- und CO-Konzentration, die wiederum durch einen Oxydationskatalysator reduziert wird.

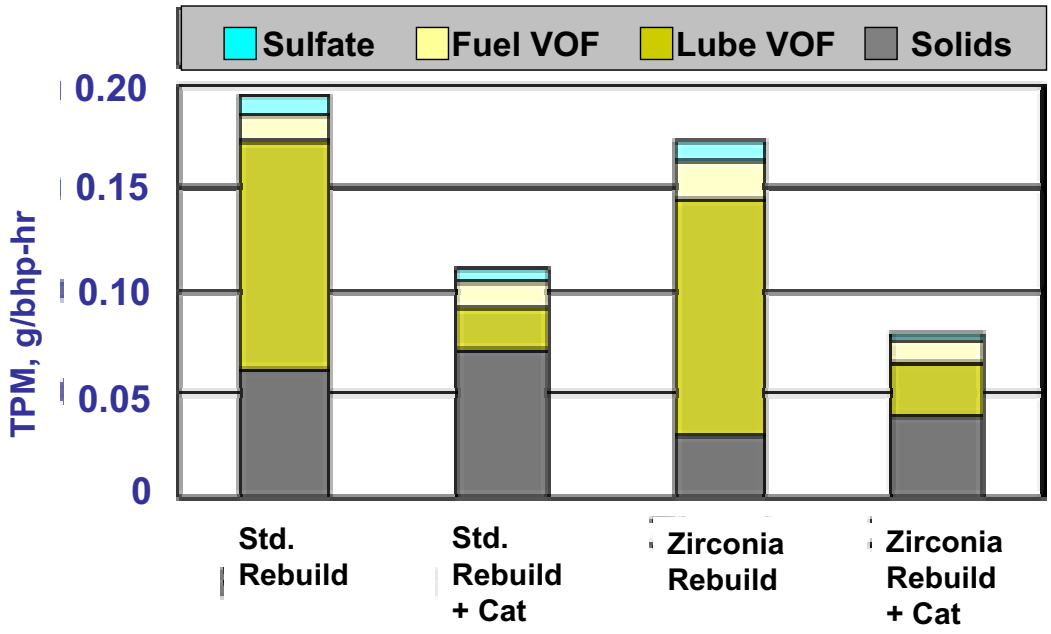


Abbildung 3.4: Partikelemissionen (TPM) nach [55]

Kamo et al. [73] haben eine bedeutsame Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs sowie der Leistung bei einem wärmeisolierten Motor, ausgerüstet mit Hochdruck Einspritzsystem (1380 bar), erreicht. Bei der Abgasanalyse wurde ein Anstieg der NO_x-Emissionen um 60 %-80 %, begleitet von einer Abnahme der Rußkonzentration, festgestellt. Durch Späteinspritzung wurde eine dramatische Abnahme der NO_x-Konzentration ohne eine bedeutende Zunahme der Rußkonzentration beobachtet.

Hultdvist et al.[74] verwendeten eine katalytische sowie eine nichtkatalytische keramische Beschichtung zu dem Bauteil eines HCCI Motors. Ziel war eine Verminderung des unverbrannten Kohlenwasserstoffs (HC). Durch Einsatz einer dünnen, nichtkatalytischen Beschichtung war eine geringe Reduktion von sowohl HC als auch Kohlemonoxyd (CO) zu erkennen während alle katalytischen Beschichtungen eine Abmagerung des Kraftstoffs in der Grenzenschicht zeigten. Dies führte zu einem katalytischen Flammenverlöschen und zu hohen Abgasemissionen.

Hergart hat den Einfluss einer Kolbenwandtemperaturerhöhung auf die Rußbildung und -oxydation mittels Modellierung der dieselmotorischen Verbrennung beobachtet. Seine Untersuchungen basieren auf dem Flamelet-Konzept, das imstande ist, unter Einbeziehung komplexer chemischer Mechanismen, die Schadstoffbildung von NO_x und Ruß in Übereinstimmung mit Experimenten zu simulieren [75, 76, 77]. In den genannten Arbeiten wurde das Konzept multipler oder instationärer Flamelets (**R**epresentative **I**nteractive **F**lamelets, RIF) [1] angewendet, welches der örtlich und zeitlich

inhomogenen Verteilung der skalaren Dissipationsrate und den unterschiedlichen Zeitskalen der chemischen Reaktionen besondere Rechnung trägt. Bei einem kleinhubigen, direkteinspritzenden Dieselmotor (DIATA-Motor von Ford) wurden 3 D-Simulationen durchgeführt, bei denen zunächst die Rußemissionen an einem Aggregat mit gekühlten Brennraumwänden validiert wurden [78]. Die Temperatur wurde in den Rechnungen hypothetisch erhöht [1]. Gegenüber dem Basisfall von 520 K zeigte sich bei 850K zwar eine Erhöhung des maximalen Massenanteils Ruß, jedoch wurde eine um den Faktor 4 gesenkte Rußemission berechnet. In Abbildung 3.5 ist der Massenanteil Ruß über dem Kurbelwinkel für diese Wandtemperaturen dargestellt. Mittels der zeit- und ortsaufgelösten numerischen Daten konnte die geringere Emission auf eine deutlich erhöhte Rußoxidation zurückgeführt werden. Der Simulation lag ein speziell erweitertes Flamelet-Konzept zugrunde, bei dem verschiedene Flamelets definiert werden. Einmal solche, die die Verbrennung im wandfernen Bereich des Brennraums beschreiben und andere, sogenannte Wand-Flamelets, welche die wandnahen Bereiche repräsentieren. Letztere können auf Grund des höheren Wärmeverlustes verlöschen. Die Ergebnisse der Simulationen zeigten auch, dass verlöschte Wand-Flamelets nicht mehr zünden. Bei Teillast werden die im Abgas beobachteten Rußkonzentrationen daher im wesentlichen durch Verlöschungseffekte verursacht [78].

Die Flamelet-Rechnungen erlauben ebenfalls eine Voraussage über die NO_x-Emissionen. Durch die insgesamt erhöhte Temperatur im Brennraum steigen diese gegenüber dem Basisfall von 520 K bei 850 K um lediglich 9 % (siehe Abbildung 3.6).

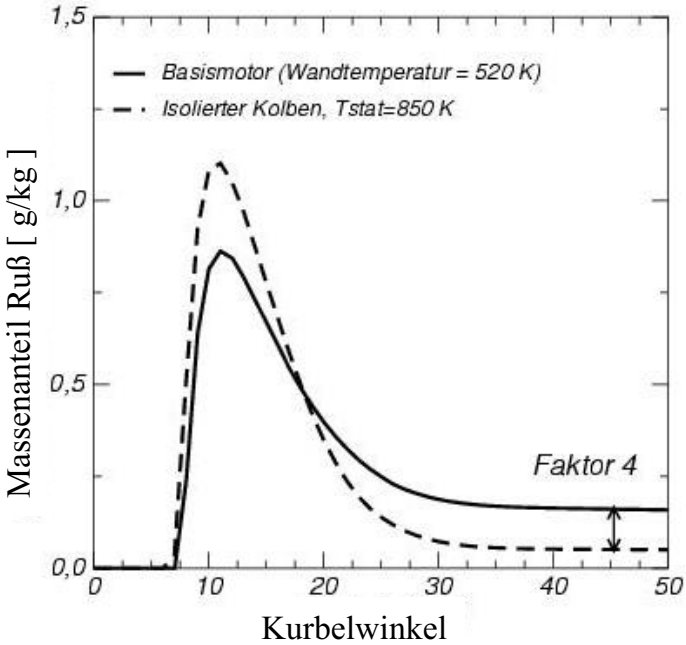


Abbildung 3. 5: Einfluss der Wandtemperatur auf die Rußemission [1]

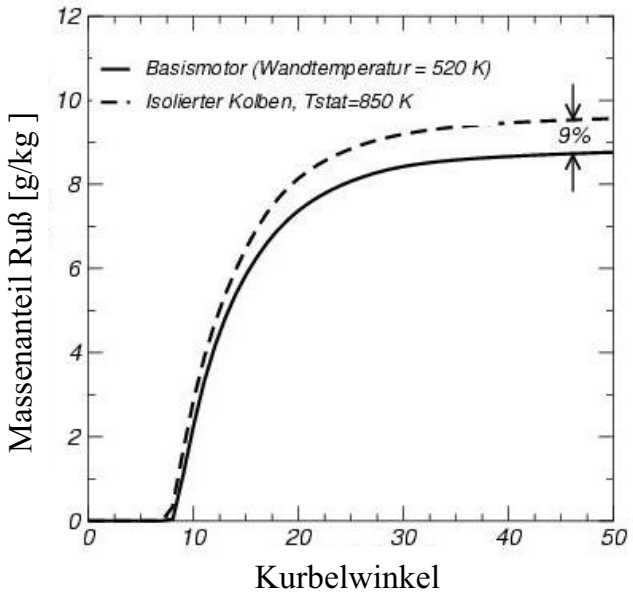


Abbildung 3.6: Einfluss der Wandtemperatur auf die Stickoxidemission [1]

Tree et al. [79] haben eine ausführliche Untersuchung der Ruß-Wand-Interaktion mittels simultan PLII-Ruß und OH-PLIF in einem DI Dieselmotor durchgeführt. Sie stellten eine Abmagerung des OH-Radikals, das hauptsächlich verantwortlich für Rußoxidation ist, und Ablagerung der Rußpartikel an der Wand (Abbildung 3.6), fest. Diese experimentellen Ergebnisse bestätigen die Simulationsergebnisse von Hergart.

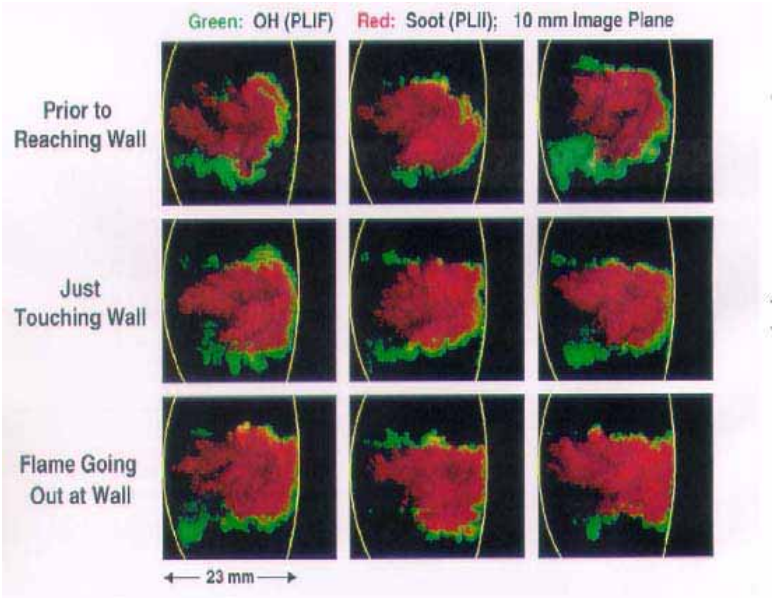


Abbildung 3.7: Ruß-Wand-Interaktion mittels simultan PLII-Ruß und OH-PLIF in einem DI Dieselmotor [79]

3.2.3 Diskussion

Umfangreiche Versuche mit wärmeisolierten Motoren wurden bereits in den achtziger Jahren durchgeführt, hauptsächlich mit dem Ziel, die Wärmeverluste zu reduzieren und damit den Wirkungsgrad zu erhöhen. Obwohl die meisten Experimente mit isolierten Kolben durch einen geringeren Wandwärmefluss im Vergleich zum konventionellen nicht isolierten Motor charakterisiert wurden, waren die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad nicht eindeutig. Die möglichen Gründe für diese Unstimmigkeiten können den folgenden Faktoren zugeschrieben werden:

- Verschiedene Parameter sind gleichzeitig geändert worden, die den Effekt der Isolierung überdecken.

- Die Verbrennung im wärmeisolierten Motor ist unter Betriebsbedingungen untersucht worden, die für den konventionellen Motor optimiert wurden.

- Wärmeisolierte Motoren sind empfindlicher gegenüber kleinen Änderungen der Betriebsbedingungen als konventionell gekühlte Motoren.

Luftaufwand

Der Liefergrad eines isolierten Saugmotors ist wegen der höheren Brennraumtemperatur negativ beeinflusst worden. Diese thermische Drosselung ist eine der Hauptursachen für die Leistungsverschlechterung des isolierten Motors. Dieser Effekt tritt besonders bei kleinen Drehzahlen auf, da die Ansaugluft mehr Zeit für die Erwärmung hat. Deshalb ist es sinnvoll, bei einem direkten Vergleich zwischen einem isolierten und einem nicht isolierten Motor das Kraftstoff-Luft-Verhältnis konstant zu halten.

Oberflächengüte

Eine schlechte Oberflächengüte der Beschichtung, wie Rauheit und Porosität, wirken negativ auf Verbrennung und Leistung. D.h. durch Einlagerung eines Teils des eingespritzten Kraftstoffs in der porösen und rauen Kolbenoberfläche entsteht eine Spitzlageverschiebung des Brennverlaufs. Die Veränderung der Oberflächengüte einer Beschichtung überdeckt der Effekt der Isolierung.

Art der Verbrennung

Die Brennraumtemperatur eines isolierten Motors beeinflusst die Gemischbildung, Zündung und Verbrennung. In vielen Untersuchungen wird eine verschleppte Verbren-

nung als primäre Ursache für eine Leistungsverschlechterung genannt. Es ist anzumerken, dass diese Studien eine verhältnismäßig alte Technologie mit niedrigem Druckeinspritzsystem benutzt haben. Die verlängerte Verbrennungsdauer lässt sich auf den verkürzten Zündverzug und die lange Einspritzrate zurückführen. Falls ein Vergleich zwischen isolierter und nicht isolierter Motorleistung durchgeführt werden soll, ist es notwendig, dass der Brennverlauf für beide Fälle möglichst ähnlich ist.

Einspritzsystem

Neue Studien stellten fest, dass durch den hohen Einspritzdruck und den passenden Einspritzverlauf eine Verbrauchsverbesserung beim isolierten Motor zu realisieren sei. D.h. eine ausreichend kurze Einspritzrate mit steil fallender Flanke erlaubt eine Spätverlagerung des Einspritzbeginns. Dies führt auf eine effizientere Verbrennung und eine Verbrauchsverbesserung.

Kraftstoff

Ein Kraftstoff mit niedriger Cetanzahl hat eine positive Wirkung auf den Kraftstoffverbrauch bei wärmeisoliertem Motor bewiesen. Die Cetanzahl steht in enger Beziehung zur Zündverzugszeit und kann den beobachteten kürzeren Zündverzug bei isoliertem Motor ausgleichen [80].

Abgasemission

Bisher haben nur wenige Studien auf dem Gebiet des wärmeisolierten Motors einen Schwerpunkt bei der Abgasemission gesetzt. Die Aussagen über die Wirkung der Beschichtung auf die Abgasemission sind oft nicht überzeugend. Einige Studien, die eine Thermalbarrierenbeschichtung in einem Einzylinder-IDI-Dieselmotor verwendeten, zeigten eine Verringerung bei den flüchtigen und löslichen organischen Partikeln (VOF und SOF) [69]. Andere zeigten eine Reduktion des festen Partikelanteils [57], also genau das Gegenteil.

Die Experimente von D. Assanis et al. [81] zeigten eine deutliche Abnahme der Rußemission bei Kolben mit keramischer Beschichtung von 1 mm Dicke. Bei 0.5 mm Dicke erfolgt, im Vergleich zum nicht isolierten Kolben, eine leichte Zunahme. Dickey et al [82] beobachteten eine hohe Rußemission. Sie führten diese Zunahme hauptsächlich auf eine zu hohe Abgastemperatur und längerer Brenndauer zurück. Alkidas [6] berichtete keinen konstanten Trend. Die Ergebnisse hingen von der Optimierung des Motors und von den Betriebsbedingungen ab.

Nutzung der Abgasenergie

Die Abgasenthalpie eines isolierten Motors kann für

- den Gasturbinenprozess,
- Aufladung oder Verbundverfahren,
- Verlängerung der Expansion (Miller Kreisprozess)

teilweise genutzt werden.

Ein weiterer wichtiger Aspekt bei der Nutzung der Abgasenthalpie ist die Abgasnachbehandlung. Die Herabsetzung der Abgastemperatur, insbesondere bei Teillast, bringt bei der Abgasnachbehandlung allerdings erhebliche Probleme mit sich. Die im Abgas enthaltenen Rußpartikel werden zunächst im Partikelfilter aus Siliziumkarbid gesammelt. Um eine Verstopfung der Filter zu vermeiden, müssen abgelagerte Partikel regelmäßig verbrannt werden. In ständigen Abständen von rund 700 Kilometern erfolgt eine Regeneration mittels ein oder zwei Nacheinspritzungen. Diese Nacheinspritzungen erzeugen durch die Anwesenheit von Sauerstoff im Abgas zusätzliche Wärme in den Oxidationskatalysatoren. Hierbei wird die Abgastemperatur stark erhöht, so dass die abgelagerten Partikel verbrennen. Die Verbrennung erfolgt bei Temperaturen zwischen 600 °C und 650 °C. Eine Abgastemperaturanhebung ist allerdings, unabhängig davon durch welche konventionellen Maßnahmen sie erfolgt (Drosselung, Spätеinspritzung, Nacheinspritzung usw.) mit Kraftstoffverbrauchsanstieg verbunden.

Mit Hilfe eines Oxidationskatalysators lassen sich nennenswerte Reduktionen der HC- und CO-Emissionen erzielen. Die Konvertierungsrate eines definierten Katalysators hängt im Wesentlichen von der Abgastemperatur und der sogenannten Raumgeschwindigkeit ab. In Abbildung 3.8 ist die effektiv leistungsfähige Konvertierung eines typischen Oxidationskatalysators als Funktion der Abgastemperatur gegeben. Es ist zu erkennen, dass eine Sättigung der Konvertierungsrate von CO-Konzentration ab 200 °C bzw. HC-Konzentration ab 300° C erreicht werden.

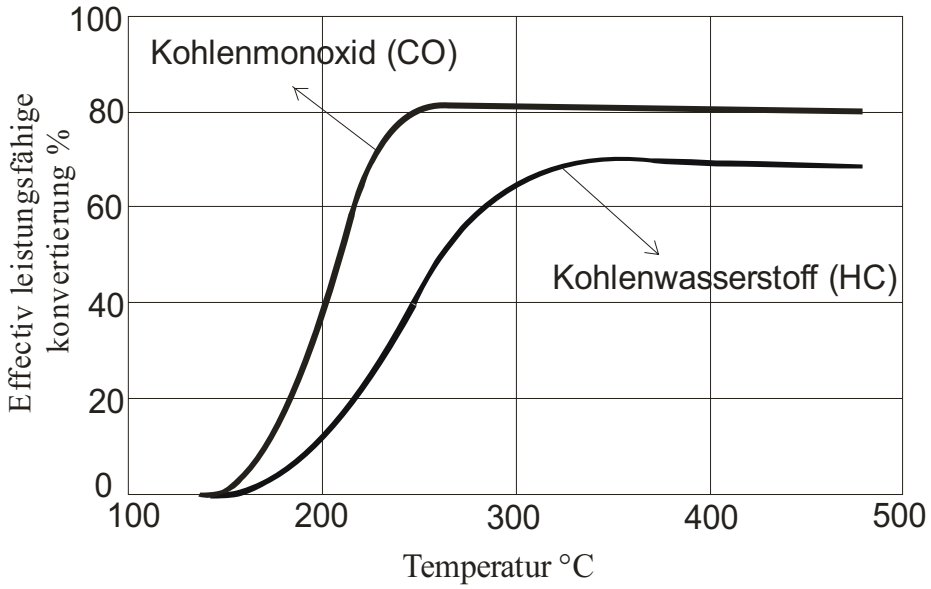


Abbildung 3.8: Effektiv leistungsfähige Konvertierung eines typischen Oxidation Katalysators als Funktion der Abgastemperatur [83]

Fazit

Aufgrund der Kenntnisse dieser Literaturrecherche können folgende Aussagen gemacht und Empfehlungen für weitere Forschungen auf dem Gebiet des Einflusses des Wärmeübergangs auf den Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen im Verbrennungsmotoren gegeben werden.

- Die oben genannten Ergebnisse und die Arbeiten von Hergart [1] und Voss [57] in Bezug auf Rußemission sind vielversprechend und sollten in der Forschung weitere Beobachtung finden.

- Zur Vermeidung aufwändiger Entwicklungsarbeiten mit keramischen Komponenten wird die Isolierung in nachfolgenden Forschungsvorhaben mit Nimonic und Luftspalt durchgeführt.

- Der Verbrennungsprozess beim partiell isolierten Motor muss besser verstanden und optimiert werden. Eine Zunahme der Abgastemperatur soll betrachtet werden als ein zusätzlicher Gewinn des spezifischen Kraftstoffverbrauchs.

- Schließlich ergibt sich durch eine Erhöhung der Abgastemperatur der Vorteil einer beschleunigten Aufheizung des Abgaskatalysators

Kapitel 4

4.Theoretische Grundlagen der angewandten Messtechniken

4.1 Strahlungsthermometrie

Jeder Körper, dessen Temperatur oberhalb des absoluten Nullpunktes liegt, d.h. -273,15 °C, strahlt Energie in Form elektromagnetischer Strahlung ab, deren Intensität als Funktion der Wellenlänge von der Temperatur des Körpers abhängt. Bei –273,15 °C tritt keinerlei elektromagnetische Strahlung mehr auf und dieser Punkt wird deshalb als absoluter Nullpunkt definiert.

Der Infrarotbereich ist dem Bereich der optischen Strahlung zugeordnet, der auch die sichtbare und ultraviolette Strahlung umfasst. Dabei handelt es sich um elektromagnetische Strahlung im Spektralbereich von 0.8 µm bis 1 mm. Hierbei wird zwischen dem nahen, dem mittleren und dem fernen IR-Bereich unterschieden.

Mit steigender Temperatur nimmt die abgestrahlte Energie zu und das Maximum der ausgesandte Wärmestrahlung wird zu kürzeren Wellenlängen verschoben. Das Objekt glüht mit steigender Temperatur intensiver und geht von anfänglich sehr dunklem Rot zu hellem Rot, gelben und weißen Farbtönen über.

Der schwarze Strahler

Bei der thermischen Strahlung geht man immer von dem Idealbild, dem Schwarzen Strahler aus. Absorbiert ein Körper für alle Wellenlängen und Temperaturen die gesamte auftreffende Strahlung, also 100 %, so spricht man von einem Schwarzen Körper oder Schwarzen Strahler. Das bedeutet, dass keinerlei Verluste durch Transmission und Reflexion vorhanden sind. In der Praxis kommt das Idealbild des Schwarzen Strahlers auf Grund unterschiedlicher Materialien und Strukturen nie vor, es treten die

oben genannten Verluste wegen geringerer Absorption auf. Ein schwarzer Strahler strahlt über einen breiten Wellenlängenbereich. Der Zusammenhang zwischen der spektralen Strahldichte L_s und der Temperatur T in Abhängigkeit von der Wellenlänge λ kann mathematisch durch das Planck`sche Strahlungsgesetz beschrieben werden.

$$L_s(\lambda,T) = \frac{c_1}{\Omega_0 \pi \lambda^5 \left(\exp^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1 \right)} \tag{4.1}$$

Die Konstanten c_1 und c_2 lassen sich durch das Planck`sche Wirkungsquantum h, die Boltzmann-Konstante k und Lichtgeschwindigkeit im Vakuum c_0 ausdrücken.

$$c_1 = 2 \cdot \pi \cdot h \cdot c_0 \tag{4.2}$$

$$c_2 = 2 \cdot c_0 / k \tag{4.3}$$

Das Strahlungsvermögen von realen Strahlern wird außer von der Temperatur auch von deren optischen Eigenschaften beeinflusst. Die Strahlungsintensität bei einer beliebigen Wellenlänge hängt nur von der Temperatur des schwarzen Strahlers ab. Die effektive Strahldichte wird durch das Kirchoff`sche Strahlungsgesetz beschrieben.

$$L_e(\lambda,T) = \varepsilon(\lambda,T) L_s(\lambda,T) \tag{4.4}$$

Dabei ist der Emissionsgrad $\varepsilon(\lambda,T)$ ein Maß für die Abweichung der optischen Eigenschaften eines realen Strahlers von denen eines schwarzen Körpers und ist stets kleiner als eins.

4.2 Lichtextinktionsmesstechnik

Trifft eine elektromagnetische Welle auf feste Teilchen, so tritt sie mit diesen in Wechselwirkung und die Intensität des einfallenden Lichts wird durch Streuung und Absorption abgeschwächt. Die aus den beiden Vorgängen resultierende gesamte Abschwächung des einfallenden Lichts nennt man Extinktion.

Extinktion = Absorption+Streuung

Die Transmission τ, die das Verhältnis der einfallenden zur austretenden Lichtintensität beim Durchgang von Licht durch eine Wolke der Länge L und kleiner Partikel D darstellt, lässt sich nach dem Lambert-Beer´schen Gesetzt beschreiben [84].

$$\frac{I}{I_0} = \exp\left(-\frac{\pi D^2}{4} n_V Q_{ext} L\right) \tag{4.5}$$

Dabei entspricht I der Intensität des austretenden Lichts, I_0 der Intensität des einfallenden Lichts, Q_{ext} dem Extinktionskoeffizienten der Partikel (Ruß) und n_V der Teilchenzahldichte in der Partikelwolke (Ruß).

Die Absorption- bzw. Streuungseigenschaften verändern sich nach [85, 86], abhängig von dem Partikeldurchmesser D und der Wellenlänge λ des fallenden Lichts. Daher wird oft die bezogene Größe α verwendet.

$$\alpha = \frac{\pi . D}{\lambda} \tag{4.6}$$

α <<1 für den Fall, dass der Partikeldurchmesser sehr viel kleiner als die Lichtwellenlänge ist. Die optischen Eigenschaften entstehen in diesem Fall nahezu ausschließlich durch Absorption. Man spricht von Rayleigh-Streuung.

Bei Partikeln, die nicht mehr klein gegenüber der Wellenlänge sind. Die Elektronen werden in den verschiedenen Teilen eines Partikels mit verschiedener Phase angeregt. Die phasengerechte Summe aller Streuwellen eines Partikels ist das resultierende, winkelabhängige Streulicht.

Die optischen Materialeigenschaften des Partikels sind im komplexen Berechnungsindex m zusammengefasst [87]:

$$m = \mathrm{N} - i\mathrm{K} \tag{4.7}$$

$$\mathrm{N} = n \tag{4.8}$$

$$K = \frac{n\lambda}{4\pi}\mu \tag{4.9}$$

mit:

N	beschreibt die Brechungsindex
n	Brechzahl
K	beschreibt die Absorptionsindex
μ	Absorptionskoeffizient

Der komplexe Brechungsindex von Ruß wurde aus [88] übernommen und betrug $m = 1.95 - 0.66i$.

Da nach [89] die Form einer Partikelgrößen-Verteilungsfunktion, insbesondere für kleine Partikel, nur einen sehr geringen Einfluss auf die berechnete Rußmassenkonzentration hat, kann diese durch einen mittleren Partikeldurchmesser beschrieben werden. Der Extinktionskoeffizient Q_{ext} lässt sich nach der Mie`schen Streulichttheorie [85] aus dem komplexen Brechungsindex der Partikel, der Wellenlänge des einfallenden Lichts sowie dem Partikeldurchmesser für einen Winkel von 0 Grad berechnen.

Bäcker und Wiartalla [90] messen den zeitlichen Transmissionsverlauf in einer Dieselbrennkammer mit Hilfe eines He-Ne-Lasers, der bei 0.633 µs Strahlung emittiert. Zur Bestimmung der Rußkonzentration nehmen sie an, dass die Rußpartikeldurchmesser kleiner als 50 nm sind. Der Lichtextinktionskoeffizient ist eine komplizierte Funktion von Partikelgrößenwert α und dem komplexen Berechnungsindex m (Rußpartikel) [85]. Ist α klein genug, um in den Bereich der Rayleigh-Streuung zu fallen, so vereinfacht sich der Extinktionskoeffizient, da man nur den ersten Term der Reihe zur Berechnung verwenden muss:

$$Q_{ext}(\alpha) = -4\alpha \,\mathrm{Im}\left(\frac{m^2-1}{m^2+2}\right)$$

$$Q_{ext}(D) = -\frac{4.\pi.D}{\lambda}\,\mathrm{Im}\left(\frac{m^2-1}{m^2+2}\right) \tag{4.10}$$

mit:

λ	=	Wellenlänge des einfallenden Lichts
m	=	komplexer Brechungsindex
Im	=	Imaginärteil einer komplexen Zahl

Mit Gl. (4.5) ergibt sich für das Intensitätsverhältnis

$$\frac{I}{I_0} = \exp\left\{-\frac{\pi.n_v.L}{4}\left[-4\frac{\pi D}{\lambda}.\mathrm{Im}\left(\frac{m^2-1}{m^2+2}\right)\right]D^2\right\} \tag{4.11}$$

Hieraus kann schließlich die gesuchte Partikelkonzentration wie folgt bestimmt werden:

$$c_{Ruß} = \rho_{Ruß} n_V \frac{\pi}{6} D^3 \tag{4.12}$$

Daraus kann bei Auflösung der Gleichung nach D und Einsetzen in Gl. (4.12) die Partikelmassenkonzentration $c_{Ruß}$ berechnet werden:

$$c_{Ruß} = \rho_{Ruß} \frac{\lambda}{6.L.\pi \operatorname{Im}\left[\left(m^2 - 1\right)/\left(m^2 + 2\right)\right]} \ln\left[\frac{I}{I_0}\right] \tag{4.13}$$

Die zur Berechnung der Rußmassenkonzentration aus Lichtextinktionssignal notwendigen Daten wurden im Rahmen einer Literaturrecherche ermittelt.

- Durchmesser der Rußpartikel $D < 50nm$
- komplexer Berechnungsindex $m = 1.95 - 0.66i$
- Dichte der Rußpartikel $\rho_{Ruß}$=1.8 g/cm³

Die optische Mindestmesslänge eines Opazimeters wird durch die Gleichung (4.13) definiert, um eine kleinste möglich Partikelkonzentration mit hoher Genauigkeit zuverlässig messen zu können.

Kapitel 5

5 Versuchsträger und Messtechniken

Primäre Zielsetzung des Forschungsvorhabens ist es, die theoretisch-numerischen Voraussagen über den Einfluss der Wandtemperatur auf die Rußoxidation in den wandnahen Schichten eines Dieselmotors mit Common-Rail-Einspritzung zu nutzen, um Schadstoffminderungspotentiale durch Isolierung der Kolbenmulde aufzuzeigen. Zu diesem Zweck wurde für die Untersuchungen ein Einzylinderdieselmotor der Fa. Hatz als Versuchsträger gewählt. Den Einfluss von Isoliermaßnahmen auf die Muldenwandtemperatur wird berührungsfrei mit Hilfe eines Infrarot-Einfarben-Pyrometers gemessen. Um die sehr niedrigen Rußkonzentrationen im Teillastbereich zuverlässig zu erfassen, wird ein Opazimeter mit hoher Messgenauigkeit entwickelt. Weitere Emissionen, wie z.B. NO_x, und der Verbrauch sollen mit vorhandenen Standardmesstechniken erfasst werden.

In dieser Arbeit wird ein Vergleich zwischen isolierten und nicht isolierten Kolben an einem DI-Dieselmotor gezogen. Mit Hilfe der zyklusaufgelösten Emissions-Spektroskopie (ZES) werden integrierte Verläufe der Rußkonzentrationen während des Verbrennungsablaufs im Brennraum gemessen. Die Rußkonzentrationen werden über den Kurbelwinkel gemessen, um die Prozesse der Rußbildung und der Rußoxidation gegeneinander abgrenzen zu können.

5.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger dient ein direkteinspritzender Einzylinderdieselmotor der Fa. Hatz, Modell 1D81Z Baujahr 1999 mit den folgenden Kenndaten:

Zylinderzahl:	Einzylinder
Hubraum: [cm³]	667
Verdichtungsverhältnis	18.5
Bohrung [mm]	100
Hub [mm]	85
Einspritzsystem	Bosch Common Rail
Maximaler Raildruck [bar]	1600
Einspritzdüse	Minisacklochdüsen 5 -Loch-Düsen
Lochdurchmesser	Variable
Kegelwinkel [deg.]	154

Tabelle 5.1 Technische Daten des Versuchsträgers und des Einspritzsystems

Der Versuchsträger wird auf einen Prüfstand mit einer Vier-Quadranten-Pendelmaschine aufgebaut, die sowohl gefeuerten wie auch angetriebenen (geschleppten) Motorbetrieb bei Konstant-Drehzahlregelung erlaubt (Abbildung 5.1).

Der Zylinderkopf wird so modifiziert, dass der Zylinderinnendruck mit einem montierten piezoelektischen Druckaufnehmer aufgezeichnet wird.

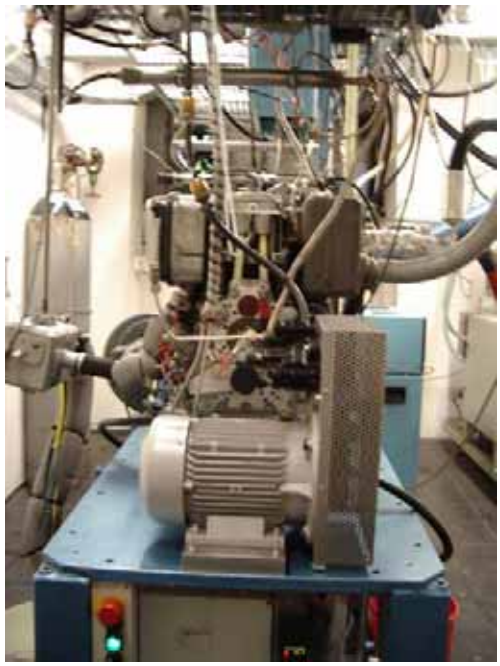


Abbildung 5.1 Versuchsträger

Der Motor wird gegenüber dem Serienstand modifiziert, um die Betriebsparameter Einspritzbeginn, -menge, -druck und Abgasrückführrate unabhängig voneinander einstellen zu können. Dafür wird ein Common-Rail-Einspritzsystem der zweiten Generation mit maximal 1600 bar Einspritzdruck eingesetzt (Abbildung 5.2). Das System ist in der Lage, die Einspritzmenge auf mehrere Teileinspritzungen zu verteilen. Unter motorischen Bedingungen werden eine Voreinspritzung, eine Haupteinspritzung und eine Nacheinspritzung vorgenommen. Die Einspritzpumpe wird über einen Elektromotor aktiviert und fördert kontinuierlich Kraftstoff in einen Druckspeicher (Rail). Der hochfeste Rail ist in Schmiedtechnik ausgeführt, deren Innendurchmesser zur Vermeidung von Druckschwingungen groß ausgeführt wird. Das Volumen des Rails muss so groß sein, dass die Druckschwingungen durch die Hochdruckpumpe und die Einspritzung möglichst klein gehalten werden können. Andererseits muss es so klein sein, dass ein schneller Druckaufbau beim Heißstart gewährleistet ist.

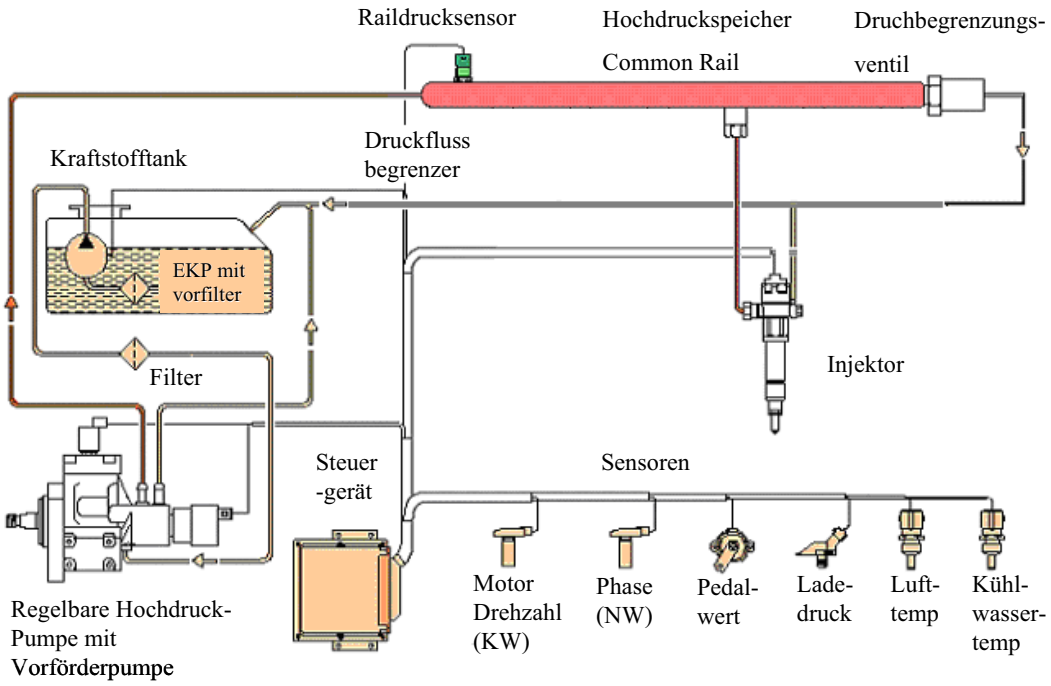


Abbildung 5.2: Prinzipbild Common-Rail-Einspritzsystem

5.1.1 Raildrucksensor

Zur Druckregelung des Systems wird ein Raildrucksensor und ein Druckregelventil verwendet. Der am Railrohr montierte Raildrucksensor liefert Messwerte über den aktuellen Raildruck an das Motorsteuergerät (Istdruck). Es handelt sich um einen Drucksensor, der nach dem piezoelektrischen Prinzip arbeitet. Der Raildruck wirkt auf eine Membrane im Sensor, welche sich in Abhängigkeit des Raildrucks verformt. Auf

dieser Membrane befindet sich eine Messzelle, die über eine Auswerteschaltung ein Spannungssignal an das Motorsteuergerät liefert. Die Ausgangsspannung steigt mit dem Raildruck. Der Sensor wird vom Motorsteuergerät mit einer Spannung von 5 V versorgt.

5.1.2 Raildruckregelventil

Zur Druckreglung befinden sich ein genauer, nullpunktstabiler Sensor sowie ein Druckregelventil an der Rail (siehe Abbildung 5.2). Im Druckregelventil wird über eine Feder eine Druckkraft auf eine Kugel aufgebracht, die der Rail abschließt. Um verschiedene Raildrücke einzustellen wird die Federkraft durch einen Magneten erhöht, der über ein entsprechendes Tastverhältnis angesteuert wird. Hierdurch kann bei verschiedenen Volumenströmen ein konstanter Druck erzielt werden.

5.1.3 Injektor

Die Injektoren (siehe Abbildung 5.2) haben die Aufgabe, zur richtigen Zeit die richtige Menge Kraftstoff in den Brennraum einzuspritzen. Das System ist in der Lage, pro Arbeitstakt mehrere Einspritzungen vorzunehmen. So können beispielweise bei kaltem Motor zwei zeitlich aufeinander folgende Voreinspritzungen vorgenommen werden, um einen leiseren Motorlauf zu gewährleisten. Im Vergleich zum warmen Motor erfolgt nur eine Voreinspritzung. Außerdem können bei den Motoren mit Dieselpartikelfiltersystem (DPF-System) Nacheinspritzungen zur Erhöhung der Temperatur im Partikelfilter vorgenommen werden. Um dies zu realisieren muss der Injektor in der Lage sein, sich innerhalb kürzester Zeit zu öffnen und zu schließen, um auch kleinste Einspritzmengen bereitzustellen.

5.1.4 Einspritzdüse

Der Hatzmotor hat aufgrund der exzentrischen Brennraummulde, im Gegensatz zu Common-Rail-Motoren, eine gegen die Senkrechte um 19° schräg gestellte Düse. Deshalb ist eine neue Anfertigung der Einspritzdüse durch die Fa. Bosch erforderlich. Die Düse soll zum CRPI-Injektor kompatibel sein.

5.1.5 Kurbelwellen- und Nockenwellensensor

Ein am freien Ende der Kurbelwelle montierter inkrementeller Drehwinkelgeber (KWM) der Fa. Heidenhain [120] liefert kontinuierlich Zeitmarken mit einer Auflösung von 0,1 °KW. Der Nockenwellenmarkengeber (NWM) ist Hallgeber, der am freien Ende der Nockenwelle montiert ist und erkennt, welcher Zylinder sich im Arbeitsakt befindet. Dies ist notwendig, um die richtige Ansteuerung der Injektoren sicherzustellen. Die (KWM) und (NWM) dienen der exakten Positionierung eines Triggers auf dem oberen Tot-Punkt des Kompressionstaktes OT_H des Zylinders.

5.1.6 Motorsteuerung

Das Steuergerät IPC-ITM ist eine elektronische Einspritzsteuerung für Verbrennungsmotoren. Das Gerät erfasst die relevanten Betriebsparameter (der untere Tot-Punkt U_T bzw. der untere Tot-Punkt während der Kompressionsphase $U_{TH.}$) und steuert die Einspritzung über maximal vier voneinander unabhängige Schaltausgänge.

Das Steuergerät hat folgende Eigenschaften zusammengefasst:

- Einspritzsteuerung
- Programmierung der Anzahl der Einspritzungen
- Druckregelung
- Erzeugung von Signalen zur Ansteuerung einer Kamera und eines Lasers

Einspritzsteuerung

Die Einspritzsteuerung benötigt für ihre Funktion zwei Motorsignale (das Triggersignal und das Winkelmarkensignal). Das Triggersignal ist ein Referenzsignal, das eine feste Position eines Motorzyklus signalisiert. Das Winkelmarkensignal soll alle 0,1 °KW angeben. Beide Signale müssen TTL-Eigenschaften (0 - 5 V) haben und sollen nicht kürzer als 1 µs sein, da kürzere Signale als Störung interpretiert werden können. Maximal vier voneinander unabhängige Einspritzsignale, die aus Vor-, Haupt- und Nacheinspritzung bestehen, können generiert werden.

Die Bildschirmanzeige zeigt für jeden Kanal und jedes Einspritzfenster die aktuell gültigen Parameter an. Die Ausgangsimpulse sind durch ihre Parameter (Einspritzbeginn und Einspritzdauer) beschrieben. Der Einspritzbeginn ist in 0,1 °KW an-

und Einspritzdauer) beschrieben. Der Einspritzbeginn ist in 0,1 °KW angegeben und hat ein Minimum von 0° KW und ein Maximum von 719 °KW. Die Einspritzdauer hat ein Minimum von 10 µs und ein Maximum von 9999 µs.

Programmierte Zyklusanzahl

Die Steuerung kann durch Parameter (das Triggersignal und das Winkelmarkensignal) eine bestimmten Anzahl von Einspritzpulsen gewählten. Die Anzahl der Einspritzzyklen kann beliebig von 1 bis 65534 gewählt werden. Gemäß der vorgegebenen Anzahl werden die Motorzyklen gezählt und anschließend das Einspritzsignal deaktiviert.

Druckregelung

Die integrierte Raildruckregelung regelt mit Hilfe eines Softwarereglers den gemessenen Druck auf den eingestellten Solldruck. Sowohl der Ist- als auch der Solldruck werden in Form von analogen 0-10-Volt-Signalen eingespeist. Das Ventil wird vom Motorsteuergerät über ein pulsweitenmoduliertes Signal (PWM-Signal) angesteuert. Das Tastverhältnis wird in Relation zum gewünschten Raildruck verändert. Vom Rail aus fließt der Kraftstoff durch Hochdruckleitungen zum Injektor.

Laser und Kamera-Steuersignal

Zusätzlich zu den Motoreinspritzsignalen erzeugt die Steuerung zwei TTL-Signale, die zur Ansteuerung eines Lasers und einer Kamera verwendet werden.

Das erste Signal wird mittels zweier Parameter, (Startwinkel und Endwinkel), angegeben. Beide Angaben erfolgen in Schritten von 0,1 °KW. Das Signal wird bei jedem Motorzyklus zwischen den beiden angegebenen Winkeln einmal erzeugt. Das zweite Signal benötigt die Angabe eines Startwinkels. Die Dauer des Signals muss in Millisekunden angegeben werden. Zulässig sind drei Nachkommastellen.

5.2 Abgasrückführung (AGR)

Eine effektive Methode zur Senkung der Stickoxidemissionen bei Dieselmotoren ist neben einer Spätverstellung des Einspritzbeginns die Abgasrückführung (AGR). Bei der am Hatzmotor angewandten externen Abgasrückführung wird ein Teil des Abgasmassenstroms über eine Verbindungsleitung in die Ansaugluft geleitet und mit dieser vermischt. Die Abgasrückführrate wird errechnet, indem man den CO_2-Gehalt im Ab-

gas und im Ansaugtrakt misst. Dabei wird folgende Definition für die Abgasrückführrate verwendet.

$$x_{AGR} = \frac{X_{CO_2,Saugrohr} - X_{CO_2,Luft}}{X_{CO_2,Abgas} - X_{CO_2,Luft}} \tag{5. 1}$$

Die Abgasrückführrate (x_{AGR}) wird mit einem PWM-Steuerventil (AGR-Ventil) der Fa. Pierburg gesteuert. Mit dieser Anordnung lässt sich aufgrund des hohen erreichbaren Druckgefälles eine ziemlich hohe Rückführmenge erzielen. Durch Einsatz einer fein einstellbaren Drosselklappe im Abgastrakt lässt sich der Gegendruck und damit die Rückführrate weiter erhöhen (Abbildung 5.3).

Zur Einstellung einer definierten Motoreintrittstemperatur werden die rückgeführten Abgase mit Hilfe eines Rohrbündelwärmetauschers auf ca. 20° C abgekühlt. Über ein Steuerventil können sowohl die Wassermenge im Wärmetauscher als auch die Mischungstemperatur (Abgas-Luft gemischt) im Saugrohr eingestellt werden.

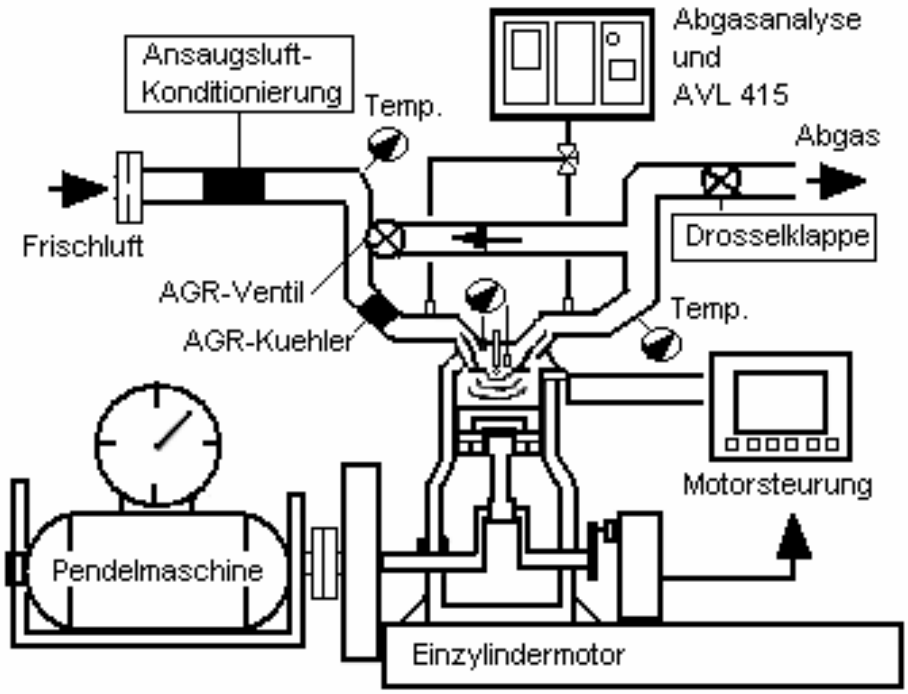


Abbildung 5.3 Schematischer Aufbau des Prüfstands

5.3 Design der isolierten Kolben

Bei Dieselmotoren sind die Temperaturen im Verbrennungsraum höher als bei vergleichbaren Ottomotoren. Der Kolben gehört zu den thermisch höchstbelasteten Bauteilen. Eine kritische Zone des Kolbens stellt der Kolbenboden, insbesondere die Verbrennungsmulde dar. Hier treten infolge der Wärmemenge, die bei der Verbrennung im Kolben frei wird, hohe Temperaturen auf, die für Aluminiumkolben nahe an 400 °C liegen. Für Stahlkolben sind die Temperaturen wegen des schlechten wärmeleitenden Werkstoffs höher. Die maximale lokale Temperatur am Muldenrand ist dabei sowohl von der Charakteristik des Verbrennungsverfahrens, der Art der Motorkühlung, der Motorgröße, der Motorlast als auch von der geometrischen Gestaltung des Muldenrands abhängig [91].

Um den Einfluss der Oberflächentemperatur der Brennraumwände auf die Rußoxidation zu ermitteln, werden bei den hier durchgeführten Untersuchungen Kolbenmulden aus dem schlecht wärmeleitenden Werkstoff Nimonic 80 A hergestellt (12W/(mK) im Vergleich zu Aluminium 237 W/(mK)). Nimonic 80A ist eine Nickel-Chrom-Legierung. Die Legierung hat einen guten Korrosions- und Oxidationswiderstand und hohe Ausdehnungs-Abbruch-Eigenschaften bei Temperaturen bis zu 815 °C [92]. Diese Mulden sollen als modulare Einsätze in handelsübliche Kolben eingebaut werden. Bei der Verwendung des metallischen Werkstoffs Nimonic 80A, kann durch konstruktive Maßnahmen (wie Luftspalten) eine partielle Isolierung des Brennraums erreicht werden (Abbildung 5.4). Es werden bewusst keine keramischen Werkstoffe verwendet, um das Risiko der mangelnden Standfestigkeit zu umgehen. Woschni berichtete über bedeutende Zunahmen der Kolbenoberflächentemperatur bei der Verwendung des Nimonic Einsatzes mit Luftspalt. In [2] konnte gezeigt werden, dass bei Volllast die Temperatur am Muldenrand auf ca. 970 K ansteigt. Zusätzlich wurde ein Aluminiumeinsatz ohne Luftspalt konstruiert, um einen direkten Vergleich zu erleichtern (Abbildung 5.5). Der Einsatz wird am Kolben mittels zweier Stahlstifte angebracht (Abbildung 5.6), die in die Schlitze eingesetzt werden, und hat einen Luftspalte von 2 Millimeter Stärke.

5.4 Standardmesstechnik und Abgasanalyse

Zur Beurteilung des gesamtmotorischen Verhaltens werden folgende Messgrößen - aufgenommen:

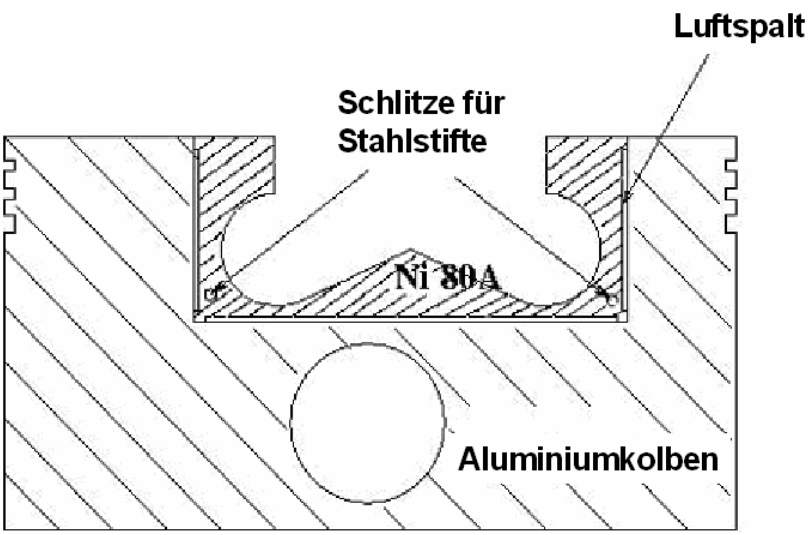


Abbildung 5.4 Schematischer Aufbau des Kolbeneinsatzes Nimonic 80A im Aluminiumkolben

Abbildung 5.5: Hergestellte Einsätze aus Aluminiums (links) und Nimonic 80A mit Luftspalt (rechts)

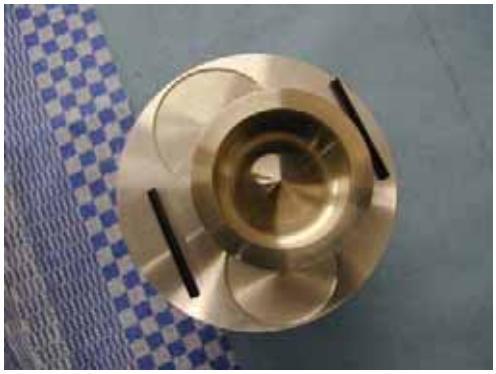


Abbildung 5.6: Nimonic Einsatz wird durch zwei Stahlstifte an den Aluminiumkolben angebracht

- Temperatur und Druck im Ansaug- und Abgastrakt
- Luft- und Kraftstoffmassenstrom
- Drehzahl und Drehmoment
- Zyklusaufgelöster Zylinderinnendruck
- Wasser-, Kraftstoff- und Öltemperatur

Mit Hilfe der Messdaten werden zahlreiche Größen berechnet. Eine genauere Beschreibung aller angewandten Messtechniken wird auf den folgenden Seiten gegeben.

Ansaugluftkonditionierung

Der Ansaugluftzustand eines Verbrennungsmotors hat großen Einfluss auf das Leistungs- und Abgasverhalten. Versuchsergebnisse an Motorenprüfständen sind nur dann reproduzierbar und klar interpretierbar, wenn Ansaugluftemperatur und Ansaugluftdruck konstant gehalten werden.

Zu diesem Zweck wird eine Luftkonditionierung (Fa. FEV Motortechnik) angewandt, die durch Kühlung oder Heizung sowie Druckerhöhung oder Drosselung der Ansaugluft den gewählten Ansaugluftzustand unabhängig von Klimaanlage, Prüfraumtemperatur oder Motorbetriebspunkt automatisch einstellt.

Die Vorwahl der Sollwerte für Ansaugluftdruck und Ansaugluftemperatur kann manuell vom Bedienpult aus bzw. per Rechnerschnittstelle erfolgen. Abhängig von der gewählten Modulgröße beträgt der Ansaugluftvolumenstrom bis 1500 m³/h.

Ein zyklusauflösender Absolut-Druckaufnehmer ist mit zusätzlichem Temperaturausgang (Kistler Typ 4045 A2, Messbereich von 0 bis 2 bar) im Ansaugkrümmer vor dem Anlassventil montiert und ermittelt den absoluten Druck im Ansaugrohr und die Lufttemperatur.

Luftmassenstrom

Die Messung des Luftmassenstroms $\dot{m}l$ erfolgt mit einem Heißfilmanemometer der Fa. Degussa, des Typs Deguflow. Diese Messtechnik basiert auf der Relativgeschwindigkeit zwischen Luftstrom und Heißfilm. Ein stromdurchflossener Heißfilm wird in

die Ansaugluftströmung eingebracht und dessen temperaturabhängige Widerstandsänderung bei der Abkühlung gemessen.

Kraftstoffmessung

Zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs wird eine Kraftstoffwaage der Fa. AVL (Typ AVL733) eingesetzt [93]. Das Gerät arbeitet nach dem gravimetrischen Messprinzip. Es kann sowohl den Summenverbrauch über eine vorgewählte Messzeit als auch den Momentanverbrauch ermitteln. Darüber hinaus besitzt das Gerät eine sehr hohe Genauigkeit.

Drehmoment/Effektiver Mitteldruck

Das Drehmoment M_d wird als Kraft an einem Hebelarm der Motorbremse, der Vierquadranten-Pendelmaschine, gemessen. Dazu wird eine DMS-Kraftmessdose verwendet, die eine Rotation der Bremse bei Übersetzung über einen Hebelarm verhindert.

Der effektive Mitteldruck p_{me} kann aus dem Drehmoment abgeleitet werden. Der effektive Mitteldruck entspricht analog dem inneren Mitteldruck p_{mi} die effektive, auf das Hubvolumen V_h bezogene Gasarbeit, die am Kolben verrichtet wird.

$$p_{me} = \frac{2 \cdot \pi}{i} \cdot \frac{M_d}{V_h} \tag{5. 2}$$

Effektiver p_{me}, innerer p_{mi} und Reib-Mitteldruck p_{mr} stehen in direktem Zusammenhang:

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mr} \tag{5. 3}$$

Ein Steuergerät dient zur Einregelung einer konstanten Drehzahl für die Untersuchungen am stationären Motorarbeitspunkt.

Zylinderdruckindizierung

Zur dynamischen Messung des Zylinderinnendruckes p_i wird ein piezoelektrischer Quarzdruckaufnehmer der Fa. Kistler, Typ 6061B verwendet, der in einer seitlich angebrachten Bohrung im Zylinderkopf eingebaut wurde. Der wassergekühlte Sensor besitzt einen Messbereich von 0 bis 250 bar, eine Empfindlichkeit von –20 pc/bar, eine Linearität mit einem FSO[2] von <0,5 % und eine Temperaturstabilität von ± 0,5 %. Aufgrund hoher Nullpunktstabilität und weitgehender Unempfindlichkeit gegen Tem-

peraturschock ist dieser Sensor für Messungen in Brennräumen mit starken Temperaturschwankungen geeignet.

Messdatenerfassung

Die Messdatenerfassung des Zylinderinnendrucks und aller weiteren zyklusauflösenden Messgrößen erfolgt mittels schnellen 8-Kanals A/D-Wandlerkarte auf einem Pentium PC. Die Abtastrate wurde durch die Signale des Kurbelwinkelmarkengebers vorgegeben, wodurch sich alle Messgrößen auf °KW beziehen. Zur Berechnung des Brennverlaufs und anderer Größen erfolgte die Abtastung in 1/10 °KW-Schritten. Die thermodynamischen Berechnungen zur Indizierung wie z.B. Brennverlauf erfolgten mit dem PC-Programm INDY 6.02 der Fa. gmf [94].

Innerer Mitteldruck p_{mi} Der innere (indizierte) Mitteldruck p_{mi} stellt die auf das Hubvolumen V_h bezogene Volumenänderungsarbeit W_{ka} des Gases am Kolben je Arbeitsspiel dar, die im Allgemeinen in der Einheit [bar] angegeben wird.

$$p_{mi}.V_h = \oint p_i(\alpha)dV = W_{ka} \tag{5. 3}$$

$$p_{mi} = \frac{W_{ka}}{V_h} \tag{5. 4}$$

Thermodynamischer Brennverlauf Q_b Der eingespritzte Kraftstoff setzt bei seiner Verbrennung die Wärmemenge dQ_b frei, die über den ersten Hauptsatz mit Volumenänderungsarbeit, Wandwärmeverlusten und innerer Energie des Gases in direktem Zusammenhang steht. Durch schrittweise Berechnung des ersten thermodynamischen Hauptsatzes für geschlossene Systeme wird die pro Grad Kurbelwinkel zugeführte Brennstoffenergie berechnet:

$$0 = dw + dQ_b + dU + dQ_W \tag{5. 5}$$

Die Änderung der Arbeit dw berechnet sich aus dem gemessenen Druckverlauf und dem Volumenverlauf:

$$dw = -\int pdV \tag{5. 6}$$

Die über die Systemgrenzen (Kolben, Zylinder und Zylinderkopf) geführte Wärmemenge berechnet sich aus:

$$dQ_w = \alpha A(T_{zyl} - T_w) \tag{5. 7}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient wird nach Woschni ermittelt. Die Gastemperatur im Zylinder ergibt sich aus:

$$T_{zyl} = \frac{p.V}{mzyl.R} \tag{5. 8}$$

Die Gasmasse im Zylinder berechnet sich nach:

$$m_{zyl} = \frac{p_{zyl(LDW)}.V_H}{T_{zyl(LDW)}.R}\lambda_L \tag{5. 9}$$

Liefergrad, Zylinderdruck und Zylindertemperatur im Ladungswechsel (LDW) werden bei Einstellungen der Motorendaten eingegeben.

Die innere Energie wird nach Justi berechnet [43]. Der Summenbrennverlauf berechnet sich durch Summenbildung aus dem Brennverlauf.

$$Q_B = \sum dQ_B \tag{5. 10}$$

5.5 Abgasmesstechnik

Zur Beurteilung des Abgasverhaltens wird dem Abgastrakt und dem Ansaugtrakt des Motors ein Teilstrom entnommen. Die gasförmigen Komponenten (CO_2, CO, O_2 , NO, NO_2) sowie der Anteil der HC-Emissionen werden untersucht. Im Abgastrakt sind Sonden eingebaut, welche die Rußkonzentration im Abgas messen. In der Tabelle 5.2 sind die gemessenen Abgaskomponenten und die verwendeten Messgeräte aufgeführt.

Messgröße	**Messtechnik**	
Ruß	Bosch-Filterpapier-Methode Opazitätsmessung	Rauchwertmessgerät AVL 415 ITM-Opazimeter
NO, NO_2	Chemilumineszenzanalysator	ECO Physics CLD 700 EL ht
O_2	Paramagnetischer Analysator	ABB Mgnos14
CO,CO_2	Infrarot-Absorbtionsanalysator	ABB Uras 14
Summe HC	Flammenionisationsdetektor	ABB Multi FID 14

Tabelle 5.2: Verwendete Abgasmessgeräte

5.5.1 Partikelmesstechnik

Die Messung der Bosch-Schwärzungszahl ist eine in der Motorentwicklung seit langem angewandte Methode zur Bestimmung der Rußemission von Dieselmotoren. Unter Ruß wird der stark lichtabsorbierende, schwarze Anteil der Partikel verstanden, der im Wesentlichen aus graphitischem Kohlenstoff besteht. Sonstige Partikel und Feststoffe sowie gasförmige Kohlenwasserstoffe werden mit dieser Methode nicht erfasst. Zur Messung wird aus dem unverdünnten Dieselabgas ein Probevolumen durch ein Filterpapier gezogen und die rußbedingte Verminderung der Lichtreflexion am ursprünglich mattweißen, also stark diffus reflektierenden Papier gemessen. Die Schwärzungszahl ist proportional zur Änderung der reflektierten Lichtintensität. Diese beträgt bei weißem Papier SZ = 0 und bei völlig schwarzem Papier SZ = 10.

$$SZ = 10.\left(1 - \frac{R_g}{R_w}\right) \tag{5.11}$$

Dabei entspricht R_g dem Reflexionsvermögen des geschwärzten Papiers und R_w dem Reflexionsvermögen des weißen Papiers.

Eine in der Automobiltechnik anerkannte Umrechnung der Schwärzungszahl SZ in eine Rußmenge wurde von Mira (Motor Industry Reseach Association) formuliert. Diese empirische Formel wird durch Mittelung über eine Vielzahl von Motoren und Betriebsbedingungen gewonnen, so dass dieser Zusammenhang für sämtliche Untersuchungen verwendet wird:

$$f_v = SZ.10^{0.1272.SZ-1.66} \qquad [g/m^3] \tag{5. 12}$$

Entsprechend der Norm [ISO-98] wird der Messwert in FSN (Filter Smoke Number) und nicht mehr als BSZ (Bosch-Schwärzungszahl) definiert. Die FSN ist im Gegensatz zur BSZ durch die Zustandsgrößen des Probengases mit 25° C und 1 bar für eine bestimmte effektive Länge (405 mm) definiert [95].

Bei modernen Motoren mit geringer Rußemission, insbesondere im Teillastbereich, ist die Messung der FSN mit Geräten, die mit der Standardsauglänge von 405 mm arbeiten, wenig reproduzierbar. Die Reproduzierbarkeit prüfstandsgerechter Reflektometer beträgt ±1% Intensitätsänderung. Dies entspricht einer FSN von 0,2 [96].

5.5.2 Opazitätmessung

Die in der Literatur gebräuchlichen Bosch-Schwärzungszahlen liegen bei modernen Common-Rail-Dieselmotoren oft unter dem Wert 0,2, der dem Grenzwert von ca. 2,0 mg /m³ der EURO4-Norm entspricht (Tabelle 5.3). In diesem Bereich ist der Korrelationsbereich zwischen Schwärzungszahl (AVL) und Rußvolumenbruch bereits unterschritten. Das Boschverfahren kann bei den angestrebten niedrigeren Emissionen nicht mehr zur Messung herangezogen werden. Das kommerziell angebotene Opazimeter weist in diesem Bereich laut Angaben des Herstellers eine nicht ausreichende Genauigkeit auf. Aus diesem Grund soll für die hier beantragten Untersuchungen ein eigenes Opazimeter entwickelt werden, das im Gegensatz zum kommerziellen Gerät einen mehrfach optischen Durchgang (Multipass) durch das Messvolumen verwendet.

	PKW	NKW
Euro III	4 mg/m^3 bis 40 mg/m^3 0,35 FSN bis 1,5 FSN	5 mg/m^3 bis 15 mg/m^3 0,4 FSN bis 0,8 FSN
Euro IV	2.5 mg/m^3 bis 20 mg/m^3 0,2 FSN bis 0,9 FSN	1,25 mg/m^3 bis 3 mg/m^3 0,1 FSN bis 0,25 FSN
EEV	1 mg/m^3 bis 8 mg/m^3 0,1 FSN bis 0,5 FSN	1,25 mg/m^3 bis 3 mg/m^3 0,1FSN bis 0,25 FSN

Tabelle 5.3: Darstellung der gesetzlichen Situation für den PKW und NFZ

Versuchsaufbau

In den klassischen Absorptionsverfahren benutzt man Lichtquellen mit einem breiten Emissionskontinuum (wie z.B. Hg-Hochdrucklampen, Xe-Blitzlampen), deren Strahlung durch eine Linse gesammelt und als paralleles Bündel durch die Absorptionszelle geschickt wird. Eine zweite Linse, die ebenfalls im Abstand ihrer Brennweite hinter der Messzelle angeordnet wurde, dient dazu, den Strahl auf einen Empfänger zu fokussieren. Die Lichtabschwächung zwischen Lichtquelle und Empfänger wird gemessen, die Trübung und der Absorptionskoeffizient des Abgases werden berechnet.

Der Laser ist eine intensitätsstabilisierte Lichtquelle. Um die Vorteile der Laseranwendung gegenüber konventioneller Absorption mit einer inkohärenten Strahlungsquelle zu nutzen, wird die Messung der Rußkonzentration im Abgas mit einem am ITM entwickelten Opazimeter durchgeführt.

Funktionsbeschreibung

Gasführung

Im Abgastrakt wird eine Entnahmesonde angebracht. Die Probe wird über eine beheizte Leitung zum Opazimeter geführt, um zu gewährleisten, dass die Eintrittstemperatur ca. 100° C aufweist. Nach dem Eintritt der Probe in das Opazimeter wird sie über das Einlassventil (EV1) in die Messstrecke eingeleitet, wo die eigentliche Trübungsmessung vorgenommen wird. Bei der Nullpunktkalibrierung wird das Einlassventil (EV1) geschlossen. Über das Einlassventil (EV2) wird die Messkammer mit auf ca. 100° C erhitzter technischer Luft befüllt.

Anschließend wird das Abgas über die Probenfiltereinheit geleitet, um die in der Probe enthaltenen Verunreinigungen, z.B. Ruß, zu entfernen, damit die nachfolgenden schmutzempfindlichen Komponenten nicht beschädigt werden. Über einen Expansionsbehälter gelangt das Abgas dann in die Membranpumpe, die für einen konstanten Gasfluss im Messkreis sorgt. Schließlich misst die Durchflussüberwachungseinheit über einen kalibrierten Schwebekörper (Fa. Kobold) den Durchfluss (Abbildung 5.7).

Messkammer

Die Messkammer mit einer definierten Messlänge von 700 mm, Bereite von 10 mm und nicht reflektierenden Oberflächen wird mit Abgas befüllt. Sie ist sowohl mit einem Drucksensor als auch mit Temperatursensoren ausgerüstet. Um die hohe Auflösung und Zuverlässigkeit für solche Einsatzbereiche zu erreichen, müssen bei der Konstruktion von Opazimetern spezielle Spezifikationen erfüllt werden:

- Konditionierung der Probengasentnahme
- Konditionierung des Drucks und der Temperatur in der Messkammer
- konstanter Gasdurchfluss und homogene Füllung der Messkammer
- Thermostatisierung der optischen Komponenten

Die elektrisch beheizten Fenster sorgen dafür, dass an der Fensteroberfläche keine Verschmutzung entsteht, die durch HC-Kondensat und Rußablagerungen verursacht werden und die Transmission verschlechtern.

Um Kondensation zu vermeiden soll die Abgastemperatur an jedem Punkt des Opazimeters höher als die Taupunkttemperatur sein. Diese Bedingung wird erfüllt, wenn die

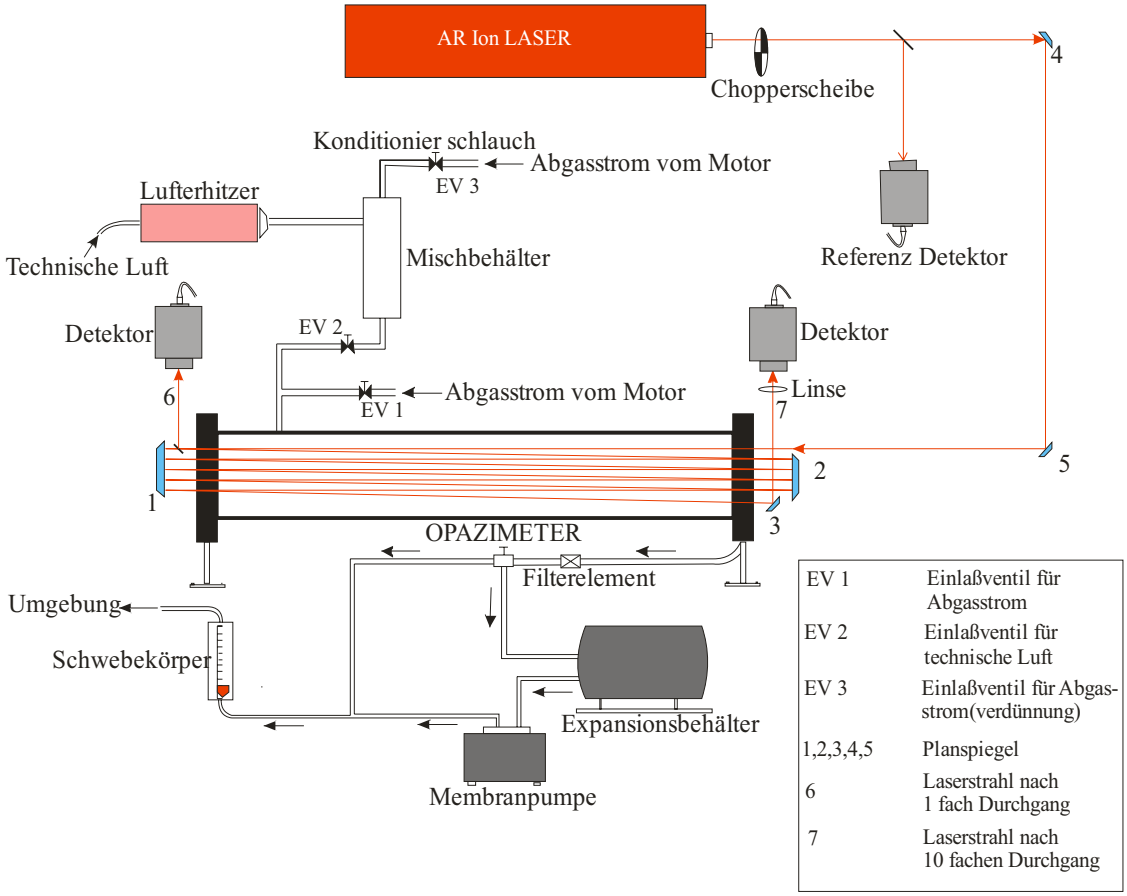


Abbildung 5.7 Versuchaufbau eines Opazimeters

Einfluss von Temperatur und Druck auf den Absorptionskoeffizienten
Temperatur

Abgastemperatur 373 K erreicht. Das Opazimeter ist mit 3 Thermoelementen am Eintritt, in der Mitte und am Austritt ausgerüstet. Die gerechnete Mitteltemperatur soll eine Genauigkeit von ± 5 K erfüllen.

Falls die Mitteltemperatur T_m von dem Wert 373 K abweicht, wird ein Korrekturfaktor für den Absorptionskoeffizient durch folgende Formel errechnet:

$$K_{Kor} = K_{Obs} \frac{T_m}{373} \qquad [\mathrm{m}^{-1}] \qquad (5.\ 13)$$

Dabei entspricht K_{Kor} dem korrigierten Absorptionskoeffizient und K_{Obs} dem gemessenen Absorptionskoeffizient.

Druck

Der Abgasdruck in der Messkammer darf nicht über einem Wert von 7,5 mbar des Umgebungsdrucks liegen. Der Korrekturfaktor in Bezug auf den atmosphärischen Druck wird durch die Formel berechnet:

$$K_{Kor} = K_{Obs} \frac{P_{atm}}{P_{Obs}} \qquad [\mathrm{m}^{-1}] \qquad (5.\ 14)$$

Der errechnete Absorptionskoeffizient wird auf Normaltemperatur und Atmosphärendruck mit folgender Beziehung korrigiert [97].

$$K_{Kor} = K_{Obs} \frac{T_{Gas}}{T_{Norm}} \frac{P_{atm}}{P_{gem}} \qquad [\mathrm{m}^{-1}] \qquad (5.\ 15)$$

Dabei ist T_{Gas} die gemessene mittlere Gastemperatur in der Messkammer, T_{Norm} Normtemperatur (293 K), P_{atm} Standard Druck (1,013 10^5 Pa) und P_{gem} der Druck in der Messkammer.

Lichtquelle

Als Lichtquelle wird ein Argon-Ionen-Laser (Coherent Innova 90) im leistungsstabilisierten Modus 500 mW auf einer Wellenlänge von 488 nm verwendet. Die verbleibenden Schwankungen in der Laserleistung können durch die Detektion eines Referenzsignals korrigiert werden. Die Nachweisempfindlichkeit der Anordnung ist definiert als die kleinste noch nachweisbare Absorption. Sie ist begrenzt durch Detektorrauschen und durch Intensitätsschwankungen der Lichtquelle.

Der Laserstrahl wird durch eine Chopperscheibe periodisch unterbrochen, um den Einfluss von Hintergrundlicht, wie Raumlicht, zu kompensieren. Der Strahl wird durch zwei Planspiegel 4 und 5 um 90° reflektiert (siehe Abbildung 5.7). Aufgrund räumlicher Bündelung der Laserstrahlung können lange Absorptionswege realisiert werden, indem eine Mehrfachreflexion in der Absorptionszelle durchführt wird. Unerwünschte Reflexionen an Zellwänden können weitgehend durch antireflexbeschichtete Quarzglasscheiben (Endfenster) vermieden werden. Durch lange Absorptionswege können auch kleine Absorptionskoeffizienten gemessen werden. Um den Einfluss der Absorptionswege auf die Messgenauigkeit zu untersuchen, wird die Anzahl der Durchgänge des absorbierenden Laserstrahls mittels der Planspiegel 1 und 2 (siehe Abbildung 5.7) bestimmt. Ein Strahl wird durch einen Strahlteiler geteilt und mit einer Photodiode (Centronics OSD15-5T) mit vorgeschalteter Streuscheibe detektiert.

Ein weiterer Laserstrahl wird nach 10 fachem Durchgang durch die Messkammer an dem Planspiegel 3 reflektiert. Linse 6 und die vorgeschaltete Streuscheibe einer Photodiode dienen zur Minimierung der Strahlablenkungen durch Dichtegradienten.

Ansprechzeit

Die Ansprechzeit ist die Zeit, die benötigt wird, um das Abgas durch die Messstrecke zu führen, (Gaswechselzeit). Sie muss so kurz wie möglich gehalten werden, um dynamische Vorgänge zu untersuchen. Dies ist durch ein kleines Messkammervolumen, einen kurzen Abstand zwischen Opazimeter und Motor und bei hohem Gasdurchfluss realisierbar.

Abbildung 5.8 zeigt eine Signalanstiegszeit (τ_{90}=8,9 s). Das am ITM entwickelte Opazimeter kann eine Abgastrübung ausschließlich bei stationärem Motorbetrieb ermitteln.

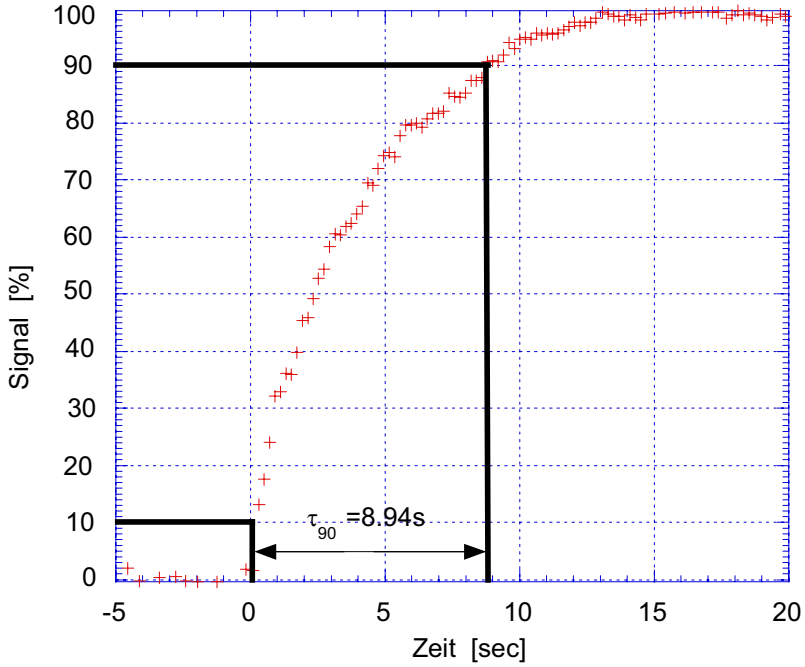


Abbildung 5.8 Ansprechzeit

Kalibrierung des Opazimeters

Die Kalibrierung des Opazimeters erfolgt mit einem Rauchwertmessgerät Typ 415 der Firma AVL. Dieses Gerät verwendet das Messverfahren der Bosch-Filterpapier-Methode, welche die Messung des im Abgas enthaltenen graphitischen Kohlenstoffs ermöglicht. Sonstige Partikel und Feststoffe sowie gasförmige Kohlenwasserstoffe werden nicht erfasst.

Bei Opazimetern wird die Transmission im sichtbaren Spektralbereich gemessen. Die mit Opazimetern gemessene Trübung ist durch den im Abgas vorhandenen Ruß (Schwarzrauch) bestimmt. Andere sichtbare Bestandteile wie Kohlenwasserstofftröpfchen (Blaurauch) oder Wasserdampf (Weißrauch) können einen nicht unwesentlichen Beitrag zum Trübungsmesswert leisten. Andererseits erfolgt mit der Verschlechterung des Brennstoffs eine Veränderung der Zusammensetzung der Partikel. Der Anteil an anorganisch löslichen Verbindungen, insbesondere Sulfatsalzablagerung, nimmt stark zu. Verursacht wird diese Zunahme durch den hohen Schwefelgehalt im Brennstoff, der durch die Abschwächung des Lichts infolge einer Lichtstreuung besonders im Teillastbereich einen Messeffekt hervorrufen kann [98].

Darüber hinaus treten bei modernen Motoren Blauauchbestandteile aus Schmieröl und Kraftstoff in reduzierter Form und im Teillastbereich auf. Aufgrund einer Probenkonditionierung auf 100 °C tritt Weißrauch nicht auf.

Im Abgastrakt des Hatz-Motors wird eine Simultanmessung der FSN aus AVL 415 und der Transmission durchgeführt. Die Abbildungen 5.9 und 5.10 zeigen zwei unterschiedliche Korrelationen (AVL und Mira) von FSN und der Rußkonzentrationen. Für den Bereich ($0<FSN<2.5$) zeigen 10 fachen Durchgangsmessungen (EX_{10}) eine gute Übereinstimmung mit den Rußkonzentrationen aus AVL, während der gerechnete Rußkonzentrationsverlauf aus Mira-Korrelation höher liegt.

Die Abweichung zwischen der Rußkonzentration aus AVL-Gerät und Opazimter nimmt mit zunehmender FSN-Zahl zu und beträgt, z.B. bei FSN=3, den Wert. 13,3%. Bei hoher FSN-Zahl ($FSN>3$) ist die Transmission schwächer und die Messung der Intensität des ausfallenden Lichts liegt im Bereich des Eigenrauschen des Detektors. Dieser Effekt kann durch eine Erhöhung der Laserleistung oder Verkürzung der Absorptionsstrecke kompensiert werden.

Um nachzuweisen, dass das Opazimeter niedrige Rauchwerte zuverlässig erfassen kann, werden zwei Teilströme simultan entnommen. Ein konzentrierter Teilstrom wird als Referenz betrachtet und mit AVL gemessen. Der zweite Teilstrom wird mit Stickstoff verdünnt und mit dem Opazimeter simultan gemessen.

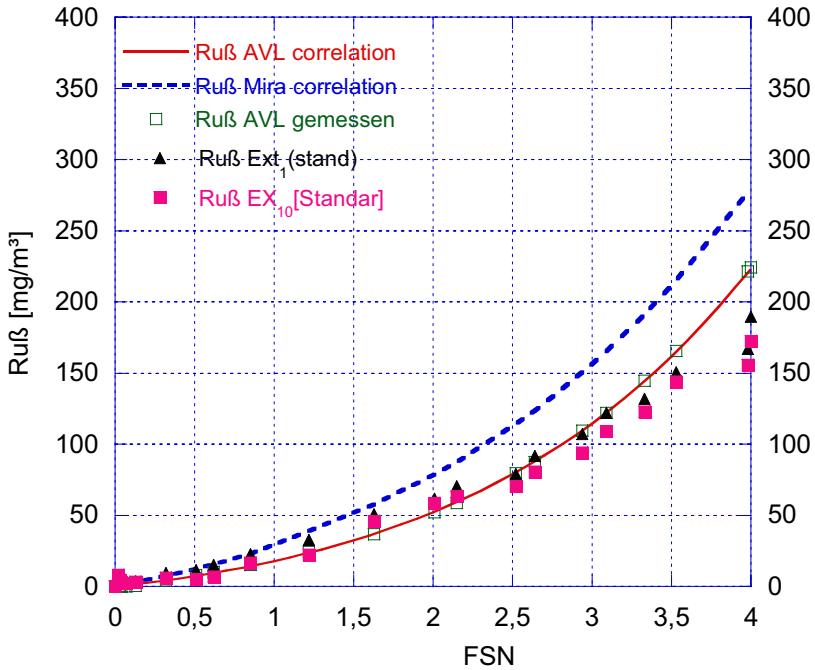


Abbildung 5.9: Vergleich zwischen Rußkonzentration, gerechnet nach AVL- Mira- und Opazität-Korrelation

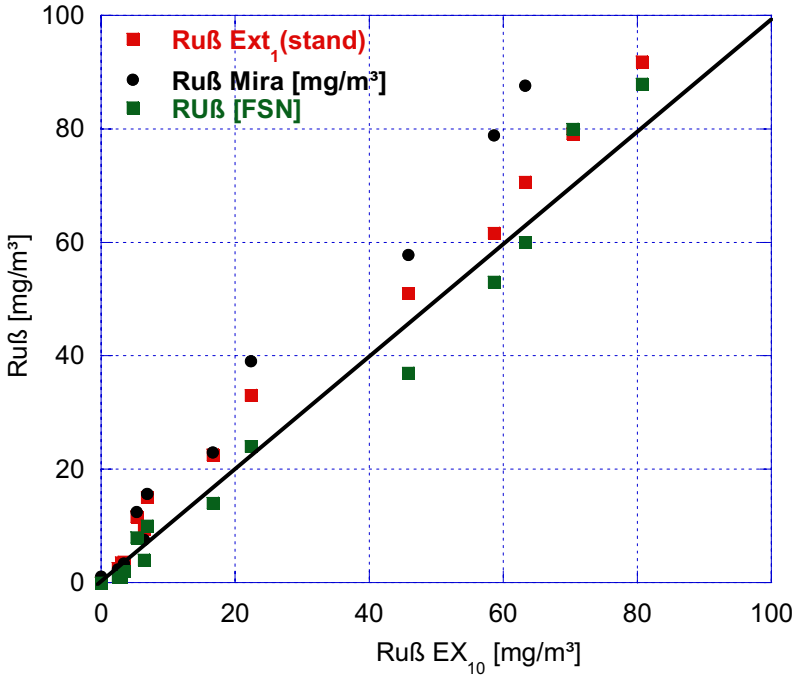


Abbildung 5.10: Korrelation zwischen Rußkonzentration bei 10 fachem Durchgang und Rußkonzentration gerechnet nach AVL- und Mira-Korrelation.

Abbildung 5.11 zeigt die mit einem Opazimeter gemessenen Rußkonzentrationen, sowie die prozentuale Standardabweichung als Funktion der Verdünnungsrate. Zu Ermittlung der Messgenauigkeit, sowie der Reproduzierbarkeit des Opazimeters werden für jeden Messpunkt 100 Messungen durchgeführt. Die Standardabweichung der Opazitätsmessung zeigt einen maximalen Wert von ca. 0,2%.

Querempfindlichkeit

Wie bereits erwähnt, werden durch die Opazitätsmessungen Rußpartikel erfasst. Bei Verbrennungsmotoren können auch andere Abgaskomponenten auftreten, welche die Transmission des einfallenden Lichts schwächen. Dazu gehören z.B. Schmierölanteile, die als Blaurauch in Erscheinung treten, sowie der Braunrauch bei Emissionen mit hohen NO_2 Konzentrationen.

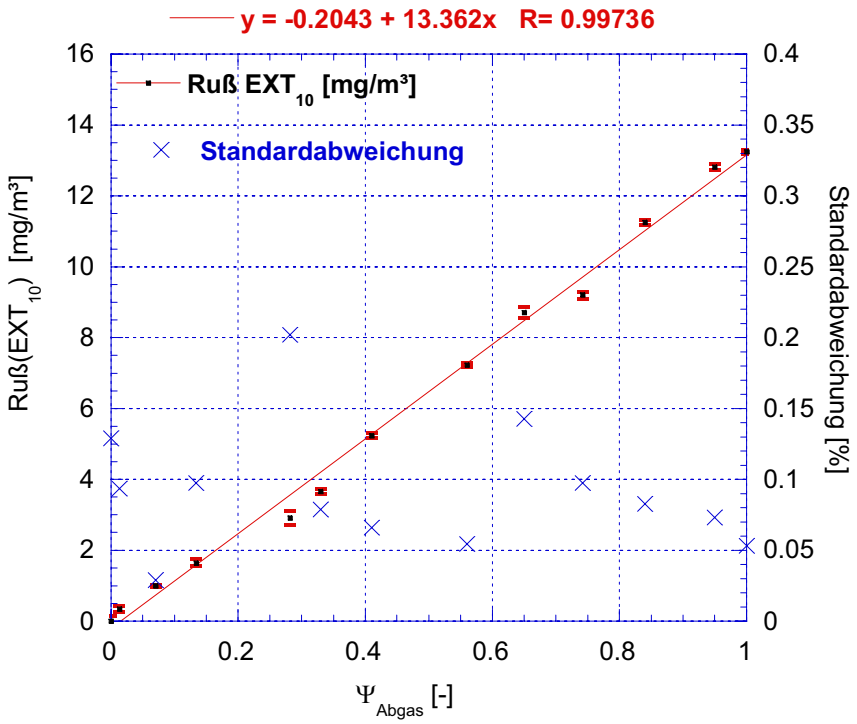


Abbildung 5.11: Messgenauigkeit und Reproduzierbarkeit der Opazitätmessung

Im normalen Abgas bei PKW-Motoren ist der NO_2 sehr gering, da über 95% der NO_x als NO emittiert werden. Bei Einsatz von modernen Abgasnachbehandlungssystemen, z.B. CRT (eng. Continuously Regeneration Trap), ist das nicht mehr der Fall. Dort wird in einem ersten Schritt NO zu NO_2 in einer oxidierenden katalytischen Beschichtung umgewandelt, um die Abbrandtemperatur für Ruß im nachgeschalteten keramischen Partikelfilter (DPF) zu senken. In einigen Fahrzuständen wird mehr NO_2 gebildet als zum Rußabbrand erforderlich ist. Dieses wird dann nach DPF emittiert.

Abbildung 5.12 zeigt das Absorptionsspektrum von NO_2 bei einer Temperatur von 293 K und deckt einen Spektralbereich von 231 bis 794 nm mit einer Auflösung von 0,2 nm ab. Bei einer Wellenlänge von 400 nm erreicht das Absorptionsspektrum ihr Maximum. Aus diesem Grund ist der angewandte Argon-Ionen-Laser (Coherent Innova 90), der einen Laserstrahl mit Wellenlänge von 488 nm emittiert, hoch empfindlich gegen die Anwesenheit von NO_2 im Abgas.

Das Querempfindlichkeitsproblem kann gelöst werden, indem man bei der Opazitätsmessung einen anderen Lasertyp anwendet, der eine Wellenlänge außerhalb des Emissionsspektrums von NO_2 hat.

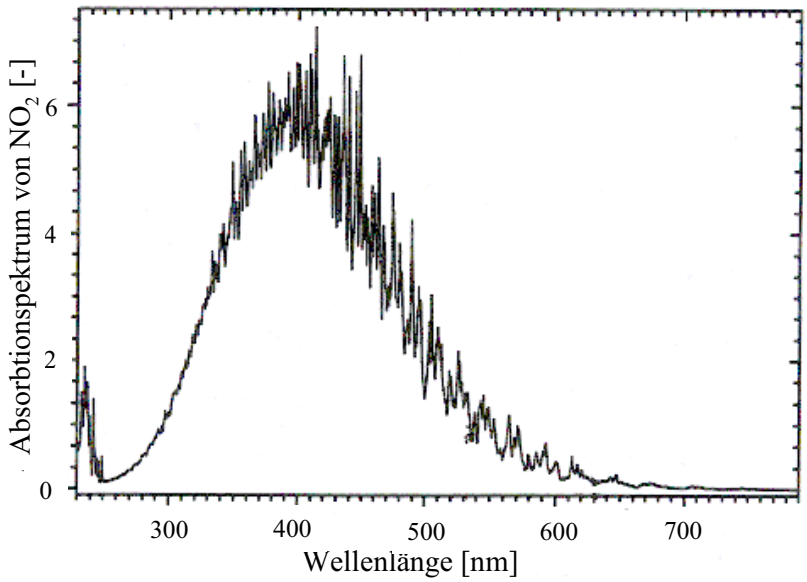


Abbildung 12: Absorptionsspektrum von NO_2 in Bereich von 231 bis 794 nm mit einer Auflösung von 0,2 nm und bei einer Temperatur von 293 K [99]

5.6 Temperaturmessung

Temperaturmessungen werden in zwei Hauptbereiche (Kontakt- und Strahlungsthermometrie) aufgeteilt. Während bei der Kontaktthermometrie mittels eines Thermoelements ein Kontakt zum Messobjekt besteht, wird bei der Strahlungsthermometrie die Strahlung des Messobjekts berührungslos über einen infrarotempfindlichen Sensor gemessen. Aufgrund von physikalischen Zusammenhängen lässt sich bei Kenntnis bestimmter Parameter die Strahldichte des Messobjektes in eine Temperatur umwandeln.

Kontaktthermometrie

Bei dieser Temperaturmessmethode ist in der Regel der direkte Kontakt zwischen Messmedium und Sensor erforderlich. Das Zeitverhalten eines Thermometers charakterisiert die Verzögerung der Signaländerung auf eine vorherige Änderung der Temperatur des Messobjekts. Die physikalische Ursache für diese Verzögerung ist der zeitabhängige Wärmetransport vom Messobjekt zum Sensor, der von thermometerspezifischen Kenngrößen und vom Wärmeübergang zwischen Sensor und zu messendem Medium abhängig ist.

Bei der motorischen Verbrennung wird der dominante Messfehler bei den Temperaturmessungen mit Thermoelementen durch Rußablagerungen auf der Thermoperle hervorgerufen. Durch Ablagerungen wird der Wärmeübergang zum Thermoelement deutlich verschlechtert. Die gemessene Temperatur liegt somit unter der realen Oberflächentemperatur. Die Höhe des Messfehlers ist stark von der abgelagerten Menge abhängig und kann nicht abgeschätzt werden.

Pyrometrische Temperaturmessung

Mit Hilfe eines Infrarot-Einfarben-Pyrometers soll die Oberflächentemperatur der Kolbenmulde berührungsfrei gemessen werden (Abbildung 5.13). Im Gegensatz zu Berührungsthermometern, die bei vielen Versuchen zur Bestimmung der Oberflächentemperatur benutzt werden [100 4, 47, 101], sind Strahlungsthermometer verzögerungsfrei, da die durch Strahlung transportierte Energie trägheitslos übertragen wird. Damit sind diese Strahlungsthermometer besonders für die Registrierung schneller Aufheiz- und Abkühlprozesse geeignet. Die konstruktiven Merkmale der Sonde ähneln der Bauform von Glühstiften. Ein optischer Lichtleiter (Fa. Art photonic), der sich in der Sonde befindet, erlaubt eine optische Zugänglichkeit an der Muldenoberfläche, wobei die Verklebung durch einen hochtemperaturfesten Keramik-Kleber und einem gasdichten Silikon-Kleber maximal eine Temperatur von 350° C aufweist. Um dem störenden Einfluss der Flamme und Rußstrahlung im Brennraum zu umgehen, soll nur zu einem bestimmten Zeitpunkt während des Ladungswechsels gemessen werden. Dabei wird die Messung so getriggert, dass immer derselbe Bereich der Muldenoberfläche ausgewählt wird. Dies ist notwendig, da sich der Messfleck während des Zyklus aufgrund der Kolbenbewegung ändert.

Die technischen Daten des Infrarot Einfarben-Pyrometers sind:

- Messrate: einstellbar ab 0,1ms
- Wellenlänge: 2µm
- Pilotlicht: 635nm
- Messfleck: ca. 300µm Durchmesser
- Temperaturbereich: ca. von 150°C bis 700°C
- Lichtleiteranschluss SMA 905-Verbindung zum Infrarot-EinfarbenPyrometer.

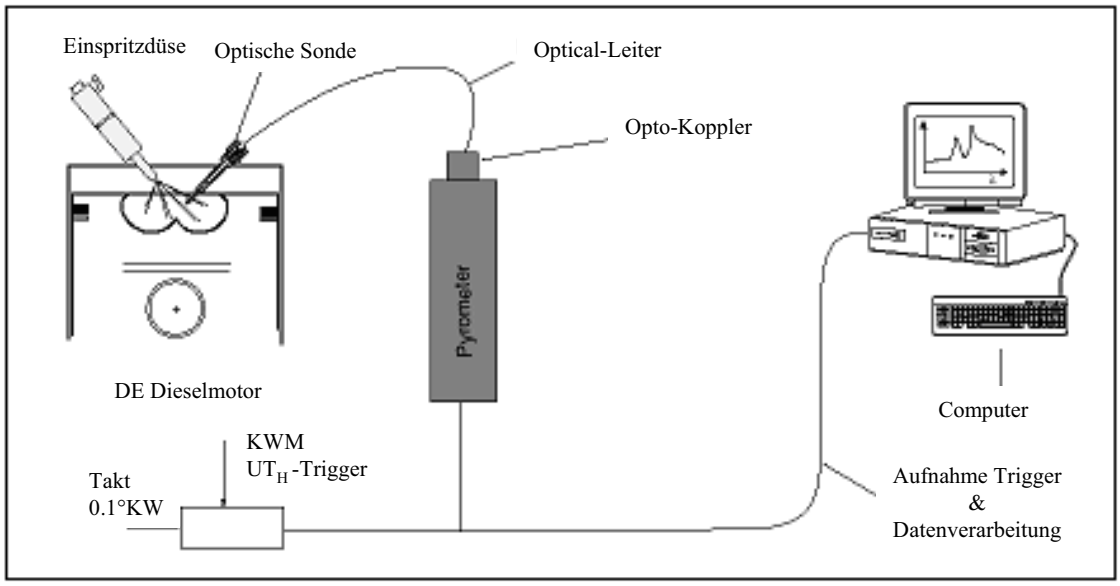


Abbildung 5.13: Schematischer Aufbau der Muldenoberflächentemperaturmessung

Kalibrierung des Pyrometers

Für die Kalibrierung des Pyrometers wird ein kommerzieller schwarzer Strahler verwendet, dessen Temperatur zwischen Raumtemperatur und 1200° C eingestellt wird. Der schwarze Strahler kann über einen PC gesteuert werden. Die Temperaturmessungen an metallischen Kolbenoberflächen erfordern eine hohe Empfindlichkeit des Pyrometers, da die Emissionsgrade sehr klein sind. Zur Bestimmung der korrekten Temperatur bei einem Einfarbenpyrometer ist eine genaue Kenntnis des Emissionsfaktors notwendig.

Hierfür müssen gleiche Bedingungen bei der Kalibrierung, wie bei der Messung der Kolbentemperatur vorhanden sein. Deshalb werden zwei Proben aus Aluminium und

Nimonic Kolben gewählt und mit einem Lack, dessen Emissionsgrad bekannt ist, behandelt (Tabelle 5.4). Die Oberflächentemperatur des Messobjekts wird auf den gewünschten Werten geregelt. Zugleich wird an dieser Stelle mit dem Einfarben-Pyrometer und einem Thermometer das Signal gemessen. Mit dieser Vorgehensweise lässt sich der Emissionsgrad einstellen.

Werkstoff	Emissionsgrad in [%]
schwarzer Körper	100
menschliche Haut	98
schwarzer Mattlack	95
Ruß	95
Holz	80
Porzellan	85-95
Keramik	85-95

Tabelle 5.4: Emissionsgradtabelle

Einfluss der Umgebungstemperatur

Die Sonde ist brennraumbündig eingebaut und wird im Bereich der Spitze mit Temperaturen von weit über 300° C beaufschlagt. Um den Einfluss der Brennraumtemperatur auf die Temperaturmessung zu untersuchen, wird während der Messung der oben genannten Probe, die Umgebungsluft und Sondenspitze mit einem Heizluftfön auf die maximale Temperatur von 600° C erwärmt. Die Abbildung 5.14 verdeutlicht, dass die Umgebungstemperatur keinen Einfluss auf die pyrometrische Temperaturmessung hat.

Einfluss der Verschmutzung und des Verschleißes

Aufgrund des Vorstehmaßes der Sonde von ca. 5 mm in der Brennraummulde wird diese im Bereich der Spitze mit Temperaturen von weit über 300° C beaufschlagt. Durch die hohen Temperaturen im Brennraum wird Ruß, der sich auf der Sondenspitze abgelagert hat, unmittelbar wieder oxidiert. Zusätzlich wird die optische Sonde vor jeder Messung gereinigt. Dadurch hält sie ihre gesamte Transmissivität stabil.

Die Faser aus Quarzglas besitzt eine hohe mechanische Stabilität (ca. 1000 °C) und kann bei einem Verschleiß der Oberfläche sehr schnell wieder poliert werden. Durch Abbildung 5.15 wird festgestellt, dass durch die motorische Verschmutzung Fehler von ca. 2 % entstehen.

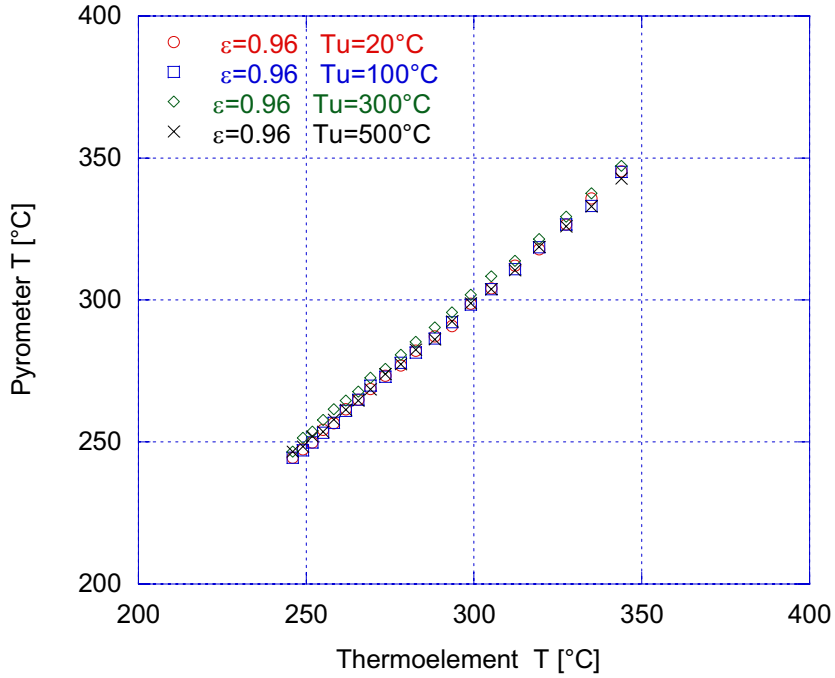


Abbildung 5.14: Einfluss der Umgebungstemperatur

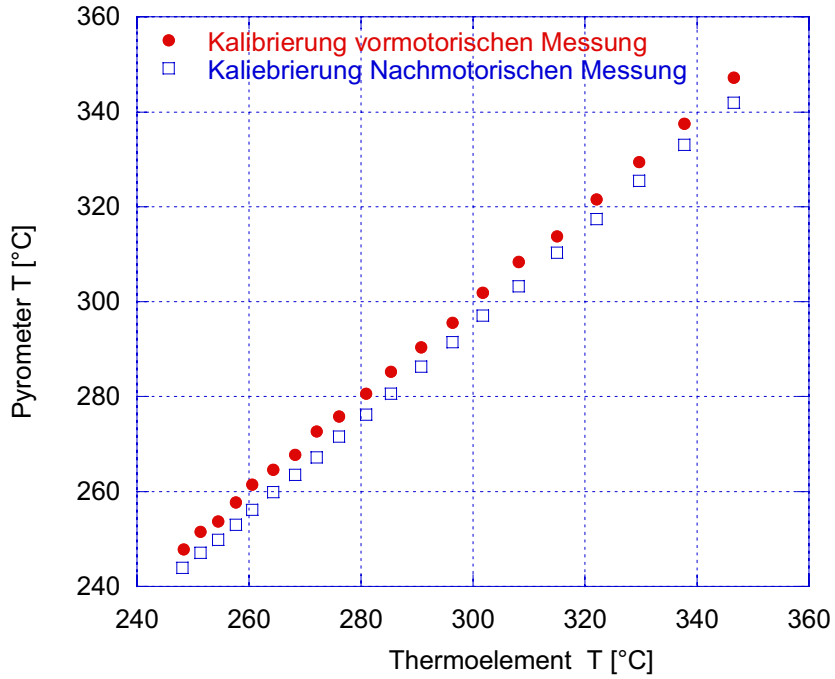


Abbildung 5.15: Empfindlichkeit der Messtechnik gegenüber Verschmutzung

5.7 Zyklusaufgelöste Emissionsspektroskopie (ZES)

Mit Hilfe der ZES werden zeitauflösende, räumlich gemittelte Strahlungsmessungen der Verbrennungsflamme ermöglicht, welche weitreichende Aussagen über den Verbrennungsablauf, analog der Druckindizierung, erlauben. Zyklusauflösende Spektralanalysen des innermotorischen Verbrennungsvorgangs werden in vielen anderen Forschungsvorhaben [102, 103, 104, 105,106] eingesetzt und am ITM zum Verfahren der ZES weiterentwickelt. Eine detaillierten Beschreibung der zyklusaufgelösten Emissionsspektroskopie wird in [15, 41] gezeigt.

Versuchsaufbau

Der prinzipielle Versuchsaufbau zum ZES- Messverfahren ist in Abbildung 5.16 dargestellt. Die Messtechnik besteht aus einer optischen Brennraumsonde, einem flexiblen Lichtleiter, einer Kopplungsoptik zur Strahlungsübertragung von Lichtleiter und Spektrograph, einer CCD-Kamera zur Aufzeichnung der emittierten Strahlung, einem Kamera-Controller zur Steuerung der Kamera und einem Bildverarbeitungssystem zur Speicherung und Auswertung der Messdaten. Die Synchronisierung von Aufnahmebeginn der CCD-Kamera und Kurbelwinkelstellung des Motors erfolgt über die Motorsteuerung. In [15, 41] sind die einzelnen Komponenten des Messverfahrens genauer beschrieben.

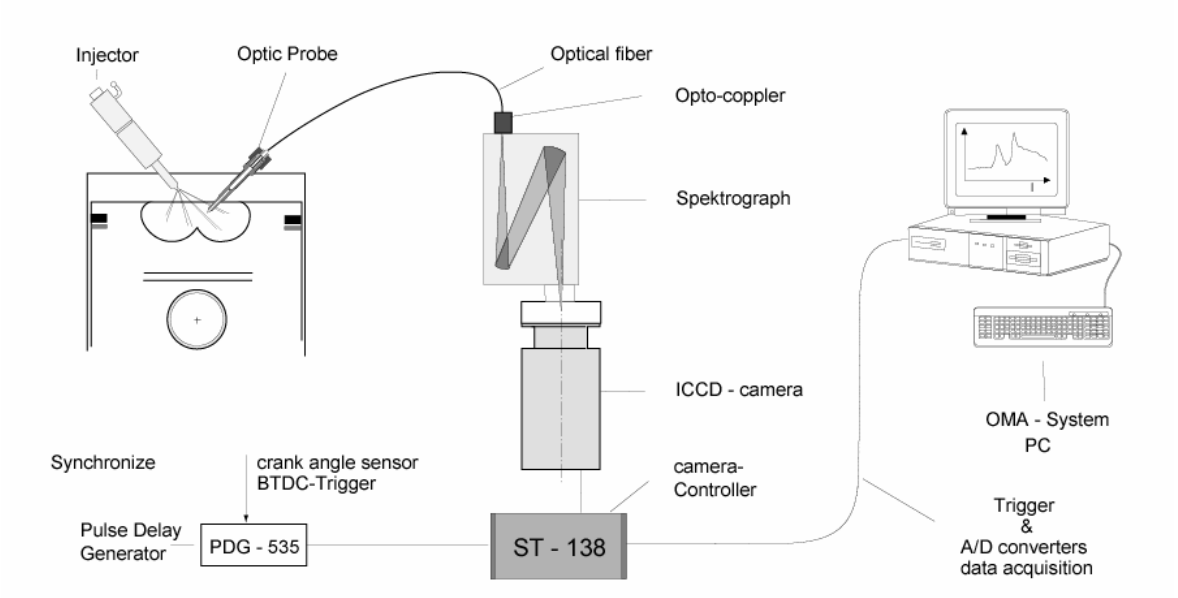


Abbildung 5.16: Versuchsaufbau der zyklusaufgelösten Emissionsspektroskopie [15]

Pyrometrische Rußtempratur- und Rußkonzentrationsbestimung

Unter pyrometrischer Temperaturmessung versteht man die Bestimmung der Temperatur einer Strahlungsquelle aus ihren Strahlungsemissionen. Im Falle eines schwarzen Strahlers, bei dem definitionsgemäß die einfallende Strahlung aller Wellenlängen vollkommen absorbiert wird (spektraler Absorptionsgrad $\alpha_\lambda = 1$), besteht ein direkter Zusammenhang zwischen der gemessenen Strahldichte L_s, der Wellenlänge λ und der Temperatur T durch das vereinfachte Wiensche Strahlungsgesetz.

Im Gegensatz zum schwarzen oder grauen Strahler ist für Flammenruß zudem der spektrale Emissionsgrad ε_λ zu berücksichtigen, der wesentlich durch die mittlere Rußteilchengröße und Rußkonzentration geprägt ist.

$$L_{\tilde{m}} = \varepsilon_\lambda L_s \tag{5.16}$$

Die spektrale Strahlungsverteilung des strahlenden Rußvolumens wird nur qualitativ durch die gemessene Strahldichte $L_{\tilde{m}}$ charakterisiert. Ändert sich die Anzahl der Rußpartikel oder die mittlere Rußteilchengröße, so hat dies keine direkte Auswirkung auf die spektrale Strahlungsverteilung, da diese ausschließlich durch die Russpartikeltemperatur T_r verursacht ist. Änderungen der mittleren Rußteilchengröße werden im allgemeinen durch Änderung des Emissionsgrades berücksichtigt, während Änderungen der Rußpartikelanzahl N_r linear zur Strahldichte $L_{\tilde{m}}$ beitragen.

$$L_{\tilde{m}} = N_r \varepsilon_\lambda L_s \tag{5.17}$$

Die gemessenen Strahlungsenergien L_m am CCD-Strahlungsempfänger charakterisieren die Strahldichte – korrigiert durch einen optischen Übertragungsfaktor K_0, der den Zusammenhang zwischen Strahldichte und gemessener Strahlenergie herstellt und eine Zusammenfassung aller Übertragungsfaktoren darstellt. Dieser Übertragungsfaktor K_0 ist während einer Messung konstant.

$$L_m = K_0 N_r \varepsilon_\lambda L_s \tag{5.18}$$

Berechnungsansatz

Die pyrometrische Temperatur- und Rußkonzentrationsbestimmung wurde gemäß nachfolgender Methodik durchgeführt. Neben der mittleren Rußpartikeltemperatur T_r wird dabei der spekrale Emissionsgrad ε der Partikel und eine von der Rußteilchenanzahl abhängige Konstante N_r mit Hilfe einer 384-Farben-Methode iterativ berechnet. Die Berechnungen werden abgebrochen, sobald Temperatur und Emissionsgrad auf

1% genau bestimmt sind. Sukzessive werden sämtliche 578 Zeitpunkte einer Messung (Spektrenbild) verarbeitet [15,16].

Für die spektrale Strahlung wird zunächst folgender Ansatz gewählt:

$$L_m(K_0, N_r, A, B, \lambda, T) = K_0 N_r \varepsilon(A, B, \lambda) L_s(\lambda, T) \tag{5.19}$$

$$\varepsilon(A, B, \lambda) = A \exp(B\lambda) \tag{5.20}$$

$$L_s(\lambda, T) = C_1 \lambda^{-5} \exp(-\frac{C_2}{\lambda T}) \tag{5.21}$$

Diese Ansatz berücksichtigt neben einer optischen Kalibrierkonstante (K_0=const. auf dem gesamten CCD-Array) die zeitabhängige aber wellenlängenunabhängige Anzahl N_r emittierender Rußpartikel, die auch als Wirkungsquerschnitt interpretiert werden kann. Der Emissionsgrad ε beruht auf dem Ansatz nach Pitterman und die Festkörperstrahlung auf dem Wienschen Strahlungsgesetz (4.1).

Folgende Vorgehensweise wurde zur Berechnung gewählt: Da der spekrale Emissionsgrad durch die Annahme eines grauen Strahlers (ε_λ =const.) nicht geeignet beschrieben wird, sind Emissionsgrad und Temperatur zeitgleich iterativ zu lösen. Die konstanten Terme fallen durch Verhältnisbildung bei einer Referenzwellenlänge (λ_{ref}=-600nm, Mittenwellenlänge) zunächst aus der Berechnung, so dass folgende Gleichung im ersten Schritt berechnet wird:

$$\tilde{L}_m = \frac{L_m}{L_{m,r}}(B, \lambda, T) = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_r}(B, \lambda) \frac{L_s}{L_{s,r}}(\lambda, T) \tag{5.22}$$

Logarithmierung sowie algebraische Umformung führen zu folgender Gleichung mit den zwei Unbekannten B und T bei 384 λ-Stützstellen:

$$x_\lambda(B, T) = \frac{In[\tilde{L}_m (\frac{\lambda_r}{\lambda})^{-5}}{\lambda - \lambda_r} = B + \frac{C_2}{\lambda \lambda_r T} \tag{5.23}$$

Ausgehend vom grauen Strahler (Starwert: B=0) werden iterativ und mittels Ausgleichsrechnung für 384 Wellenlängen sukzessive die Temperatur T und der Parameter B für sämtliche Zeitpunkte einer Messung bestimmt.

Abschließend erfolgt in einem zweiten Schritt die Berechnung des qualitativen,instationären Verlauf der Anzahl emittierender Russpartikel N_r.Wird dieser mit dem zugehörigen momentanen Brennraumvolumen V_α gewichtet, so kann daraus ein qualitativer Rußvolumenbruch f_v abgeleitet werden. Dieser konnte aufgrund fehlender Kalibriermöglichkeiten im Rahmen dieser Arbeit nicht quantifiziert werden.

$$f_v(\alpha) = \frac{N_r}{V_\alpha} \tag{5.24}$$

5.8 Einspritzratenmesstechnik

Der Verbrennungsablauf im Dieselmotor hängt neben der Brennraumform, der Ladungsbewegung und der Gemischbildung maßgeblich vom zeitlichen Verlauf der Einspritzung ab. Die zeitliche Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum steuert den Brennverlauf und damit die Geräusch- und Schadstoffemissionen, den Verbrauch und die Leistung. Eine von der Haupteinspritzung abgesetzte Voreinspritzung führt zu geringeren Spitzendrucken und -temperaturen, wodurch das Verbrennungsgeräusch und die NO_x-Emissionen abnehmen. Gleichzeitig steigt mit zunehmender Voreinspritzung die Rußemission an. Um ein besseres Verständnis für die Vorgänge während der Gemischbildung zu erhalten, ist es erforderlich, über eine zuverlässige Methode zur Bestimmung des zeitlichen Verlaufs der eingespritzten Kraftstoffmenge zu verfügen. Hierfür wird ein Einspritzgesetz-Indikator nach Bosch [107] verwendet, welcher von Wolter [108] weiterentwickelt wurde.

Bei diesem Messverfahren spritzt der Injektor in ein mit Kraftstoff befülltes Messrohr konstanten Standdrucks ein. Durch den Einspritzvorgang wird eine Druckwelle im Messrohr am Austritt der Einspritzdüse erzeugt, die durch das Messrohr eilt. Der an einem Drucksensor im Messrohr gemessene Druck der Druckwelle ist proportional zur instationären Durchflussrate im Messrohr. Die Durchflussrate ist nach dem Kontinuitätssatz gleich der an der Düse austretenden zeitlich veränderlichen Kraftstoffmenge, d.h. der Einspritzrate.

Messaufbau und Messdurchführung

Der messtechnische Aufbau des Ratenmessgerätes und eine detailliertere Beschreibung der Einspritzmesstechnik werden in [108] gegeben. Als Eingangssignale zur Untersuchung des Einspritzgesetzes des Common-Rail-Einspritzsystems wird das Drucksignal des Bosch-Rohres (p_{tube}), die Injektorbeströmung (I_{Inj}), der Druck im Rail (P_{Rail}) und der elektronische Einspritzbeginn (ESB) gewählt.

Der Injektor ist über einen Niederhalter mit dem Injektoraufnehmer befestigt. Am Injektoraufnehmer sitzt der Druckquarz zur Messung der Druckwelle sowie eine Entlüftungsvorrichtung mit Ablauf. Durch den Einspritzvorgang entsteht die zu messende Druckwelle, welche sich im Messrohr fortpflanzt, bis sie am Nadelventil teilweise reflektiert wird. Über die Einstellung am Nadelventil kann der Reflexionsgrad variiert werden. Dies ist notwendig, um das Abklingverhalten (siehe Abbildung 5.17) der Druckwellen so einzustellen, dass bei der nächsten Einspritzung die Druckwelle abgeklungen ist. Das ganze System kann auf einen gewünschten Gegendruck aufgepumpt werden. Dieser sollte dem Kompressionsdruck im Motor während der Einspritzung entsprechen, um vergleichbare Randbedingungen für die Einspritzung zu erhalten. Im Versuch wurde der Gegendruck auf 45 bar eingestellt. Ein geeichter Messzylinder dient zum Auffangen des eingespritzten Kraftstoffs. Über die aufgefangene Menge $Q_{m,.ges}$ der dazu benötigten Zeit Δt und der Motordrehzahl n_M kann die Kraftstoffmenge pro Einspritzung Q_m berechnet werden.

$$Q_m = Q_{mges} \cdot \frac{i \cdot 60}{n_M \cdot \Delta t} [\frac{mm^3}{Hub}] \tag{5. 25}$$

mit $i = 2$ (Viertakt-Verfahren)

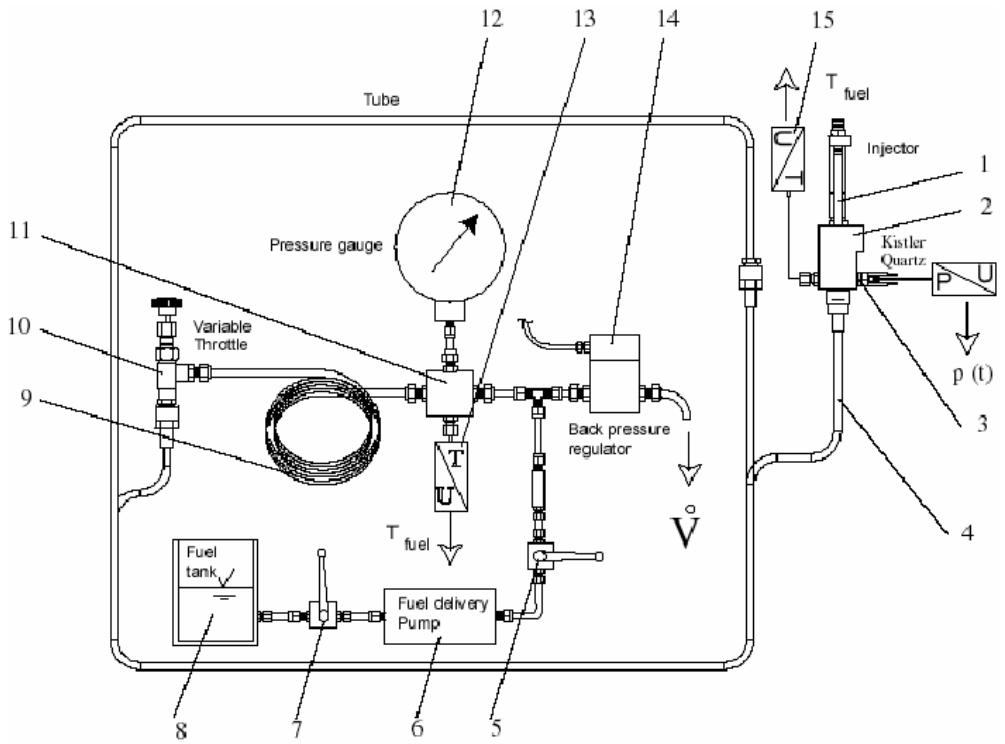


Abbildung 5.17: Der ausgeführte Einspritzgesetz-Indikator

Kapitel 6

6 Ergebnisse

6.1 Abgasemissionsmessungen und thermodynamische Analyse

Die Untersuchungen zum Einfluss der partiellen Isolierung der Kolbenmulde auf den Brennverlauf und die Emissionen wurde an einem kurzhubigen Einzylinderdieselmotor durchgeführt. Da dieser Motor nicht für Hochdruckeinspritzsysteme, wie z.B. das Bosch CR-System, ausgelegt ist und nur zwei Ventile besitzt, entsprechen die Emissionen und der Verbrauch nicht dem heutigen Stand der Technik. Berücksichtigt man diese Randbedingungen, so lassen sich die wesentlichen Veränderungen auf Grund der Kolbenisolierung jedoch auch mit den vorliegenden Versuchen beschreiben.

In diesem Forschungsvorhaben wurden die Untersuchungen durchgeführt mit dem Ziel, die potentiellen Vorteile eines isolierten Kolbens zu nutzen, um Schadstoffemissionen sowie den Verbrauch zu reduzieren. Hierbei soll der Einfluss der einzelnen Parameter wie Düsengeometrie, Einspritzdruck, Einspritzmenge und Abgasrückführung auf Wirkungsgrad sowie auf gasförmige Emissionen (NO_x, HC, CO, CO_2, O_2) und Partikel-Emissionen (Ruß) untersucht und optimiert werden.

Anschließend wird das Potential des partiell isolierten Kolbens am Einzylindermotor nachgewiesen und thermodynamisch analysiert. Der Einfluss von Isoliermaßnahmen auf die Muldentemperatur soll optisch anhand eines Einfarbenpyrometers gemessen werden. Um einen weiteren Einblick in den zeitlichen Verbrennungsablauf zu gewinnen, werden die Ergebnisse mit Hilfe der zyklausaufgelösten Emissionsspektroskopie (ZES) dargestellt. Dies ermöglicht es, OH- und Rußverläufe über den gesamten Verbrennungszyklus qualitativ zu messen.

6.2 Voruntersuchungen

Die Untersuchungen des Einflusses des partiell isolierten Kolbens werden in den in Tabelle 6.1 dargestellten Betriebspunkten durchgeführt. Bei allen Versuchen wird die Drehzahl konstant auf 2000 min^{-1} gehalten. Für alle ausgewählten Lastbetriebspunkte wird eine Einspritzbeginnverstellung von früh nach spät in 0,1°KW Schritten durchgeführt. Darüber hinaus werden zwei unterschiedliche Raildrücke, 700 bar und 1300 bar, untersucht. In der ersten Versuchsphase wird auf eine Variation der AGR-Rate verzichtet und diese auf den Wert 0 % festgehalten.

Raildruck [bar]	700	1300
Drehzahl [min^{-1}]	2000	2000
Kolbenmuldeneinsatz	Aluminiummulde Nimonic 80A-Mulde	Aluminiummulde Nimonic 80A-Mulde
Einspritzbeginn	von 2 bis14 vor OT_H	von 2 bis 14 vor OT_H
λ [-]	1,94 / 2,4	1,88 / 2,25

Tabelle 6.1: Übersicht über die untersuchten Betriebspunkte

Die Einspritzbeginnvariationen dienen der Ermittlung des optimalen Einspritzzeitpunktes für die Haupteinspritzung. Der optimale Einspritzbeginn wird dabei so gewählt, dass sich das Niveau von Schwarzrauch und Stickoxidemission möglichst günstig darstellt, ohne dass sich erhebliche Nachteile im Verbrauch oder bei den Kohlenwasserstoffemissionen einstellen. Höhere Brennraumtemperaturen beim partiellen isolierten Motor führen zu beschleunigter Gemischaufbereitung und Zündkinetik. Dies lässt sich durch Frühverlagerung des Einspritzbeginns wieder kompensieren.

Um das gesamtmotorische Verhalten beurteilen zu können wird der Motor, dessen Kolbenmuldeneinsatz aus Aluminium (AKME) bzw. Nimonic 80 A (NKME) besteht, in den obigen Betriebszuständen untersucht. Die sehr heißen Teile der Brennraumisolation erwärmen die Ansaugluft und verschlechtern damit Liefergrad. Um einen Vergleich zwischen den beiden Kolbenmulden bezüglich Verbrauch und Abgasemissionen darstellen zu können, wird das Kraftstoff-Luft-Verhältnis in diesen Versuchen für den isolierten und nicht isolierten Motor gleich eingestellt. Eine leichte Drosselung der Ansaugluft anhand einer fein einstellbaren Drosselklappe für AKME-Kolben führt zu einem gleichen Kraftstoff-Luft-Verhältnis auf Kosten eines leicht geänderten Ansaugdrucks sowie leichter Drosselverluste. Die Luftfüllungsverluste sind beim partiell isolierten Motor sehr gering (ca. 1%).

Abbildungen 6.1-6.4 stellen die Ergebnisse hinsichtlich des inneren Mitteldrucks, des Rußes und der Stickstoffoxide in zwei Lastpunkte, charakterisiert durch Verschiedene

Kraftstoff-Luft-Verhältnisse, dar. Dabei wurde bei zwei unterschiedlichen Raildrücken der Einspritzbeginn variiert.

In den Abbildungen 6.1 und 6.2 ist ein Vergleich zwischen dem partiell isolierten und dem nicht isolierten Kolben in Bezug auf das Abgasverhalten (NO_x und Ruß) und des inneren Mitteldrucks für einen Lastpunkt im unteren Teillastbereich und für einen Lastpunkt im oberen Teillastbereich dargestellt. Die eingestellte Last entspricht der gleichen Einspritzmenge und eines konstanten Kraftstoff-Luft-Verhältnisses für AKME- und NKME-Kolben. Für einen Teillastbetriebspunkt wird der Einspritzbeginn bei verschiedenen Raildrücken variiert.

6.2.1 Der innere Mitteldruck

Der innere Mitteldruck p_{mi} ist im Allgemeinen beim NKME-Kolben für beide Einspritzdrücke höher. Die bedeutendsten Verbesserungen werden bei kleiner Teillast und bei 700 bar Einspritzdruck erreicht. Der innere Mitteldruck beim NKME verläuft durchschnittlich 5 % höher als beim AKME-Kolben, was bei gleicher Last einen entsprechend niedrigerem Kraftstoffverbrauch entsprechen würde, wodurch bei sich bei gleicher Last ein entsprechend geringerer Kraftstoffverbrauch einstellt. Dieser Vorteil nimmt mit zunehmender Last ab und erreicht für größere Last nur ca. 2 %.

Die Spätverstellung des Einspritzbeginns, ab 3° KW vor OT_H, führt aufgrund einer späten Energiefreisetzung und unvollständigen Umsetzung des Kraftstoffs sowohl beim AKME- als auch beim NKME-Kolben zu einem deutlichen Abfall des inneren Mitteldrucks.

6.2.2 Schadstoffemissionen

Um die Emissionen der Kraftstoffe für verschiedene Einspritzzeiten miteinander vergleichen zu können, sind in den Abbildungen 6.1 und 6.2 Ruß- über NO_x- Konzentrationen bei Variation des Einspritzbeginns aufgetragen.

Die Einspritzzeiten in °KW sind zur Orientierung an den Kurven angegeben. Die beiden Kolbenmuldeneinsätze zeigen den typischen Verlauf der „Schere“ zwischen Ruß- und NO_x-Emissionen. Dieser Effekt beruht auf zwei wesentlichen Mechanismen. Spritzt man den Kraftstoff zu späten Zeiten ein, so wird auch die Verbrennung zu späteren Zeiten der Expansionsphase verschoben. Hierdurch sinkt insgesamt das Temperaturniveau der Verbrennung, mit der Folge, dass der schnell kleiner werdende Radi-

kalenpool (OH-Radikale) nicht mehr in der Lage ist, den bei der Verbrennung entstehenden Ruß vollständig zu oxidieren. Andererseits verhindern die geringen Temperaturen die Bildung von NO_x. Mit steigender Spätverlagerung gibt es eine parallele Absenkung der NO_x- und Rußemissionen aufgrund der teilweise zu späten Energiefreisetzung und unvollständigen Umsetzung des Kraftstoffs. Andererseits erhöhen sich mit dieser Spätverlagerung die HC- und CO-Emissionen.

Bei einem frühen Einspritzbeginn ist dagegen durch Vergrößerung des Zündverzugs schon ein größerer Teil des eingespritzten Kraftstoffs verdampft, um dann nach der Zündung teilweise vorgemischt zu verbrennen. Dieses ist mit einer großen Wärmefreisetzung und dadurch mit einer hohen NO_x-Bildung verbunden. Dies führt außerdem zu geringeren Rußemmisionen durch gute Durchmischung und einem höheren inneren Wirkungsgrad.

NO_x-Emissionen sind stark abhängig von der Zylindertemperatur und werden zum großen Teil bei der vorgemischten Verbrennung gebildet. So wird wegen sehr hoher örtlicher Gastemperatur des isolierten Motors eine Zunahme der NO_x-Konzentration erwartet. Die Abbildung 6.2 zeigt im Gegensatz zu diesen theoretischen Überlegungen leicht abfallende NO_x-Emissionen. Dieses Verhalten deckt sich weitgehend mit Untersuchungen anderer Autoren [81]. Die Autoren führen diese Reduktion beim isolierten Kolben auf einen geringeren vorgemischten Anteil aufgrund einer Verkürzung des Zündverzugs zurück, so dass der Hauptanteil der Verbrennung unter geringerer Sauerstoffkonzentration abläuft.

Ruß zeigt eine nichteinheitliche Tendenz und verhält sich indifferent gegenüber der Einspritzbeginnvariation. Vor dem Abfall des inneren Mitteldrucks p_{mi}, ist Ruß im Allgemeinen leicht geringer beim NKME- als beim AKME-Kolben. Im Gegensatz dazu ist bei Späteinspritzung eine exponentielle Zunahme der Rußemission beim NKME-Kolben festzustellen. Die bedeutendste Ruß Reduzierung wird in der größten Teillast (P-Rail = 700bar, λ = 1,9) erreicht und beträgt ca. 25 %.

Die CO-Emissionen verhalten sich grundsätzlich analog zu den HC-Emissionen. Beide Schadstoffe sind Produkte unvollständiger Verbrennung und daher eng mit dem thermodynamischen Wirkungsgrad verbunden. Im Allgemeinen wird Kohlenmonoxid im Kern des Kraftstoffsprays als Zwischenprodukt gebildet und oxidiert. Der Oxidationsprozess wird begünstigt, wenn die Temperatur hoch und lokal genügend Sauerstoff vorhanden ist.

In der Abbildung 6.3 sind die CO- und HC- Emissionen bei Variation der Einspritzzeit für NKME- und für AKME-Kolben aufgetragen. Während die HC-Emissionen keine

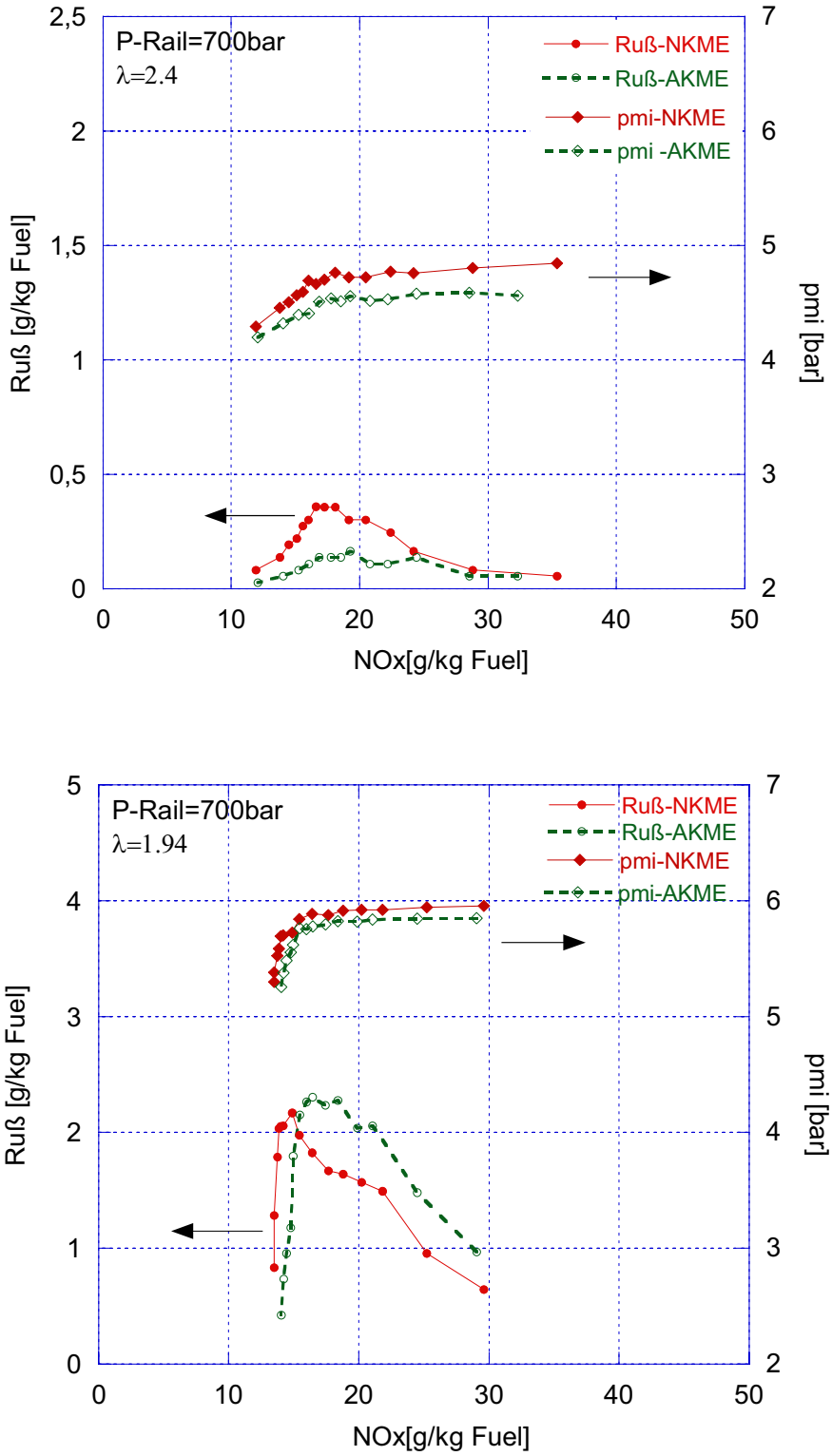
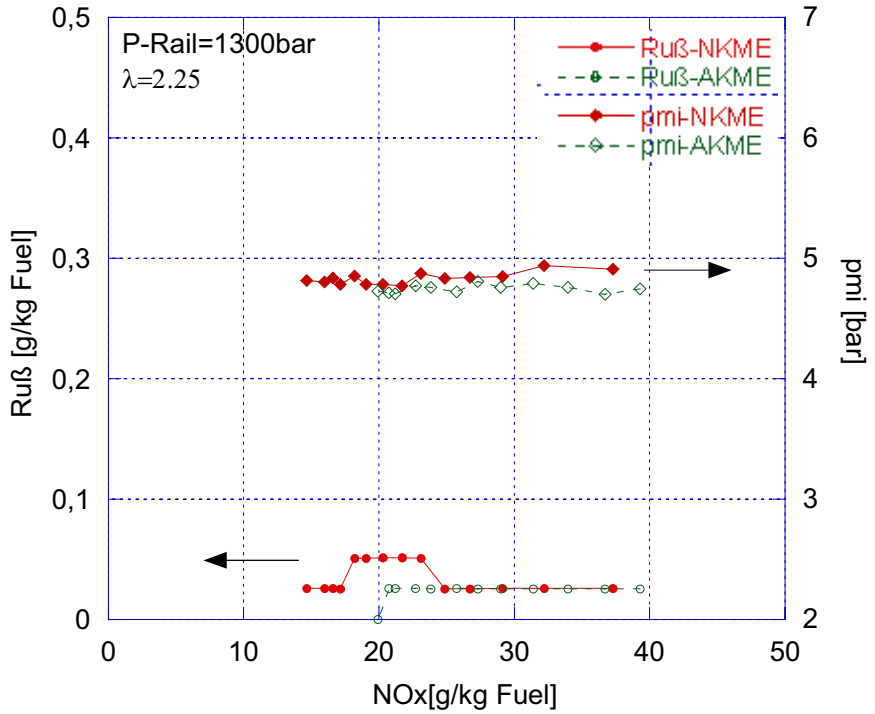


Abbildung 6.1: Innerer Mitteldruck und Ruß- über NO_x-Konzentration und bei Variation des Einspritzbeginns für 2 Lastpunkte und für AKME und NKME



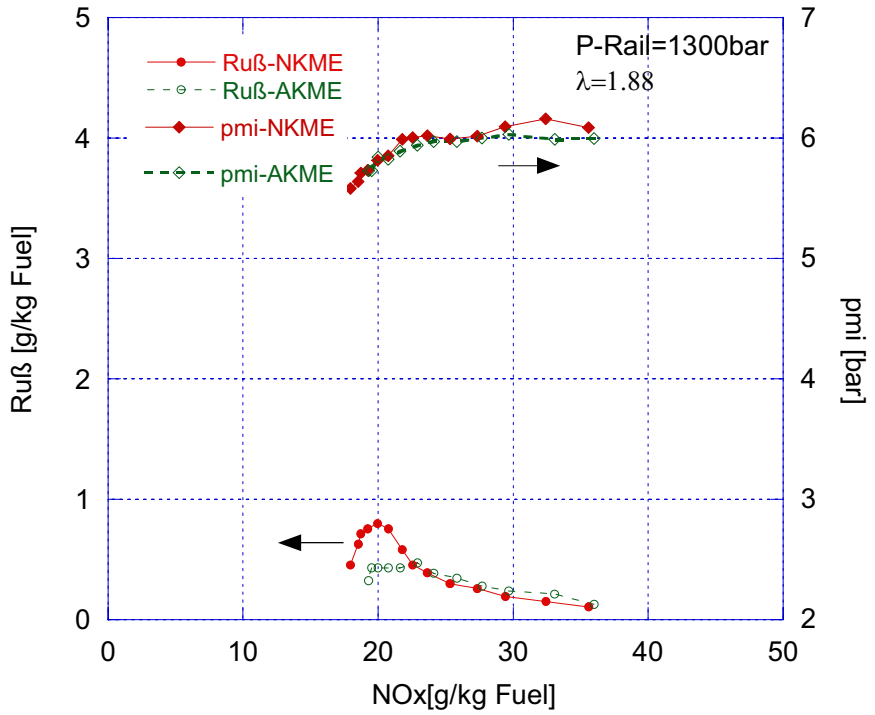


Abbildung 6.2: Innerer Mitteldruck und Ruß- über NO_x-Konzentration und bei Variation des Einspritzbeginns für 2 Lastpunkte und für AKME und NKME

bemerkenswerten Unterschiede zeigen, wirkt sich tendenziell die Isolierung bei 700 bar Einspritzdruck positiv aus. Es ist zu erkennen, dass die geringeren CO-Konzentrationen mit NKME erreicht werden. Die Reduktion der CO-Emissionen beträgt bei größerer Teillast, (λ=1,9) und 700 bar Einspritzdruck, ca. 50 %. Ähnliche Ergebnisse werden von D. Assanis et al. [81] mit einem isolierten Motor erzielt. Sie berichten über eine Abnahme der CO-Emissionen von ca. 30 % bis 60 % bei Volllast und führen diese Reduktion auf eine vollständige Verbrennung im isolierten Kolben zurück.

6.2.3 Brennverlauf

Der normierte netto Summenbrennverlauf Q_b, d.h ohne Wandwärmeverluste, gibt Aufschluss über die zum jeweiligen Zeitpunkt umgesetzte Energie, unter Berücksichtigung einfacher physikalischer Ansätze auf der Basis der Druckdifferenz zwischen geschlepptem und gefeuertem Motor. Interessant ist hier meist die Reduzierung der Information aus der Brennverlaufsberechnung auf einen Zahlenwert, den thermodynamischen Verbrennungsschwerpunkt (TVSP). Dieser markiert den Zeitpunkt in Grad KW, bei dem 50 % der im Kraftstoff gebundenen Energie umgesetzt worden sind. Die Abbildung 6.4 zeigt den normierten netto Summenbrennverlauf Q_b für AKME- und NKME-Kolben beim 1300 bar Einspritzdruck. Die kürzere Zündverzugszeit des NKME-Kolbens lässt sich durch die sehr heißen Brennraumwände erklären, die zu einer insgesamt höhere Mischungstemperatur im Zylinder führen. Das Gemisch hat weniger Zeit für den Gemischaufbereitungsvorgang. Somit erhält die vorgemischte Verbrennung einen kleinen Anteil am gesamten Brennverlauf, d.h. während des kürzen Zündverzugs bildet sich weniger zündfähiges Gemisch im Zylinder. Die Folge ist ein langsamerer Kraftstoffumsatz und eine lokal fettere und somit rußreichere Verbrennung. Hiermit sind die geringen NO_x-Emissionen, die bei der Verwendung des NKME-Kolbens auftreten, erklärbar.

In den Abbildungen 6.5 sind die charakteristischen Werte der Brenndauer für einen Lastpunkt im unteren Teillastbereich (λ=2,25), sowie für einen Lastpunk im oberen Teillastbereich (λ=1,88) dargestellt. Die Brenndauer ist berechnet aus dem normierten Summenbrennverlauf. Der NKME-Kolben zeigt eine Verfrühung des Brennbeginns (10 %) und eine Verschleppung des Brennendes (90 %). Dieser Vorgang zeigt für NKME-Kolben eine Verlängerung der zweiten Verbrennungsphase (Verbrennungsschwanz). In dieser Phase verbrennt der Kraftstoff, der bis zum Ende der Phase I noch nicht genügend mit Luft gemischt war. Die Verbrennung wird durch die Mischungsvorgänge kontrolliert. In dieser Verbrennungsphase führt der Kontakt von Kraftstoff mit Verbrennungsgasen zu Rußbildung.

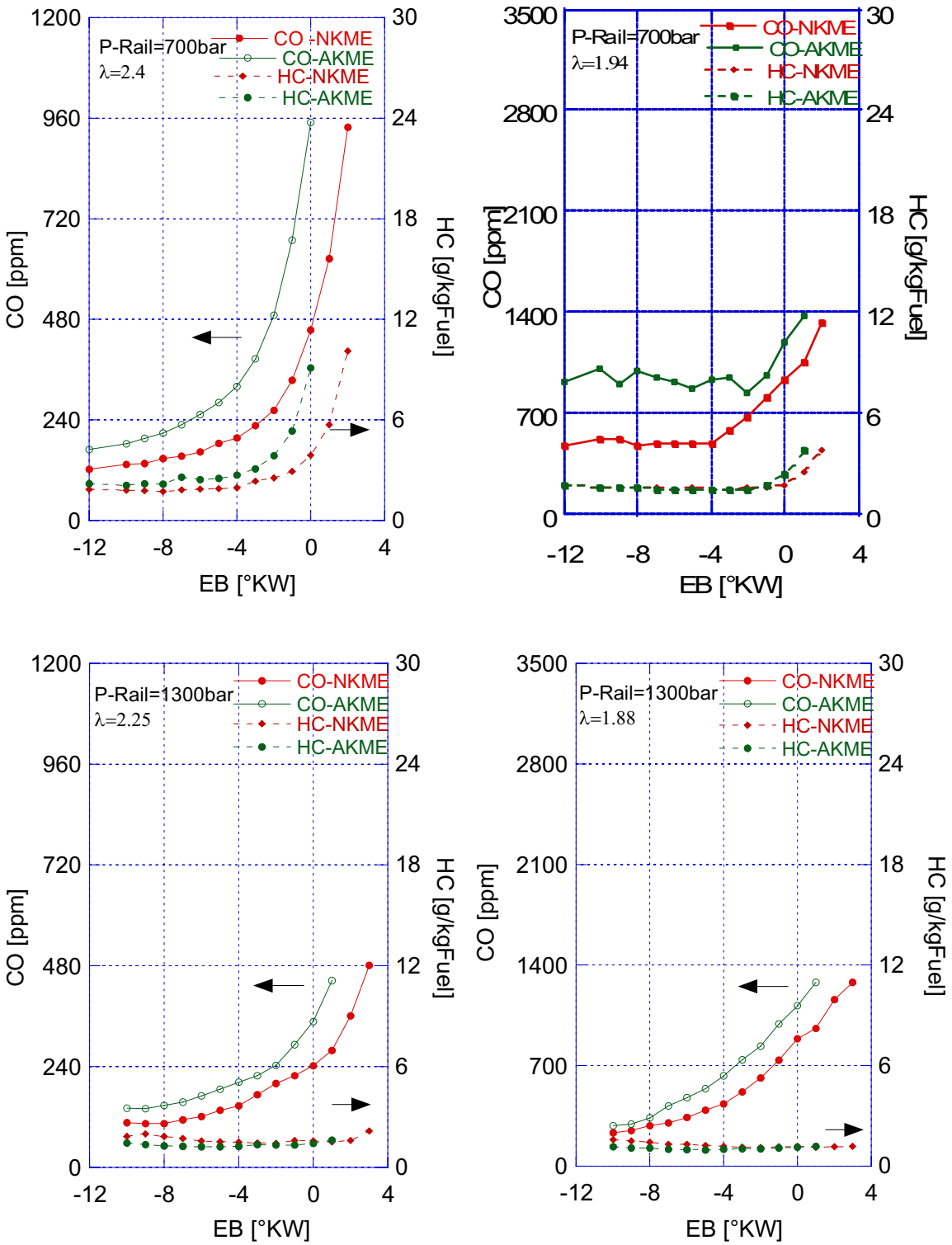


Abbildung 6.3: Einfluss der partiellen Isolierung der Kolbenmulde auf die CO- und HC-Konzentration bei verschiedenen Lastpunkten

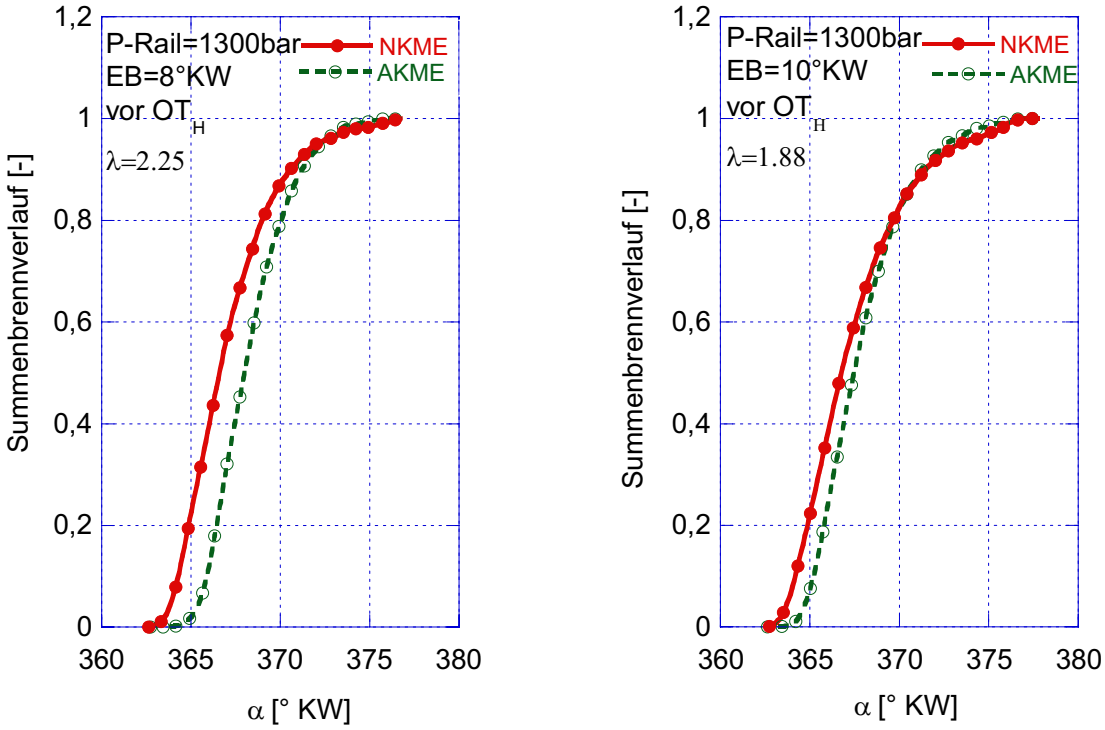
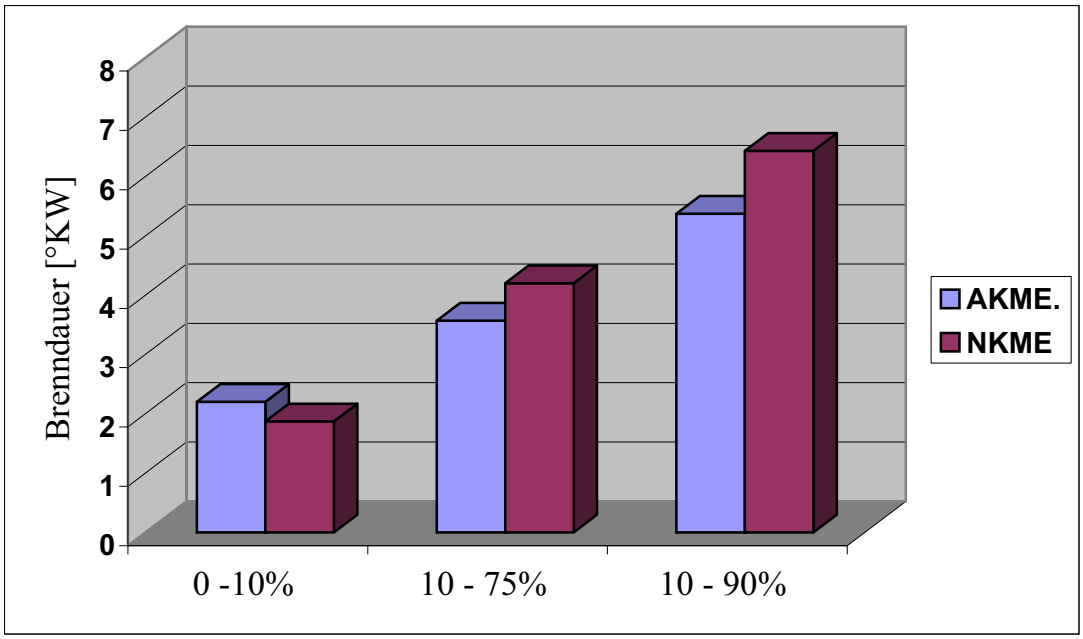


Abbildung 6.4: Einfluss der partiellen Isolierung auf den Summenbrennverlauf

Trotz des kürzeren Zündverzugs und der damit verbundene erhöhte Rußbildung ist die Rußemission vor dem Abfall des mittleren Drucks im Allgemeinen für den NKME-Kolben geringer. Das Potential zur Rußreduzierung durch partielle Isolierung wurde schon [13, 14] gezeigt. Dieser Effekt beruht auf Ruß-Wand-Interaktionsmechanismen. Spritzt man den Kraftstoff mit einem hohen Einspritzdruck ein, so wird die Verbrennung stärker in der Nähe von Brennraumwänden stattfinden und die Rußoxidation beim NKME-Kolben begünstigt. Diese experimentellen Ergebnisse bestätigen die Simulationsergebnisse von Hergart [1]. Im nächsten Kapitel wird noch näher auf diese Phänomene eingegangen.

Bei einer späten Einspritzung ist dagegen, durch Verbrennung zu späteren Zeiten der Expansionsphase und damit längerer Verbrennungsdauer, die Rußbildung höher und die Rußoxidationszeit nicht mehr hinreichend vorhanden. D.h. der Effekt der erhöhte Rußbildung dominiert.



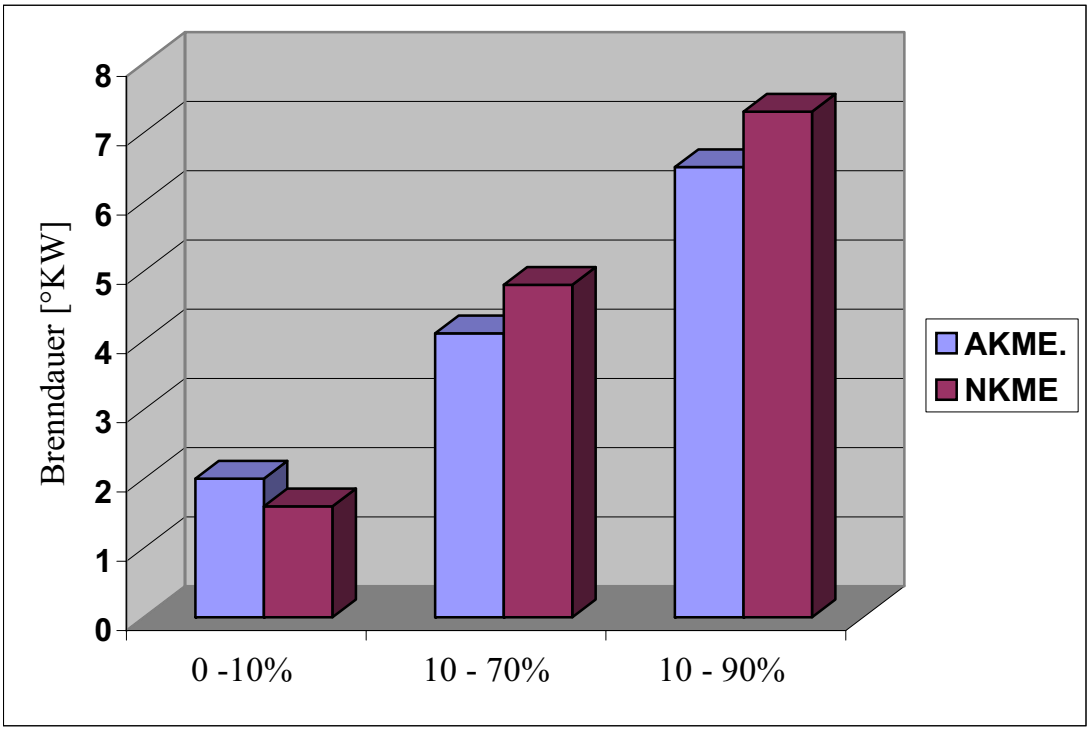


Abbildung 6.5: Vergleich der Brenndauer zwischen isoliertem und nicht isoliertem Kolbenmuldeneinsatz bei λ=2,25 (oben) und λ=1,88 (unten)

6.2.4 Oberflächentemperatur

Um den Einfluss von Isoliermaßnahmen auf die Muldenwandtemperatur zu untersuchen, wird die Muldenwandtemperatur bei verschiedenen Lastpunkten innermotorisch, optisch und berührungsfrei, mit Hilfe eines Infrarot-Einfarben-Pyrometers, gemessen.

In der Abbildung 6.6 sind die Muldenwandtemperaturen über der Last aufgetragen. Die Messergebnisse zeigen, dass mit zunehmender Last die Muldenwandtemperatur fast linear zunimmt. Im Vergleich zu den mit AKME-Kolben durchgeführten Versuchen erweist sich, dass bei den Versuchen mit NKME-Kolben die höchsten Temperaturen erreicht werden. Die Temperaturdifferenz beträgt beim oberen Lastpunkt (λ = 1,88) 250 K.

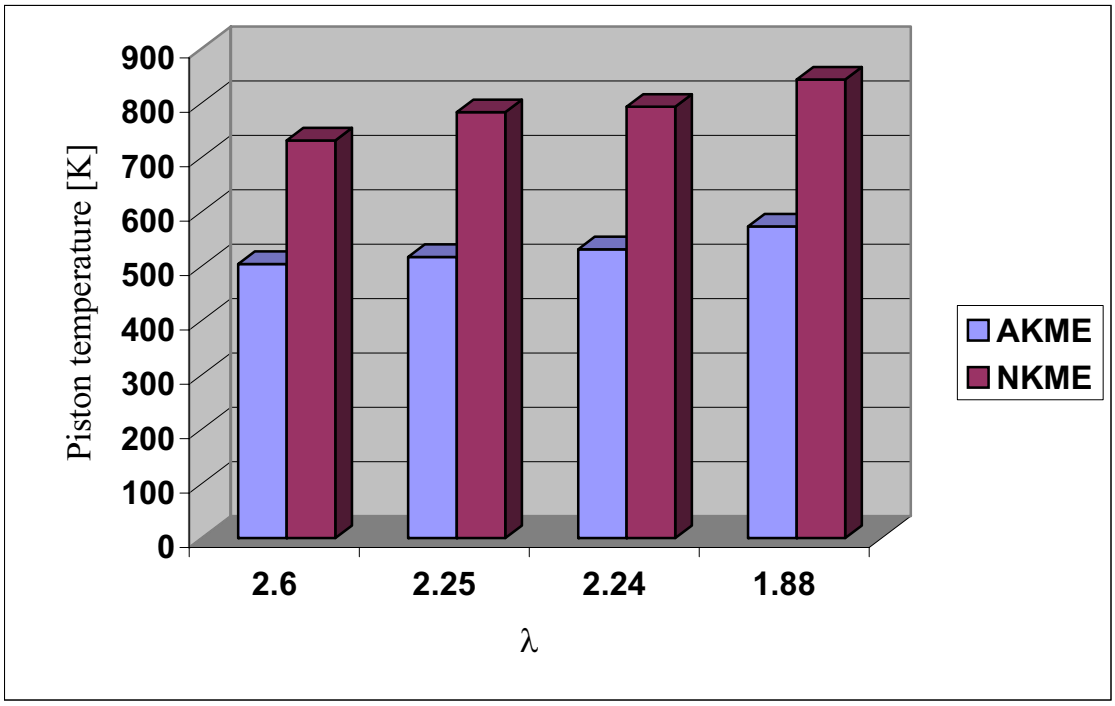


Abbildung 6.6: Einfluss der Isolierung auf die Oberflächentemperatur der Kolbenmulde

6.2.5 Abgastemperatur

Die Abgastemperatur steht am Ende der Wirkungskette in der motorischen Verbrennung. Sie wird daher im Allgemeinen von allen Parametern beeinflusst. Wesentliche Einflussfaktoren sind das Luftverhältnis, die Einspritzmenge, Einspritzbeginn und Abgasrückführrate. Eine Abgastemperaturanhebung ist allerdings, unabhängig davon, mit

welcher konventionellen Maßnahme sie erfolgt (Drosselung, Späteinspritzung, Nacheinspritzung usw.), mit einem Kraftstoffverbrauchsanstieg verbunden.

Um das Potential der Isolierung des Kolbens auf die Abgastemperatur zu bestimmen, wurde auch hier eine Variation des Einspritzbeginns für 2 Lasten und 2 Einspritzdrücke durchgeführt. In der Abbildung 6.7 sind die zugehörigen Ergebnisse für kleine Teillast, oben im Bild, und größerer Teillast, unterer Teil des Bildes, aufgetragen. In beiden Fällen erreicht der NKME-Kolben die höhere Abgastemperatur. Bei geringerer Last ist der Vorteil gegenüber des AKME-Kolbens ziemlich gering, nimmt aber mit zunehmenden Lasten zu. Die bedeutendste Zunahme von ca. 50 K wird im oberen Lastpunkt (λ=1,94) und bei einem Einspritzdruck von 700 bar erreicht. Dieser Temperaturanstieg wirkt sich sehr positiv auf die Konvertierungsrate des Oxidationskatalysators (Abbildung 5.18 siehe Kapitel 5) und des Partikelfilters aus. Die Zunahme der Abgastemperatur lässt sich durch folgende Wirkungszusammenhänge erklären:

- Die sehr heißen Teile der Brennraumisolation erwärmen die Ansaugluft und erhöhen damit auch die Abgastemperatur.

- Die Verbrennung bei isoliertem Motor ist begleitet von einem niedrigeren Anteil vorgemischter Verbrennung und einer verlängerten Brenndauer.

Fazit

Die Ergebnisse der Vorversuche sind für den partiell isolierten Kolben sehr ermunternd. In Erweiterung des Vorhabens wird untersucht, welche Vorteile vom partiell isolierten Motor erwartet werden können. Dabei wird festgestellt:

- Die partielle Isolierung der Kolbenmulde mit Nomonic 80A zeigt sich im Rahmen dieser Versuche als Maßnahme zur Verminderung der Ruß-Emissionen und der Erhöhung des induzierten Mitteldrucks. Bei frühem Einspritzbeginn und langer Einspritzdauer ist eine positive Verschiebung der Ruß-NO_x-Schere bei den NKME-Kolben festezustellen.

- Bei spätem Einspritzbeginn kann sich der positive Effekt der NKME-Kolben umkehren und es werden mehr Schadstoffe, vornehmlich Ruß, emittiert. Gründe für dieses Verhalten ist die hohe Rußbildung begingt durch den verkürzten Zündverzug, begleitet von einer, aufgrund der unzureichenden Zeit, mangelhafte Rußoxidation.

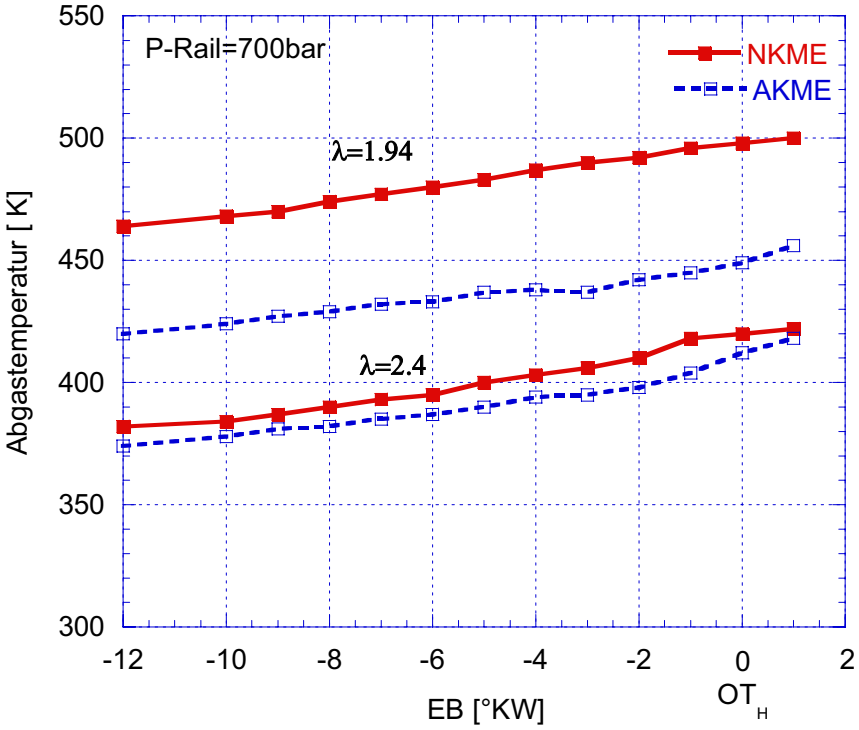
- Die geringerere NO_x-Konzentration, bei hoher Last und großen Einspritzdrücken, bei NKME kann auf die kurze Zündverzugszeit und die dadurch geringere vorgemischte Verbrennung zurückgeführt werden.

- Bei gleicher Einspritzmenge und gleichem Kraftstoff-Luft-Verhältnis ist der innere Mitteldruck bei NKME bei einem Raildruck von 700 bar um ca. 5% höher. Dieser Vorteil nimmt mit zunehmender Last ab.

- Die Kolbenmuldenoberflächentemperatur ist anhand eines Einfarben-Pyrometers für NKME und AKME gemessen worden. Die festgestellte Temperaturdifferenz beträgt im oberen Lastpunkt 250 K.

- Die Abgastemperatur ist für den isolierten Kolben höher. Die größte Zunahme wird bei 700 bar im oberen Lastpunkt erreicht und beträgt ca. 50 K.

Da die angewandte Düse nicht für hohen Einspritzdruck bzw. für niedrige Rußemissionen optimiert ist, wurden zwei andere Düsen getestet, um die Kraftstoffverbrauchs- und Emissionsverbesserung weiter zu optimieren. Ziel ist es, das volle Potential der partiellen Isolierung zu nutzen.



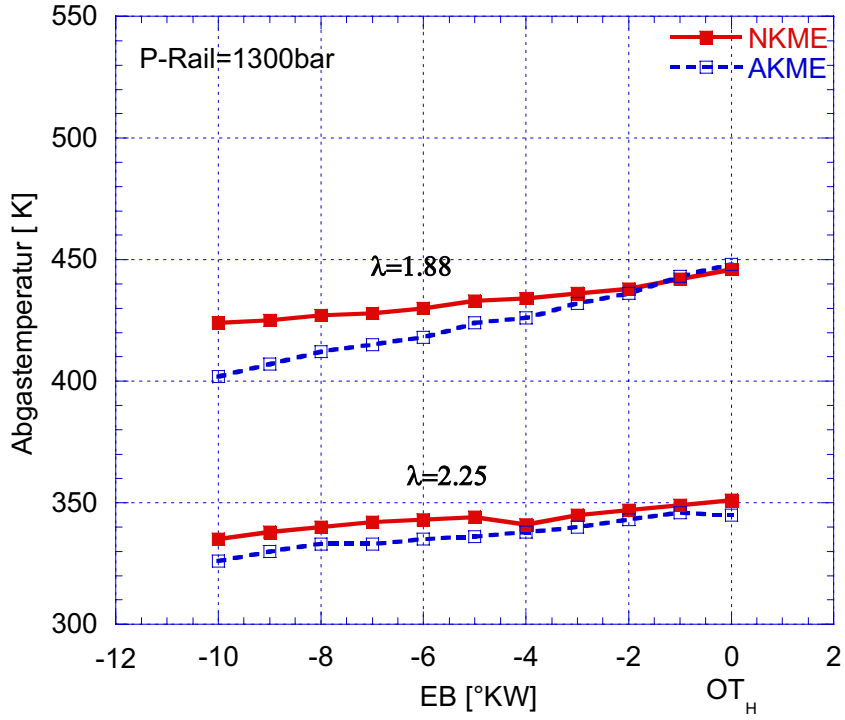


Abbildung 6.7: Abgastemperatur für isolierter und nicht isolierter Kolbenmulde

6.3 Einfluss der Düsengeometrie auf das gesamtmotorische Verhalten

Die Schwerpunkte bei der Entwicklung moderner Dieselmotoren liegen einerseits beim Erreichen hoher Leistung bei geringem Verbrauch und niedrigem Verbrennungsgeräusch, andererseits in der Erfüllung zunehmend strengerer Abgasnormen. Die gleichzeitige Absenkung von Ruß- und NO_x-Emissionen stellt dabei ein zentrales Problem dar.

Bei der Suche nach innermotorischen Maßnahmen zur Minderung dieser Emissionen kommt der Kraftstoffeinbringung in den Brennraum eine wesentliche Bedeutung zu. Die Gemischbildung kann durch unterschiedliche Parameterveränderungen erfolgen. Diese sind unter anderem Einspritzbeginn, Einspritzdauer und Einspritzdruck. In Abbildung 6.9 werden die Auswirkungen der Düsenvariation auf Schadstoffemissionen und Verbrauch für eine Aluminium Kolbenmulde bei unterschiedlichem Einspritzdruck und bei unterschiedlichem Lastpunkt diskutiert. Anschließend soll im nächsten Kapitel ein Vergleich zwischen einer isolierten und einer nicht isolierten Kolbenmulde gemacht werden, um den Einfluss der Isolierung auf Abgasemissionen und Verbrauch für unterschiedliche Lastpunkte erörtern zu können.

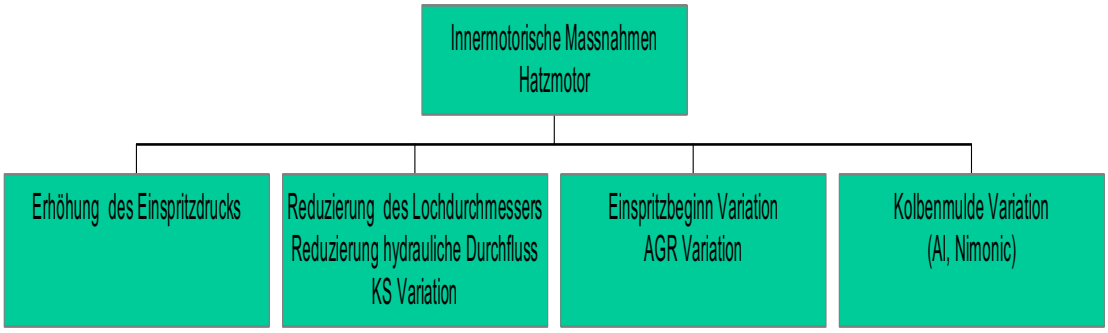


Abbildung 6.8: Innermotorische Maßnahme zur Schadstoffminderung

6.3.1 Düsenvariation

Um die Auswirkungen der unterschiedlichen Einspritzverläufe auf die motorischen Bedingungen und die Abgasemissionen überprüfen zu können, wurde der Bosch-CR-Injektor mit Düsen, die unterschiedliche hydraulische Durchflusswerte und Ks-Faktoren aufweisen, bei unterschiedlichen Einspritzdrücken untersucht.

	Düse	Durchmesser [mm]	HD-Wert [cm³/30s]	Ks-Faktor
Alte Düse	DLLA154PV3194034	0,236	580	0
Neue Düse- I	DLLA154PV3196905	0,126	231,2	0
Neue Düse- II	DLLA154PV3196906	0,126	230,3	1,5

Tabelle 2: Düsenvariation

Zur Ermittlung der besten Düse, in Bezug auf die NO_x- und Rußemissionen, wurden verschiedene zur Verfügung stehende Minisacklochdüsen zunächst am nicht isolierten Motor erprobt. In der Abbildung 6.9 sind die Ruß- über NO_x-Konzentrationen bei 2000 min^{-1} und 700 bar Einspritzdruck bei Variation des Einspritzbeginns aufgetragen. Dabei ist zu beobachten, dass für eine konstante Einspritzmenge die Rußemission, bei den Düsen I und II, die einen kleinen Durchmesser besitzen, stark absinkt. Die Erhöhung der Rußemissionen bei der Originaldüse lässt sich durch eine schlechte Gemischbildung erklären, d.h. bei großem Einspritzlochdurchmesser dringt der flüssige Kraftstoffanteil schnell in den Brennraum ein, was zu einer schlechten Zerstäubung und einer unvollständigen Gemischaufbereitung führt, so dass während der Verbrennung mehr Ruß gebildet wird. In Bezug auf den Verbrauch zeigt sich, dass die Düsen mit einem kleinen Durchmesser eine Verbrauchsverbesserung um ca. 2 % erreichen. Insbesondere die Düse II mit Ks Faktor hat eine leichte Verbrauchsverbesserung bei späten Einspritzungen im Vergleich zur Düse I gezeigt.

6.3.2 Einspritzdruckvariation

Durch die Steigerung des Raildrucks kann der Gemischbildungsvorgang positiv, insbesondere im Hinblick auf eine Verringerung des Rußes, beeinflusst werden. Ein höherer Einspritzdruck bewirkt eine schnellere Strahlausbreitung und eine bessere Zerstäubung des Kraftstoffs. Außerdem verstärkt sich die Einbringung von Luft in den Strahl, was eine bessere vorgemischte Verbrennungsphase zur Folge hat. Diese bessere Vormischung führt zu einer verkürzten Brenndauer. Weiterhin hat der hohe Einspritzdruck aufgrund der guten Lufterfassung eine vollständigere Verbrennung und einen kürzeren Zündverzug zur Folge. Die Produktion von Stickoxid wird dadurch erhöht, der Schwarzrauchwert sinkt.

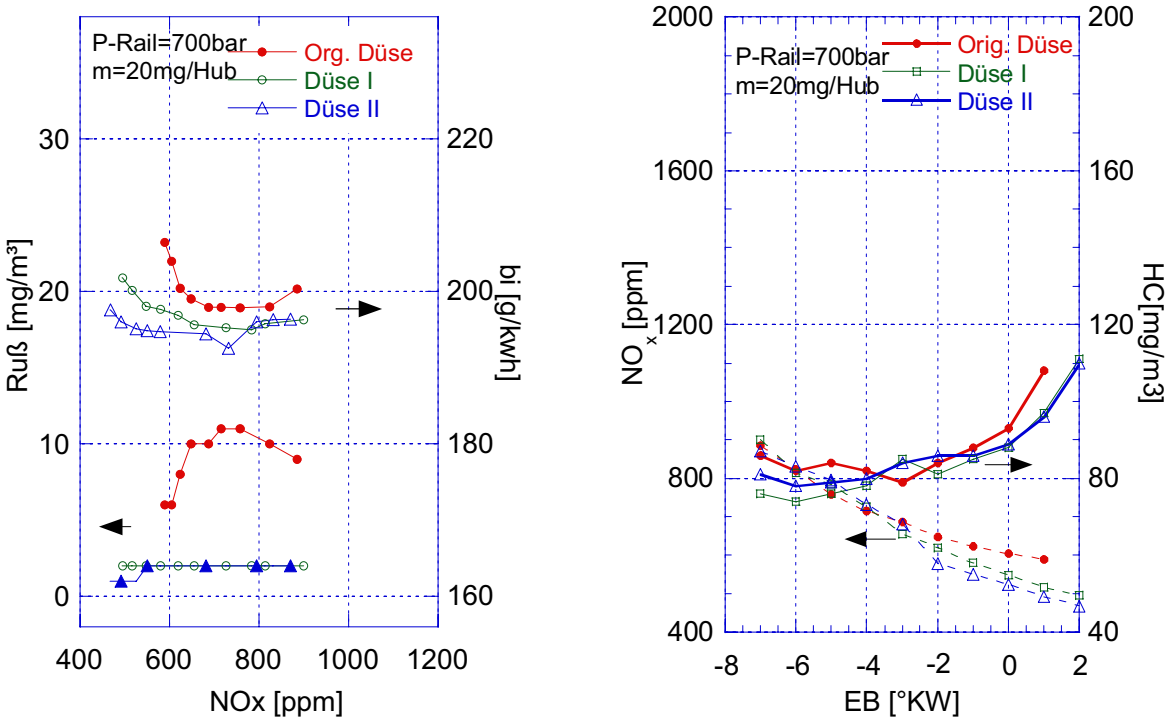


Abbildung 6.9: Abgasemissionen und Verbrauch bei Düsen- und Einspritzebeginnvariation

In Abbildung 6.10 sind motorische Ergebnisse der Einspritzdüsen bei Betrieb mit erhöhtem Raildruck aufgezeigt und den Basiswerten der originalen Hatzdüse gegenübergestellt. Durch das Verschieben des Einspritzbeginns bzw. des Verbrennungsschwerpunktes zu späteren Zeitpunkten wird die Verbrennungswärme erst in einem fortgeschrittenen Stadium der Expansion freigesetzt und führt zu einer Reduzierung des Spitzendrucks und damit auch der Spitzentemperatur. Die NO_x-Emissionen werden dadurch verringert. Die Schwarzrauchwerte werden im Allgemeinen durch diese Maßnahme verschlechtert. Da der höhere Einspritzdruck eine sehr gute Verträglichkeit mit kleinen Einspritzlöchern gezeigt hat, d.h. bei Erhöhung des Einspritzdrucks kann man sowohl die NO_x- als auch die Rußmenge bei späterer Einspritzung verkleinern. Dies ist auf die Erhöhung des Strahlimpulses und die daraus resultierende bessere Durchmischung zurückzuführen. Die Düse II mit Ks=1,5 zeigt sehr kleine Vorteile bei Verbrauch, sowie bei den Ruß- und NO_x-Emissionen

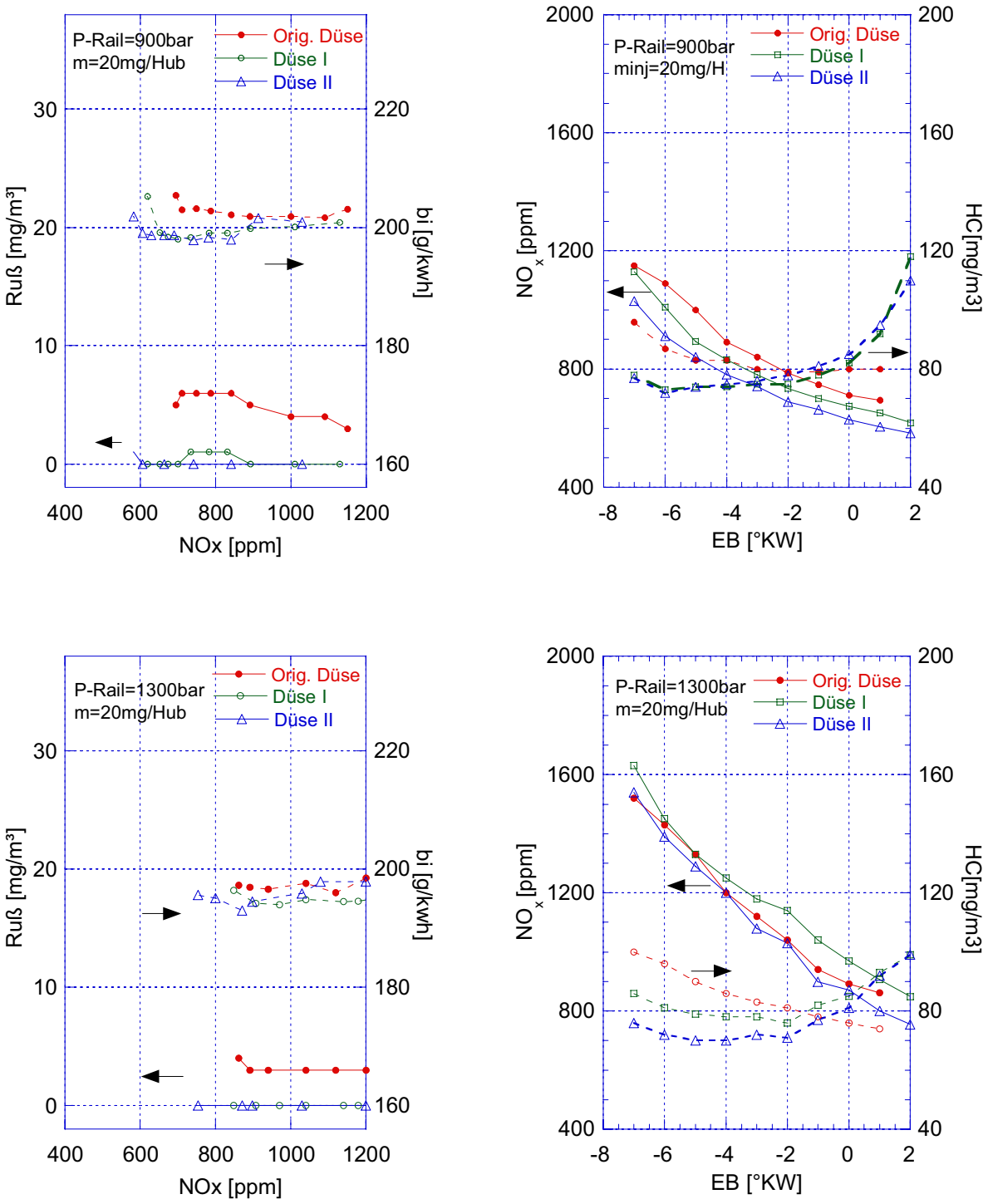


Abbildung 6.10: Einfluss des Einspritzdrucks auf Abgasemissionen und Verbrauch bei Einspritzbeginn- und Düsenvariation

6.4 Auswirkung der partiellen Isolierung auf das gesamtmotorische Verhalten

Die bisher beschriebenen Untersuchungen mit einer originalen Hatz-Einspritzdüse haben ergeben, dass die partielle Isolierung der Kolbenmulde Vorteile hinsichtlich der Abgasemission und des Kraftstoffverbrauchs zeigt. Durch hohe Abgastemperatur beim NKME-Kolben wird im Wesentlichen der Zündverzug verkürzt und damit die Brenndauer verlängert.

Die Abgasrückführung ist aufgrund ihres großen Potentials eine häufig angewandte Maßnahme zur Stickoxidverminderung. Ihre Wirkung beruht auf der Temperaturabsenkung im Brennraum, da bei gleichbleibendem Luftverhältnis im verbrannten Gemisch das Gesamtluftverhältnis mit steigender AGR-Rate abnimmt. Das geringere Sauerstoffangebot und die Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität des Gasgemisches in der Ansaugluft führen zu einer Verlängerung des Zündverzugs. Darüber hinaus verringert sich die Rußbildung infolge der verringerten Reaktionsgeschwindigkeit. Eine höhere Rückführrate führt dazu zu einer verschleppten Verbrennung, die nicht nur zu einer Absenkung der Brennraumtemperatur führt, sondern auch die maximalen Brennraumdrücke reduziert, was sich positiv auf das Verbrennungsgeräusch auswirkt.

Die Nachteile der AGR liegen wegen der niedrigeren Temperaturen in einer „verschleppten“ Verbrennung. Es kommt zu einer erhöhten Rußemission aufgrund der geringeren Brennraumtemperatur und des fehlenden Sauerstoffs, was zur Nachoxidation des Rußes führt. Eine „verschleppte“ Verbrennung führt außerdem im Allgemeinen zu einem erhöhten Verbrauch. Aufgrund rückgeführter Partikel und aggressiver Substanzen im Abgas, die zu Bauteilverschmutzung, Korrosion und Schmierölverschmutzung führen, wird die Lebensdauer des Motors beeinträchtigt.

Bei allen Versuchen wurde die Drehzahl konstant auf 2000 min^{-1} gehalten. Die Basis für alle Messungen bildet ein Teillastbetriebspunkt mit 16 mg/H Einspritzmenge und einem größeren Teillastpunkt von 20 mg/H, bei einem Einspritzdruck von 1300 bar. Hierbei wurde eine simultane Variation des Einspritzbeginns und der AGR-Rate, so dass Spitzdrucklage des Zylinderdrucks auf 10° KW nach OT_H konstant gehalten werden, durchgeführt.

6.4.1 Originaldüse

Zündverzug

Um eine Optimierung des Brennverlaufs, d.h. eine Vergrößerung des Zündverzugs und eine kurze Brenndauer, insbesondere bei einem partiell isolierten Motor zu verwirklichen, wird einerseits, wie oben erwähnt, eine simultane Variation des Einspritzbeginns und der Abgasrückrate durchgeführt, so dass die Lage des Spitzendrucks bei 10 °KW nach OT_H konstant gehalten wird. So wird die verschleppte Verbrennung, verursacht durch die höhere AGR-Rate, durch das frühe Verschieben des Spritzbeginns bzw. Verbrennungsschwerpunktes kompensiert. Das Gemisch wird mit der Verlängerung der Zündverzugsphase immer besser aufbereitet.

Andererseits zeigt die Einspritzdruckerhöhung eine sehr gute Verträglichkeit zur Abgasrückführung, d.h. durch die Erhöhung des Raildrucks wird der Kraftstoff feiner zerstäubt, was zu einem höheren Luftverhältnis in der Flammenfront führt. Abbildung 6.11 zeigt die Einspritzraten bei Variation des Raildrucks. Sie weisen einen charakteristischen, quasi rechteckförmigen Verlauf auf. Aufgrund der konstanten Einspritzmenge bewirkt eine Erhöhung des Einspritzdrucks eine Verkürzung der Einspritzdauer und damit höhere Werte der Einspritzrate.

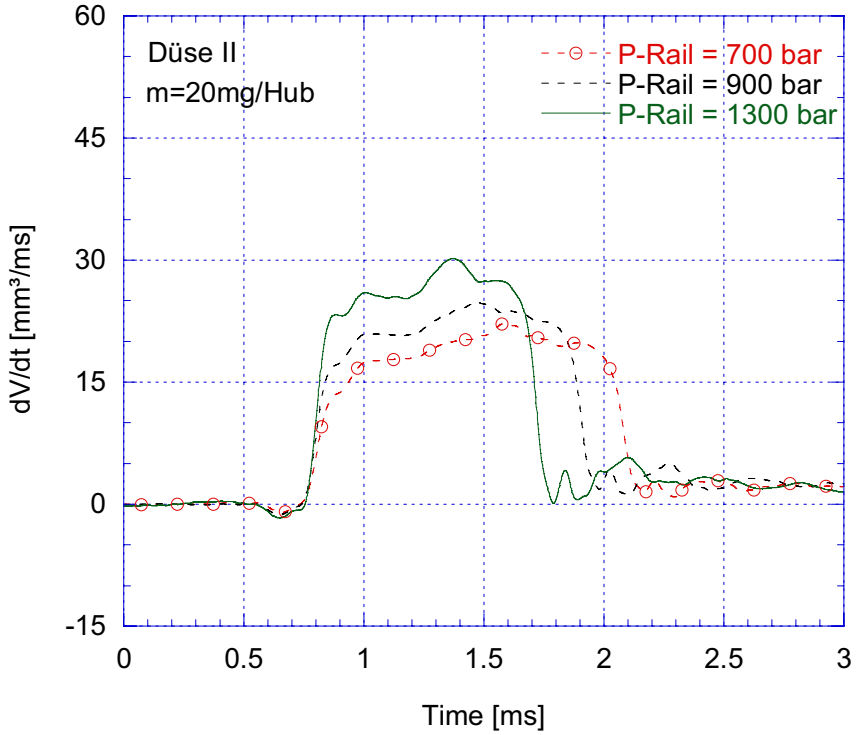


Abbildung 6.11: Gemessene Einspritzrate bei Variation des Einspritzdrucks

In der Abbildung 6.12 sind die Brennverläufe für die Originaldüse bei Variation des Einspritzbeginns aufgetragen. Bei AGR=0 setzt die Zündung bei NKME-Kolben um 0,4° KW vor AKME-Kolben ein und der maximale Umsatz ist für den NKME-Kolben deutlich höher. Hier ist auch zu erkennen, dass der kürzere Zündverzug bzw. die Brenndauer, beobachtet beim partiell isolierten Motor, sich durch Erhöhung der AGR-

Rate kompensieren lässt. Eine ähnliche Tendenz ist für die anderen Düsen zu beobachten.

Innerer Mitteldruck und Schadstoffemissionen

Da sich durch die Brennraumtemperaturerhöhung die Zündverzüge verkürzen, ist es sinnvoll, die Abgasrückführung sowie den Einspritzbeginn für verschiedene Lastpunkte zu variieren, um eine Aussage über die tatsächlich erreichbaren Ruß- und NO_x-Emissionen treffen zu können.

Eine Darstellung der Auswirkung einer simultanen Variation der AGR-Rate und des Einspritzbeginns auf die Abgasemissionen und den inneren Mitteldruck beinhaltet Abbildung 6.13. In dieser Abbildung ist einerseits die Ruß- über NO_x-Konzentrationen bei einer Variation der AGR-Rate (links) und andererseits die Ruß- und NO_x-Konzentrationen über AGR-Variation aufgetragen (rechts).

Für die kraftstoffbezogenen NO_x-Emissionen ergibt sich im untersuchten Betriebspunkt für den gesamten AGR-Bereich ein annähernd linearer Abfall mit zunehmender Abgasrückführrate. Durch diese Maßnahme können die NO_x-Emissionen um mehr als 90 % reduziert werden. Die NO_x-Reduktion ist eine Folge der Temperaturabsenkung in der Verbrennungszone, die eine Verringerung der thermischen NO-Bildung verursacht. Allgemein ist die Brennraumtemperatur für den AKME-Kolben leicht kühler als beim NKME-Kolben. Dies erklärt auch, warum mit AKME-Kolben weniger Abgasrückführung benötigt wird, um die gleiche NO_x-Reduktion zu erzielen wie beim NKME-Kolben.

Für die Ruß-Emissionen stellt sich eine entgegengesetzte Tendenz mit zunehmender AGR-Rate ein, d.h. die Ruß-Konzentration nimmt mit zunehmender AGR-Rate eindeutig zu. Dies ist eine Folge der fehlenden Nachoxidationsmechanismen, die eine hohe OH-Konzentration und damit eine hohe Verbrennungstemperatur erfordern. Für kleine Teillastpunkte (oben) ist kein signifikanter Unterschied zwischen AKME-Kolben und NKME-Kolben feststellbar. Für größere Teillastpunkte (unten) ist deutlich zu erkennen, dass gerade bei höherer AGR-Rate eine hohe Effektivität

der Isolierung zur Ruß-Reduzierung besteht. Dabei reduziert sich die Rußemission bei 25% AGR um einen Faktor von 2. Die verringerten Rußemissionen bei NKME-Kolben lassen sich durch die bessere Nachoxidation, verursacht durch die hohe Brennraumtemperatur bzw. hohe Oberflächentemperatur, erklären.

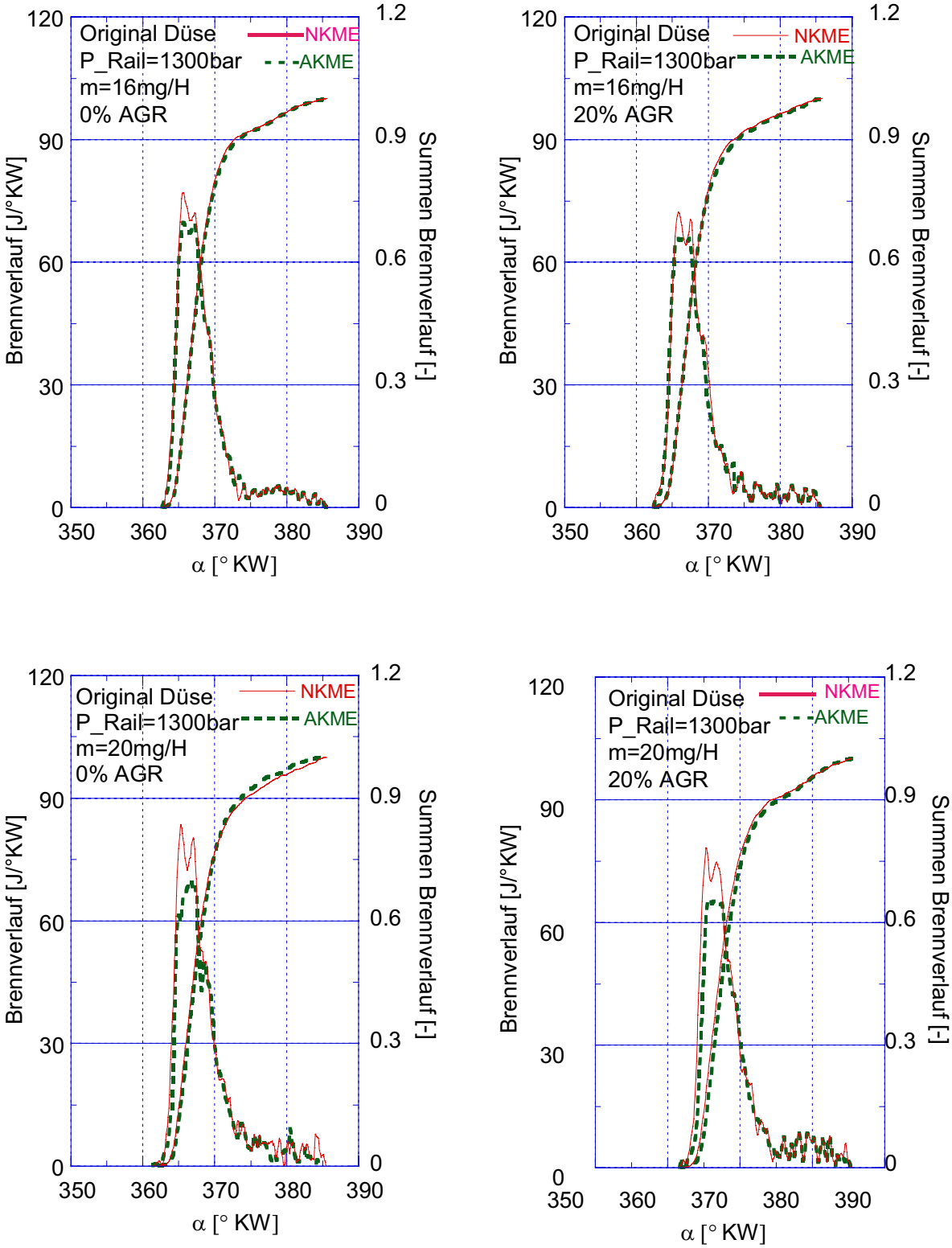


Abbildung 6.12:Brennverlauf und Summenbrennverlauf für AKME- und NKME-Kolben für 2 Lastpunkte des Motors

Der innere Mitteldruck nimmt im Allgemeinen bei einer hohen Abgasrückführrate ab. Dies ist auf die Spätverschiebung des Verbrennungsschwerpunkts zurückzuführen. Durch eine frühe Einspritzung kann dieser negative Effekt wieder ausgeglichen werden. So kann man hohe AGR-Rate fahren ohne eine drastische Verbrauchserhöhung zu erreichen. Aus der rechten Abb. 6.13 ergibt sich, dass der innere Mitteldruck bei NKME-Kolben um ca. 4 % höher ist. Diese Erhöhung nimmt leicht mit zunehmender Last ab und beträgt bei 20 mg/H ca. 3 %.

6.4.2 Düsenvariation

Die Düsen I und II haben im vorherigen Abschnitt (beim AKME-Kolben) eine Verringerung der Schadstoffemissionen und des Verbrauchs gezeigt. Aus diesem Grund wird in den weiteren Untersuchungen der Einfluss der partiellen Isolierung auf Schadstoffemission und Verbrauch mit den beiden Düsen untersucht. Die Ergebnisse der Messungen sind in den Abbildungen 6.14 und 6.15 als Funktion der AGR-Rate aufgetragen, wobei der Einspritzbeginn so gewählt wurde, dass die Spitzdrucklage des Zylinderdrucks auf 10° KW nach OT_H konstant gehalten wird. Die Abgasrückführung führt bei den Düsen I und II zu einer deutlichen Reduzierung der NO_x-Emissionen. Den größten Einfluss der AGR kann man bei höheren Lasten beobachten. Hier ist mit ca. 30 % Rückführung eine Reduktion von 90 % der NO_x-Emissionen zu erreichen.

Die NO_x-Emissionen beim NKME-Kolben weisen insgesamt mit steigender AGR-Rate geringfügig höhere NO_x-Werte als beim AKME-Kolben auf. Die gleiche Tendenz ist bei der Originaldüse beobachtet worden. Aus diesen Untersuchungen kann gefolgert werden, dass das Minderungspotential der AGR hinsichtlich des NO_x-Stoffmengenanteils stark mit dem globalen Zylindertemperaturniveau verbunden ist.

Der NKME-Kolben zeigt keinen bemerkenswerten Vorteil bezüglich der Rußemissionen. Es weist im gegenteil geringfügig höhere bzw. gleiche Rußemissionen im Vergleich zum AKME-Kolben auf.

Die Untersuchung mit den Düsen I und II weisen einen Vorteil bezüglich des inneren Mitteldrucks, ca. 4.5%, beim NKME-Kolben hin. Aus diesen Untersuchungen kann gefolgert werden, dass die partielle Isolierung ein sehr probates Mittel zu Erhöhung des inneren Mitteldrucks ist.

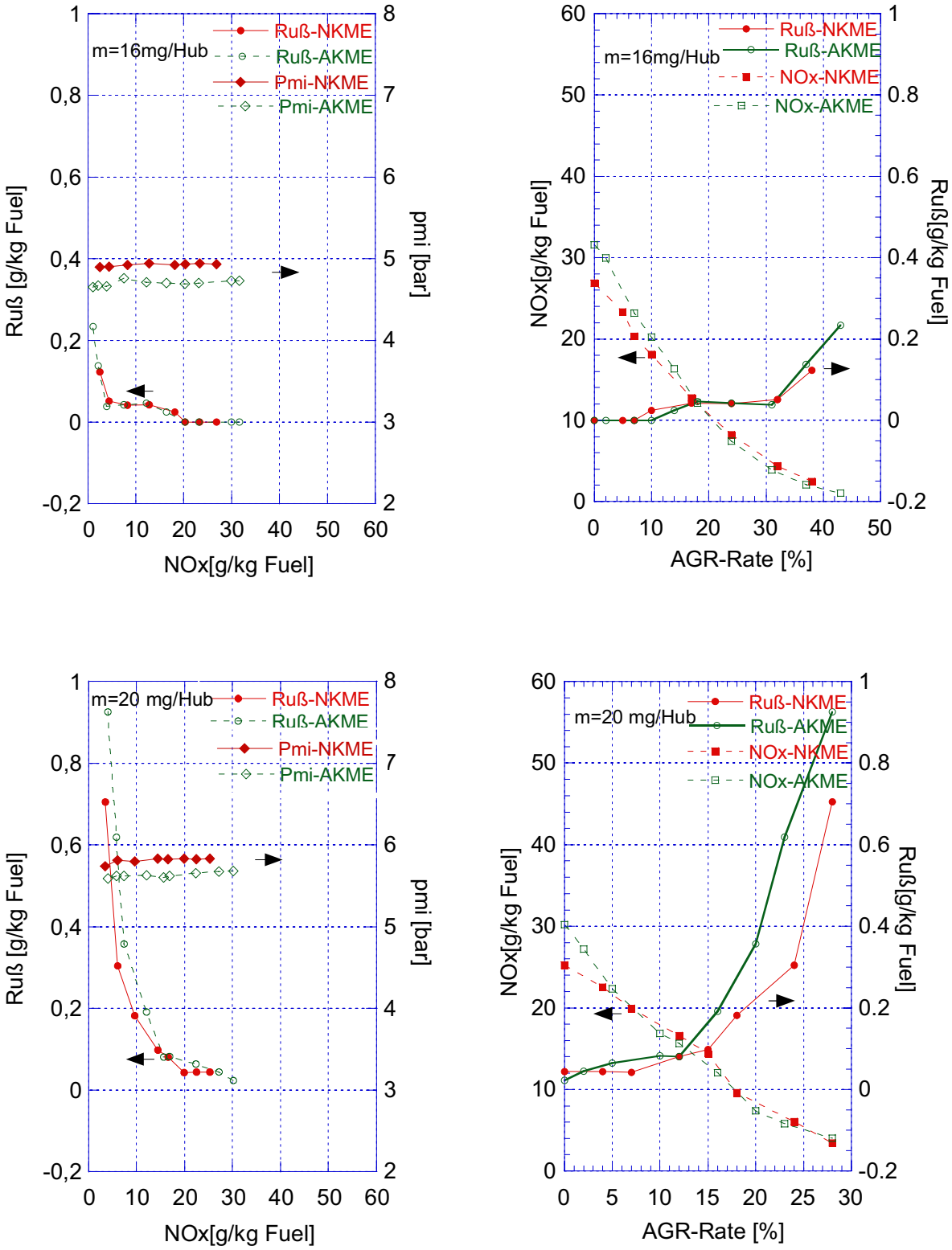


Abbildung 6.13: Ruß- und NO_x- Konzentration bei Simultanvariation des Einspritzbeginns und der AGR-Rate für Originaldüse und für AKME- und NKME-Kolben (P-Rail=1300bar)

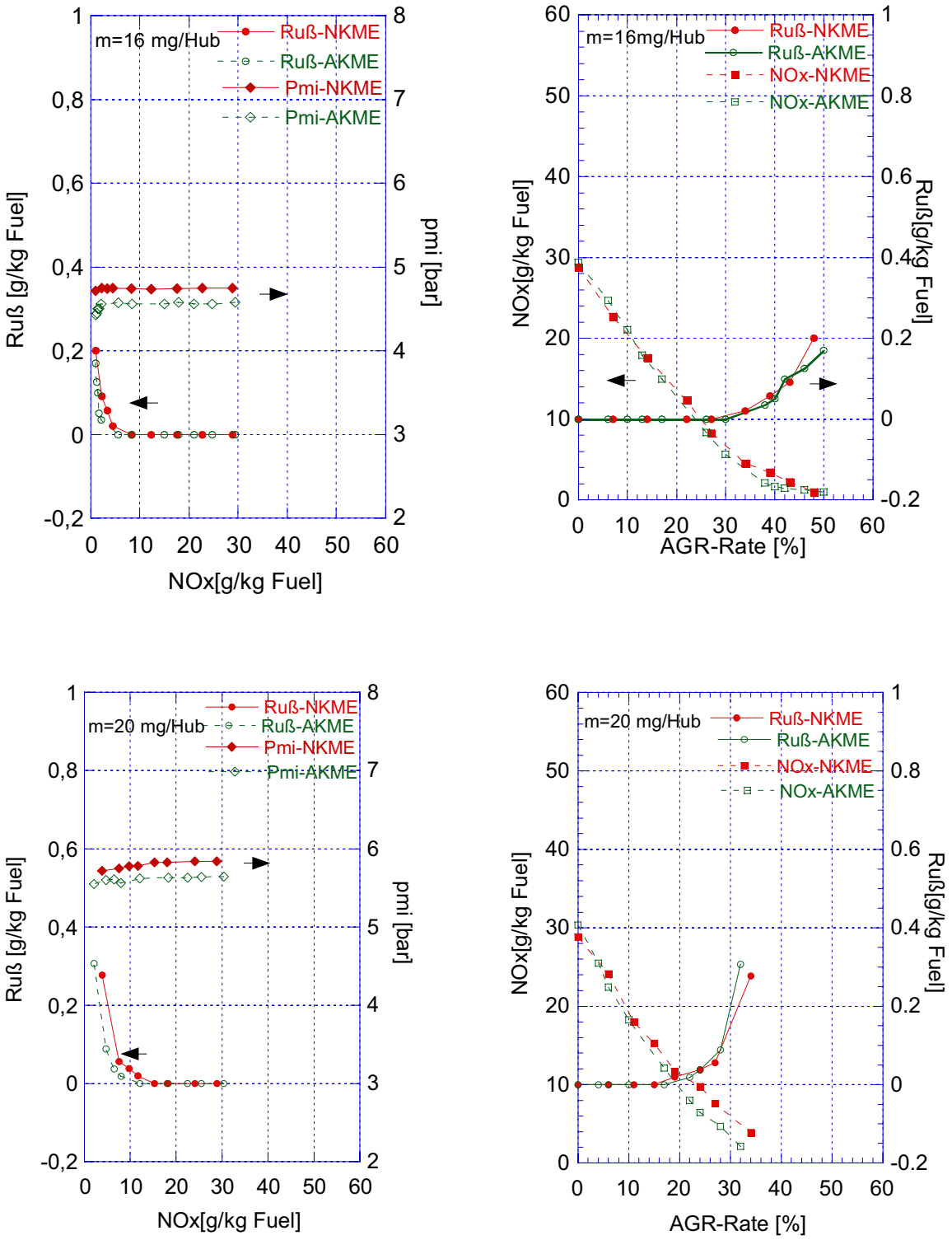


Abbildung 6.14: Ruß- und NO_x- Konzentration bei Simultanvariation des Einspritzbeginns und der AGR-Rate für Düse I und für AKME- und NKME-Kolben (P-Rail=1300bar)

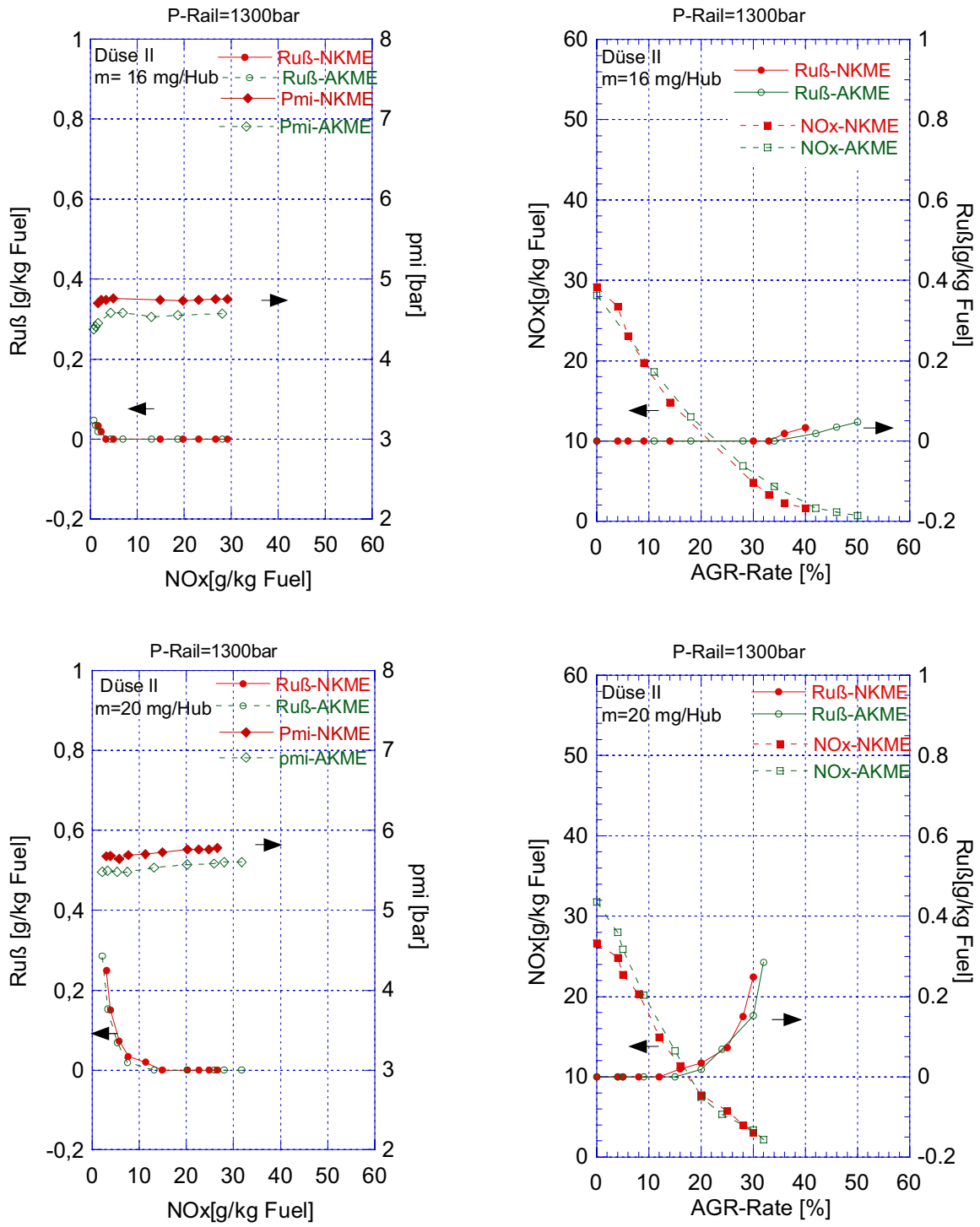


Abbildung 6.15: Ruß- und NO_x- Konzentration sowie p_{mi} bei Simultanvariation des Einspritzbeginns und der AGR-Rate für Düse II und für AKME- und NKME-Kolben

In einem weiteren Schritt wird nun die Einspritzmenge so eingestellt, dass der innere Mitteldruck bei AKME- und NKME-Kolben konstant gehalten wird, d.h. es wird bei NKME-Kolben weniger Kraftstoff eingespritzt. Zielsetzung ist ein Vergleich zwischen NKME- und AKME-Kolben, wobei der Brennverlauf für die beiden Fälle ähnlich ist.

In der Abbildung 6.16 ist das Abgasverhalten für einen oberen Teillastpunkt dargestellt. Auffällig ist, dass die NO_x-Emissionen beim NKME-Kolben drastisch mit zunehmender AGR-Rate abnehmen und unterhalb des AKME-Kolbens liegen.

Bei ähnlichem Brennverlauf werden die Rußemissionen mit dem NKME-gegenüber dem AKME-Kolben um Faktor 3 reduziert. Die Ursache hierfür ist die geringere Einspritzmenge und die bessere Ruß-Wand-Oxidation bei dem NKME-Kolben.

Für einen Einblick in die innermotorische Schadstoffentstehung, insbesondere Rußbildung und -oxidation, zu bekommen, sind Messtechniken notwendig, die die zeitaufgelöste Rußstrahlung während der Verbrennung erfassen.

6.5 Emissionsspektroskopische Untersuchung

Ziel der Untersuchungen mit der zyklusaufgelösten Emissionsspektroskopie (ZES) ist die Messung der Ruß-Konzentrationen während der Verbrennung bei der Verwendung von AKME- und NKME-Kolben. Hieraus lässt sich die Wirkungsweise der Isolation bei der Rußreduzierung genauer analysieren. Zunächst wird für die drei Düsen der quantitative Rußvolumenbruch f_v bei AKME-Kolben dargestellt. Anschließend werden die zeitlichen Rußverläufe von AKME- mit den Verläufen der NKME-Kolben verglichen.

Eine ausführliche Validierung des ZES- Messverfahrens, sowie Messungen mit verschiedenen Modell-Kraftstoffen und anderen Parametervariationen wurde bereits von Antoni [15] an einem identischen Versuchsträger durchgeführt.

Hierbei war eine Kopplung zwischen der Präsenz von OH-Radikalen und Rußoxidation beobachtet worden.

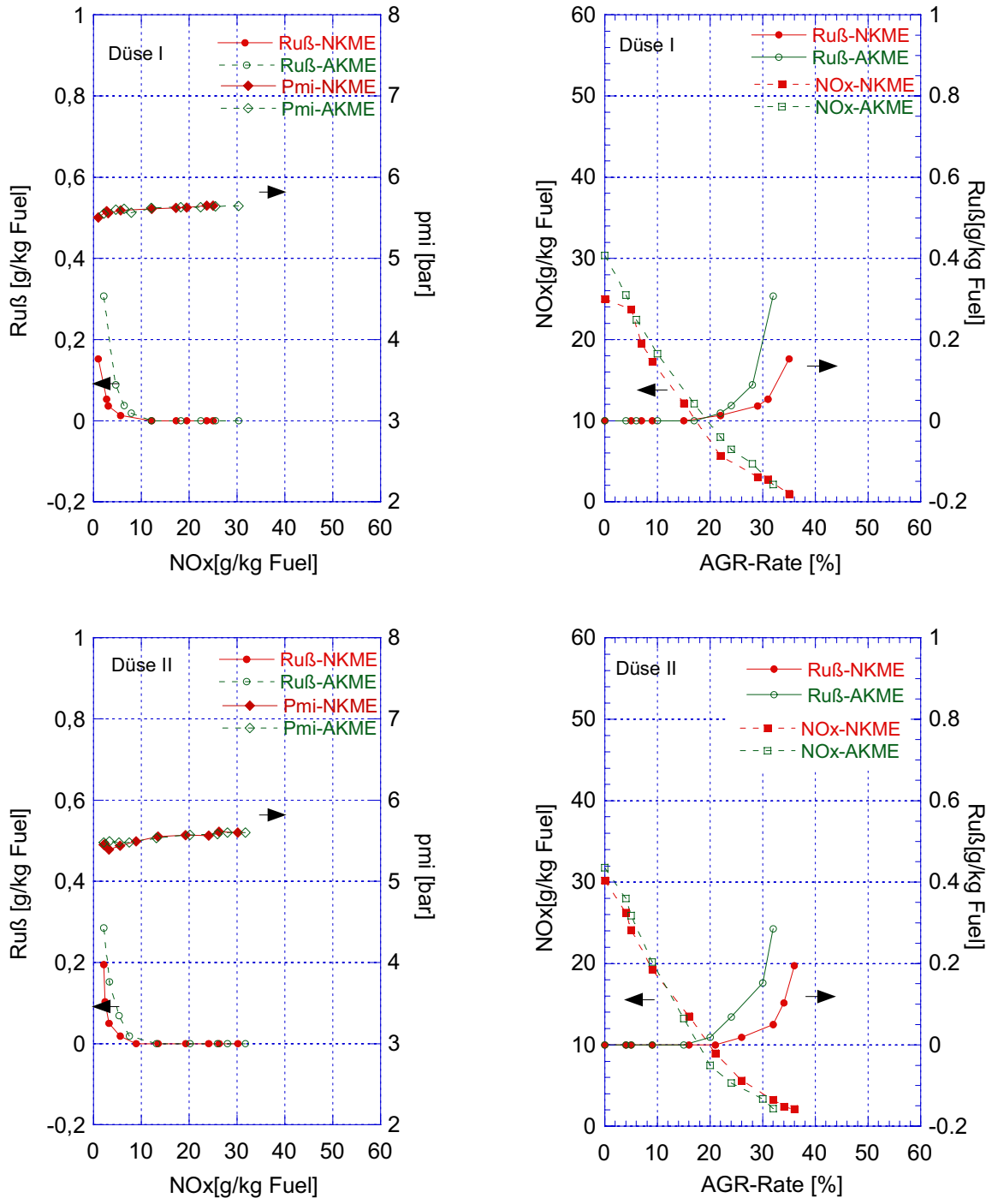


Abbildung 6.16 Vergleich zwischen AKME- und NKME-Kolben bei gleichen p_{mi} (P-Rail=1300bar, m=20mg/H)

6.5.1 Düsenvariation

Nachfolgend werden die Auswirkungen einer Düsenvariation auf Rußbildung und Rußoxidation bei Einsatz eines AKME-Kolben, einer konstamten Einspritzmenge von 20mg/Hub und gleichen Einspritzbeginn vorgestellt.

Die ZES-Aufnahmen ermöglichen einen direkten Vergleich der Strahlungsemissionen der drei untersuchten Düsen bei 600nm. In diesem Wellenlängenbereich herrscht die kontinuierliche Festkörperstrahlung der heißen Rußpartikel vor. Mit Hilfe der in Kap. 5.7 beschriebenen pyrometrischen Ansätze lassen sich aus gemessenen ZES-Aufnahmen zeitaufgelöste Verläufe von Rußtemperatur Tr und Rußteilchenanzahl Nr berechnen. Mit Kenntnis des zugehörigen momentanen Brennraumvolumens Vα kann die berechnete Rußteilchenanzahl auf dieses Volumen normiert werden und ein qualitativer Rußvolumenbruch fv abgeleitet werden (Gl.5.25)

Man erkennt in Abb 6.17 ein etwa gleichzeitiges Ansteigen des Rußvolumenbruchs und einen deutlich höheren und längeren Verlauf bei der Originaldüse. Die Verringerung des Hauptmaximums im Rußvolumenbruch mit der Verkleinerung des Düsenlochdurchmessers und Ks Faktors lässt sich auf eine geringe Rußbildung zurückführen.

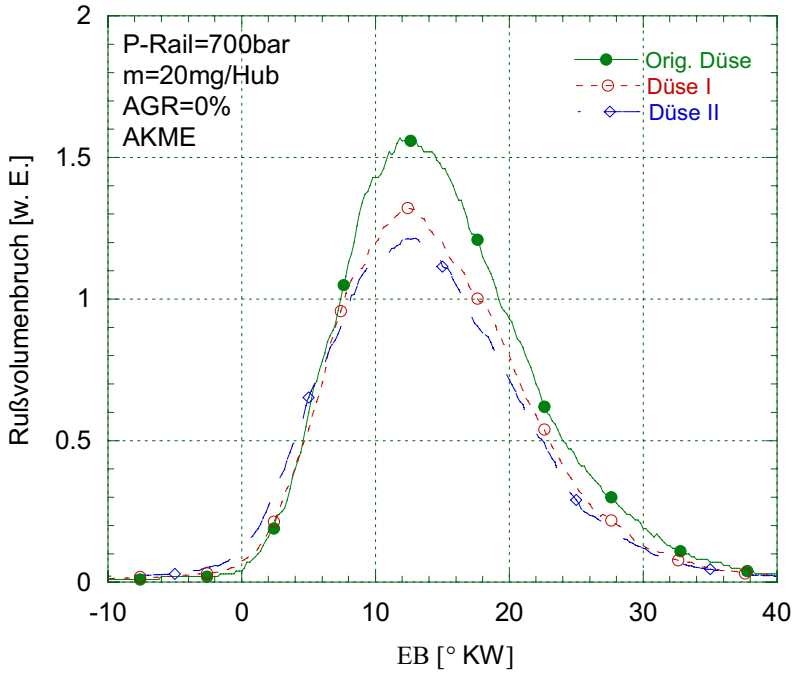


Abbildung 6.17: Qualitativer Rußvolumenbruch bei Düsenvariation

6.5.2 AGR-Variation

Abbildung 6.18 auf der nächsten Seite beinhaltet die Rußvolumenbruchverläufe bei Variation der Abgasrückführrate. Betrachtet man die Rußvolumenbrüche, so sind zwei Aspekte auffällig. Zum einen nimmt das Hauptmaximum im Rußvolumenbruch mit zunehmender AGR-Rate deutlich ab und verschiebt sich dabei auch zu späteren Zeiten. Zum anderen fällt der Rußvolumenbruch mit zunehmender AGR-Rate zu späteren Zeitpunkten der Verbrennung nicht ab, sondern verharrt auf einem zunehmend höheren Niveau.

Die Verringerung des Hauptmaximums im Rußvolumenbruch mit zunehmender AGR-Rate kann durch die Vergrößerung des Zündverzugs erklärt werden. Der schlagartige Abbruch der Rußoxidation mit zunehmender AGR-Rate zu späterem Zeitpunkt der Verbrennung ist zum einen mit verringerten Temperaturen mit zunehmender AGR-Rate und zum anderen mit zunehmend verminderten Radikalkonzentrationen zu erklären. Sobald es keine aktiven OH-Radikale mehr gibt, friert die Rußoxidation ein.

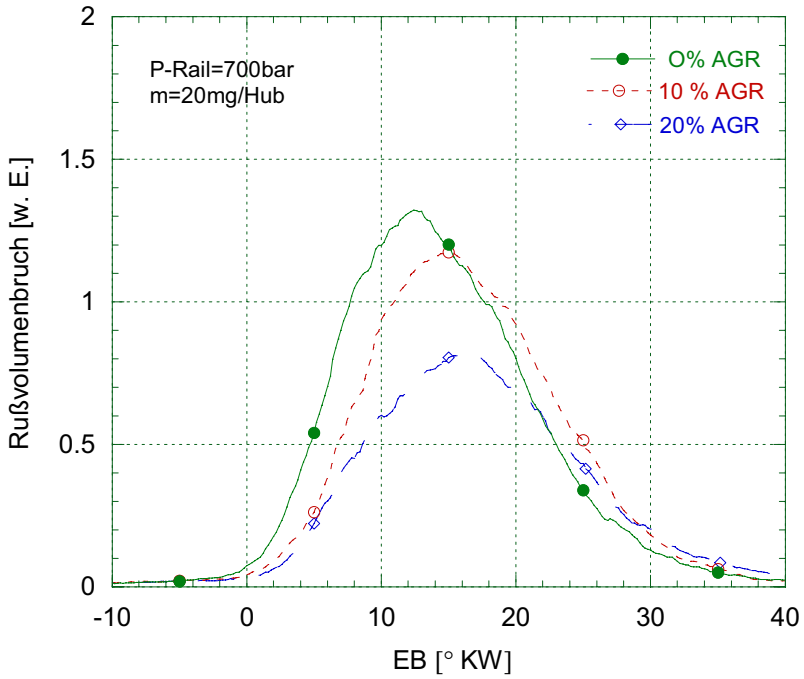


Abbildung 6.18: Qualitativer Rußvolumenbruch bei der Düse I und Variation der Abgasrückführrate

6.5.3 Einfluss der Isolierung auf den Rußverlauf

Nachfolgende emissionsspektroskopische Untersuchungen basieren auf den Einfluss der partiellen Isolierung auf die Rußbildung und -oxidation. Die Untersuchungen wurden mit den drei unterschiedlichen Düsen durchgeführt. Die Motordrehzahl betrug 2000 min^{-1}, der Spritzbeginn lag bei 10 °KW vor OT_H und die Einspritzmasse betrug 20 mg/H.

Die Rußbildung und -oxidation werden in den Abbildungen von 6.19 bis 6.21 durch den qualitativen Rußvolumenbruch für den isolierten und nicht isolierten Kolben gezeigt. Hier bestätigt sich die Aussage, dass die Isolierung zu einer größeren Rußbildung im Vergleich zum nicht isolierten Kolben führt. Die Rußbildung wird hervorgerufen durch hohe Brennraumtemperaturen, die das Verdampfungsverhalten von dem eingespritzten Kraftstoff bzw. die Gemischbildung beeinflussen. Dadurch verschiebt sich der Zeitpunkt des maximalen Rußvolumenbruchs leicht zu früheren Zeiten. Bei steigenden Oberflächentemperaturen der Kolbenmulde erhöht sich die Konzentration des OH-Radikals, das die Ruß-Oxidation begünstigt. Die Oxidation ist besonders effektiv bei der Originaldüse. Dies lässt sich durch die Ruß-Wand-Interaktion erklären. D.h. beim hohen Einspritzdruck nimmt die Strahleindringtiefe zu und die Verbrennung findet daher stärker in der Nähe von heißen Brennraumwänden statt, womit die Rußoxidation begünstigt wird. Im Gegensatz dazu steigt bei der Düse I und II wegen der kleineren Einspritzlöcher das Strahlflächenverhältnis an (Das Strahlflächenverhältnis ist ein Maß für den Anteil des Verdampften an der eingebrachten Kraftstoffmenge). Bei sehr hohen Brennraumtemperaturen wird sowohl die Strahleindringtiefe als auch der Zündverzug kürzer, so dass die Gemischbildung, bzw. die Flammenausbreitung, zum Teil in dem wandfernen Bereich des Brennraums stattfindet (Düsennähe).In den Abbildungen 6.19 bis 6.21 fällt der Rußvolumenbruch des NKME-Kolbens bei ca. 12 °KW unter den entsprechenden Wert des AKME-Kolbens und bleibt weiterhin niedriger. Somit erfolgt der Rußausbrand schneller bei NKME, obwohl im Falle der Düsen I und II das Brennraumvolumen nicht effektiv genutzt wird.

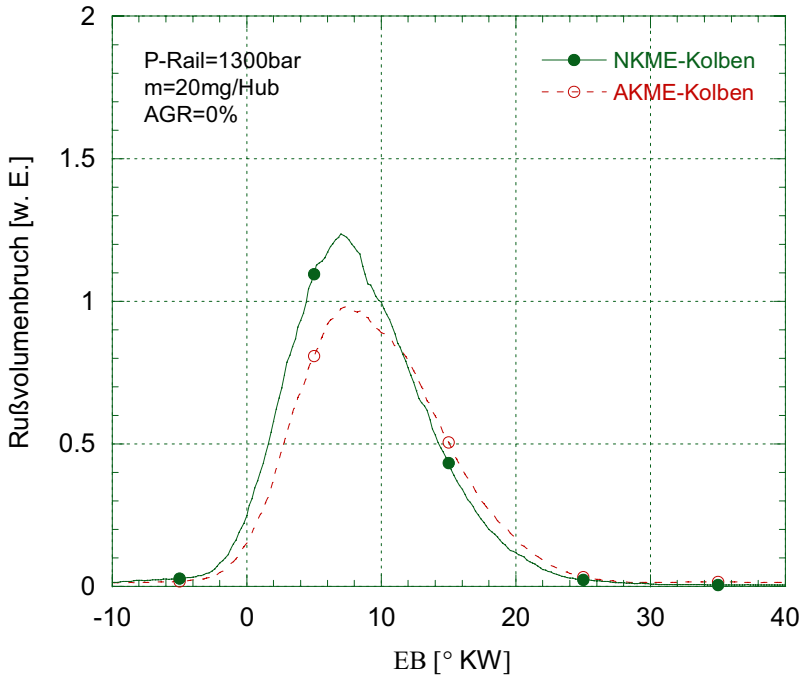


Abbildung 6.19: Qualitativer Rußvolumenbruch bei Originaldüse für AKME- und NKME-Kolben

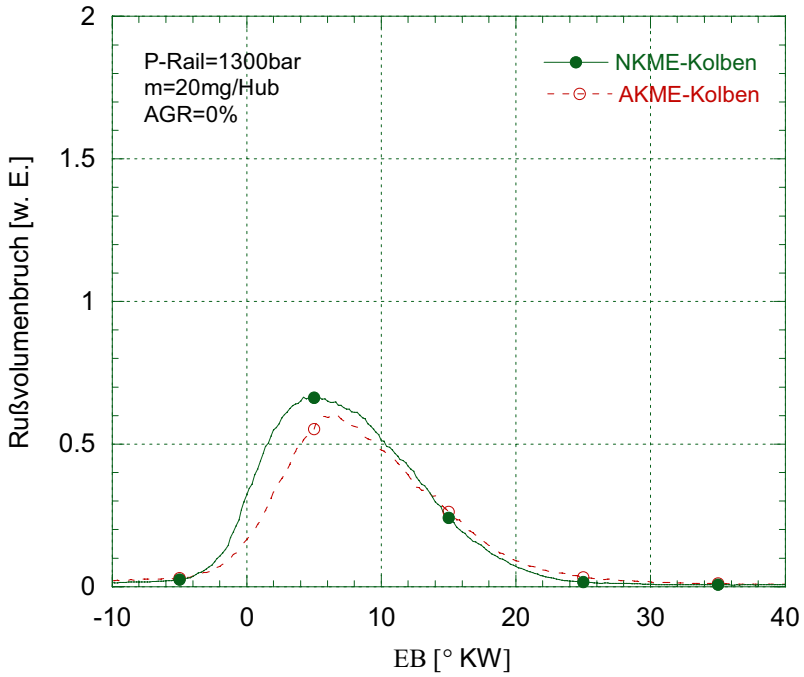


Abbildung 6.20: Qualitativer Rußvolumenbruch bei Düse I für AKME- und NKME-Kolben

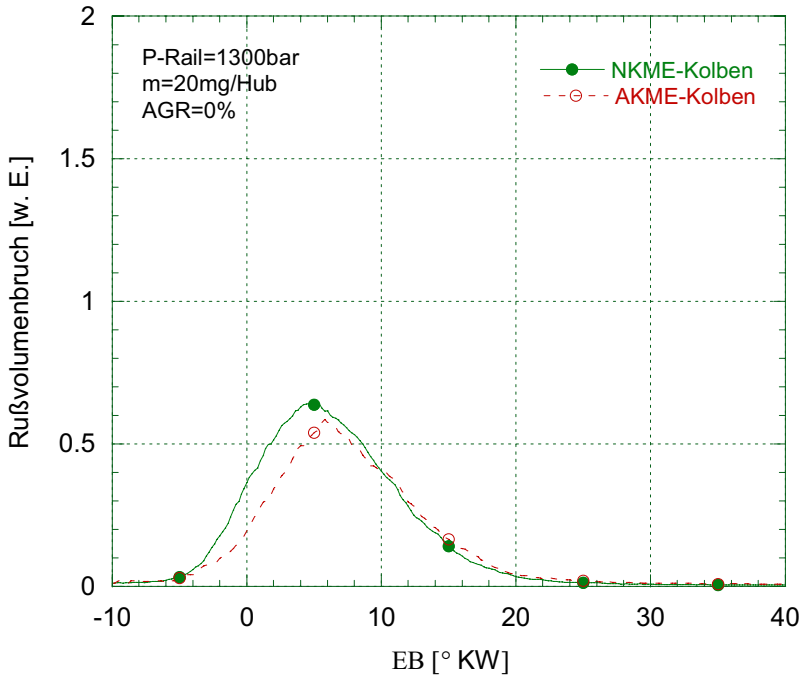


Abbildung 6.21: Qualitativer Rußvolumenbruch bei Düse II für AKME- und NKME-Kolben

Kapitel 7

7 Zusammenfassung

Die Zielsetzung dieses Forschungsvorhabens war, die Voraussage der Vorteile eines partiell isolierten Kolbens in Bezug auf Kraftstoffverbrauch und innermotorischer Schadstoffentstehung durch Messungen zu bestätigen und zu erweitern. Insbesondere wurde der Einfluss der Oberflächentemperatur der Brennraumwände auf die Rußoxidation ermittelt. Numerische Untersuchungen im Teillastbereich sagten voraus, dass besonders in den kühlen, wandnahen Zonen die Rußoxidation unterdrückt wird. Um diese theoretischen Ergebnisse experimentell zu überprüfen, wurden Experimente an einem kleinhubigen, direkteinspritzenden Dieselmotor, ausgestattet mit einem Common-Rail-Einspritzsystem, durchgeführt. Dabei standen Versuche bei Variation des Einspritzbeginns, der Einspritzmasse, des Einspritzdrucks, der Düsengeometrievariation, der Abgasrückführrate und der Muldeneinsatzvariation im Vordergrund. Im Hinblick auf die Muldeneinsatzvariation wurde durch den Einsatz einer Kolbenmulde aus einem schlecht wärmeleitenden Metall und Luftspalt die Wandwärmeverluste verringert. Aufgrund dieser partiellen Brennraumisolierung wurde erwartet, dass die Rußoxidation in Wandnähe deutlich ansteigt.

Zur Charakterisierung des Verbrennungsablaufs und der Abgaskomponenten wurden an Motorprüfständen verschiedene Messtechniken eingesetzt, die neben Untersuchungen des gesamtmotorischen Verhaltens, einen Einblick in die innermotorische Schadstoffentstehung, wie z.B. Rußbildung und Rußausbrand erlauben. Um die sehr niedrigen Rußkonzentrationen im Teillastbereich zuverlässig zu erfassen, wurde ein Opazimeter mit hoher Messgenauigkeit entwickelt und kalibriert. Der Einfluss von Isoliermaßnahmen auf die Muldenwandtemperatur wurde berührungsfrei mit Hilfe eines Infrarot-Einfarben-Pyrometers gemessen.

Die pyrometrischen Temperaturmessungen an einem bewegten Kolben zeigten, dass bei den Versuchen mit isolierter Kolbenmulde, im Vergleich zu nicht isolierter Kol-

benmulde, ein Temperatureinstieg erreicht wird. Die Temperaturdifferenz beträgt beim oberen Lastpunkt 250 K.

Die thermodynamische Analyse bei gleicher Einspritzmenge und ohne Abgasrückführung ergab, dass die Verbrennung in einem partiell isolierten Motor einen kürzeren Zündverzug, einen reduzierten vorgemischten Anteil und eine verlängerte Verbrennungsdauer zeigte. Dies lässt sich durch höhere Brennraumtemperaturen erklären, die zu beschleunigter Gemischaufbereitung und Zündkinetik führen. Die Folge ist ein niedrigerer Anteil vorgemischter Verbrennung, begleitet von einer rußreicheren Verbrennung und geringen NO_x-Bildung.

Bei der partiellen Isolierung der Kolbenmulde ist zuerst ein Anstieg der Rußbildung zu verzeichnen. Die Rußemission ist aber im Allgemeinen für den isolierten Kolben vor dem Abfall des mittleren Drucks geringer. Dies liegt an einer verbesserten Oxidation, die für eine Absenkung der gemessenen Rußmassenkonzetration im Abgas verantwortlich ist.

Bei gleicher Einspritzmenge und gleichem Kraftstoff-Luft-Verhältnis ist der innere Mitteldruck des isolierten Kolbens um 5 % gestiegen. Dieser Anstieg lässt sich nicht auf eine bessere Verbrennung, sondern auf eine Wärmeflussreduktion zurückführen.

Der negative Effekt der Brennraumtemperatur auf den Zündverzug bzw. auf die Rußbildung lässt sich sowohl durch eine frühe Verlagerung des Einspritzbeginns als auch durch eine simultane Variation des Einspritzbeginns und der AGR-Rate kompensieren, so dass die Spitzdrucklage des Zylinderdrucks auf 10° KW nach OT_H konstant gehalten wird.

Anschließend wurden drei Düsen mit unterschiedlichen hydraulischen Durchflusswerten und Ks-Faktoren angewandt, um Auswirkungen der unterschiedlichen Einspritzverläufe auf die motorischen Bedingungen und Abgasemissionen zu untersuchen. Die Düsen mit geringem Durchflusswert wiesen im Allgemeinen eine Reduzierung der Ruß-Emissionen auf, begleitet von einer Erhöhung der NO_x-Emissionen. Die partielle Isolierung der Kolbenmulde zeigte sich im Rahmen dieser Versuche als Maßnahme zur Verminderung der Rußemissionen, des Verbrauchs und zur Erhöhung der Abgastemperatur.

Die Reduktion der Rußemissionen beim partiell isolierten Kolben erklärt sich durch Ruß-Wand-Interaktionsmechanismen. D.h. spritzt man den Kraftstoff mit einem hohen Einspritzdruck ein, so wird die Verbrennung stärker in der Nähe von Brennraumwänden stattfinden und die Rußoxidation begünstigen. Um diese Aussage zu bestäti-

gen, wurde eine zyklusaufgelöste Emissionsspektroskopie zu Messungen der Rußkonzentrationen während des Verbrennungsablaufs im Brennraum angewandt. Damit wurde hilfreiche Informationen über die Rußbidung und -oxidation geliefert. Die gemessenen Rußverläufe decken sich sehr gut mit den Ergebnissen der thermodynamischen Untersuchung. Sie bestätigen, dass die Erhöhung der Oberflächentemperatur der Kolbenmulde die Rußoxidation begünstigt.

Kapitel 8

8 Literaturverzeichnis

[1] Hergart, C.A.: Modeling Combustion and Soot Emissions in a Small-Bore Direct-Injection Diesel Engine. Dissertation, RWTH Aachen, (2001)

[2] Woschni, G.; Kolesa, K.; Spindler, W.: Isolierung der Brennraum wände - Ein lohnendes Entwicklungsziel bei Verbrennungsmotoren?.
MTZ 47, 12, 495-500, (1986)

[3] Woschni, G.; Kolesa, K.; Bergbauer, F.; Huber, K.: Einfluß von Brennraumisolierungen auf den Kraftstoffverbrauch und die Wärmestöme bei Dieselmotoren. MTZ 49, 7/8, 281-285, (1988)

[4] Furuhama, S. Enamoto, Y. :Heat Transfer into Wall Ceramic Combustion Wall of Internal Combustion Engines. SAE 870153, (1987)

[5] Nguyen, N.N. : Über den Einfluss der Wandtemperatur auf die Reaktionsbedingungen in der Grenzschicht und insbesondere auf den konvektiven Wärmeübergang einer Propan-Luftflamme.
VDI-Verlag GmbH Düsseldorf, (1984)

[6] Alkidas, A.C. :Performance and Emissions Achievements with an Uncooled Heavy-Duty Single-Cylinder Diesel Engine.
SAE paper 890144, 1989

[7] Nanlin, Z.; Shenyuan, Z.; Jingtu, F.; Jinwen, C.; Qinan, P.; Yuan, F.: Development of Model 6105 Adiabatic Engine. SAE 890144, 1989

[8] Wang, Y.; Yang, C.; Shu, G., Ju, Y.; Zhao, K.: An Observation of High Temperature Combustion Phenomena in Low Heat Rejection Diesel Engines.
SAE 940949, (1994)

[9] Sun, X.; Wang, W.G.; Lyons, D.W.; Gao, X. :Experimental Analysis and Performance Improvement of a Single Cylinder Direct Injection Turbocharged Low Heat Rejection Engine. SAE 930989, (1993)

[10] Schwartz, E.; Danielson, E.; Bryzik, W.; Keelan, T.; Hakim, N.: NATO Qualification Test of Detroit Diesel 8V71-TA Engine at 530 BHP with Advanced Ceramic Components. SAE 2000-01-0524, (2000)

[11] Belardini, P.; Bertoli, C.; Corcione, F.E.; Police,G.:Thermal Barriers Adoption in DI Diesel Engines. SAE Technical Paper, 840995, (1984)

[12] Cole, R:M.;Alkidas, A.C.:Evaluation of an Air-Grap Insulated Piston in a Divided- Chamber Diesel Engine. SAE Technical Paper, 850359, (1985)

[13] Kamo, R.; Mavinahally, N.S.; Kamo, L.; Bryzik, W.; Schwartz, E.: Injection Characteristics that Improve Performance of Ceramic Coated Diesel Engines. SAE 1999-01-0972, (1999)

[14] Voss, K.; Cioffi, J.; Gorel, A.; Norris, T.; Rotolico, T; Fabel, A.: Zircona Based Ceramic, In-Cylinder Coatings and Aftertreatment Oxidation Catalyst for Reduction of Emissions from Heavy Duty Diesel Engines. SAE 970469, (1997)

[15] Antoni, C.; Peters, N.: Cycle Resolved Spectroscopy for IC Engines. SAE paper 972917, (1997)

[16] Antoni, C.: Untersuchung der Verbrennung im direkteinspritzenden Dieselmotor mit zyklusaufgelöster Emissionsspektroskopie. RWTH Aachen, Dissertation, (1999)

[17] Frenklach, M.; Warnatz, J.: Combust. Sci.Technol., Vol. 51, S.265, (1987)

[18] Bockhorn, H. Ed.: Soot Formation in Combustion, Sprinter Verlag, Heidelberg, (1994)

[19] Hopp, M.: Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen, RWTH Aachen Dissertation, (2001)

[20] Mollenhauer, K.: Handbuch –Dieselmotoren. Berlin : Springer Verlag, (1997)

[21] Warnatz J.; Maas, U. Dibble; R.W.: Verbrennung, Springer-Verlag, (1997)

[22] Pischinger, F. Verbrennungsmotoren Band I+II,

Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen,(1997)

[23] Frenklach M.; Clary D.W.; Gardiner jr; S:E.: Stein Detailed kinetic modeling of soot formation in shock tube pyrolysis of acetylene. Twentieth-Symposium on Combustion/The Combustion Institute, pp. 887-967. (1984)

[24] Mckinnon J.T.; Howard, J.B.:The Role of PAH and Acetylene in Soot Nucleation and Growth Twenty-Fourth Symposium on Combustion/The Combustion Institute, pp.965-971, (1992)

[25] Lepperhoff, G.; Houben, M.; Wölfle M.; Strömberg S.:Formation and Oxidation of Soot and unburnt Hydrocarbons inside a Diesel Combustion Chamber IDEA Subprogramme D8

[26] Pels Leusden, C.: Experimentelle und theoretische Untersuchung der Rußbildung in laminaren Gegenstromdiffusionsflamen, Dissertation, RWTH Aachen, (2000)

[27] Murayama; Fujiwara; Tosaka: The properties, formation and oxidation of soot particulate in diesel engines. 19th International Congress On Combustion Engines, Florence (1991)

[28] Dresden-Rausch J.; Krebs: Soot formation analysis within the combustion chamber of diesel engines by optical fibers. 19 th International Congress On Combustion Engines, Florence (1991)

[29] Tree, D.R.; D.E. Foster: Optical measurements of soot particle size, number density, and temperature in a direct injection engine as a funktion of speed and load. SAE 940270 (1994)

[30] Urlaub, A.: Verbrennungsmotoren. Kap. Verfahrenstheorie, Berlin: Springer Verlag, (1996)

[31] Renner, G.; Maly, R.R.: Moderne Verbrennungsdiagnostik für die dieselmotorische Verbrennung.: Dieselmotorentechnik 98, Aktueller Stand und Entwicklungstendenzen, U. Essers (Hrsg.) 553 (1998), S. 174-188

[32] Pischinger, F. Abschlussbericht Sondeforschungsbereich (SFB 224) RWTH, Aachen.01.01.1984 bis 31.12.1995

[33] Siebers, D.L.:Scaling Liquide-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization. SAE Technical Paper, 1999-01-0528, (1999)

[34] Schwarz, R.: Entwicklung von Dieseleinspritztechnik- eine technische und wirtschaftliche Herausforderung. 4. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, Aachen (1993)

[35] Potz, D.; Lewentz, G.; Kreh,A.: Register-Düse Diesel-Einspritzung mit steuerbarem Querschnitt. Stuttgarter Symposium (1995)

[36] E. Bach, h.: Gemischbildung, Zündung und Verbrennung im Dieselmotor. Verbrennungsmotoren Lehrbrief 3

[37] Franz G.; Chmela et al.: Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung.
IN: MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 9

[38] Leipertz, A. et al.:Wandeinflusse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren.
In: MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 6

[39] Rauscher, M. ;Remmels,W.; Schönfeld, D.: Einfluss der geschichteten Einspritzung auf die Stickoxidemission.
In: MTZ Motortechnische Zeitschrift 57 (1996), Nr. 2, S. 124-130

[40] Velji, A.; Remmels, W.; Schmitt, R.M.: Water to reduce NO_x-Emmissions in Diesel engines. A basic Study. In: CIMAC (1995), Nr. D 46

[41] Born, C.: Schadstoffreduzierung am DI-Dieselmotor durch Emulsionseinspritzung Dissertation“ RWTH Aachen, (2001)

[42] W. Pflaum, K. Mollenhauer: Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag, Wien, (1977)

[43] Heywood J.B.: International Combustion Engine Fundaments.
Mc Graw Hill, New York, (1988)

[44] Kawamura, H.; Matsuoka, H.:Low Heat Rejection Engine with Thermos Structure. SAE Technical Paper no. 950978, (1995)

[45] Wade, W.R.; Havstad, P.H.; Ounsted, E.J.; Trinker, F.H.; Garwin, I.J.: Fuel Economy Opportunities with an Uncooled DI Diesel Engine.
SAE Technical Paper no. 841286, (1984)

[46] Havstad, P.H.; Garwin, I.J.; Wade, W.R.: A Ceramic Insert Uncooled Diesel Engine”, SAE Technical Paper no. 860447, (1986)

[47] Alkidas, A.C.: Experiments with an Uncooled Single-Cylinder Open-Chamber Diesel. SAE Technical Paper no. 870020, (1987)

[48] Alkidas, A.C.: Effects of Injector Tip Configuration on the Performance and Emissions of an Uncooled Diesel.
SAE Technical Paper no. 881613, (1988)

[49] Alkidas, A.C.: Performance and Emissions Achievements with an Uncooled Heavy-Duty Single-Cylinder Diesel Engine.
SAE Technical Paper no. 890144, (1989)

[50] Cole, R.M.; Alkidas, A.C.: Evaluation of an Air-Gap Insulated Piston in a Divided-Chamber Diesel Engine.
SAE Technical Paper no. 850359, (1985)

[51] Miyairi, Y.; Matsuhisa, T.; Ozawa, T.; Oikawa, H.; Nakashima, N.: Heat Insulation of Combustion Chamber Walls for a DI Diesel Engine with Monolithic Ceramics.
SAE Technical Paper no. 890141, (1989)

[52] Cheng, W.K.; Wong, V.W.; Gao, F.: Heat Transfer Measurements Comparisons in Insulated and Non-Insulated Diesel Engines.
SAE Technical Paper no. 890470, (1989)

[53] Zernig, N.: KEBOD – Keramische Bauteile für Otto- und Dieselmotoren. Abschlussbericht, (1986)

[54] Nanlin, Z.; Shenyuan, Z.; Jingtu, F.; Jinwen, C.; Qinan, P.; Yuan, F.: Development of Model 6105 Adiabatic Engine.
SAE Technical Paper no. 930984, (1993)

[55] Wang, Y.; Yang, C.; Shu, G.; Ju, Y.; Zhao, K.: An Observation of High Temperature Combustion Phenomenon in Low Heat Rejection Diesel Engines. SAE Technical Paper no. 940949, (1994)

[56] EPA, 1997:U.S. Environmental Protection Agency, Retrofit/Rebuild Requirements for 1993 and Earlier Model Year Urban Buses; Approval of a Notification of Intent To Certify Equipment, Federal Register: March 14, 1997 (Volume 62, Number 50), 12166-12180 [Engelhart Retrofit/ Rebuild Kit certified for Detroit Diesel Engines

[57] Voss, K.; Cioffi, J.; Gorel, A.; Norris, T.; Rotolico, T.; Fabel, A.: Zirconia Based Ceramic, In-Cylinder Coatings and After treatment Oxidation Catalyst for Reduction of Emissions from Heavy Duty Diesel Engines. SAE Technical Paper no. 970469, (1997)

[58] Woschni, G.; Fieger, J.: Experimentelle Untersuchungen zum Wärmeübergang bei normaler und klopfender Verbrennung im Ottomotor.
MTZ 43,(1982)2

[59] Woschni, G.: Experimentelle Untersuchung des Wärmeflusses im Kolben und Zylinderbüchse eines Schnelllaufenden Dieselmotors.
MTZ 39 (1978) 12, S. 575

[60] Furuhama, S.; Enomoto, Y.:Heat Transfer into Ceramic Combustion Wall of Internal Combustion Engines.
SAE Technical Paper no. 870153, (1987)

[61] Havstad, P.H; Gervin, I. J.; Wade, W. R.: A Ceramic Insert Uncooled Diesel Engine. SAE paper No. 860447, (1986)

[62] Miyairi, Y.; Matsuhisa, T.; Ozawa, T.; Oikawa, H.; Nakashima, N.: Selective Heat Insulation of Combustion Chamber Wall, for a DI Diesel Engine with Monolithic Ceramic. SAE paper No.89141, (1989)

[63] Morel, T.; Wahiduzzaman, S.; Fort, E. F.; Blumberg, P. N.: Methods for Heat Transfer and Field Analysis of the Insulated Diesel. Phase III-Report No. DOE/NASA/0342-3, (1988)

[64] Nanlin, Z.; Shenyuan, Z.; Jingtu, F.; Jinwen, C.; Qinan, P.; Yuan, F.: Development of Model 6105 Adiabatic Engine.
SAE Technical Paper no. 930984, (1993)

[65] Wang, Y.; Yang, C.; Shu, G.; Ju, Y.; Zhao, K.: An Observation of High Temperature Combustion Phenomenon in Low Heat Rejection Diesel Engines. SAE Technical Paper no. 940949, (1994)

[66] Hay, N.; Barr, W:G. ; French, B. A.: Effect of Ceramic Insulation on the Performance of Heat Release Pattern and Heat Transfer in a Turbocharged Diesel Engine. ImechEc 382/095, pp 283-291

[67] Beardsley, M. B. ; Larson, H.J.: Thick Thermal Barrier Coatings For Diesel Components. DOE/NASA Final Report, Contact DEN3-332

[68] Tree, D. R.; Oren, D. C.; Yonushonis, T. M.; Wiczynski, P.D.: Experimental Measurements on the Effect of Insulated Pistons on Engine Performance and Heat Transfer. SAE Paper 960317, (1996)

[69] Schwartz, E.; Reid, M.; Bryzik, W.; Danielson, E.: Combustion and Performance Characteristics of a Low Heat Rejection Engine.
SAE Technical Paper no. 930988, (1993)

[70] Kamo, R.; Bryzik, W.; Reid, M.; Woods, M.: Coatings for Improving Engine Performance. SAE Technical Paper no. 970204, (1997)

[71] Boehman, A.L.; Vittal, M; Borek, J.A.; Marks, D.A.; Bentz, A.P.: The Effects of Thermal Barrier Coatings on Diesel Engine Emissions. ASME ICE Division Conference Proceedings no. ICE-Vol 29-3, p. 25-32, (1997)

[72] Weller, D.E.; Swain, W.H.; Hess, H.; Boehman, A.L.; Perez, J.M.: Changes in Particulate Composition and Morphology When Using Vegetable Oil Lubricant in a Low Heat Rejection Engine.
SAE Technical Paper no. 1999-01-0975 (1999)

[73] Kamo, R.; Bryzik, W.; Reid, M.;Woods, M.: Coatings for Improving Engine Performance. SAE Technical Paper no. 970204, (1997)

[74] Hultqvist, A.; Christensen, M.; Johansson, B.: The Application of Ceramic and Catalytic Coatings to Reduce the Unburned Hydrocarbon Emissions from a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine. SAE Technical Paper no. 2000-01-1833, (2000)

[75] Barths, H; Antoni, C. ; Peters, N.:Three-Dimensional Simulation of Pollutant Formation in a DI-Diesel Engine Using Multiple Interactive Flamelets. SAE paper 982459, (1998)

[76] Hergart, C. ; Peters, N.:Modeling the Combustion in a Small-Bore Diesel Engine Using a Method Based on Representative Interactive Flamelets. SAE paper 1999-01-3550, (1999)

[77] Hasse, C. ; Peters, N :Modellierung dieselmotorischer Verbrennungsprozesse unter Verwendung detaillierter Chemie. Haus der Technik, BEV, Schriftenreihe Heft 2001.1, 335-351, (2001)

[78] Hergart, C. ; Peters, N.:Applying the Representative Interactive Flamelet Model to Evaluate the Potential Effekt of Wall Heat Transfer on Soot Emissions in a small-bore DI Diesel Engine.
ASME Journal of Gas Turbines & Power (2001)

79 Dale R. Tree, J.E. Dec: Diffusion-Flame/Wall Interactions in a Heavy-Duty DI Diesel Engine. SAE Technical Paper 2001-01-1295

[80] Xiaohong Gao: Experimental Analysis and Performance Improvement of a Single Cylinder Direct Injection Turbocharged low Heat Rejection Engine. SAE-Paper 930989 (1993)

[81] Assanis, D.; Wiese, K. E. Schwarz ; Bryzik W.: The Effects of Ceramic Coatings on Diesel Engine Performance and Exhaust Emissions. SAE Paper. 910460, (1991)

[82] Dickey, D. W. : The Effect of Insulated Combustion Chamber Surfaces on Direct-Injected Diesel Engine Performance, Emissions, and Combustion. SAE Paper No.890292, (1989)

[83] Diesel Oxidation Catalyst".http://www. Dieselnet com/tech/cat_doc.html.

[84] V.d. Hulst, H.C.: Light Scattering by Small Particles John Wiley and Sons Inc., (1957)

[85] Kerker, M: The Scattering Of Light; Academic Press, NY and London, (1969)

[86] Van de Hulst, H.C.: Light Scattering from Small Particles. Wiley and Sons, New York, NY, (1957)

[87] Pittermann, R. Untersuchung der dieselmotorischen Verbrennung mittels multispektraler Messverfahren/ FVV Vorhabens 580. (1996)

[88] Trilken,B.: Untersuchungen zur Rußbildung und -Oxidation in laminaren Gegenstromflamen bei erhöhen Drücken bis 30bar,
RWTH-Aachen Dissertation, (1992)

[89] Kontani, K.;Goto, S.:Effect of Particle Size Distribution on Soot Particle Measurements by Transmissive Light Extinction Method.
SAE Paper 861234 (1986)

[90] Bäcker, H; Boye M.; Wiartalla, A.: Zeit- und ortsaufgelöste Untersuchung der Rußbildung und Rußoxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung" Kolloquium des Sonderforschungsbereichs 224 der RWTH Aachen, Motorische Verbrennung, 19.-20 März (1996)

[91] Bargende M.; Ißler W.:Kolben für hochbelastete Dieselmotoren.
TAE. Expert-Verlag Band 656 (2004)

[92] N.N.: Nickel und Nickellegierungen Titan und Titanlegierungen BIBUS Metals GmbH.

[93] N.N.: AVL 733, Dynamische Kraftstoff-Verbrauchsmesseinrichtung /AVL List GmbH. (1993)-Geräthandbuch

Dissertation, RWTH-Aachen, Verlag der Augustinus Buchhandlung, ISBN 3-86073-410-5 (1994)

[106] Kosaka, S. ; Sakai, T., u. A. : Measurement of flame temperature distribution in D.I. diesel engine with high pressure fuel injection.
SAE Paper 920692, (1992)

[107] Bosch, W.: Der Einspitzgesetz-Indikator, ein neues Messgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen.
In: MTZ Motortechnische Zeitschrift 25/7 (1964)

[108] Wolter, L.: Aufbau und Inbetriebnahme eines Prüfstands zur Ermittlung des Einspritzverlaufs von Dieseleinspritzsystemen. Institut für Technische Mechanik, RWTH-Aachen, Diplomarbeit (1998)

[94] N.N:: INDY 3.02f, System zur Druckindizierung an Verbrennungsmotoren / gmf Gesellschaft für Motoren und Fahrzeugtechnik mbH. (1999).- Softwarehandbuch

[95] N.N.: AVL 415 Rauchwertmessgerät / AVL List GmbH. 1-Heräthandbuch

[96] Von Rudolf, C.; Knopf, F; Jaschek, A.; Schindler, W.: Eine neue Messmethodik der Bosch-Zahl mit erhöhter Empfindlichkeit.
MTZ 54 (1993)-1

[97] Reciprocating internal combustion Compression-ignition engine –Apparatus for measurement of the opacity and for determination of the light absorption coefficient of exhaust gas.
Reference number ISO 11614: (1999)

[98] Thaller, W.; Schindler, W; Singer W.: Transiente Efahrung niedriger Rauchwerte mittels Opazimetrie/ AVL LIST GmbH, Graz

[99] Burrows, J.P; Dehn, A.; Deters, B; Himmelmann S.: atmospheric remote-sensing reference data from gome: Part1. Temperature-dependent absorption cross-sections of in the 231-794 nm Range. Institut of Environmental Physics Bremen

[100] Huang, J.C.; Borman, G.L.: Measurements of Instantaneous Heat Flux to Metal and Ceramic Surfaces in a Diesel Engine.
SAE Technical Paper 870155, (1987)

[101] Werner Kübler: Kolbentemperaturmessung mit Telemetrie am Beispiel eines Temperaturvergleichs zwischen M.A.N- Dieselmotoren
MTZ Zeitschrift 56, (1995)

[102] Heinrich, G.: Spektrometrisches meßverfahren zur Untersuchung der Verbrennung im Dieselmotor. Dissertation, TU München

[103] Heinrich, G.; Prescher, K; Finsterwalder, G.: Spektrometrisches Meßver fahren zur Rußsentwicklung im Dieselmotor.
FVV-Bericht, ATZ 84 (2), 1 (1982), S.85-90

[104] Ohmstede, G.; Hentschel, W.: Time resolved infrared spectroscopy: evaluation of temperature for various EGR rates in a diesel engine.
SAE Paper 952516, (1995)

[105] Mörser, P.; Zeitlich hochaufgelöste emissionsspektroskopische Untersuchung des Verbrennungsvorgangs im Ottomotor.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Abdelilah Louki
Geburtsdatum	3. Februar 1965
Geburtsort	Fés (Marokko)
Familienstand	verheiratet
Nationalität	deutsch

Schulbildung

1972 - 1977	Grundschule Fés (Marokko)
1978 - 1986	Lycée Polyvallon de Fés (Gymnasium) Abschluss: Baccalauréat Bilingues (Abitur)

Studium

1986 - 1987	Student an der Universität in Fés (Marokko) in Fachbereich Physik, Chemie
02/87 - 07/87	Intensiv-Deutschkurs an der RWTH-Aachen
10/87 - 07/88	Studienkolleg zur Anerkennung des Abiturs an der RWTH-Aachen
10/88 - 12/98	Maschinenbaustudium an der RWTH Aachen Vertiefungsrichtung: Verfahrenstechnik Abschluss: Diplom

Berufliche Tätigkeit

06/99 – 09/05	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Verbrennung der RWTH Aachen, Prof. Dr.-Ing. N. Peters
seit 11/05	Mitarbeiter der Hegenscheit MFD. GmbH & Co Regionalvertriebsleiter