

Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung bei innerer Gemischbildung

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften

von der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Karlsruhe (TH)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Eckart Schloz
aus Marbach

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferent:

24.01.2003
Prof. Dr.-Ing. U. Spicher
Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit im Forschungsbereich Verbrennungsmotorische Antriebe der DaimlerChrysler AG in Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher für die wissenschaftliche Betreuung und wohlwollende fachliche Unterstützung der Arbeit sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Merker für die Übernahme des Korreferats.

Dank schulde ich auch all denjenigen, die mich bei der DaimlerChrysler AG unterstützt haben. Namentlich sind hier zu nennen Herr Dr.-Ing. Gerhard König für den Bereich des Filmmotors und für seine Anregungen zur Abfassung der Arbeit sowie Herr Dr.-Ing. Christian Krüger im Hinblick auf die Simulationsrechnungen zur Gemischbildung.

Zu danken habe ich auch den studentischen Mitarbeitern, die mir bei der Versuchsdurchführung und der Auswertung geholfen haben.

Inhaltsverzeichnis

	Formelzeichen	III
	Abkürzungen	VI
1	Einleitung	1
2	Aufgabenstellung	2
3	Stand der Technik	3
3.1	Schadstoffbildung bei der konventionellen Dieselverbrennung	3
3.1.1	Stickoxidemissionen	3
3.1.2	Partikel-, insbesondere Rußemissionen	6
3.1.3	Zielkonflikt Stickoxid – Ruß	6
3.2	Homogene Dieselverbrennung	7
3.3	Überblick über verschiedene Verfahren zur homogenen Kompressionszündung	8
3.3.1	Äußere Gemischbildung	8
3.3.1.1	Rein homogene Verbrennung	8
3.3.1.2	Homogen-heterogene Verbrennung bei äußerer Gemischbildung für den Homogenanteil	13
3.3.2	Innere Gemischbildung	15
3.3.2.1	Rein homogene Verbrennung	15
3.3.2.2	Homogen-heterogene Verbrennung	16
3.3.2.3	Teilhomogene Verbrennung bei später Einspritzung in Verbindung mit Abgasrückführung und starker Ladungsbewegung	18
4	Zündung und Ablauf der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung	19
4.1	Chemie der Zündung und Verbrennung	19
4.2	Ablauf der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung	23
5	Versuchsaufbau, Messtechnik und rechnerische Verfahren	27
5.1	Versuchsträger	27
5.2	Motorprüfstand	29

5.3	Indizierung und Klopfbewertung	31
5.4	Filterung der Druckverläufe	34
5.5	Einzonenmodell	36
5.6	Versuchsaufbau Filmmotor	40
6	Motorversuche zur homogenen Dieselerbrennung	41
6.1	Einfluss des Spritzbeginns	41
6.1.1	Schadstoffbildung	42
6.1.2	Druckverläufe	51
6.1.3	Druckanstieg, Klopfamplitude und Brenndauer	53
6.1.4	Kraftstoffverbrauch	54
6.2	Einfluss konstruktiver Faktoren auf die homogene Verbrennung	55
6.2.1	Vergleich verschiedener 30-Lochdüsen	55
6.2.2	Vergleich Muldenkolben - flacher Kolben	57
6.2.3	Einfluss des Dralls	59
6.3	Einfluss der Ladelufttemperatur	60
6.4	Einfluss der Abgasrückführung	64
6.5	Einfluss der Cetanzahl des Kraftstoffs	70
6.6	Laststeigerung durch Aufladung und Abgasrückführung	76
7	Motorversuche zur homogen-heterogenen Dieselerbrennung	92
7.1	Vergleich der homogen-heterogenen Verbrennung mit der konventionellen Verbrennung	92
7.2	Verlustteilung	98
8	Zusammenfassung und Bewertung	102
9	Literatur	106
A	Anhang	123
A.1	Berechnung der Sauerstoffkonzentration im zugeführten Luft-Abgasgemisch bei Abgasrückführung	123
A.2	Berechnung der Zündtemperatur	127
A.3	Berechnung des Umsetzungsgrads	128
A.4	Berechnung der Brenndauer	129

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

A	Fläche [m ²]
a _k	Filterkoeffizient [-]
a _{k,T}	Filterkoeffizient Tiefpass [-]
AGR	Abgasrückführtrate [-], [%]
B	verbrannte Kraftstoffmasse [kg]
B ₀	verbrannte Kraftstoffmasse im rückgeführten Abgas und im Restgas [kg]
b _i	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch [g/kWh]
c	Schallgeschwindigkeit [m/s]
c _m	mittlere Kolbengeschwindigkeit [m/s]
c _v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen [J/(kg K)]
c _{v,b}	spezifische Wärmekapazität des Kraftstoffdampfs bei konstantem Volumen [J/(kg K)]
D	Zylinderdurchmesser [m]
f	Frequenz [Hz]
f _a	Abtastfrequenz [Hz]
f _g	Grenzfrequenz eines Filters [Hz]
G _d (jω)	Übertragungsfunktion [-]
h	axiale Höhe [m]
h _{b_ein}	spezifische Enthalpie eingespritzter Kraftstoff [kJ/kg]
Hu	unterer Heizwert des Kraftstoffs [kJ/kg]
Hu _i	unterer Heizwert der Komponente i mit i = HC oder CO [kJ/kg]
j _{m,n}	Faktor zur Ermittlung von Eigenfrequenzen für Gasschwingungen in Zylindern [-]
Ka	maximale Klopfamplitude [bar]
L _{st}	stöchiometrisches Luft-Kraftstoffmassenverhältnis [-]
L _{stm}	stöchiometrisches Luft-Kraftstoffmolverhältnis [-]
M	Molmasse [kg/kmol]
m	Masse [kg]
m _B	Masse Kraftstoff [kg]

m_b	Masse Kraftstoffdampf [kg]
m_{b_ein}	Masse eingespritzter Kraftstoff [kg]
m_i	Masse der Komponente i (mit $i = O_2, CO_2$) [kg]
m_{i_A}	Masse der Komponente i im Abgas [kg]
m_{i_L}	Masse der Komponente i in der Frischluft [kg]
m_{i_R}	Masse der Komponente i im rückgeführten Abgas [kg]
m_{i_S}	Masse der Komponente i im Saugrohr [kg]
m_L	Masse Frischluft [kg]
m_{Lst}	für stöchiometrische Verbrennung notwendige Luftmasse [kg]
m_{O2st}	für stöchiometrische Verbrennung notwendige Sauerstoffmasse [kg]
m_R	Masse rückgeführtes Abgas [kg]
m_v	Masse Luft-Abgasgemisch [kg]
n	Molmenge [mol], Polytropenexponent [-], Drehzahl [1/min]
n_B	Molmenge Kraftstoff [mol]
n_i	Molmenge der Komponente i (mit $i = O_2, CO_2$) [mol]
n_{i_A}	Molmenge der Komponente i im Abgas [mol]
n_{i_L}	Molmenge der Komponente i in der Frischluft [mol]
n_{i_R}	Molmenge der Komponente i im rückgeführten Abgas [mol]
n_{i_S}	Molmenge der Komponente i im Saugrohr [mol]
n_L	Molmenge Frischluft [mol]
n_{Lst}	für stöchiometrische Verbrennung notwendige Molmenge Luft [kg]
n_{O2st}	für stöchiometrische Verbrennung notwendige Molmenge Sauerstoff [kg]
n_R	Molmenge rückgeführtes Abgas [kg]
O_{st}	stöchiometrisches Sauerstoff-Kraftstoffmassenverhältnis [-]
O_{stm}	stöchiometrisches Sauerstoff-Kraftstoffmolverhältnis [-]
p	Zylinderdruck [bar]
p_{2S}	absoluter Druck im Saugrohr [mbar]
p_{me}	effektiver Mitteldruck [bar]
p_{mi}	indizierter Mitteldruck [bar]
p_{Rail}	Raildruck [bar]
Q_B	Brennwärme [J]
Q_W	Wandwärme [J]
R	Gaskonstante [J/(kg K)]

R	universelle Gaskonstante [J/(kmol K)]
R_v	Gaskonstante Luft-Abgasgemisch [J/(kg K)]
R_b	Gaskonstante Brennstoffdampf [J/(kg K)]
SB	Spritzbeginn [°KW]
T	Gastemperatur im Zylinder [K], [°C]
T_w	Wandtemperatur [K], [°C]
t2S	Temperatur im Saugrohr [°C]
U	innere Energie [J]
u_b	spezifische innere Energie Kraftstoffdampf [J/kg]
u_v	spezifische innere Energie Luft-Abgasgemisch [J/kg]
V	Brennraumvolumen [cm ³]
VE	Einspritzmenge [mm ³ /Asp.]
V_h	Hubvolumen [cm ³]
w_i	Massenanteil der Komponente i (mit i = O ₂ , CO ₂) [-]
w_{i_A}	Massenanteil der Komponente i im Abgas [-]
w_{i_L}	Massenanteil der Komponente i in der Frischluft [-]
w_{i_R}	Massenanteil der Komponente i im rückgeführten Abgas [-]
w_{i_S}	Massenanteil der Komponente i im Saugrohr [-]
w_k	Fensterkoeffizient bei digitaler Filterung [-]
x_i	Molanteil der Komponente i (mit i = O ₂ , CO ₂) [-]
x_{i_A}	Molanteil der Komponente i im Abgas [-]
x_{i_L}	Molanteil der Komponente i in der Frischluft [-]
x_{i_R}	Molanteil der Komponente i im rückgeführten Abgas [-]
x_{i_S}	Molanteil der Komponente i im Saugrohr [-]
x_{n-k}	(n-k)-ter Eingangswert bei digitaler Filterung
y_n	n-ter Ausgangswert bei digitaler Filterung

Griechische Buchstaben

α	Wärmeübergangskoeffizient [W/(m ² K)]
ε	Verdichtungsverhältnis [-]
η_U	Umsetzungsgrad [-], [%]
κ	Isentropenexponent [-]

λ	Luftverhältnis [-]
λ_{O_2}	Sauerstoffverhältnis [-]
λ_v	momentanes Verbrennungsluftverhältnis [-]
φ	Kurbelwinkel [°KW]
ω	Winkelgeschwindigkeit [1/s]

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
Asp.	Arbeitsspiel
CFD	computational fluid dynamics
DME	Dimethyl-Ether (CH ₃ -O-CH ₃)
DMS	Dehnungsmessstreifen
DrzUT	Drallzahl im unteren Totpunkt
FIR	finite impulse response
FSN	filter smoke number
HD	hydraulischer Durchfluss
LIF	laserinduzierte Fluoreszenz
IIR	infinite impulse response
°KW	Grad Kurbelwinkel
OT	oberer Totpunkt
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PLD	Pumpe-Leitung-Düse
Pt 100	Platinwiderstand mit 100Ω bei 0°C
UT	unterer Totpunkt

1 Einleitung

Mit Aufladung und immer weiter verbesserter Direkteinspritzung erreichen heutige Dieselmotoren hohe Leistung bei großer Wirtschaftlichkeit. Der Dieselmotor mit Direkteinspritzung ist daher die hauptsächliche Antriebsquelle für Schiffe und Nutzfahrzeuge und findet zunehmend auch immer größere Verbreitung im Bereich der Personenkraftwagen. Noch nicht zufriedenstellend gelöst ist nach wie vor die Problematik der Schadstoffemissionen, insbesondere zu hoher Stickoxid- und Partikelemissionen. Zwar konnten im Lauf der letzten 10 Jahre durch innermotorische Maßnahmen die Abgasemissionen von Dieselmotoren vor dem Hintergrund immer strenger werdender Abgasemissionsgrenzwerte bis zur Erfüllung der Euro III-Abgasnorm (Tabelle 1.1) deutlich reduziert werden. Zu nennen sind hier insbesondere neue oder weiterentwickelte Technologien im Bereich der Einspritzung und der Abgasturboaufladung, der Einsatz der Vierventiltechnik mit zentraler Einspritzung sowie Optimierung und Abstimmung des Verbrennungssystems, bei PKW-Dieselmotoren auch der Einsatz der Abgasrückführung.

	EURO I 1992	EURO II 1996	EURO III 2000	EURO IV 2005	EURO V 2008
CO	4,5	4	2,1	1,5	1,5
HC	1,1	1,1	0,66	0,46	0,46
NO _x	8	7	5	3,5	2
Partikel	0,36	0,25 0,15*	0,1	0,02	0,02

* ab 1998

Tabelle 1.1: Gesetzliche Grenzwerte für limitierte Schadstoffe von LKW und Bussen in g/kWh im stationären Test ECE R-49 (Euro I und II) bzw. ESC (Euro III - V) /126/

Doch werden die künftigen Grenzwerte im Nutzfahrzeugbereich ab Euro IV (Tabelle 1.1) nicht ohne aufwendige Maßnahmen zur Abgasnachbehandlung einzuhalten sein. Verschiedene Konzepte wie Abgasrückführung mit Einsatz eines Partikelfilters oder innermotorische Partikelreduktion in Kombination mit SCR (selektive katalytische Reduktion) oder NO_x-Speicherkatalysator werden derzeit verfolgt. Dabei ist der Einsatz der verschiedenen Konzepte nicht nur mit höheren Kosten für das Fahrzeug, sondern auch mit unterschiedlichen Nachteilen und Problemen verbunden. In dieser Situation werden nun große Hoffnungen in ein alternatives Brennverfahren, die homogene Dieselerverbrennung, gesetzt. Bei diesem Verfahren wird der Kraftstoff möglichst homogen im Brennraum als mageres Gemisch verteilt und mittels Kompressionszündung verbrannt. Durch Vermeiden lokaler Spitzentemperaturen und fetter Gemischanteile soll die NO- und Rußbildung weitestgehend unterbunden werden.

Dieses, zur Zeit immer stärker interessierende neuartige Brennverfahren, bedarf umfangreicher Untersuchungen auf breiter Basis. Hierzu soll die vorliegende Arbeit beitragen.

2 Aufgabenstellung

Die homogene kompressionsgezündete Verbrennung ist innerhalb weniger Jahre in den Mittelpunkt des Interesses und allgemeiner Erörterungen gerückt. Dies zeigt sich in der großen und zunehmenden Zahl von Veröffentlichungen zu diesem Bereich.

Die Aufgabe der vorliegenden Arbeit besteht darin, durch Untersuchungen mit einem von einem Nutzfahrzeug-Dieselmotor abgeleiteten Einzylinder-Versuchsmotor Erkenntnisse zu gewinnen, die für die Anwendung des Verfahrens einer kompressionsgezündeten homogenen Verbrennung von handelsüblichem Dieselmotorkraftstoff von Bedeutung sind.

Aus dem Anwendungsbezug der Aufgabe ergibt sich die Entscheidung für die innere und gegen die äußere Gemischbildung als Gegenstand der Untersuchungen. Dieselmotorkraftstoff führt bei äußerer Gemischbildung wegen seiner hohen Siedetemperatur zu hohen HC- und auch Rußemissionen, wie die Ergebnisse von Christensen et al. /33/ und Gray und Ryan /34/ belegen, oder erfordert zumindest besondere aufwendige Einrichtungen zur Kraftstoffverdampfung /7/ oder Kraftstoffvernebelung /25/.

Zur inneren Gemischbildung wurde eine 30-Lochdüse verwendet, die auf einer konventionellen Sacklochdüse basiert und auf einen Common-Rail-Injektor montiert wird, der ohne konstruktive Änderungen in den Zylinderkopf eingebaut werden kann. Durch Variation des Spritzbeginns in der Kompressionsphase und des Raildrucks bieten sich einfache Möglichkeiten, die Gemischbildung und damit die Homogenisierung günstig zu beeinflussen.

Die Untersuchungen sollen sich insbesondere mit der Frage des Potenzials der homogenen Dieselerverbrennung im Hinblick auf die Schadstoffemissionen und den Kraftstoffverbrauch und mit der Bewertung verschiedener Einflussparameter, insbesondere auch zur Verbesserung der homogenen Gemischbildung, befassen. Außerdem soll untersucht werden, inwiefern der mögliche Lastbereich durch Aufladung oder/und Abgasrückführung erweitert werden kann.

Da bereits bekannt ist, dass rein homogene Dieselerverbrennung im oberen Lastbereich, der wegen der Abgasbestimmungen für Nutzfahrzeuge von besonderem Interesse ist, nicht angewandt werden kann, soll auch untersucht werden, inwiefern durch eine Kombination der homogenen Verbrennung mit einer konventionellen heterogenen Verbrennung zur Laststeigerung im oberen Lastbereich Verbesserungen erzielt werden können. Zur homogenen Gemischbildung werden zwei seitlich im Zylinderkopf eingebaute Common-Rail-Injektoren mit jeweils einer 8-Lochdüse verwendet. Die heterogene Gemischbildung erfolgt mit Hilfe eines zentral eingebauten Common-Rail-Injektors mit konventioneller Düse.

3 Stand der Technik

3.1 Schadstoffbildung bei der konventionellen Dieselverbrennung

Da das Ziel der homogenen Dieselverbrennung in der Reduzierung der Stickoxid- und der Partikelemissionen besteht, werden hier nur diese Emissionen aufgeführt.

3.1.1 Stickoxidemissionen

Die im Abgas von Verbrennungsmotoren enthaltenen Stickoxide setzen sich hauptsächlich aus NO und NO₂ zusammen. Zusammenfassend werden die verschiedenen Stickoxide als NO_x bezeichnet. Für die NO-Bildung sind folgende Mechanismen relevant: Die thermische NO-Bildung, die prompte NO-Bildung, die NO-Bildung aus Brennstoff-Stickstoff und die NO-Bildung über Distickstoffoxid. Durch weitere chemische Reaktionen wird ein Teil des gebildeten NO in NO₂ umgewandelt. Der NO₂-Anteil an den gesamten Stickoxidemissionen ist bei Dieselmotoren in der Teillast am höchsten und beträgt nach /3/ maximal 30%.

Thermisches NO (Zeldovich-NO)

Das Stickoxid bei der motorischen Verbrennung ist zum größten Teil auf die thermische Stickoxidbildung zurückzuführen. Der thermischen NO-Bildung liegen folgende drei Elementarreaktionen zugrunde, die nach Zeldovich benannt (erste zwei Reaktionen) und aufgrund der Erweiterung von Lavoie et al. /120/ (dritte Reaktion) als erweiterter Zeldovich-Mechanismus bezeichnet werden:



Dabei weist die erste Reaktion, die zur Aufspaltung der N₂-Dreifachbindung führt, eine sehr hohe Aktivierungsenergie auf, so dass sie erst bei sehr hohen Temperaturen mit ausreichender Geschwindigkeit abläuft und damit die geschwindigkeitsbestimmende Reaktion der thermischen NO-Bildung darstellt. Haupteinflussgrößen für die thermische NO-Bildung sind neben der Temperatur das Luftverhältnis und die Verweilzeit bei hohen Temperaturen. Reaktionskinetische Simulationsrechnungen unter Zugrundelegung des erweiterten Zeldovich-Mechanismus für einen diskreten Volumenbereich ergeben Folgendes /121/: Einerseits nimmt die NO-Bildung mit zunehmendem Luftverhältnis bei gegebener Temperatur zu. Andererseits nimmt die bei der Verbrennung erreichte Temperatur unter adiabaten Bedingungen (adiabate Flammentemperatur) bei einem Luftverhältnis von $\lambda \approx 0,95$ ein Maximum an. Unter Berücksichtigung beider Effekte

ergibt sich, dass bei einem Luftverhältnis von $\lambda \approx 1,1$ die NO-Bildung maximal ist /121/. Mit steigendem Luftverhältnis sinkt die adiabate Flammentemperatur, und die NO-Bildung nimmt aufgrund der exponentiellen Temperaturabhängigkeit rapide ab. Wegen der starken Temperaturabhängigkeit ist mit einer nennenswerten thermischen NO-Bildung erst ab einer Temperatur über 2000 K zu rechnen.

Die höchste NO-Bildung findet aufgrund einer weiteren Temperaturerhöhung durch Kompression und Verbrennung des restlichen Kraftstoffs sowie einer längeren Verweilzeit in den früh zu Beginn der Verbrennung entstandenen Zonen statt. Während der Verbrennung steigt zunächst die NO-Konzentration im verbrannten Gas mit fortschreitender Zeit. Nach Ende der Verbrennung und bei Expansion sinken die Gastemperaturen wieder und ein geringer Teil des entstandenen NO wird durch Rückreaktionen wieder abgebaut. Bei weiterer Abkühlung durch fortschreitende Expansion und beim Dieselmotor auch durch Zumischung unverbrannter und damit kälterer Gase kommen die NO-Bildungs- bzw. Zerfallsreaktionen zum Stillstand, so dass sich die NO-Konzentration nicht mehr ändert.

Promptes NO (Fenimore-NO)

Promptes NO bildet sich unter brennstoffreichen Bedingungen in der Flammenfront /118/. Dabei erfolgt die prompte NO-Bildung im Vergleich zur thermischen NO-Bildung, die im Verbrennungsmotor zum größten Teil im Post-Flame-Bereich stattfindet, sehr schnell, woraus sich der Name promptes NO erklärt. Die prompte NO-Bildung ist verknüpft mit der Oxidation von Kohlenwasserstoffen, wobei die Reaktion des CH-Radikals mit molekularem Stickstoff geschwindigkeitsbestimmend ist, bei der sich Blausäure (HCN) und atomarer Stickstoff bilden:



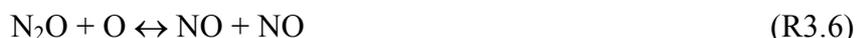
Über weitere Reaktionen entsteht NO. Die Aktivierungsenergie bei Reaktion (R3.4) ist geringer als bei Reaktion (R3.1). Daher läuft die prompte NO-Bildung schon bei niedrigerer Temperatur ab als die thermische NO-Bildung. Wie erwähnt, erfolgt die prompte NO-Bildung hauptsächlich unter brennstoffreichen Bedingungen, was beispielsweise Simulationsrechnungen zur NO-Bildung in einem Rührreaktor zeigen /119/. Für die Berechnungen in /119/ ergibt sich, dass bei hohem Luftverhältnis $\lambda > 1,4$ die prompte NO-Bildung sehr gering ist. Dies bedeutet für den Fall der homogenen Kompressionszündung, dass wegen des hier bestehenden hohen Luftüberschusses mit einer prompten NO-Bildung nicht zu rechnen ist. Bei konventioneller motorischer Verbrennung beträgt nach /6/ der Anteil des prompten NO am gesamten NO 5 bis 10%.

Brennstoff-NO

Brennstoff-NO entsteht aus im Brennstoff enthaltenem Stickstoff. Aufgrund des sehr geringen Stickstoffanteils im Dieselmotorkraftstoff /121/ kommt diesem Mechanismus bei dieselmotorischer Verbrennung kaum eine Bedeutung zu.

NO aus Distickstoffoxid

Hier reagiert Stickstoff mit atomarem Sauerstoff wie beim Zeldovich-Mechanismus, jedoch unter Mitwirkung eines weiteren Moleküls M, was zur Bildung von Distickstoffoxid (N_2O) führt, das anschließend mit atomarem Sauerstoff NO bildet /4/, /165/, /166/:



Die hieraus entstehende NO-Menge ist unter normalen motorischen Randbedingungen mit hohen Spitzentemperaturen im Vergleich zum thermischen NO sehr gering, was erklären mag, dass dieser Mechanismus in der motorischen Fachliteratur weitgehend nicht berücksichtigt wird. Werden jedoch die thermische NO-Bildung durch niedrige Temperaturen und die prompte NO-Bildung durch ein hohes Luftverhältnis unterdrückt, liefert der N_2O -Mechanismus den größten Beitrag zu der nunmehr geringen NO-Menge*. Die Aktivierungsenergie für Reaktion (R3.5) ist geringer als für Reaktion (R3.1), so dass der N_2O -Mechanismus mit sinkender Temperatur nicht so stark verlangsamt wird wie die thermische NO-Bildung /4/. Der N_2O -Mechanismus ist besonders bei Gasturbinen, die mit magerer vorgemischter Verbrennung betrieben werden, relevant /4/.

Die Stickoxidbildung über N_2O wird wesentlich durch eine in der Reaktionszone (Flammenfront /167/ oder homogener Reaktor /166/) vorhandene über dem Gleichgewicht liegende Konzentration von atomarem Sauerstoff (super-equilibrium atomic oxygen concentration) verstärkt. Die O-Atom-Konzentration in der Reaktionszone beeinflusst auch die thermische NO-Bildung in der Reaktionszone, was für magere Flammen mit geringer Ausgangstemperatur der Reaktionspartner von Bedeutung ist, da aufgrund der geringen Verbrennungstemperatur kaum thermische NO-Bildung im Post-Flame-Bereich stattfindet und das über den Zeldovich-Mechanismus gebildete NO fast ausschließlich aus der Flammenfront stammt /167/.

Das über N_2O gebildete Stickoxid nimmt aufgrund der trimolekularen Reaktion (R3.5) mit steigendem Druck zu. Die Randbedingungen (geringe Temperatur, hohes Luftverhältnis und hoher Druck), die den N_2O -Mechanismus im Vergleich zum thermischen und prompten NO-Bildungsmechanismus in den Vordergrund treten lassen, liegen gerade auch bei der homogenen Kompressionszündung vor. Dem N_2O -Mechanismus ist damit für die sehr geringen NO_x -Emissionen der homogenen Kompressionszündung eine große Bedeutung zuzuschreiben.

* Die NO_x -Emissionen sind unter den Randbedingungen, unter denen der N_2O -Mechanismus als wesentlich angesehen wird, im Vergleich zu NO_x -Emissionen aus Verbrennungsmotoren sehr gering (20 – 40 ppm in einem Strömungsreaktor mit CO als Kraftstoff /166/, 1,5 – 11 ppm in magerer laminarer Vormischflamme /167/).

3.1.2 Partikel-, insbesondere Rußemissionen

Die durch die Abgasgesetzgebung limitierten Partikelemissionen setzen sich hauptsächlich aus Ruß und einem lastabhängigen Anteil aus an Rußpartikeln angelagerten Kohlenwasserstoffen sowie geringen Anteilen an Sulfaten, Aschen und metallischem Abrieb zusammen.

Ausgangspunkt für die Rußbildung (vgl. zur Rußbildung im Einzelnen /122/, /123/, /124/, /4/, /6/) sind polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK). Der erste Schritt bei der Entstehung der PAK stellt die Bildung des ersten Benzolrings dar. Hierbei spielt Ethin (Acetylen C_2H_2), das bei fetter Verbrennung in größerer Konzentration entsteht, eine wichtige Rolle. Durch einen Wachstumsprozess, der auf einer H-Abstraktion und einer C_2H_2 -Addition (HACA-Mechanismus) beruht, entstehen weitere Ringe. Die PAK wachsen weiter, bis sie ca. 12 bis 14 Ringe enthalten /124/. Durch anschließende Verbindung zweier ebener PAK entstehen dreidimensionale Gebilde, die jetzt als Rußpartikel bezeichnet werden. Durch Zusammenwachsen von Rußpartikeln, durch Anlagerung von PAK und durch Oberflächenwachstum über eine H-Abstraktion und eine C_2H_2 -Addition vergrößern sich die Rußpartikel weiter. Gleichzeitig mit der Rußbildung läuft die Rußoxidation ab, die zur Verringerung der Rußmasse führt.

Die Rußbildung setzt ein niedriges Luftverhältnis und eine hohe Temperatur voraus. Dabei erfolgt die Rußbildung ab einem Luftverhältnis von unter 0,6 und einer Temperatur von über 1400 bis 1500 K /127/, /128/. Die entstandene Rußmenge nimmt mit abnehmendem Luftverhältnis zu und ist im Temperaturbereich 1600 bis 1700 K besonders hoch. Durch Unterschreiten der Rußbildungstemperatur gelingt es auch bei fettem Gemisch, die Rußbildung bei der motorischen Verbrennung zu vermeiden /129/.

Bei der dieselmotorischen Verbrennung erfolgt zunächst starke Rußbildung und anschließend Rußoxidation durch Sauerstoff und OH-Radikale. Der im Abgas enthaltene Ruß stellt daher nur einen Bruchteil der zu einem bestimmten Zeitpunkt maximalen Rußmenge im Brennraum dar.

3.1.3 Zielkonflikt Stickoxid – Ruß

Bei der konventionellen Dieselerverbrennung besteht ein Zielkonflikt zwischen Stickoxid- und Rußemissionen. Eine Maßnahme, die zur Absenkung einer der beiden Schadstoffkomponenten führt, bewirkt meist eine Zunahme der anderen Schadstoffkomponente. So führt beispielsweise eine Spätverstellung des Spritzbeginns zur Reduktion der Stickoxidemissionen und meist zu einer Zunahme der Rußemissionen, da die Rußoxidation verschlechtert wird. Weiter werden durch eine Absenkung des Einspritzdrucks, die zu einer Erhöhung der Tröpfchengröße führt, zwar die NO_x -Emissionen reduziert, jedoch steigen die Rußemissionen an. Als drittes Beispiel sei die Abgasrückführung genannt, die durch eine Absenkung lokaler Spitzentemperaturen zu einer Verringerung der NO_x -

Emissionen, jedoch durch den reduzierten Sauerstoffgehalt und der daraus resultierenden Abnahme der Rußoxidation zu einem Anstieg der Rußemissionen führt.

3.2 Homogene Dieselerbrennung

Die konventionelle Dieselerbrennung ist gekennzeichnet durch eine inhomogene Verteilung von Luft und Kraftstoff. Die Konzentration des Kraftstoffs nimmt im Einspritzstrahl von innen nach außen zum Bereich des umgebenden Luft-Restgasgemisches hin immer weiter ab. Die Verbrennung in Zonen bei Luftverhältnissen im Bereich des stöchiometrischen Luftverhältnisses und darunter führt zu hohen Spitzentemperaturen, die die Ursache für die thermische NO-Bildung sind. Weiterhin führt Sauerstoffmangel in fetten Zonen in Verbindung mit hohen Temperaturen zur Rußbildung.

Bei homogener Gemischbildung liegt eine gleichmäßige Kraftstoffverteilung im Brennraum vor; das lokale Luftverhältnis entspricht im Idealfall im ganzen Brennraum dem globalen Luftverhältnis. Bei Verbrennung dieses homogenen Gemisches ergibt sich nahezu eine einheitliche Temperatur im Brennraum, die aufgrund des hohen Luftüberschusses so gering ist, dass eine thermische NO-Bildung weitgehend vermieden wird. Weiterhin wird durch fehlende fette Gemischbereiche eine Rußbildung vermieden. Damit wird der bei der konventionellen Dieselerbrennung bestehende Zielkonflikt zwischen NO_x - und Rußemissionen aufgehoben. Bild 3.1 verdeutlicht den prinzipiellen Unterschied zwischen konventioneller und homogener Dieselerbrennung.

Die Zündung muss durch Selbstzündung des gesamten Gemisches erfolgen. Eine Fremdzündung mit anschließender Flammenausbreitung wie beim Ottomotor ist wegen des hohen Luftüberschusses nicht möglich.

Aus der mehr oder weniger simultanen Selbstzündung und anschließenden Verbrennung des gesamten homogenen Gemisches resultieren ein hoher Druckanstieg und eine kurze Brenndauer. Durch die fast gleichzeitige Umsetzung des gesamten Gemisches wird die Geschwindigkeit der Kraftstoffumsetzung hauptsächlich durch die Geschwindigkeit der chemischen Reaktionen bei der Oxidation des Kraftstoffs bestimmt. Die Verhältnisse sind insofern anders als bei der konventionellen Dieselerbrennung, die als mischungskontrolliert gilt, das heißt, bei der die Umsatzrate von der Geschwindigkeit der Vermischung von Luft mit Kraftstoff abhängt. Ein prinzipieller Unterschied besteht auch zum Ottomotor, bei dem die Umsatzrate durch die turbulente Flammenausbreitung bestimmt wird.

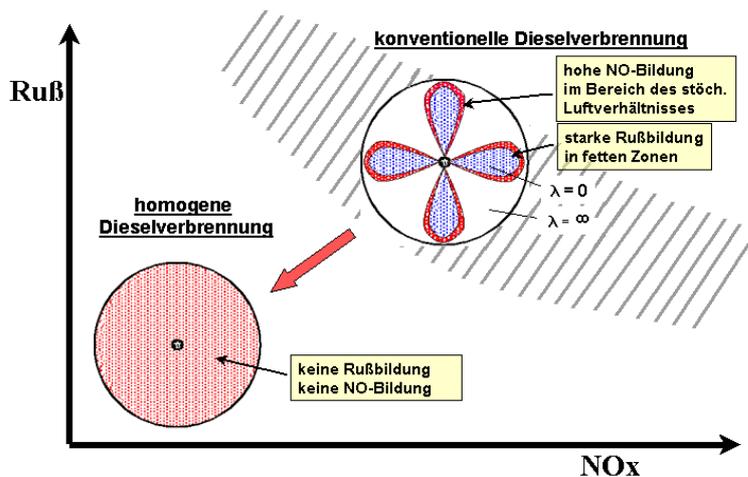


Bild 3.1: Unterschied zwischen konventioneller und homogener Dieselerverbrennung

3.3 Überblick über verschiedene Verfahren zur homogenen Kompressionszündung

Unter dem Druck einer immer schärfer werdenden Abgasgesetzgebung haben in den letzten Jahren intensive Forschungsaktivitäten zur homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung eingesetzt. Hierbei ist im Wesentlichen nach Art des verwendeten Kraftstoffs zwischen dem Bestreben, eine Alternative zum herkömmlichen Ottomotor zu finden, und dem Ziel, zu einer schadstoffärmeren Dieselerverbrennung zu gelangen, zu unterscheiden. Während es für den ottomotorischen Bereich insbesondere darum geht, bei Verbesserung des Wirkungsgrads zu geringeren Stickoxidemissionen zu kommen, geht es beim Dieselmotor neben der Stickoxidreduktion auch um eine Verringerung der Partikelemissionen. Im einen wie im anderen Bereich kommen sowohl innere als auch äußere Gemischbildung in Betracht. Obwohl sich die vorliegende Arbeit nur mit der homogenen Kompressionszündung mit Dieselmotorkraftstoff (homogene Dieselerverbrennung) beschäftigt, soll doch im Folgenden wegen weitgehender Parallelen ein Überblick über den aktuellen Stand der Technik im Bereich der homogenen Kompressionszündung insgesamt gegeben werden.

3.3.1 Äußere Gemischbildung

3.3.1.1 Rein homogene Verbrennung

Als der erste mit homogener Kompressionszündung betriebene Motor gilt, abgesehen von Kleinstmotoren für Modellflugzeuge, der Lohmann-Fahrradmotor aus dem Jahr 1949 /10/. Der Lohmann-Fahrradmotor war ein schlitzgesteuerter Zweitakt-Einzylindermotor ($V_h = 18,47 \text{ cm}^3$) mit Kurbelkastenspülung und variabel einstellbarer Verdichtung, der mit Benzin, aber auch mit Gasöl betrieben werden konnte. Die Zündung erfolgte durch

Selbstzündung des komprimierten homogenen Gemisches, wobei die Verdichtung eingestellt werden musste (im Betrieb zwischen $\varepsilon = 14 - 18$).

Im Rahmen von Untersuchungen zur Homogenisierung eines Teils des insgesamt zugeführten Kraftstoffs, um Rußemissionen von Dieselmotoren zu verringern, wurden von Alperstein et al. /25/ 1958 auch Versuche mit rein homogener Verbrennung durchgeführt. Das Kraftstoff-Luftgemisch wurde durch einen externen Kraftstoffvernebler gebildet. Dabei konnte mit den Kraftstoffen n-Hexan, n-Heptan und Diethylether mit einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 16,5$ und einer Temperatur der Ansaugluft entsprechend der Raumlufthtemperatur eine Zündung und für n-Hexan auch ein guter Wirkungsgrad (indiziert 39,7%) erreicht werden, während mit anderen Kraftstoffen (z. B. Dieselmotorkraftstoff mit der Cetanzahl 44) unter diesen Randbedingungen keine Zündung erfolgte.

1979 wurde von Onishi et al. /11/ ein Verfahren für einen Einzylinder-Zweitaktmotor mit Kurbelkastenspülung ($V_h = 372$ bzw. 98 cm^3 , $\varepsilon = 7,5$ bzw. $6,0$) vorgestellt, bei dem im Teillastbereich bis zu einem effektiven Mitteldruck von ca. 2,5 bar Selbstzündung erfolgt. Im darüber liegenden Lastbereich erfolgt die Zündung konventionell mit einer Zündkerze. Das Verfahren mit Selbstzündung wurde von Onishi als „Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC)“ bezeichnet. Von Noguchi wurde das gleiche Verfahren an einem Zweitakt-Gegenkolbenmotor ($V_h = 346 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 6,7$) untersucht /12/. Dieses Verfahren wurde von Honda weiterentwickelt /13/, /14/, /15/ (Einzylinder, $V_h = 246 - 402 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 6,1 - 6,7$) und kam in einem Geländemotorrad zum Einsatz, das 1995 bei der Rallye Paris-Dakar eingesetzt wurde. Aktuell findet das Verfahren serienmäßig für den Motorroller Honda Pantheon (Einzylindermotor, $V_h = 125 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 7$) Anwendung. Weitere Untersuchungen wurden in Japan /16/, /74/, Frankreich und Italien /17/ durchgeführt. Ziel des Verfahrens ist es, die Verbrennung bei Zweitaktmotoren im Teillastbereich zu verbessern. Im Gegensatz zu den später untersuchten Verfahren zur homogenen Kompressionszündung beim Viertaktmotor war es nicht das Ziel der Untersuchungen, die Stickoxidemissionen zu verringern, die jedoch trotzdem aufgrund des hohen Restgasgehalts gering waren. Wegen des problematischen Ladungswechsels beim schlitzzesteuerten Zweitaktmotor ergibt sich insbesondere im Teillastbereich ein hoher Restgasgehalt. Der hohe Restgasgehalt behindert die Flammenausbreitung und kann auch zu Fehlzündungen führen. Es ergibt sich ein ungleichförmiger Motorlauf, wobei die HC-Emissionen und der Kraftstoffverbrauch hoch sind /14/. Durch Selbstzündung ohne Flammenausbreitung wird dies vermieden, zyklische Schwankungen des Mitteldrucks, HC-Emissionen und Kraftstoffverbrauch werden stark verbessert /11/ - /14/. Bei Honda wird durch einen Schieber im Auslasskanal der Abgasgegendruck variiert. Dadurch wird der Restgasanteil erhöht und durch die steigende Gastemperatur im Zylinder der Beginn der Selbstzündung beeinflusst /75/. Der Selbstzündungsbetrieb war nach /15/ in einem Lastbereich von ca. 5 bis 60% der Volllast möglich, da im Leerlaufbereich die Temperatur für eine Selbstzündung zu gering und bei hoher Last die Restgasmenge zu gering war,

was ebenfalls zu einer zu geringen Temperatur für die Selbstzündung führte. Von hohem Druckanstieg oder klopfähnlicher Verbrennung bei Selbstzündungsbetrieb wird nichts berichtet; der höchste in den Veröffentlichungen genannte effektive Mitteldruck liegt bei ca. 3,6 bar /14/, /75/. Es ist davon auszugehen, dass der hohe Restgasanteil die Geschwindigkeit der Kraftstoffumsetzung reduziert. Ein ähnliches Verfahren kam bei einem 1230-cm³-Dreizylinder-Zweitaktmotor zum Einsatz, der zu Versuchszwecken in einen PKW eingebaut wurde /18/.

Erste Untersuchungen zum Einfluss verschiedener Parameter (Luftverhältnis, AGR, Verdichtungsverhältnis) auf die homogene Kompressionszündung am Viertaktmotor, auch zur Festlegung eines durch Klopfen und ausbleibende Zündung begrenzten Betriebsbereichs, wurden von Najt und Foster 1983 /19/ sowie von Thring 1989 /20/ mit unterschiedlichen Kraftstoffen durchgeführt. Zum Teil wurde ein niedriges Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon \approx 8$) gewählt, um Klopfen zu verhindern, wobei dann eine hohe Ansauglufttemperatur notwendig war, um eine Zündung zu gewährleisten. Von Aoyama et al. 1996 /22/ wird, bei Verwendung von Benzin als Kraftstoff, von sehr geringen NO_x-Emissionen bei ungefähr gleichem Verbrauch wie bei einem konventionellen direkteinspritzenden Dieselmotor berichtet. Die HC-Emissionen waren jedoch im Vergleich zum heterogen betriebenen Dieselmotor hoch.

1992 wurde von Stockinger et al. /23/, /24/ die homogene Kompressionszündung bei äußerer Gemischbildung mit zündunwilligen Kraftstoffen, hauptsächlich Benzin, ohne Drosselung (Qualitätsregelung) an einem Vierzylinder-Viertaktmotor ($V_h = 1588 \text{ cm}^3$) untersucht. Zur optischen Untersuchung der Verbrennung mit der Lichtleitmesstechnik kam auch ein Zweitaktmotor zum Einsatz /24/. Bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 18,7$ war eine hohe Ansauglufttemperatur (95 bis 160°C, je nach Last) notwendig, um eine Zündung zu erreichen. Um eine verbrauchsungünstige elektrische Aufheizung der Ansaugluft zu vermeiden, wurde auch eine Aufheizung der Ansaugluft über einen Kühlwasser-Ansaugluft-Wärmetauscher erfolgreich eingesetzt. Der Kraftstoffverbrauch war aufgrund des hohen Verdichtungsverhältnisses, geringer Ladungswechselverluste bei ungedrosseltem Betrieb, hohem Gleichraumgrad und hohem Luftverhältnis günstiger als beim konventionellen Ottomotor. Die NO_x-Emissionen waren extrem niedrig. Es wurde außerdem von im Vergleich zum konventionellen Ottomotor deutlich niedrigeren Rohemissionen von HC und CO berichtet. Wegen starker Druckschwingungen konnte nur eine Last bis 5 bar indizierter Mitteldruck verwirklicht werden.

Die Arbeiten von Ryan und Callahan /21/ und von Gray und Ryan /34/ (Southwest Research Institute) befassen sich speziell mit der Untersuchung der homogenen Verbrennung bei äußerer Gemischbildung mit Dieselmotorkraftstoff (Einzylindermotor, $V_h = 702 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 7,6 - 17$). Es ergaben sich gegen null gehende NO_x-Emissionen, hohe HC-Emissionen und ein im Vergleich zum konventionellen Dieselmotor höherer Kraftstoffverbrauch /34/. In /34/ wird dargelegt, dass bei einer Verringerung der Ansauglufttemperatur unter

130°C sich ein starker Anstieg der Schwärzungszahl ergibt, was auf eine schlechte Verdampfung aufgrund der hohen Siedetemperatur des Dieselkraftstoffs zurückgeführt wird.

1998 veröffentlichte Zillmer /7/ Ergebnisse von Versuchen, bei denen Dieselkraftstoff in einer speziellen Verdampfungseinrichtung verdampft und dann in das Saugrohr eines Vierzylinder-Viertaktmotors mit Wirbelkammer ($V_h = 1896 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 17$) eingebracht wurde. Es wurden gegen null gehende NO_x - und Rußemissionen erreicht. Durch Abgasrückführung (bis 30%) konnte die homogene Umsetzung verlangsamt werden.

An der Universität Lund in Schweden wurde die homogene Kompressionszündung mit zündunwilligen, leichtflüchtigen bzw. gasförmigen Kraftstoffen (Isooktan, Ethanol und Erdgas) an einem von einem Nutzfahrzeugmotor abgeleiteten Einzylindermotor ($V_h = 1600 \text{ cm}^3$) untersucht /30/, /31/, /32/. Hohe Ansauglufttemperaturen (40 bis 170°C, abhängig von Verdichtungsverhältnis, Luftverhältnis, Kraftstoff, Ladedruck, AGR) waren notwendig, um bei Verdichtungsverhältnissen von $\varepsilon = 17 - 21$ eine Zündung im Bereich des oberen Totpunkts zu erhalten. Bei gegen null gehenden NO_x -Emissionen waren die HC-Emissionen ungefähr doppelt so hoch wie beim ottomotorischen Betrieb mit $\lambda = 1$, die CO-Emissionen waren bei hinreichend hoher Gastemperatur niedriger. Der Kraftstoffverbrauch lag auf dem Niveau direkteinspritzender Dieselmotoren /30/. Ohne Aufladung war die Last auf ca. 5 bar indizierten Mitteldruck beschränkt und konnte bei einem absoluten Ladedruck von 3 bar auf 14 bar indizierten Mitteldruck gesteigert werden, wobei durch die Laststeigerung sich der Druckanstieg teilweise auf 40 bar/°KW erhöhte /31/. Durch Abgasrückführung konnte der Druckanstieg reduziert und die Brenndauer verlängert werden /32/. Mit einer Kombination von Aufladung und Abgasrückführung wurde bei 48% AGR und einem absoluten Ladedruck von 2,5 bar bei $\lambda = 1,03$ ein indizierter Mitteldruck von 16 bar erreicht /60/. Durch Einspritzung von Wasser in das Saugrohr konnte bei für die Verdampfung des Wassers hinreichend hoher Ansauglufttemperatur der Zündbeginn in gewissen Grenzen verzögert werden /72/. Dies war allerdings meist mit einem Anstieg der HC- und CO-Emissionen verbunden. Versuche mit Kraftstoffgemischen aus verschiedenen Anteilen Isooktan und n-Heptan sowie Benzin und Dieselkraftstoff zeigten, dass bei entsprechender Wahl des Verdichtungsverhältnisses ($\varepsilon = 9,6 - 22,5$) und der Ansauglufttemperatur (30 bis 130°C) die homogene Kompressionszündung für Kraftstoffe mit stark unterschiedlicher Zündwilligkeit möglich ist /33/. Dieselkraftstoff erwies sich allerdings bei äußerer Gemischbildung aufgrund seiner hohen Siedetemperatur und einer daraus resultierenden schlechten Gemischbildung auch bei einer Ansauglufttemperatur von 90°C als ungeeignet. Es ergaben sich erhöhte Rußemissionen sowie hohe HC- und CO-Emissionen, das heißt, ein niedriger Umsetzungsgrad und ein daraus resultierender hoher Kraftstoffverbrauch /33/. Versuche an einem Sechszylinder-Nfz-Motor werden in /61/ beschrieben. Bis zu einem effektiven Mitteldruck von 5 bar konnte allen Zylindern die gleiche Mischung aus Isooktan und n-Heptan als Kraftstoff zugeführt werden. Beide Kraftstoffe wurden über jeweils zwei

Einspritzdüsen pro Zylinder in den Einlasskanal eingespritzt. Bei einem effektiven Mitteldruck über 5 bar (bis maximal 6,15 bar) war eine individuelle Einstellung des Mischungsverhältnisses Isooktan/n-Heptan notwendig, um zu unterschiedlichen Zündbeginn und Klopfen oder um eine unvollständige Verbrennung in einzelnen Zylindern zu verhindern. Wie in /35/ beschrieben, wurde an einem Vollmotor über das Verhältnis Isooktan/n-Heptan der Zündzeitpunkt kontrolliert, wobei das zeitliche Verhalten des Motors bei transients Last- und Drehzahländerung sowie einer sprunghaften Sollwertänderung des 50%-Umsatzpunktes untersucht wurde. Die Kontrolle des Zündzeitpunktes beruhte auf der Berechnung des 50%-Umsatzpunktes in Echtzeit aus einer Messung des Druckverlaufs für jeden Zylinder. Es wurde auch der Einsatz verschiedener Katalysatoren mit unterschiedlicher Beschichtung zur Reduktion der hohen HC- und CO-Emissionen am Einzylindermotor bei Verwendung von Isooktan als Kraftstoff untersucht /104/. Je nach Abgastemperatur (250 – 350°C) und Beschichtung wurde eine Reduktion der HC-Emissionen um 45 bis 90% und der CO-Emissionen um 98 bis 99,8% erreicht.

Chen et al. /103/ untersuchten die homogene Kompressionszündung bei äußerer Gemischbildung mit Erdgas-DME-Gemischen an einem nicht aufgeladenen Einzylindermotor ($V_h = 636 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 17,7$) für einen effektiven Mitteldruck bis 4,7 bar. Bei Zufuhr von reinem Erdgas (Cetanzahl < 6) als Kraftstoff erfolgte bei einer Ansauglufttemperatur von 28°C keine Zündung, so dass die Zumischung einer bestimmten Menge an DME (Cetanzahl > 55) notwendig war, um eine Zündung zu erreichen. Es wurde festgestellt, dass die Menge an DME gering sein sollte, da mit steigender DME-Zufuhr die Zündung früher erfolgte, wodurch der Druckanstieg und das Klopfen zunahm und der Wirkungsgrad abnahm. Bei optimierter Menge an DME war der Wirkungsgrad höher als bei einem konventionellen Dieselmotor, was auf einen höheren Gleichraumgrad zurückgeführt wird. Die NO_x -Emissionen waren extrem gering, während die HC-Emissionen hoch waren.

Von Oakley et al. /71/ wurde der Einfluss des Luftverhältnisses und der AGR-Rate bei äußerer Gemischbildung mit Benzin und starker Ansaugluftheizung (320 °C) bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 11,5$ mit einem Einzylindermotor ($V_h = 504 \text{ cm}^3$) untersucht. Der mögliche Betriebsbereich war bei zu geringem Luftverhältnis durch Klopfen, bei zu hohem Luftverhältnis durch unvollständige Verbrennung und bei zu hoher AGR-Rate durch eine ausbleibende Zündung begrenzt. Ohne AGR lag das minimale Luftverhältnis an der Klopfgrenze bei $\lambda = 3,15$. Der indizierte Mitteldruck betrug hierbei 2,5 bar. Der höchste erreichte indizierte Mitteldruck lag bei 3,8 bar bei $\lambda = 1$ und 43% AGR. Im Vergleich zum konventionellen Ottomotor waren die NO_x -Emissionen um mindestens 97% geringer, die HC-Emissionen höher und die CO-Emissionen je nach Luftverhältnis und AGR-Rate niedriger oder zum Teil auch viel höher.

Weitere Untersuchungen wurden von Furutani /56/ et al. durchgeführt, bei denen jeweils ein zündunwilliger gasförmiger Kraftstoff (Propan, n-Pentan oder Wasserstoff) und ein

zündwilliger flüssiger Kraftstoff (n-Heptan oder n-Hexan) dem Motor durch äußere Gemischbildung zugeführt wurden. Dabei wurde das Verhältnis beider Kraftstoffe so eingestellt, dass die Zündung bei OT erfolgte. Ferner wurde von Takatsuto et al. /57/ und Iida und Tetsuya /76/ die homogene Verbrennung mit verschiedenen gasförmigen Kraftstoffen (Propan, n-Butan, DME), insbesondere auch der Einfluss verschiedener Parameter auf die Ausbildung der Cool- und Hot-Flame-Verbrennung und den möglichen Betriebsbereich zwischen ausbleibender Zündung und Klopfen, untersucht.

Die Selbstzündung von zündunwilligen Kraftstoffen wie beispielsweise Benzin erfordert eine hohe Temperatur, die in den bisher beschriebenen Versuchen durch Aufheizung der zugeführten Luft und/oder ein hohes Verdichtungsverhältnis erreicht wurde. Für den Fahrzeugeinsatz ist eine Ansaugluftheizung jedoch kaum praktikabel. Des Weiteren ist es mit einem hohen Verdichtungsverhältnis aufgrund des Klopfens nicht möglich, den Motor im hohen Lastbereich, in dem die homogene Kompressionszündung nicht eingesetzt werden kann, mit konventioneller ottomotorischer Verbrennung zu betreiben. Aus diesen Gründen wurde vorgeschlagen, den Selbstzündungsbetrieb für den Viertaktmotor durch Abgasrückhaltung, ähnlich wie beim ATAC-Verfahren des Zeitaktmotors, bei normalem Verdichtungsverhältnis und ohne Ansaugluftheizung zu verwirklichen. Hinzuweisen ist hier zunächst auf die Ausführungen von Willand et al. /67/, die allerdings von einer inneren Gemischbildung („Otto-DE“) ausgehen. Die Abgasrückhaltung geschieht durch geänderte Ventilsteuerung mit einer variablen Ventilsteuerung, beispielsweise durch frühes Schließen des Auslassventils und spätes Öffnen des Einlassventils. Versuche hierzu wurden von Lavy et al. /68/ und Kontarakis et al. /69/, allerdings nicht mit einer variablen Ventilsteuerung, sondern mit speziellen Nocken, und von Law et al. /70/ mit elektrohydraulischer Ventilsteuerung durchgeführt. Der Motorbetrieb erfolgt ungedrosselt, wodurch in Verbindung mit einer schnellen Kraftstoffumsetzung ein Verbrauchsvorteil gegenüber dem konventionellen Ottomotor im Teillastbereich zu erwarten ist. Der Anteil des zurückgehaltenen Abgases war hoch und lag bei /70/ zwischen 36 und 59% und bei /69/ bei 60%. Das Luftverhältnis lag im Bereich $\lambda = 0,90 - 1,27$. Die Untersuchungen waren auf die Teillast beschränkt mit maximalen indizierten Mitteldrücken von 4 bar /68/, 3,8 bar /69/ und 5 bar /70/. Aufgrund des hohen Restgasgehalts wurden bei allen drei Untersuchungen sehr geringe Stickoxidemissionen erzielt. Der Kraftstoffverbrauch konnte in /68/ gegenüber dem konventionellen Verfahren um maximal 8% verbessert werden. Die HC-Emissionen waren ähnlich, zum Teil auch etwas höher als bei einem konventionellen Ottomotor /68/, /69/.

3.3.1.2 Homogen-heterogene Verbrennung bei äußerer Gemischbildung für den Homogenanteil

Ein Verfahren mit äußerer Gemischbildung für den Homogenanteil und direkter Einspritzung von Diesekraftstoff mit einer 4-Lochdüse wurde vom Traffic Safety and Nuisance Research Institute in Japan mit einem Einzylinderdieselmotor ($V_h = 522 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 20,4$)

untersucht. Erste Veröffentlichungen /62/, /63/ beschreiben Versuche mit zündunwilligem und leicht flüchtigem Isooktan zur äußeren Gemischbildung. Das homogene Isooktan-Luftgemisch wurde durch Verbrennung des direkt eingespritzten Dieselmotors gezündet. Es wird von einer Reduktion der Rußemissionen mit zunehmendem Homogenanteil und einer bis zu einem vorgemischtem Anteil von 80% geringen, ab 80% vorgemischtem Anteil sehr starken Reduktion der NO_x -Emissionen mit zunehmendem Homogenanteil berichtet. Die HC- und CO-Emissionen steigen mit dem Homogenanteil, der Kraftstoffverbrauch bleibt ungefähr konstant. Anschließende Untersuchungen wurden für den gleichen Kraftstoff (Dieselmotors) zur inneren und äußeren Gemischbildung durchgeführt /64/-/66/. Dabei erfolgte die Zündung des homogenen Gemisches durch Kompression deutlich vor OT, so dass die homogene Verbrennung weitgehend vor der heterogenen Verbrennung stattfand. Auch hier wurde eine Verringerung der NO_x -Emissionen und meist auch der Rußemissionen mit zunehmendem Homogenanteil erzielt. Die HC-Emissionen nahmen mit der homogenen Einspritzmenge deutlich zu. Der Kraftstoffverbrauch verschlechterte sich mit zunehmendem Homogenanteil aufgrund der hohen HC-Emissionen und der frühen Zündung des homogenen Anteils. Von Problemen bei äußerer Gemischbildung mit hochsiedendem Dieselmotors, die bei /33/, /34/ zu einem Anstieg der Rußemissionen führte, wird nichts berichtet.

Bei einer Variation der oben genannten Versuche von Zillmer /7/ wurde zusätzlich zur äußeren Gemischbildung ein Teil des Kraftstoffs in die Wirbelkammer eingespritzt und heterogen verbrannt. Dies führte bei einem Homogenisierungsanteil von 50% zu einer Reduktion der Stickoxidemissionen um mehr als die Hälfte

Eine kombiniert homogen-heterogene Verbrennung mit DME bzw. DME-Methanmischungen für die äußere Gemischbildung und direkter Einspritzung von Dieselmotors wurde von Kaimai et al. /73/ an einem Einzylindermotor ($\epsilon = 18, 16, 14$, $V_h = 522 \text{ cm}^3$) für Lasten bis 4,2 bar effektiven Mitteldruck untersucht. Der Spritzbeginn für die direkte Einspritzung lag bei 8° v. OT. Dabei ergaben sich im Vergleich zum konventionellen Dieselmotor geringere NO_x - und Rußemissionen bei geringer Last ($p_{me} \approx 2$ bar) und höhere NO_x - und geringere Rußemissionen bei höherer Last (bis $p_{me}=4,2$ bar).

Des Weiteren sind noch Untersuchungen zu nennen, die zum Teil vor der Diskussion der homogenen Verbrennung durchgeführt wurden und bei denen die äußere Gemischbildung mit zündunwilligen und leichtflüchtigen oder gasförmigen Kraftstoffen (Benzin, Alkohole, Erdgas, Propangas) oder auch mit Dieselmotors unterhalb der Selbstzündungskonzentration und die innere Gemischbildung durch Einspritzung von Dieselmotors erfolgte /25/, /26/, /112/-/116/. Nach Zündung des eingespritzten Dieselmotors kommt es zur Verbrennung des zündunwilligen Gemisches. Für ein solches Brennverfahren wurde in der Literatur oft der Ausdruck hybride Verbrennung und für die äußere Gemischbildung im Englischen der Ausdruck „Fumigation“ verwendet. Diese Untersuchungen wurden in der Vergangenheit meist mit dem Ziel durchgeführt, die Rußemissionen

bei der Dieselerbrennung zu reduzieren. Da das mit äußerer Gemischbildung zugeführte homogene Gemisch mager ist, ist davon auszugehen, dass dieses nicht mit einer Flammenfront wie beim Ottomotor verbrennt, sondern zumindest teilweise durch Selbstzündung umgesetzt wird. Hierfür spricht auch die Beobachtung, dass bei Zunahme des Anteils an äußerer Gemischbildung der Druckanstieg zunimmt und es zu einer Art Klopfen kommt. In den verschiedenen Untersuchungen wurde eine Reduktion der Rußemissionen und ein Anstieg der HC- und CO-Emissionen mit zunehmendem Anteil an äußerer Gemischbildung festgestellt. Im Hinblick auf die NO_x -Emissionen sind die Ergebnisse unterschiedlich. Während einige Autoren eine Abnahme der NO_x -Emissionen bei hybrider Verbrennung feststellen /112/, /115/, verzeichnen andere Autoren je nach Last auch eine Zunahme der NO_x -Emissionen /113/, /114/, /116/.

3.3.2 Innere Gemischbildung

3.3.2.1 Rein homogene Verbrennung

Die homogene Dieselerbrennung mit innerer Gemischbildung wurde insbesondere am New ACE Institute in Japan untersucht /36/-/43/. Die Versuche wurden an einem von einem Nutzfahrzeugmotor abgeleiteten Einzylindermotor ($V_h = 2004 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 16,5$) durchgeführt. Das Verfahren wird PREDIC (Premixed lean diesel combustion) genannt. Zur Gemischbildung wurden zentral eingebaute 6- und 30-Lochdüsen sowie nach innen öffnende Kegelstrahldüsen bei Einspritzdrücken bis 2500 bar verwendet. Des Weiteren wurden auch zwei seitlich eingebaute Common-Rail-Injektoren mit 2-Lochdüsen verwendet. Durch Kollision der von den zwei seitlichen Düsen stammenden Einspritzstrahlen wird nach /36/ die Eindringtiefe reduziert und die Gemischbildung verbessert. Bei entsprechend frühem Spritzbeginn ergaben sich für alle Einspritzsysteme sehr geringe NO_x -Emissionen, aber hohe HC- und CO-Emissionen. Die Versuche wurden für konventionellen Dieselerkraftstoff, zum Teil auch mit speziellen Dieselerkraftstoffen niedriger Cetanzahl (19 und 40) sowie mit Gemischen von Dieselerkraftstoff mit sauerstoffhaltigen Kraftstoffen (Ethanol, Ether) durchgeführt, um die Zündung zu verzögern und damit den Kraftstoffverbrauch zu verbessern. Der Lastbereich ohne Aufladung war auf 4,5 bar indizierten Mitteldruck beschränkt /41/. Durch Aufladung (1,86 bar absoluter Ladedruck) konnte der maximal mögliche Lastbereich verdoppelt werden, wobei hierzu allerdings das Verdichtungsverhältnis auf $\varepsilon = 12,5$ abgesenkt und der Spritzbeginn weiter nach früh verstellt wurde, was zu einer unvollständigeren Verbrennung führte /41/.

Toyota verwendete für die homogene Gemischbildung mit Dieselerkraftstoff eine Kegelstrahldüse /44/-/46/ bei Einspritzdrücken von 200 bis 500 bar (Bezeichnung UNIBUS = unifom bulky combustion system). Die Untersuchungen wurden mit einem Einzylindermotor ($V_h = 915 \text{ cm}^3$) und mit einem Vierzylindermotor ($V_h = 4110 \text{ cm}^3$) mit einem Verdichtungsverhältnis zwischen $\varepsilon = 12 - 18$ im Teillastbereich durchgeführt. Bei frühem Spritzbeginn (60° v. OT) wurden gegen null gehende NO_x - und Rußemissionen erreicht.

Die HC-Emissionen und der Verbrauch nahmen mit frühem Spritzbeginn zu, da der eingespritzte Kraftstoff teilweise die Zylinderwand erreichte /44/.

Seko et al. führten Versuche mit direkter Einspritzung von Methanol mit einer 5-Lochdüse an einem Einzylindermotor ($V_h = 1994 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 17,2; 23,3; 27,2$) durch /27/. Für eine Zündung war eine elektrische Heizung der Ansaugluft auf 70 bis 100°C, je nach Last, notwendig. Bei einem effektiven Mitteldruck von 4 bar konnte mit frühem Spritzbeginn (40° v. OT oder früher) eine weitgehend homogene Verbrennung mit sehr geringen NO_x -Emissionen bei ähnlichem Kraftstoffverbrauch wie beim konventionellen Dieselmotor erreicht werden. Der gute Kraftstoffverbrauch ist auf eine günstige Schwerpunktslage, das hohe Verdichtungsverhältnis und eine noch relativ vollständige Verbrennung zurückzuführen. Die CO- und insbesondere die HC-Emissionen waren hoch. Ähnliche Ergebnisse zeigten sich im unteren Lastbereich ($p_{me} = 2 \text{ bar}$). Bei höherer Last ($p_{me} = 7 \text{ bar}$) waren die HC- und CO-Emissionen sehr hoch und die NO_x -Emissionen auch bei frühem Spritzbeginn noch relativ hoch (kein homogenes Gemisch). Dies ist auf eine schlechte Gemischbildung mit der 5-Lochdüse zurückzuführen, die durch einen starken Wandauftrag bei frühem Spritzbeginn und eine unzureichende Homogenisierung gekennzeichnet ist.

Um die große Eindringtiefe des eingespritzten Dieselkraftstoffs bei Verwendung einer 5-Lochdüse bei frühem Spritzbeginn zu reduzieren, wurde von Iwabuchi et al. /59/ (Mitsubishi Motors) eine spezielle 10-Lochdüse mit reduzierter Eindringtiefe entwickelt. Diese Düse besitzt zwei übereinanderliegende Lochreihen, wobei durch die Löcher der oberen Lochreihe die Einspritzung in einem steilen Winkel und durch die Löcher der unteren Lochreihe die Einspritzung in einem flachen Winkel erfolgt. Dadurch kreuzen sich die Strahlen der oberen und der unteren Lochreihe und führen zu einer starken Reduktion der Eindringtiefe sowie zu einer Aufweitung des Strahls. Die Motorversuche wurden mit einem Einzylindermotor ($V_h = 2004 \text{ cm}^3$) mit auf $\varepsilon = 12$ reduziertem Verdichtungsverhältnis durchgeführt. Mit der speziellen Düse wurden die HC-Emissionen, der Kraftstoffverbrauch und besonders die Rußemissionen bei frühem Spritzbeginn im Vergleich zum Homogenbetrieb mit einer 5-Lochdüse mit steiler Einspritzung (80° Kegelwinkel) reduziert. Aufgrund der Gemischhomogenisierung waren sehr geringe NO_x -Emissionen bei gegenüber der konventionellen Verbrennung um ein Vielfaches höheren HC-Emissionen und einem etwas höheren Kraftstoffverbrauch möglich.

3.3.2.2 Homogen-heterogene Verbrennung

Da die homogene Verbrennung auf die Teillast beschränkt ist, wurden Verfahren untersucht, bei denen sich nach der homogenen Verbrennung zur Laststeigerung eine heterogene Verbrennung anschließt.

Das New ACE Institute hat unter der Bezeichnung MULDIC (Multiple stage diesel combustion) ein Verfahren vorgestellt, bei dem zunächst mit zwei seitlich eingebauten

Common-Rail-Injektoren mit jeweils einer Zweilochdüse durch frühe Einspritzung eine homogene Gemischbildung (wie bei PREDIC, Kapitel 3.3.2.1) und anschließend durch Einspritzung im Bereich des oberen Totpunkts mit einem zentral eingebauten Common-Rail-Injektor und konventioneller Lochdüse eine heterogenen Verbrennung erfolgt /47/. Der zur Homogenisierung eingespritzte Kraftstoff zündet durch Kompression vor der sich anschließenden heterogenen Verbrennung. Die Versuche wurden an einem nicht aufgeladenen Einzylindermotor ($V_h = 2004 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 16,5$) für die Vollast ($\lambda = 1,4$) durchgeführt, wobei der Homogenanteil 48% betrug. Bei frühem Spritzbeginn für die heterogene Gemischbildung ergaben sich hohe NO_x -Emissionen, die aus dem heterogenen Verbrennungsanteil resultieren. Bei sehr spätem Spritzbeginn für die heterogene Gemischbildung (bis 30° n. OT) waren, unter Inkaufnahme eines höheren Kraftstoffverbrauchs, sehr geringe NO_x -Emissionen möglich, die beim konventionellen Verfahren aufgrund einer Verlängerung des Zündverzugs bei spätem Spritzbeginn nicht erreicht werden konnten. Die HC-Emissionen waren höher, die Rußemissionen teilweise geringer als beim konventionellen Verfahren.

Yokota et al. /48/ (Hino Motors) untersuchten ein Verfahren, bei dem 50% des insgesamt eingespritzten Dieselmotorkraftstoffs früh und die restliche Kraftstoffmenge bei konventionellem Spritzbeginn im Bereich des oberen Totpunkts eingespritzt wurden. Die Versuche wurden mit einer 6-Loch- und einer 30-Lochdüse an einem aufgeladenen Einzylindermotor ($V_h = 2147 \text{ cm}^3$, $\varepsilon = 18$) für die Vollast bei einem Einspritzdruck von 900 bar durchgeführt. Mit der 6-Lochdüse ergab sich für die frühe Einspritzung eine sehr schlechte Gemischbildung, was sich im Vergleich zum konventionellen Verfahren in sehr hohen Ruß- und HC-Emissionen und in einer nur teilweisen Verbrennung des früh eingespritzten Kraftstoffs in der homogenen Verbrennungsphase auswirkte. Aufgrund geringerer NO_x -Emissionen und einer geringeren Zunahme des Kraftstoffverbrauchs bei spätem Spritzbeginn konnte eine Verbesserung im NO_x -Verbrauchs-Trade-off im Bereich niedriger NO_x -Emissionen (später Spritzbeginn), verglichen mit dem konventionellen Verfahren, erzielt werden. Mit der 30-Lochdüse wurde zwar die homogene Verbrennung deutlich verbessert, die heterogene Verbrennung verschlechterte sich jedoch aufgrund einer unzureichenden Vermischung von Luft und Kraftstoff. Dadurch ergaben sich extrem hohe Rauchwerte. Die 30-Lochdüse erwies sich damit für die homogene Verbrennung als geeignet und für die heterogene Verbrennung als ungeeignet. Bei der 6-Lochdüse verhält es sich gerade umgekehrt. Mit einem geringeren homogenen Anteil von 30% waren bei Verwendung der 6-Lochdüse die Rußemissionen aufgrund der geringeren früh eingespritzten Kraftstoffmenge niedriger, aber dennoch höher als beim konventionellen Verfahren bei frühem Spritzbeginn /49/. Es zeigte sich ein Vorteil im NO_x -Verbrauchs-Trade-off im Bereich niedriger NO_x -Emissionen.

Von Daisho et al. /58/ wurde ein ähnliches Verfahren mit früher und später Einspritzung von Dieselmotorkraftstoff, allerdings mit steil nach unten einspritzender 12-Lochdüse mit zwei Lochreihen (Kegelwinkel 30 und 80°) an einem nicht aufgeladenen Einzylindermotor (V_h

= 2147 cm³, $\varepsilon = 17$) untersucht. Für einen 25%-Lastpunkt wurde eine deutliche Reduktion der NO_x-Emissionen bei gleichzeitig geringen Rußemissionen erzielt. Für einen 75%-Lastpunkt ergab sich zwar eine Reduktion der NO_x-Emissionen, aber auch ein starker Anstieg der Rußemissionen, ähnlich wie bei Yokota et al. /48/ mit der 30-Lochdüse. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass die für die homogene Gemischbildung bei früher Einspritzung ausgelegte Düse als 12-Lochdüse für die heterogene Gemischbildung ungeeignet ist.

3.3.2.3 Teilhomogene Verbrennung bei später Einspritzung in Verbindung mit Abgasrückführung und starker Ladungsbewegung

Von Nissan wurde ein neues Brennverfahren mit Dieselmotorkraftstoff entwickelt, das als MK (Modulated Kinetics) – Verfahren bezeichnet wird und erstmals 1998 in einem PKW-Vierzylindermotor ($V_h = 2488$ bzw. 2953cm^3 , $\varepsilon = 18$) auf den Markt gebracht wurde /50/, /51/. Das Funktionsprinzip des MK-Verfahrens wird folgendermaßen beschrieben /52/ - /54/: Die Gemischbildung erfolgt durch direkte Einspritzung im Bereich des oberen Totpunkts mit einer konventionellen 5-Lochdüse mit hohem hydraulischem Durchfluss. Durch hohe Abgasrückführung werden die NO_x-Emissionen reduziert. Ein später Spritzbeginn nach OT und die hohe Abgasrückführung führen zu einer Erhöhung des Zündverzugs. Dadurch erhöht sich die zur Gemischbildung zur Verfügung stehende Zeit und führt damit zu einer Reduktion der Rußemissionen. Weiter wird ein sehr hoher Drall zur Gemischhomogenisierung eingesetzt, wodurch Rußemissionen, aber auch HC-Emissionen reduziert werden. Dieser hohe Drall wird durch Abschaltung eines von zwei Einlasskanälen erzeugt und nur in dem Kennfeldbereich, in dem die MK-Verbrennung erfolgen soll, eingesetzt. Außerhalb dieses Kennfeldbereichs erfolgt konventionelle Dieselerverbrennung. Durch Kombination der genannten Maßnahmen gelingt es, die NO_x-Emissionen ohne Anstieg der Rußemissionen zu reduzieren. Es ergeben sich beispielsweise nach /54/ NO_x-Emissionen unter 0,3 g/kWh ohne signifikanten Anstieg der Partikelemissionen (0,2 g/kWh). Außerdem wird auch von geringen Geräuschemissionen berichtet, die auf Brennverläufe ohne ausgeprägten Premixed-Peak zurückzuführen sind. Verbrennungsfilmaufnahmen zeigen kaum Rußleuchten, was auf einen hohen Homogenisierungsgrad schließen lässt. Zwei Voraussetzungen für die MK-Verbrennung sind hohe Abgasrückführung und eine vollständige Einspritzung des gesamten Kraftstoffs vor Beginn der Verbrennung /53/. Die zweite Bedingung erfordert zum einen einen langen Zündverzug durch späten Spritzbeginn, hohe AGR und eventuell durch ein abgesenktes Verdichtungsverhältnis und zum anderen eine kurze Einspritzdauer, die durch einen hohen Einspritzdruck und Düsen mit hohem hydraulischem Durchfluss gewährleistet wird. Bei hoher Last ist aufgrund eines verkürzten Zündverzugs und einer verlängerten Einspritzdauer diese Bedingung nicht zu erfüllen. Das MK-Verfahren ist damit auf den Teillastbereich und auch auf Drehzahlen bis ca. 3000 1/min beschränkt.

4 Zündung und Ablauf der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung

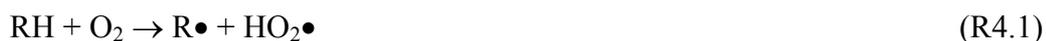
4.1 Chemie der Zündung und Verbrennung

Der zeitliche Verlauf der Wärmefreisetzung bei der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung wird maßgeblich durch die bei der Oxidation des Kraftstoffs ablaufenden chemischen Reaktionen beeinflusst, da Kraftstoff und Luft schon vermischt sind, so dass physikalische Vorgänge wie die Vermischung von Luft und Kraftstoff, die bei der konventionellen Dieselverbrennung entscheidend für die zeitliche Wärmefreisetzung ist, weniger bestimmend sind. Daher zeigen sich die bei der Niedertemperaturoxidation von höheren Kohlenwasserstoffen auftretenden kalten Flammen deutlich im Brennverlauf bei der homogenen Dieselverbrennung. In diesem Kapitel wird auf die Selbstzündung und die sich daran anschließende Oxidation von höheren Alkanen als die wichtigsten im Dieselkraftstoff enthaltenen Kohlenwasserstoffe eingegangen, da dies die Zündung und den Ablauf der Verbrennung bei der homogenen Dieselverbrennung bestimmt.

Niedertemperaturoxidation von Alkanen

Bei längerkettigen Alkanen (ab Butan mit vier C-Atomen /145/, /146/) zeigt sich in einem Temperaturbereich unter 900 K (bei 1 bar Druck /146/, /147/) das Phänomen der Zweistufenzündung mit Cool-Flame- und Hot-Flame-Verbrennung. Bei der Cool-Flame-Verbrennung werden im Durchschnitt ca. 10% der Kraftstoffenergie freigesetzt. Anschließend an die Cool-Flame-Verbrennung erfolgt nach einer zweiten Zündverzugsphase die Hot-Flame-Verbrennung mit vollständiger Oxidation des Kraftstoffs, sofern die Reaktionen nicht, beispielsweise durch Expansion, abgebrochen werden. Die der Cool-Flame-Zündung zugrunde liegenden wichtigsten chemischen Reaktionen werden im Folgenden dargestellt /4/, /146/, /147/, /148/.

Zur Ketteneinleitung werden Brennstoffradikale $R\bullet$ durch Reaktion des Brennstoffs RH zunächst mit O_2



und nach Bildung von Radikalen, da Reaktion (R4.1) stark endotherm ist, durch



erzeugt, wobei $X\bullet$ für ein beliebiges Radikal, vorzugsweise $OH\bullet$, steht /149/. Die Brennstoffradikale reagieren weiter zu Peroxiradikalen ($RO_2\bullet$):



Anschließend ist eine externe



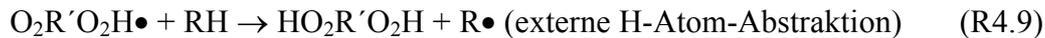
oder interne H-Atom-Abstraktion



möglich. Dabei führt die externe H-Atom-Abstraktion mit der sich anschließenden Reaktion zur Kettenverzweigung und könnte damit zur Zündung führen, während sich aus der internen H-Atom-Abstraktion keine Kettenverzweigung ergibt. Die externe H-Atom-Abstraktion ist jedoch gegenüber der internen H-Atom-Abstraktion zu langsam /147/, /148/, so dass die externe H-Atom-Abstraktion trotz Kettenverzweigung nicht zur Zündung führt. Durch eine zweite O₂-Addition



ergibt sich jedoch durch die sich anschließende externe oder interne H-Atom-Abstraktion eine zur Zündung führende Kettenverzweigung:



oder



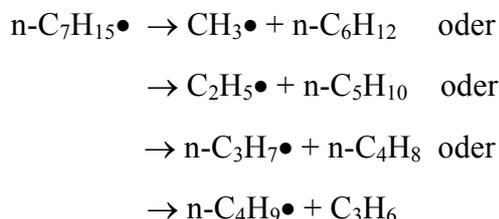
Für die Reaktionen (R4.3) und (R4.8) wurde ein Doppelpfeil verwendet, um anzuzeigen, dass für diese Reaktionen auch die Rückreaktionen wichtig sind. Bei geringer Temperatur sind diese Rückreaktionen aufgrund ihrer hohen Aktivierungsenergie von geringer Bedeutung. Mit zunehmender Temperatur nimmt die Geschwindigkeit der Rückreaktionen jedoch zu, so dass eine Kettenverzweigung nach dem oben dargestellten Mechanismus nicht mehr stattfinden kann. Dies wird als degenerierte Kettenverzweigung bezeichnet. Mit der degenerierten Kettenverzweigung erklärt sich der negative Temperaturkoeffizient der Zündverzugszeit (der Zündverzug wird mit steigender Temperatur länger) innerhalb eines bestimmten Temperaturbereichs (bei n-Heptan zwischen 720 und 950K). Die Zündung läuft hier so ab, dass die mit der Cool-Flame-Verbrennung verbundene Temperaturerhöhung zu einem Abbruch obiger Kettenverzweigung führt und die sich nach einer weiteren Zündverzugszeit anschließende zweite Zündung durch die langsamere Hochtemperaturoxidation verursacht wird /4/.

Hochtemperaturoxidation von Alkanen

Bei hohen Temperaturen über 900 K (bei 1 bar Druck) führt der Niedertemperaturreaktionsmechanismus nicht mehr zur Zündung, da, wie erläutert, die Rückreaktionen bei der degenerierten Kettenverzweigung eine Kettenverzweigung verhindern /150/. Zu Beginn der Hochtemperaturoxidation werden länger-kettige Kohlenwasserstoffe in kurze C₁- und C₂-Kohlenwasserstoffe zerlegt, was hier am Beispiel n-Heptan (n-C₇H₁₆) gezeigt werden soll. Zunächst werden aus dem Brennstoff durch H-Atom-Abstraktion Alkylradikale gebildet:



wobei X• für die Radikale H•, O•, OH• und (HO₂•) steht /151/, /152/. Anschließend zerfallen die Alkylradikale thermisch beispielsweise folgendermaßen /151/:



bzw. allgemein:



Die neu entstandenen Alkylradikale (C>2) zerfallen in vergleichbaren Reaktionen weiter, und die Alkene C_nH_{2n} werden durch Radikale (O•, OH•, HO₂•) in ihrer Doppelbindung aufgespalten und damit zerlegt /151/.

Der Abbau des Kraftstoffs verläuft bis zur Bildung von hauptsächlich Methyl- (CH₃•) und Ethylradikalen (C₂H₅•), deren weiterer Abbau über die Bildung von Formaldehyd (CH₂O) und auch über die Verbrennung von C₂-Kohlenwasserstoffen (C₂H₆, C₂H₅•, C₂H₄, C₂H₃•, C₂H₂) abläuft (detaillierte Beschreibung mit Reaktionsflussplan in /160/, /146/).

Wichtigste kettenverzweigende Reaktion bei der Hochtemperaturoxidation (T > 1100 K bei 1 bar Druck) stellt die Reaktion



dar. In einem Temperaturbereich 900 K < T < 1100 K bei 1 bar wird Reaktion (R4.17) zu langsam, um genügend viel Radikale liefern zu können. Bestimmend ist hier die durch



gegebene Kettenverzweigung /4/.

Die Zerlegung des Brennstoffs, unabhängig von seiner molekularen Masse in C₁- und C₂-Kohlenwasserstoffe, bedeutet, dass die chemischen Reaktionen, die anschließend stattfinden, brennstoffunabhängig sind. Daraus erklärt sich beispielsweise, dass die laminare Flammgeschwindigkeit weit weniger vom Brennstoff abhängt (geschwindigkeitsbestimmend sind hier hauptsächlich die Reaktionen (R4.17) und (R4.20)) als die Zündverzugszeit /146/. Für die homogene Kompressionszündung heißt dies, dass nach erfolgter Zündung (der Hot-Flames) die Geschwindigkeit der Kraftstoffumsetzung, bei sonst gleichen Randbedingungen, wenig vom Brennstoff abhängt.

Die Reaktionswege bei der Verbrennung der C₁- und C₂-Kohlenwasserstoffe, ausgehend von CH₃• und C₂H₅•, führen hauptsächlich zur Bildung von CO. Die Oxidation von CO zu CO₂ läuft am Ende der Verbrennung ab und macht mit ca. 60% /6/ den größten Teil der Wärmefreisetzung bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen aus. Die wichtigste Reaktion bei der Oxidation von CO ist /149/, /151/



Diese Reaktion beginnt erst ab 1100 K mit nennenswerter Geschwindigkeit abzulaufen, so dass im Bereich von 1100 K und darunter mit einer unvollständigen Oxidation von CO zu CO₂ zu rechnen ist /149/. Dies erklärt die hohen CO-Emissionen bei der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung, die sich durch geringe Verbrennungstemperaturen auszeichnet und die in der vorliegenden Arbeit festgestellte starke Abhängigkeit der CO-Emissionen von der Verbrennungstemperatur. Nach Simulationsrechnungen von Easley et al. /77/ und Kraft et al. /153/ resultieren die CO-Emissionen bei homogener Gemischverteilung im Brennrauminnenen aus nicht oder unvollständig verbranntem Gemisch aus kälteren wandnahen Bereichen und aus dem Feuersteg, das sich bei der Expansion mit heißen verbrannten Gasen aus dem Inneren des Brennraums vermischt und aufgrund der mit der Expansion sinkenden Gastemperatur nur noch unvollständig verbrannt wird. Bei entsprechend inhomogenem Gemisch ist mit CO-Bildung auch aus zu mageren Zonen im Brennrauminnenen zu rechnen.

Nach Westbrook /162/ beeinflusst die Wärmefreisetzung bei der Cool-Flame-Verbrennung maßgeblich die Zündung der Hot-Flames. Dabei führt eine schnellere Wärmefreisetzung bei der Cool-Flame-Verbrennung, wie sie beispielsweise n-Pentan im Vergleich zum zündunwilligeren iso-Pentan aufweist, zu einer früheren Zündung. Die Zündung der Hot-Flames erfolgt bei beiden Kraftstoffen bei einer gleichen Temperatur von ca. 950K, die mit n-Pentan wegen der schnelleren Wärmefreisetzung der Cool-Flames früher erreicht wird. Die Zündung ist gekennzeichnet durch die Kettenverzweigung (Reaktion (R4.19)), bei der sich aus Wasserstoffperoxid H₂O₂ zwei OH-Radikale bilden. Unterhalb der „Zündtemperatur“ ist die Reaktion (R4.19) zu langsam, so dass kaum H₂O₂ verbraucht wird. Die Konzentration von bei der Niedertemperatur gebildetem H₂O₂ nimmt daher zu, bis Reaktion (R4.19) bei hinreichend hoher Temperatur einsetzt und die Zündung erfolgt. Die beschriebenen Zusammenhänge gelten nach /162/ allge-

mein für die Zündung von Kohlenwasserstoffen im Nieder- bzw. Übergangstemperaturbereich, insbesondere für das Klopfen im Ottomotor, die Zündung im Dieselmotor und bei der homogenen Kompressionszündung. Je nach verwendetem Kraftstoff ergibt sich eine unterschiedliche Wärmefreisetzung der Cool-Flame-Verbrennung, die dann den Zündbeginn der Hot-Flame-Verbrennung bestimmt.

In /135/ wurde die chemische Kinetik der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung mit Erdgas als Kraftstoff (Hauptbestandteil Methan) anhand von reaktionskinetischen Rechnungen näher untersucht. Bei diesem Kraftstoff zeigt sich keine Niedertemperaturoxidation. Die Zündung ist wie oben beschrieben gekennzeichnet durch einen Abbau von Wasserstoffperoxid (H_2O_2) und die gleichzeitige Bildung von OH entsprechend Reaktion (R4.19). Nach teilweiser Oxidation des Kraftstoffs wird wegen der dadurch angestiegenen Temperatur Reaktion (R4.17) bestimmend für die weitere Radikalbildung. In dem Temperaturbereich, in dem die Verbrennung hauptsächlich stattfindet (1100 bis 1800 K), wurde festgestellt, dass die Reaktion



die aufgrund der Reaktionsträgheit von $\text{HO}_2\bullet$ einen kettenabbrechenden Charakter hat /4/, eine ungewöhnlich hohe Reaktionsgeschwindigkeit, höher als Reaktion (R4.17), aufweist. Dies erklärt sich aus dem hohen Druck bei der Verbrennung, der aufgrund der Aufladung mit 2 bar Überdruck bei über 200 bar lag. Dabei begünstigt bekanntermaßen ein hoher Druck die trimolekulare Reaktion (R4.21) gegenüber der bimolekularen Reaktion (R4.17). Damit führt nach /135/ ein hoher Druck zur Reduktion der Umsatzrate bei der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung.

4.2 Ablauf der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung

Nach weit verbreiteter Auffassung ist die homogene Verbrennung hauptsächlich reaktionskinetisch kontrolliert. Die Vorstellung von der kinetisch kontrollierten Verbrennung trifft für den Idealfall der vollständigen Homogenität des Gemisches und einheitlicher Temperatur auch in den Randbereichen des Brennraums zu. Für diesen theoretischen Idealfall ist eine mathematische Modellierung mit einem nulldimensionalen Modell möglich, bei dem die Wärmefreisetzung mit einem detaillierten Reaktionsmechanismus für einen einkomponentigen Kraftstoff berechnet wird. Derartige Simulationsrechnungen ergaben allerdings einen zu hohen Druckanstieg und eine zu kurze Brenndauer im Vergleich zu experimentellen Ergebnissen /31/, /132/, /133/. Eine Weiterentwicklung dieser Simulationsrechnungen besteht darin, den Brennraum in mehrere Zonen, mit jeweils einheitlicher Temperatur und Gemischzusammensetzung innerhalb jeder Zone, aufzuteilen /133/, /134/, /77/, /135/, /136/. Für jede Zone wird die Reaktionskinetik berechnet. Hierbei wird berücksichtigt, dass wandnahe Bereiche kälter sind und erst später zünden. Dies bedeutet, dass die innerste als heißeste Zone als erste zündet, dadurch die anderen Zonen komprimiert werden und auf diese Weise eine Zone nach der anderen

zündet. Solche Rechenmodelle berücksichtigen meist nur einen Austausch der Volumenarbeit zwischen den Zonen, nicht jedoch Wärmeleitung, Diffusion und Strömung. Der Druck ist im ganzen Brennraum einheitlich.

Von Aceves et al. /135/, /136/ wurde ein 10-Zonen-Modell zur Simulation der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung bei äußerer Gemischbildung eingesetzt. Eine zweidimensionale CFD-Rechnung (Programm Kiva) bis zur Zündung lieferte die Aufteilung der Temperatur auf 10 Zonen für die sich anschließende reaktionskinetische Rechnung, bei der Wärmeleitung, Diffusion oder Mischung zwischen den Zonen nicht berücksichtigt wurden. Eine Sensitivitätsanalyse zur Ermittlung des Einflusses der Diffusion und der turbulenten Mischung, bei der mit Diffusion (zwischen den Zonen) bzw. mit einem um den Faktor 100 erhöhten Diffusionskoeffizienten zur Simulation der turbulenten Mischung gerechnet wurde, zeigte einen sehr geringen Einfluss. Die Rechnungen ergaben eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Versuch für Brennverlauf, Spitzendruck und Brenndauer und eine weniger gute bis schlechte Übereinstimmung für HC- und CO-Emissionen. Die gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen im Hinblick auf den Brennverlauf wird von den Autoren auf die schnelle chemische Umsetzung zurückgeführt, aufgrund derer kaum Zeit für eine Interaktion zwischen chemischen Vorgängen und Mischungsvorgängen verbleibt. Diese Ergebnisse weisen auf eine kinetisch kontrollierte Verbrennung hin. Es muss allerdings die Temperaturverteilung im Brennraum berücksichtigt werden. Im Gegensatz dazu kamen Kong et al. /137/, /138/, /139/ zu der Ansicht, dass die turbulente Mischung bei der Simulation berücksichtigt werden müsse, um eine Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen zu erhalten. 2D- bzw. 3D-Kiva-Rechnungen, bei denen die Wärmefreisetzung mit Hilfe einer Zeitkonstanten aus einem Arrhenius-Ansatz /137/ bzw. aus der Berechnung der detaillierten Chemie /138/, /139/ ermittelt wurde, ergaben im Vergleich zu den Versuchsergebnissen eine zu schnelle Verbrennung. Erst nach Berücksichtigung einer weiteren Zeitkonstanten für die Wärmefreisetzung, die die turbulente Vermischung berücksichtigt, wurde eine gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen erzielt.

Ein anderer Ansatz, Inhomogenitäten zu berücksichtigen, besteht in der Anwendung eines stochastischen Reaktormodells für den ganzen Brennraum /132/, /153/. Dabei werden die nicht im ganzen Brennraum einheitlichen Größen mit Hilfe einer statistischen Verteilungsfunktion (Probability Density Function – PDF) berechnet. Mit diesem Ansatz wurde die Temperaturverteilung in den kälteren Randbereichen an der Brennraumwand und im Feuersteg modelliert. Inhomogenitäten in der Gemischzusammensetzung blieben unberücksichtigt. Dabei konnten der Druckverlauf mit sehr guter Übereinstimmung und die HC- und CO-Emissionen mit ca. 60% Genauigkeit simuliert werden /153/.

Rechenmodelle, die eine Aufteilung des Brennraums in verschiedene Zonen vornehmen, berücksichtigen nicht Inhomogenitäten im Innern des Brennraums, die durch unvollständige Vermischung von Brennstoff, Luft und Restgas auch bei äußerer Gemischbildung

entstehen. Von Richter et al. /161/ wurde jedoch bei 2D-LIF-Messungen für einen Zeitpunkt gleich nach Beginn der Verbrennung eine sehr inhomogene OH- und Kraftstoffverteilung im Innern des Brennraums festgestellt, wobei für verschiedene Zyklen die OH-Verteilung immer anders war. Eine zeitlich aufgelöste Messung mit der Aufnahme verschiedener Bilder innerhalb eines Zyklus wurde nicht durchgeführt. Messungen zum Entflammungsvorgang mit der Vielfachlichtleitmesstechnik, die von Stockinger /24/ für die homogene Kompressionszündung mit äußerer Gemischbildung durchgeführt wurden, ergaben, dass die Zündung auch im Innern des Brennraums nicht simultan erfolgt, sondern bis zu 0,2 ms (entsprechend 2° KW bei 1632 1/Min) zwischen zuerst und zuletzt gezündeten Bereichen liegen.

Alle bisher angewandten Rechenmodelle gehen von einem einheitlichen Druck im Zylinder aus, berücksichtigen also klopfähnliche Druckschwingungen nicht, wie sie beispielsweise in der vorliegenden Arbeit festgestellt wurden. Der Prozess der homogenen Kompressionszündung weist Parallelen mit der Selbstzündung im noch unverbrannten Restgemisch beim Klopfen von Ottomotoren auf. Ein wesentlicher Unterschied allerdings ist, dass im Gegensatz zum Ottomotor, beim dem das Luftverhältnis in der Nähe des stöchiometrischen Luftverhältnisses liegt, bei homogener Kompressionszündung das Gemisch durch hohen Luftüberschuss oder hohen Anteil an verbranntem Gas stark verdünnt wird, um die Umsatzrate zu reduzieren und geringe Stickoxidemissionen zu erhalten. Bei innerer Gemischbildung sind, wie Simulationsrechnungen zeigen (Kapitel 6.1.1), je nach Einstellparameter in unterschiedlichem Ausmaß auch Zonen mit einem Luftverhältnis im Bereich des stöchiometrischen Luftverhältnisses vorhanden. Dabei wurden bei entsprechend inhomogenem Gemisch bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchen Druckoszillationen registriert, ähnlich, wie sie bei klopfender Verbrennung beim Ottomotor auftreten. Beim Klopfen in Ottomotoren kommt es im noch nicht von der Flammenfront erfassten Gemisch zur Selbstzündung /141/, /142/, /4/, die durch die mit der normalen Flammenausbreitung verbundene Temperatur- und Druckerhöhung ausgelöst wird. Dabei findet die Selbstzündung lokal an Punkten, sogenannten exothermen Zentren /143/ oder Hot Spots /4/ statt, die durch Temperatur- und/oder Gemischinhomogenitäten einen kürzeren Zündverzug als das restliche Gemisch aufweisen.

Wie bei der Selbstzündung beim Klopfen von Ottomotoren geht auch bei der homogenen Kompressionszündung selbst bei relativ homogenem Gemisch (äußere Gemischbildung) die Selbstzündung von bestimmten Punkten aus, da das Gemisch und die Temperaturverteilung nie völlig gleichmäßig sind und der Zündverzug sehr stark von der Temperatur abhängig ist. In diesem Zusammenhang sind auch die Ausführungen von Oppenheim /154/ zu nennen, der, ausgehend von Untersuchungen zur Selbstzündung in Stoßwellenrohren /155/, /156/ und vom Klopfen im Ottomotor, die homogene Verbrennung als einen Verbrennungsprozess mit einer Vielzahl von Mikroexplosionen sieht. Die Selbstzündung in verschiedenen Bereichen im Brennraum wurde von Aoyama et al. /22/ und Stockinger

/24/ beschrieben. Feine Mikrostrukturen in Schlierenaufnahmen von Onishi /11/ sowie in Chemilumineszenzmessungen in der Cool-Flame-Phase von Hultqvist et al. /144/ werden von den jeweiligen Autoren auf einen lokal unterschiedlichen Zündbeginn zurückgeführt. Hultqvist et al /144/ sehen die Ursache hierfür in einer unvollständigen Vermischung von Kraftstoff, Luft und Restgas. In Untersuchungen zur Selbstzündung in Kompressionsapparaturen (Rapid Compression Machines) /157/ und Stoßwellenrohren /158/, /159/, die allerdings nicht vor dem Hintergrund der homogenen Verbrennung durchgeführt wurden und damit nicht mit entsprechend mageren Gemischen erfolgten, wurde festgestellt, dass die Cool-Flame-Verbrennung homogener erfolgt und von mehr Zündern ausgeht als die Hot-Flame-Verbrennung.

Der Verlauf der Verbrennung nach der Zündung erster Bereiche ist bislang nicht durchweg zweifelsfrei geklärt. Möglich ist, dass die bisher nicht gezündeten Bereiche zur Selbstzündung kommen, ohne dass eine Flammenausbreitung ausgehend von bereits gezündeten Zonen erfolgt. Kong et al. /137/ und Richter et al. /161/ halten allerdings trotz des hohen Luftverhältnisses eine von zahlreichen Zündpunkten ausgehende turbulente Flammenausbreitung für möglich. Eine druckinduzierte Flammenausbreitung, als sich entwickelnde Detonationswelle, wie sie beim Klopfen in Ottomotoren auftreten kann /140/, /141/, /143/, erscheint bei hohem Luftverhältnis und homogenem Gemisch eher unwahrscheinlich. Gegen einen solchen Ausbreitungsmechanismus spricht, dass die Detonationsgrenzen im Hinblick auf das Luft-Kraftstoffverhältnis enger liegen als die Grenzen für die Deflagration /149/. Bei entsprechend inhomogener Gemischbildung mit Zonen mit einem nahstöchiometrischen Luftverhältnis ist mit sich entwickelnden Detonationswellen, analog zum Klopfen beim Ottomotor, zu rechnen. Dann entstehen besonders hohe Druckspitzen, die zwar vom Drucksensor nur teilweise registriert werden /164/, jedoch die Gasmasse im Brennraum zu starken Resonanzschwingungen anregen, die vom Drucksensor angezeigt werden. Läuft die Verbrennung bei homogenerem Gemisch (keine nahstöchiometrischen Zonen) ohne solche sich entwickelnde Detonationswellen ab, werden wegen der nicht im ganzen Brennraum gleichzeitig stattfindenden Verbrennung dennoch Schwingungen der Gasmasse im Brennraum hervorgerufen, deren Amplitude jedoch geringer ist.

5 Versuchsaufbau, Messtechnik und rechnerische Verfahren

5.1 Versuchsträger

Die Versuche wurden mit einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt, der auf der Baureihe 500 von Mercedes-Benz /110/ basiert. Die wichtigsten Daten des Motors zeigt Tabelle 5.1. Um eine zu frühe Zündung des homogenen Gemisches zu verhindern, wurde das Verdichtungsverhältnis auf $\varepsilon = 14$ reduziert.

Hersteller	Mercedes-Benz
Zylinderzahl	1
Taktzahl	4
Hub [mm]	150
Bohrung [mm]	130
Hubvolumen [cm ³]	1991
Pleuellänge [mm]	273
Verdichtungsverhältnis [-]	14
Ventile	2 Einlassventile, 2 Auslassventile
Ventiltrieb	untenliegende Nockenwelle, Stößelstangen, Kipphebel
Drall (DrzUT) [-]	0,55 bzw. 1,67
Brennraumform	flacher Kolben bzw. ω -Mulde (Muldendurchmesser 93 mm)
Aufladung	Fremdaufladung bis 3 bar Absolutdruck
zentrale Einspritzung homogen	Common-Rail 30-Lochdüse (Lochdurchmesser 0,08 bis 0,120 mm)
heterogen	6-Lochdüse (Lochdurchmesser 0,221 mm, HD = 800 cm ³ /30s bei 100 bar, Kegelwinkel 150°)
seitliche Einspritzung	Common-Rail zwei 8-Lochdüsen (Lochdurchmesser 0,08 bis 0,11 mm)

Tabelle 5.1: Technische Daten des Einzylinder-Forschungsmotors

Abweichend vom Serienmotor der Baureihe 500, der ein PLD- (Pumpe-Leitung-Düse-) Einspritzsystem besitzt, wurde der Einzylindermotor mit einem Common-Rail-Einspritzsystem für die zentrale Einspritzung ausgerüstet. Wegen des im Hochdruckspeicher konstant anliegenden Raildrucks kann der Spritzbeginn in einem großen Kurbelwinkelbereich von z. B. 100° v. OT bis 20° n. OT variiert werden. Die Möglichkeit, einen frühen Spritzbeginn in einem weiten Kurbelwinkelbereich einzustellen, war für die Versuche zur homogenen Gemischbildung im Kompressionshub von Bedeutung. Der

Raildruck wurde durch eine vom Motor angetriebene nockengetriebene Einzelsteckpumpe erzeugt, die beim Serienmotor Bestandteil des PLD-Systems ist. Durch eine variable Bestromungsdauer des Magnetventils der Steckpumpe wurde der Raildruck geregelt. Hierfür wurde eine Motorsteuerung der Firma Temic eingesetzt. Zur Ansteuerung des zentralen Common-Rail-Injektors (Einstellung Spritzbeginn und Einspritzdauer) wurde eine zweite Motorsteuerung der Firma Temic verwendet. Die Versuche zur rein homogenen Gemischbildung wurden, mit Ausnahme des in Kapitel 5.2 dargestellten Vergleichs verschiedener 30-Lochdüsen, mit einer 30-Lochdüse mit 0,08 mm Lochdurchmesser durchgeführt (Bild 5.1). Bei heterogener Gemischbildung kam eine konventionelle 6-Lochdüse mit 0,221 mm Lochdurchmesser zum Einsatz.

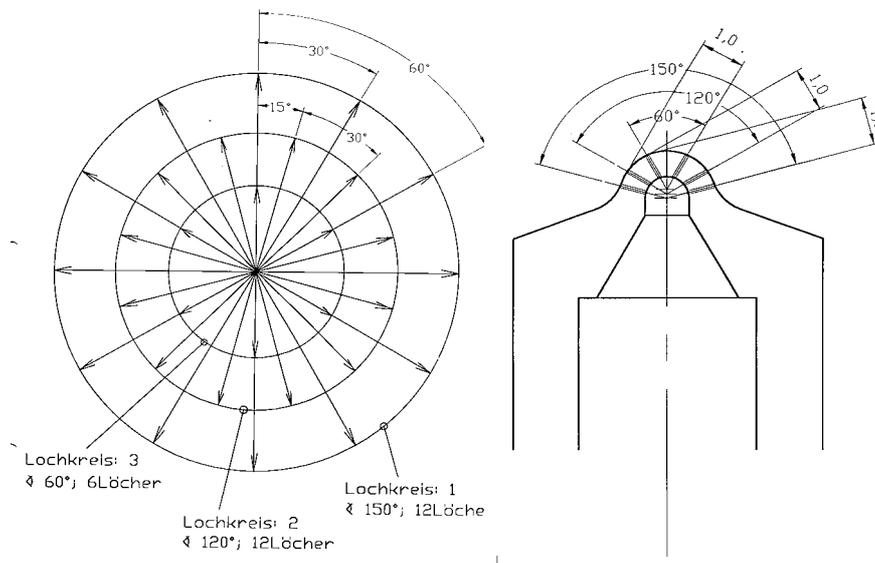


Bild 5.1: 30-Lochdüse

Bei den Versuchen zur homogen-heterogenen Gemischbildung erfolgte die homogene Gemischbildung durch zwei seitlich eingebaute PKW-Common-Rail-Injektoren (Bild 5.2). Auf die Injektoren wurden spezielle 8-Lochdüsen montiert. Bei der Auslegung der Düsen wurde das Ziel verfolgt, den eingespritzten Kraftstoff möglichst homogen im ganzen Brennraum zu verteilen (Bild 5.3). Für den Aufbau des Common-Rail-Systems zur seitlichen Einspritzung (Injektoren, Railleitung, Hochdruckpumpe) wurden Serienteile des PKW-Motors Mercedes-Benz OM 611 verwendet. Der Antrieb der Hochdruckpumpe erfolgte über einen Elektromotor. Die Ansteuerung des Injektors und die Regelung des Raildrucks geschah über eine Motorsteuerung der Firma Erphi.

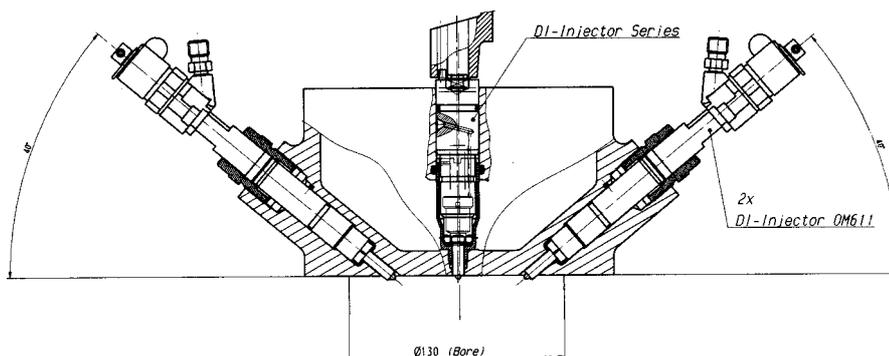


Bild 5.2: Zylinderkopf mit seitlichen Injektoren

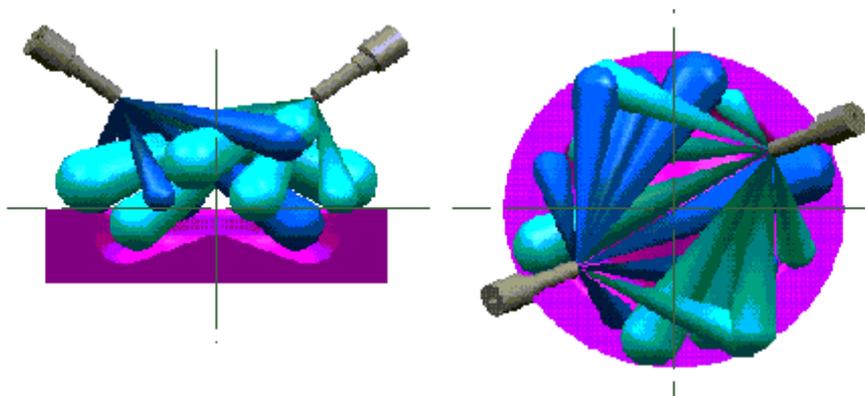


Bild 5.3: Lage der Einspritzstrahlen der seitlichen Injektoren

5.2 Motorprüfstand

Die Prüfstandssteuerung und die Messdatenerfassung erfolgte mit dem Prüfstandssteuerungssystem Puma der Firma AVL. Für den Betrieb mit Aufladung wurde Druckluft aus einem Druckluftversorgungsnetz entnommen. Über die Ansteuerung eines Drosselventils wurde der Ladedruck geregelt. Mit Hilfe einer Ladeluftkonditionierung wurde die Ladelufttemperatur eingestellt. Der Abgasgegendruck wurde durch Verstellen einer Abgasklappe eingestellt. Die Temperatur von Öl und Kühlwasser wurde über externe Konditionierungen auf 80°C für die Kühlwassereintrittstemperatur und auf 85°C für die Öltemperatur eingestellt.

Bei den Versuchen mit Abgasrückführung wurde eine Abgasrückführanlage eingesetzt. Dabei wurde nach dem Abgaskessel ein Abgasteilstrom abgezweigt, der zunächst durch einen regenerierbaren Partikelfilter geführt wurde. Der Partikelfilter wurde benötigt, um eine Beschädigung des AGR-Laders durch im Abgas enthaltene Partikel zu verhindern. Bei dem AGR-Lader handelte es sich um einen Drehkolbenlader, der von einem Elektromotor angetrieben wurde. Durch Variation der Laderdrehzahl wurde die AGR-Rate eingestellt. Vor Eintritt in den Lader wurde das Abgas in einem Wärmetauscher abgekühlt. Das bei der Abkühlung des Abgases kondensierende Wasser wurde in zwei Behältern gesammelt, das rückgeführte Abgas im Ansaugkessel mit Frischluft vermischt. Die AGR-Rate wurde über das Verhältnis der gemessenen CO₂-Konzentrationen im

Saugrohr und im Abgas bestimmt (/111/, Anhang A1), wobei sich ein kleiner, aber vernachlässigbarer Fehler dadurch ergibt, dass die CO₂-Messung trocken erfolgt und ein Teil des im rückgeführten Abgas enthaltenen Wassers kondensiert.

Als Motorbremse wurde eine Drehstrom-Asynchron-Pendelmaschine verwendet, die auch einen Schlepptrieb ermöglicht.

Die folgende Tabelle zeigt die wichtigsten gemessenen Größen und die verwendeten Messgeräte.

Messgröße	Messgerät / Einrichtung	Messprinzip
Kraftstoffverbrauch	Kraftstoffverbrauchssystem PLU 401 (Firma Pierburg)	volumetrisch, Zahnradzähler, Dichtemessung für Kraftstoffmasse
Abgasmessung - NO _x - HC - CO, CO ₂ - O ₂	Abgasmessanlage Ama 2000 (Firma Pierburg)	- Chemilumineszenz - Flammenionisation (FID) - nicht-dispersive Infrarot-(NDIR-) Photometrie - paramagnetisches Wechseldruckprinzip
Schwarzauch	Rauchmessgerät AVL 415	Erfassung der Papierschwärzung
AGR-Rate	EGR-Messanlage (Firma Amluk)	CO ₂ -Messung im Abgas und im Saugrohr
Drehmoment	Hebelarm, Kraftmessdose	Verformungsmessung mit DMS
Luftmenge	Drehkolbengaszähler (Firma Aerzen)	Volumenverdrängung
Motordrehzahl	Aufnehmer am Schwungrad	induktiv
Durchblasemenge (Blow-by)	Blow-by-Meter AVL 442	Druckdifferenz an Messblende
Temperatur bis 100°C über 100°C	Pt 100 NiCr-Ni-Thermoelemente	Temperaturwiderstandsmessung Thermoelementmessung
Druck	Absolutdruckaufnehmer (Firma Transinstruments)	piezoresistiv
Zylinderdruck	Drucksensor Kistler 7061B vgl. Kapitel 5.3	piezoelektrisch
Druck vor Einlassventil	piezoresistiver Absolutdrucksensor Kistler 4075A10	piezoresistiv
Leitungsdruck	piezoresistiver Absolutdrucksensor Kistler 4067A2000	piezoresistiv
Nadelhub	berührungsloses Wegmesssystem (Firma Micro-Epsilon)	Wirbelstrommessverfahren
Injektorbestromung	Strommesszange (Firma Cauvin Arnoux)	Hall-Effekt

Tabelle 5.2: Messgrößen und verwendete Messgeräte

5.3 Indizierung und Klopfbewertung

Die bei der Indizierung eingesetzte Messkette bestand aus einem wassergekühlten Drucksensor Kistler 7061B, einem Ladungsverstärker, einem 14-Bit Analog-Digital-Wandler und einem Indimaster 760 der Firma AVL zur Datenaufzeichnung und Weiterverarbeitung. Die Zuordnung der gemessenen Druckwerte zum Kurbelwinkel erfolgte über eine Winkelmarke (AVL 364), die eine 720°-Teilung sowie eine Triggermarke besitzt, wobei die Signale durch optische Abtastung erzeugt werden. Durch rechnerische Vervielfachung der von der Winkelmarke kommenden Signale kann die Auflösung erhöht werden (bis 0,05 °KW). Die Kalibrierung des Drucksensors erfolgte mit einer hydraulischen Druckwaage. Der obere Totpunkt wurde mit einem kapazitiven OT-Sensor im Schleppbetrieb bestimmt. Der Einbau des Drucksensors wurde brennraumbündig vorgenommen. Die hier anzuwendenden Regeln für eine zuverlässige Indizierung ergeben sich aus /79/ - /81/.

Der Druckverlauf wird auch zur Bewertung der Stärke des Klopfens herangezogen. Es ist deshalb eine hohe Abtastrate notwendig, um die Druckschwingungen hinreichend genau zu erfassen. Es ist allgemein bekannt, dass die in Druckverläufen bei klopfender Verbrennung gemessenen Frequenzen den Eigenfrequenzen des Brennraums entsprechen, wie unter anderem Messungen in /83/-/85/ zeigen. Als eine der ersten Untersuchungen hierzu sind die Veröffentlichungen von Drapper /86/, /87/ zu nennen. Für einen zylinderförmigen Raum erhält man durch Lösen der Wellengleichung der linearen Akustik folgende Gleichung für die Eigenfrequenzen /83/:

$$f_{m,n,p} = c \cdot \sqrt{\left(\frac{j_{m,n}}{\pi D}\right)^2 + \left(\frac{p}{2h}\right)^2}, \quad (5.1)$$

wobei m, n und p die Ordnungszahlen in umfänglicher, radialer und axialer Richtung, D und h Zylinderdurchmesser und -höhe und $c = \sqrt{\kappa RT}$ die Schallgeschwindigkeit darstellen. Dabei können axiale Schwingungen aufgrund der geringen Brennraumhöhe bei Kolbenstellung im Bereich OT vernachlässigt werden /78/, und aus Gleichung (5.1) folgt mit p = 0:

$$f_{m,n,0} = \frac{j_{m,n} c}{\pi D} \quad (5.2)$$

Die Werte für $j_{m,n}$ können beispielsweise /84/ entnommen werden und betragen für reine Umfangsschwingungen bis zur 4. Ordnung $j_{1,0} = 1,8412$, $j_{2,0} = 3,0542$, $j_{3,0} = 4,2012$, $j_{4,0} = 5,3171$, für reine Radialschwingungen bis zur 3. Ordnung $j_{0,1} = 3,8317$, $j_{0,2} = 7,0156$, $j_{0,3} = 10,1735$ und für die zwei niedrigsten Frequenzen für gemischte Schwingungsformen $j_{1,1} = 5,3314$, $j_{2,1} = 6,7061$.

Zur Beurteilung der bei den hier durchgeführten Untersuchungen in den Druckverläufen enthaltenen Frequenzen wurde eine diskrete Fouriertransformation für den Fall sehr starken Klopfens (inhomogenes Gemisch bei Spritzbeginn 45° v. OT, Einspritzmenge $60\text{mm}^3/\text{Asp.}$) und für den Fall schwachen Klopfens (homogeneres Gemisch bei Spritzbeginn 70° v. OT, Einspritzmenge $60\text{mm}^3/\text{Asp.}$) durchgeführt (Bild 5.4). Die dargestellten Spektren wurden durch Berechnung des Spektrums für jeden einzelnen von insgesamt 128 Zyklen und anschließende Mittelung über alle Zyklen ermittelt. Die Messung erfolgte kurbelwinkelbasiert und für diese Untersuchung mit einer Abtastrate von $0,05^\circ/\text{KW}$, was bei einer Drehzahl von 1420 1/min zu einer Abtastrate von $170,4\text{ kHz}$ und damit nach dem Abtasttheorem zu einer maximal darstellbaren Frequenz von $85,2\text{ kHz}$ führt. Zur Einhaltung des Abtasttheorems (Vermeidung von Aliasing) und zur Eliminierung der mit dem Arbeitsprozess verbundenen normalen Druckänderung wurden die Druckverläufe bandpassgefiltert (untere Grenzfrequenz = $1,5\text{ kHz}$, obere Grenzfrequenz = 80 kHz). Die Peaks im Spektrum bei $4,77\text{ kHz}$, $7,41\text{ kHz}$ und $9,54\text{ kHz}$ stellen Brenneigenfrequenzen dar. Der kleine Peak davor bei $1,5\text{ kHz}$ resultiert aus der Hochpassfilterung des Drucksignals. Die in Bild 5.4 dargestellten Spektren wurden für den Muldenbrennraum ermittelt, für den obige analytische Lösung nicht gilt. Nach [78] werden die Schwingungseigenfrequenzen für Brennräume mit Kolbenmulden hauptsächlich durch den Muldendurchmesser und weniger durch den Zylinderdurchmesser bestimmt, sofern der Kolben nicht allzu weit vom oberen Totpunkt entfernt ist. Der Peak im Spektrum bei $4,77\text{ kHz}$ ist der ersten Eigenfrequenz des Brennrums zuzuordnen. Ungefähr diesen Wert für die Eigenfrequenz erhält man auch, wenn man in Gleichung (5.2) für D den Muldendurchmesser und für $j_{m,n} j_{1,0} = 1,8412$ einsetzt. Bei Versuchen mit dem flachen Kolben (hier nicht dargestellt) lag die erste Eigenfrequenz mit $3,48\text{ kHz}$ tiefer, da hier der größere Zylinderdurchmesser die Eigenfrequenzen bestimmt.

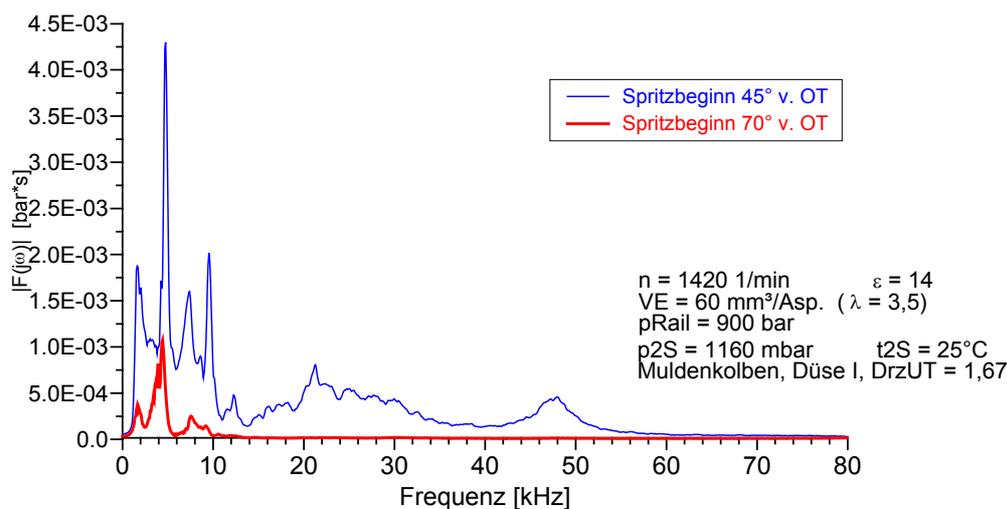


Bild 5.4: Frequenzspektrum bei starkem (Spritzbeginn 45° v. OT) und schwachem (Spritzbeginn 70° v. OT) Klopfen. Abtastrate $0,05^\circ/\text{KW}$ entsprechend $170,4\text{ kHz}$. Druckverlauf bandpassgefiltert, $f_u=1,5\text{ kHz}$, $f_o=80\text{ kHz}$, Drucksensor Kistler 7061B

Anzumerken ist noch, dass beim Spritzbeginn 70° v. OT die erste Eigenfrequenz mit 4,4 kHz etwas tiefer liegt, da sich hier aufgrund des etwas späteren Zündbeginns etwas geringere Gastemperaturen ergeben, was nach Gleichung (5.2) die Frequenzverschiebung erklärt. Wie Bild 5.4 zeigt, haben Druckschwingungen mit der ersten Brennraumeigenfrequenz mit Abstand die höchste Amplitude. Bis 10 kHz sind bei starkem Klopfen weitere Brennraumeigenfrequenzen ausgeprägt. Frequenzen über 10 kHz sind deutlich schwächer ausgeprägt und bei schwachem Klopfen (Spritzbeginn 70° v. OT) kaum vorhanden. Bei 48 kHz zeigt sich bei starkem Klopfen (Spritzbeginn 45° v. OT) ein Peak im Spektrum, der auf Resonanzschwingungen des Drucksensors Kistler 7061B zurückzuführen ist. Oberhalb dieser Eigenfrequenz sind prinzipiell keine Schwingungen mehr messbar, da das Übertragungsverhalten des Sensors für Schwingungen über der Eigenfrequenz auf null absinkt. Aufgrund dieser Ergebnisse – höchste Schwingungsamplitude für die erste Brennraumeigenfrequenz, geringe Amplituden für die Frequenzen über 10 kHz – wird der Drucksensor Kistler 7061B als geeignet betrachtet. Dieser Sensor wurde wegen seiner guten thermodynamischen Eigenschaften, die für die Brennverlaufsanalyse von Bedeutung sind, verwendet. Um die anfallende Datenmenge in Grenzen zu halten, wurde bei allen weiteren Messungen eine Abtastrate von $0,1^\circ\text{KW}$ im Bereich von 40° v. OT bis 60° n. OT gewählt, was bei einer Drehzahl von 1420 einer Abtastrate von 85,2 kHz und nach dem Abtasttheorem einer maximal darstellbaren Frequenz von 42,6 kHz entspricht. Dies wurde entsprechend Bild 5.4 als ausreichend angesehen, zumal höhere Frequenzen aufgrund der Eigenfrequenz des Drucksensors ohnehin nicht darstellbar wären. Außerhalb des Kurbelwinkelbereichs 40° v. OT bis 60° n. OT erfolgte die Abtastung in 1°KW -Schritten.

Zur quantitativen Charakterisierung der Stärke des Klopfens bei Ottomotoren, basierend auf gemessenen Druckverläufen, sind zahlreiche Rechenmethoden vorgeschlagen worden. Millo und Ferraro /88/ und Puzinauskas /89/ geben einen Überblick über die verschiedenen Rechenmethoden. Am häufigsten werden Kennwerte aus hoch- oder bandpassgefilterten Druckverläufen abgeleitet. Anhand der gefilterten Druckverläufe werden beispielsweise die maximale Amplitude der Druckschwingungen, das Integral des quadrierten gefilterten Druckverlaufs entsprechend einer Energie der Zylinderdruckschwingung /90/, /91/, das Integral des Betrags des gefilterten Druckverlaufs oder das Integral des gefilterten und differenzierten Druckverlaufs berechnet. Als eine der am häufigsten verwendeten Kennzahlen wird in dieser Arbeit die maximale Amplitude der Druckschwingungen (maximale Klopfamplitude) verwendet. Die Verwendung der maximalen Klopfamplitude hat hier den Vorteil, dass diese Kennzahl im Gegensatz zu den auf einer Integration über dem Kurbelwinkel oder der Zeit basierenden Kennzahlen von den Integrationsgrenzen unabhängig ist, die in verschiedenen Arbeiten oft unterschiedlich gewählt wurden. Beim Klopfen von Ottomotoren ist bekannt, dass die Klopfstärke von Zyklus zu Zyklus stark schwankt. Dies wurde auch bei den hier durchgeführten Versuchen zur homogenen Dieselerbrennung festgestellt. Um einen einzelnen

Kennwert für jeden Messpunkt zu erhalten, war es daher notwendig, die für jeden einzelnen Zyklus gemessene Klopfamplitude über der gemessenen Zyklenzahl N zu mitteln. Es gilt damit:

$$Ka = \frac{1}{N} \sum_1^N \max \langle p_{HP\text{-gefiltert}} \rangle \quad (5.3)$$

mit $p_{HP\text{-gefiltert}}$ als hochpassgefiltertem Druckverlauf. Problematisch bei dieser Mittelwertbildung ist, dass einzelne Zyklen mit sehr hoher Klopfamplitude eine überproportionale schädigende Wirkung haben können. Dies könnte dadurch berücksichtigt werden, dass die einzelnen Amplituden mit einem Gewichtungsfaktor, der von der Höhe der Druckschwingung abhängig ist, multipliziert werden, wie in /93/ vorgeschlagen. Dieses Verfahren wurde hier allerdings nicht angewandt, da keinerlei Anhaltswerte für die Gewichtungsfaktoren bekannt sind. Wegen der hohen Anzahl von Messungen war es notwendig, die Klopfkennwerte automatisiert zu erfassen. Dies erfolgte mit dem Indimaster AVL 670. Hierbei wird das Drucksignal mit einem digitalen Hochpassfilter (IIR-Filter) gefiltert.

5.4 Filterung der Druckverläufe

Die Berechnung des Brennverlaufs basiert auf einem nulldimensionalen Modell, das einen im ganzen Brennraum einheitlichen Druck voraussetzt. Durch schlagartigen Anstieg des Zylinderdrucks bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung oder durch Klopfen beim Ottomotor wird die Gasmasse im Zylinder zu Resonanzschwingungen angeregt /94/, wobei dann der lokal am Drucksensor gemessene Zylinderdruck vom mittleren Brennraumdruck abweicht. Dies tritt in besonderem Maße auch bei der homogenen Dieselerverbrennung auf. Die Mittelung von Einzelzyklen über mehrere Arbeitsspiele führt zwar zu einer Reduktion der Schwingungsamplituden. Dennoch enthält auch der gemittelte Druckverlauf, insbesondere bei stärkerem Klopfen, noch Druckschwingungen, deren Frequenz der ersten Brennraumeigenfrequenz entspricht. Aufgrund der bei der Berechnung des Brennverlaufs notwendigen Ableitung des Zylinderdruckverlaufs zeigen sich kleine Störungen im Druckverlauf sehr deutlich im Brennverlauf. Vor einer Brennverlaufsanalyse wird daher oft eine Glättung des Druckverlaufs vorgenommen. Die Glättung kann durch eine gewichtete Glättung /95/, /96/, durch eine Spline-Approximation /97/ oder durch eine digitale Filterung /97/, /98/ erfolgen. Bei Untersuchungen von Theobald und Alkidas /97/ erwies sich eine Spline-Approximation als ungeeignet zur Glättung von Druckverläufen eines Nfz-Dieselmotors mit Direkteinspritzung. Dagegen zeigte die Filterung mit nichtrekursiven Filtern deutlich bessere Ergebnisse. Zur Glättung der Druckverläufe kommt in dieser Arbeit daher ein nichtrekursiver Filter zum Einsatz. Die Gleichung eines nichtrekursiven Filters, der aufgrund seiner endlichen Impulsantwort auch als FIR-Filter (finite impulse response filter) bezeichnet wird, lautet allgemein /99/:

$$y_n = \sum_{k=-N}^N a_k x_{n-k} \quad (5.4)$$

Hierbei stellen x_{n-k} die Eingangssignale, y_n das Ausgangssignal und a_k die Filterkoeffizienten dar. Die Filterordnung beträgt $2N$. Gleichung (5.4) stellt im Prinzip eine gewichtete Glättung dar. Zur Bestimmung der Filterkoeffizienten gibt es verschiedene Möglichkeiten. Hier wird zur Bestimmung der Filterkoeffizienten eine Gleichung verwendet, die auf einer Annäherung der Übertragungsfunktion eines Tiefpasses an den idealen Tiefpass mit Hilfe des Prinzips der kleinsten Quadrate beruht, wie sie in [99] hergeleitet wird. Für diesen Tiefpass erhält man für die Filterkoeffizienten [99]:

$$a_{k,T} = a_{-k,T} = \frac{1}{\pi k} \sin \left(2\pi k \frac{f_g}{f_a} \right) \quad (5.5)$$

mit der Grenzfrequenz des Filters f_g und der Abtastfrequenz f_a . Mit $a_k = a_{-k}$ wie in Gleichung (5.5) enthält die Übertragungsfunktion nur reelle Anteile, das heißt, die Phasenverschiebung ist für alle Frequenzen null und die Übertragungsfunktion lautet [99]:

$$G_d(j\omega) = a_0 + 2 \sum_{k=1}^N a_k \cos \left(\frac{k\omega}{f_a} \right) \quad (5.6)$$

Hauptvorteil dieses Filters für die vorliegende Anwendung ist die fehlende Phasenverschiebung, so dass die Form und die Lage des Druckverlaufs zum oberen Totpunkt konstant bleiben. Allgemein gilt, dass bei konstanter Gruppenlaufzeit (Phasenverschiebung linear über der Frequenz) der Druckverlauf nicht verzerrt, sondern nur verschoben wird und damit korrigiert werden kann [81]. Nicht konstante Gruppenlaufzeit führt zu einer Verzerrung des Signals [100], die, aufgrund der Änderung des indizierten Mitteldrucks und des Brennverlaufs, gerade bei Druckverläufen nicht akzeptabel ist. Zur Reduktion der Welligkeit der Übertragungsfunktion wurde ein Hamming-Fenster eingesetzt [99]. Dabei werden die Filterkoeffizienten a_k in Gleichung (5.4) mit den Fensterkoeffizienten

$$w_k = w_{-k} = 0,54 + 0,46 \cos(k\pi / N) \quad (5.7)$$

multipliziert [99]. Mit einer Grenzfrequenz von $f_g = 2,5$ kHz und einer Filterordnung von $2N = 300$ konnten die Druckschwingungen eliminiert werden, wobei der Verlauf des Zylinderdrucks, abgesehen von der Beseitigung der Druckschwingungen, in den meisten Fällen nicht verfälscht und auch die Heizwärme bei Verbrennungsende nicht verändert wurde (Bild 5.5). Nur bei sehr hohem Druckanstieg war eine Filterung ohne Verfälschung des Druckverlaufs nicht möglich. Es wurden dabei zwar die Druckschwingungen eliminiert, jedoch ergaben sich durch die Filterung vor und nach dem Energiefreisetzungsspeak des Heizverlaufs zusätzliche Schwingungen. Dies ist auf die Verfälschung sprung- oder impulsförmiger Eingangssignale durch den Filter (Sprung- bzw. Impulsant-

wort) zurückzuführen. Dieser Effekt konnte mit einer Filterordnung von 50 und einer Grenzfrequenz von 2,5 bis 3,5 kHz verringert werden, wobei dann allerdings die Druckschwingungen nicht vollständig eliminiert werden konnten.

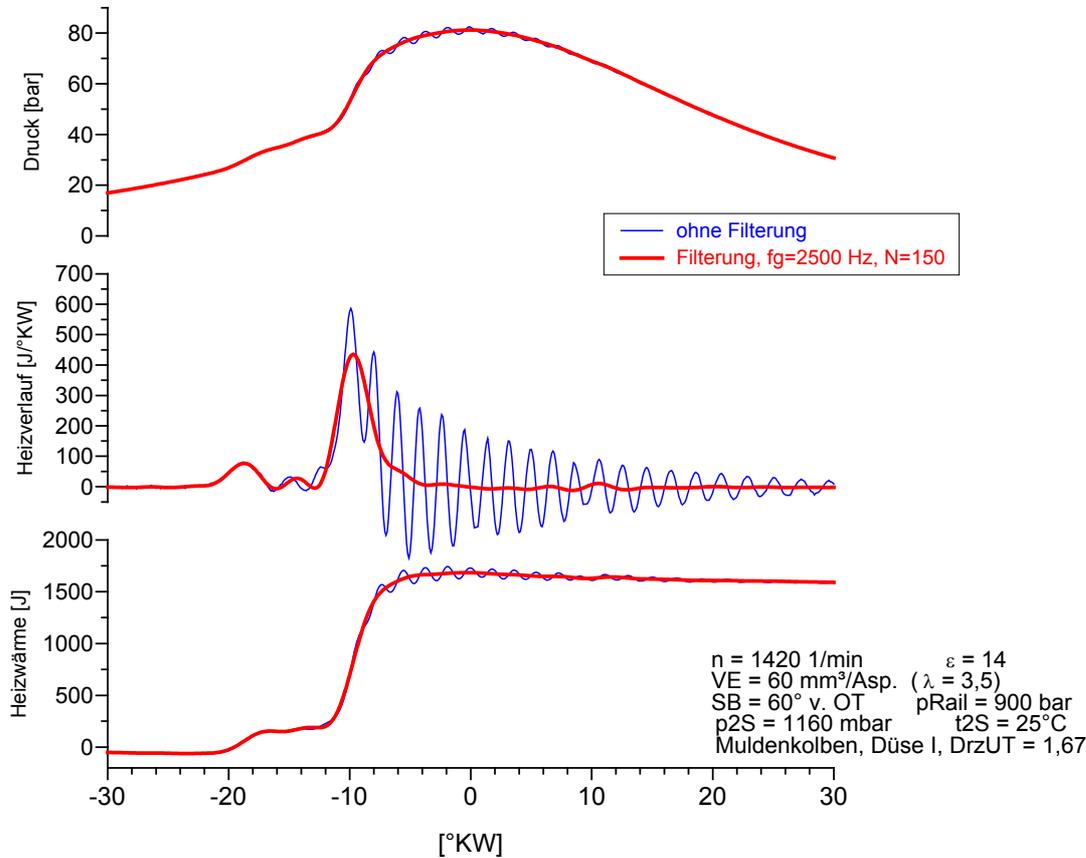


Bild 5.5: Vergleich von Druck- und Heizverlauf und Verlauf der Heizwärme mit und ohne Filterung. Filterung mit einem digitalen FIR-Filter, Gleichung (5.4),(5.5),(5.7).

5.5 Einzonenmodell

Zur Berechnung des Brenn- bzw. des Heizverlaufs wurde ein Einzonenmodell verwendet, das berücksichtigt, dass bei den Versuchen zur homogenen Gemischbildung mit Einspritzung im Kompressionshub zunächst Luft und nach erfolgter Einspritzung ein Luft-Kraftstoffgemisch verdichtet wird. Die Herleitung der Gleichungen orientiert sich an /9/, wobei zur Berücksichtigung der frühen Einspritzung entsprechende Erweiterungen notwendig waren. Einzonenmodelle werden bei Diesel- und Ottomotoren zur Brennverlaufsanalyse und zur Prozessrechnung eingesetzt. Die Berechnung mit nur einer Zone stellt eine vereinfachende Betrachtungsweise dar, die für die homogene Verbrennung in weit größerem Maße der Realität entspricht als bei konventioneller dieselmotorischer oder ottomotorischer Verbrennung. Andererseits basieren die bei der Berechnung verwendeten Stoffwerte bei der allgemein üblichen Vorgehensweise auf einer Berechnung des chemischen Gleichgewichts. Dies entspricht nicht den Gegebenheiten bei der

homogenen, simultanen Umsetzung der gesamten Zylinderladung, die durch Bildung und Verbrauch chemischer Zwischenprodukte gemäß den bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen ablaufenden chemischen Reaktionen charakterisiert wird. Für genaue Stoffwerte wäre eine aufwendige detaillierte reaktionskinetische Simulation unter Berücksichtigung aller Elementarreaktionen notwendig, auf die hier verzichtet werden soll. Die Berechnung der Stoffwerte für das Luft-Abgasgemisch erfolgt daher nach Zacharias /101/. Die Stoffwerte für Dieselkraftstoff wurden dem Programm Kiva 2 /102/ entnommen.

Für den Hochdruckteil lautet der erste Hauptsatz:

$$\frac{dU}{d\varphi} = -p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{d\varphi} + h_{b_ein} \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} \quad (5.8)$$

Dabei sind $dQ_B/d\varphi$ der Brennverlauf, $dQ_w/d\varphi$ der Wandwärmestrom, h_{b_ein} die Enthalpie und m_{b_ein} die Masse des eingespritzten Kraftstoffs. Die innere Energie des Zylinderinhalts setzt sich aus der inneren Energie des Luft-Abgasgemisches u_v (Zusammensetzung entsprechend dem momentanen Verbrennungsluftverhältnis λ_v /9/) und der inneren Energie des Kraftstoffs u_b zusammen:

$$U = m_v u_v + m_b u_b \quad (5.9)$$

$$\frac{dU}{d\varphi} = u_v \frac{dm_v}{d\varphi} + m_v \frac{du_v}{d\varphi} + u_b \frac{dm_b}{d\varphi} + m_b \frac{du_b}{d\varphi} \quad (5.10)$$

Für die unverbrannte Kraftstoffmasse m_b gilt mit B als verbrannter Kraftstoffmasse:

$$m_b = m_{b_ein} - B \quad (5.11)$$

$$\frac{dm_b}{d\varphi} = \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} - \frac{dB}{d\varphi} \quad (5.12)$$

Für die Gesamtmasse m gilt mit Gleichung (5.11):

$$m = m_v + m_b = m_v + m_{b_ein} - B \quad (5.13)$$

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_v}{d\varphi} + \frac{dm_b}{d\varphi} = \frac{dm_v}{d\varphi} + \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} - \frac{dB}{d\varphi} \quad (5.14)$$

Mit $dm/d\varphi = dm_{b_ein}/d\varphi$ folgt aus Gleichung (5.14):

$$\frac{dm_v}{d\varphi} = \frac{dB}{d\varphi} \quad (5.15)$$

Setzt man (5.11), (5.12), (5.13), (5.15) in (5.10) ein, erhält man:

$$\frac{dU}{d\varphi} = u_v \frac{dB}{d\varphi} + (m - m_{b_ein} + B) \frac{du_v}{d\varphi} + u_b \left(\frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} - \frac{dB}{d\varphi} \right) + (m_{b_ein} - B) \frac{du_b}{d\varphi} \quad (5.16)$$

Für die Gaskonstante des Gemisches aus Luft/Abgas (Gaskonstante R_v) und Kraftstoffdampf (Gaskonstante R_b) gilt:

$$R = \frac{m_b}{m} R_b + \frac{m_v}{m} R_v = \frac{m_{b_ein} - B}{m} R_b + \frac{m - m_{b_ein} + B}{m} R_v \quad (5.17)$$

Mit $dR_b/d\varphi = 0$, $dR_v/d\varphi \approx 0$ (nach /9/) und $dm/d\varphi = dm_{b_ein}/d\varphi$ ergibt sich:

$$\begin{aligned} \frac{dR}{d\varphi} = & \left(\left(\frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} - \frac{dB}{d\varphi} \right) \frac{1}{m} - \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} \left(\frac{m_{b_ein} - B}{m^2} \right) \right) R_b \\ & + \left(\frac{dB}{d\varphi} \frac{1}{m} - \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} \left(\frac{m - m_{b_ein} + B}{m^2} \right) \right) R_v \end{aligned} \quad (5.18)$$

Die weitere Vorgehensweise ist gleich wie bei Pischinger et al. /9/ für den luftansaugenden Motor und wird deshalb hier nicht nochmals dargestellt. Die Änderung der Stoffwerte durch rückgeführtes Abgas und Restgas wird durch die verbrannte Kraftstoffmasse B_0 im momentanen Verbrennungsluftverhältnis λ_v nach /9/ berücksichtigt. Es ergibt sich für den Brennverlauf:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_B}{d\varphi} = & \frac{A + \frac{dQ_W}{d\varphi}}{C} \quad \text{mit} \\ A = & A2 \left(\frac{1}{m R} \left(p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} - R T \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} \right) - A1 \right) \\ & + (m - m_{b_ein} + B) \left(\frac{\partial u_v}{\partial p} \right)_{T, \lambda_v} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} u_b + p \frac{dV}{d\varphi} - h_{b_ein} \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} \\ C = & 1 + \frac{1}{Hu} \left(u_b - u_v + A2 \frac{T (R_v - R_b)}{m R} + (m - m_{b_ein} + B) \frac{m - m_{b_ein} - B_0}{(B + B_0)^2} \frac{1}{L_{st}} \left(\frac{\partial u_v}{\partial \lambda_v} \right)_{T, p} \right) \\ & \text{mit den Abkürzungen } A1 \text{ und } A2 \\ A1 = & \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} \frac{T}{R} (R_b - R_v) \frac{m - m_{b_ein} + B}{m^2} \\ A2 = & (m - m_{b_ein} + B) \left(\frac{\partial u_v}{\partial T} \right)_{p, \lambda_v} + (m_{b_ein} - B) c_{v,b} \end{aligned} \quad (5.19)$$

Zur Berechnung des Temperaturverlaufs bei bekanntem Brennverlauf müssen die Gleichungen nach $dT/d\varphi$ aufgelöst werden und man erhält:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{A1} \left(\frac{dQ_B}{d\varphi} A2 - \frac{dQ_W}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} \left(1 - \frac{m - m_{b_ein} + B}{V} \left(\frac{\partial u_v}{\partial \lambda_v} \right)_{T,p} \right) \right) \\ \left(- (m - m_{b_ein} + B) A3 - \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} u_b + h_{b_ein} \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} \right)$$

mit den Abkürzungen $A1$, $A2$, $A3$

$$A1 = (m - m_{b_ein} + B) \left(\left(\frac{\partial u_v}{\partial T} \right)_{p,\lambda_v} + \left(\frac{\partial u_v}{\partial p} \right)_{T,\lambda_v} \frac{p}{T} \right) + (m_{b_ein} - B) c_{v,b}$$

$$A2 = 1 + \frac{1}{Hu} \left(u_b - u_v + (m - m_{b_ein} + B) \left(\frac{\lambda_v}{B + B_0} \left(\frac{\partial u_v}{\partial \lambda_v} \right)_{p,T} + \frac{p}{m} \frac{R_b - R_v}{R} \left(\frac{\partial u_v}{\partial p} \right)_{T,\lambda_v} \right) \right)$$

$$A3 = \frac{p}{m} \frac{dm_{b_ein}}{d\varphi} \left(\frac{\partial u_v}{\partial p} \right)_{T,\lambda_v} \left(1 + \frac{(R_b - R_v)}{R} \frac{m - m_{b_ein} + B}{m} \right)$$

(5.20)

Der Druckverlauf ergibt sich aus der Gleichung für das ideale Gas:

$$\frac{dp}{d\varphi} = p \left(-\frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\varphi} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\varphi} \right)$$

(5.21)

Die Rechnung setzt eine sofortige Aufheizung und Verdampfung des eingebrachten Kraftstoffs mit der Enthalpie h_{b_ein} innerhalb der Schrittweite $d\varphi$ voraus, da auf der rechten Seite der Energieerhaltungsgleichung (Gleichung (5.8)) der Stoffwert für flüssigen Kraftstoff h_{b_ein} angesetzt wird, während auf der linken Seite der Kraftstoff dampfförmig als ideales Gas vorliegt. Der zeitliche Verlauf $dm_{b_ein}/d\varphi$ wurde mit einer Vibgleichung modelliert, deren Verlauf abgeschätzt wurde, wobei eine Variation dieses Verlaufs nur einen geringen Einfluss zeigte.

Für den Wandwärmübergangskoeffizienten wurde der Ansatz nach Hohenberg /117/ verwendet

$$\alpha = 130 V^{-0,06} p^{0,8} T^{-0,4} (c_m + 1,4)^{0,8}$$

(5.22)

mit

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha A (T - T_w) ,$$

(5.23)

wobei c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit, A die gasberührende Oberfläche und T_w die Wandtemperatur bedeuten.

Um die Genauigkeit der berechneten Wandwärme, insbesondere auch im Hinblick auf die homogene Verbrennung, für die wenig Erfahrungen vorliegen, zu verbessern, wird die Wandwärme mit einem Faktor multipliziert. Dieser Faktor wird so ermittelt, dass die bei

Brennende freigesetzte Energie (Integral des Brennverlaufs) der zugeführten Energie, die sich aus dem Produkt der gemessenen Kraftstoffmasse, dem Heizwert und dem Umsetzungsgrad ergibt, entspricht. Dies erfordert ein im Allgemeinen zweimaliges Durchrechnen des Hochdruckprozesses, bis obige Bedingung erfüllt ist. Diese Korrektur wurde für heterogene und homogen-heterogene Verbrennung, wegen Unsicherheiten im Umsetzungsgrad bei hohen HC-Emissionen, jedoch nicht für die rein homogene Verbrennung durchgeführt. Die sich ergebende Korrektur lag bei den untersuchten Druckverläufen zwischen 0,87 und 1,28. Damit wird gewährleistet, dass im Rahmen der Messgenauigkeit bei der Zylinderdruckindizierung die insgesamt abgeführte Wandwärme richtig ist. Eine Unsicherheit besteht dann noch im zeitlichen Verlauf der Wandwärme. Für die in Kapitel 7.2 durchgeführte Verlustteilung für die homogen-heterogene Verbrennung wird nicht nur der Brennverlauf aus Gleichung (5.19), sondern auch eine Berechnung des Temperatur- und Druckverlaufs bei gegebenem Brennverlauf mit den Gleichungen (5.20) und (5.21) benötigt.

5.6 Versuchsaufbau Filmmotor

Optische Untersuchungen wurden an einem Transparentmotor für die Baureihe 500 durchgeführt. Der optische Zugang wird durch einen speziellen Kolben mit Quarzglasfenster ermöglicht, dessen Kontur dem bei den Motorversuchen (mit Muldenkolben) verwendeten Kolben entspricht. Auch der Raum über dem Quetschspalt wird bei den Aufnahmen erfasst. Zweidimensionale Messungen der OH-Chemilumineszenz erfolgten mit einer ICCD-Kamera. Dieser Kamera wurde ein BP 310+UG11-Filter vorgeschaltet, der nur Strahlen im Bereich der Wellenlänge der OH-Strahlung, die bei 306 – 308 nm maximal ist, durchlässt. Weitere Details zum Aufbau des verwendeten Transparentmotors und der Messtechnik finden sich in /105/ und /55/.

6 Motorversuche zur homogenen Dieselerbrennung

Voraussetzung für eine homogene Dieselerbrennung als eine gleichmäßig im Raum stattfindende Verbrennung ist ein homogenes Luft-Kraftstoffgemisch. Das Ziel der Versuche, die hier mit direkter Einspritzung unter Verwendung einer 30-Lochdüse durchgeführt wurden, sollte es deshalb sein, die die Gemischbildung bestimmenden Parameter so zu wählen, dass größere Inhomogenitäten des Luft-Kraftstoffgemisches auf jeden Fall vermieden werden. Nur dann werden lokal hohe Spitzentemperaturen und damit die thermische NO-Bildung vermieden. Unter den die Gemischbildung beeinflussenden Faktoren wird besonders auf den Spritzbeginn, außerdem aber auch auf Raildruck, Düsengeometrie, Kolbenform und Drall eingegangen.

Die Zündung des homogenen Gemisches erfolgt hauptsächlich temperaturkontrolliert, das heißt, beim Erreichen einer bestimmten Zündtemperatur. Hierzu wird der Einfluss der Ladelufttemperatur und der Cetanzahl des Kraftstoffs untersucht. Außerdem wird der Einfluss der Abgasrückführung, des Ladedrucks und des Luftverhältnisses auf den Zündbeginn erörtert.

Eines der Hauptprobleme der homogenen Dieselerbrennung stellt ihr schlagartiger Ablauf und die sich daraus ergebende Lastbegrenzung dar. Durch Aufladung (Steigerung des Luftverhältnisses) oder Abgasrückführung kann die Verbrennung verlangsamt werden. Daher wird hier der Einfluss der Abgasrückführung und der Aufladung sowie die hiermit mögliche Laststeigerung näher zu untersuchen sein.

6.1 Einfluss des Spritzbeginns

Die wichtigste Einflussgröße für die Bildung eines homogenen Luft-Kraftstoffgemisches stellt der Spritzbeginn dar. Der Spritzbeginn bestimmt die für die Gemischbildung zur Verfügung stehende Zeit und ist ausschlaggebend für die zur Zeit der Einspritzung bestehende Gasdichte. Durch die Gasdichte werden Strahleindringtiefe und Strahlkegelwinkel maßgeblich beeinflusst [82]. Bild 6.1 veranschaulicht die Strahlausbreitung mit der 30-Lochdüse. Die Bilder wurden bei Einspritzung in eine unbeheizte Kammer bei jeweils unterschiedlichem Kammerdruck aufgenommen. Es ist deutlich der Einfluss des Kammerdrucks und damit der Dichte auf die Strahlausbreitung zu erkennen.

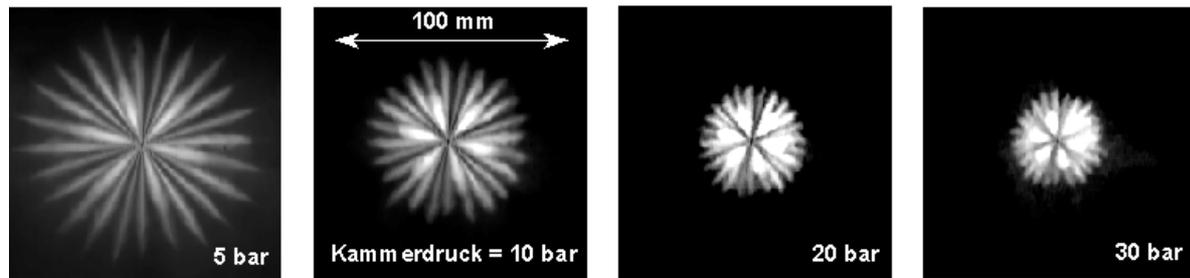


Bild 6.1: Strahlausbreitung mit der 30-Lochdüse bei Einspritzung in eine unbeheizte Kammer für unterschiedlichen Kammerdruck. Raildruck 900 bar, 0,8 ms nach Spritzbeginn

6.1.1 Schadstoffbildung

Die Bedeutung des Spritzbeginns für die Homogenisierung wird zunächst an den Schadstoffemissionen deutlich.

In Bild 6.2 sind die Abgasemissionen bei Variation des Spritzbeginns für drei verschiedene Einspritzmengen (40, 60 und 70 mm³/Asp.) bei einer Drehzahl von 1420 1/min dargestellt. Das Luftverhältnis λ liegt dabei bei 5, 3,5 und 3, der indizierte Mitteldruck bei 1,9 bis 2,6, 3,4 bis 4,2 bar und 3,7 bis 4,9 bar. Für das Luftverhältnis $\lambda = 3$ (entsprechend 70 mm³/Asp. Einspritzmenge) konnte aufgrund stark klopfender Verbrennung mit zunehmend spätem Spritzbeginn nur der frühe Spritzbeginnbereich untersucht werden.

Wie Bild 6.2 zu entnehmen ist, führt ein später Spritzbeginn von 20 bzw. 30° v. OT zu hohen Rußemissionen. Aufgrund des geringen Lochdurchmessers der 30-Loch-Düse (80 μ m) ist der Impuls der Kraftstoffstrahlen zu gering, um bei der mit spätem Spritzbeginn schon hohen Dichte im Zylinder eine ausreichende Ausbreitung des Kraftstoffs zu erreichen. In der Nähe der Düse entstehen daher verstärkt fette Zonen, die Ursache der Rußemissionen sind, während ein großer Teil der Luft im Brennraum nicht zur Gemischbildung genutzt wird.

Erfolgt die Einspritzung früher (30 – 40° v. OT), so ist die Eindringtiefe des eingespritzten Kraftstoffs entsprechend höher und die Zeit, die für die Gemischbildung zur Verfügung steht, länger. Dadurch wird die Gemischbildung gegenüber einem späteren Spritzbeginn verbessert, was zu einer Abnahme der Rußemissionen und einer Zunahme der NO_x-Emissionen führt. Der Grund für die sehr hohen NO_x-Emissionen liegt darin, dass die Strahlausbreitung und die für die Gemischbildung zur Verfügung stehende Zeit noch nicht für die Bildung eines hinreichend homogenen Gemisches ausreichen. Es bilden sich lokal Zonen aus verdampftem Kraftstoff und Luft, deren Zusammensetzung in der Nähe des stöchiometrischen Luftverhältnisses liegt. Erst bei einem Spritzbeginn von 50 bzw. 60° v. OT ist mit einer ausreichenden Erfassung der Luft durch den eingespritzten Kraftstoff zu rechnen, worauf die gegen null gehenden NO_x-Emissionen hindeuten. Das Luftverhältnis ist nun auch lokal so hoch, dass die Bildung von thermischem NO weitgehend vermieden wird. Ebenfalls sehr gering sind die Rußemissionen.

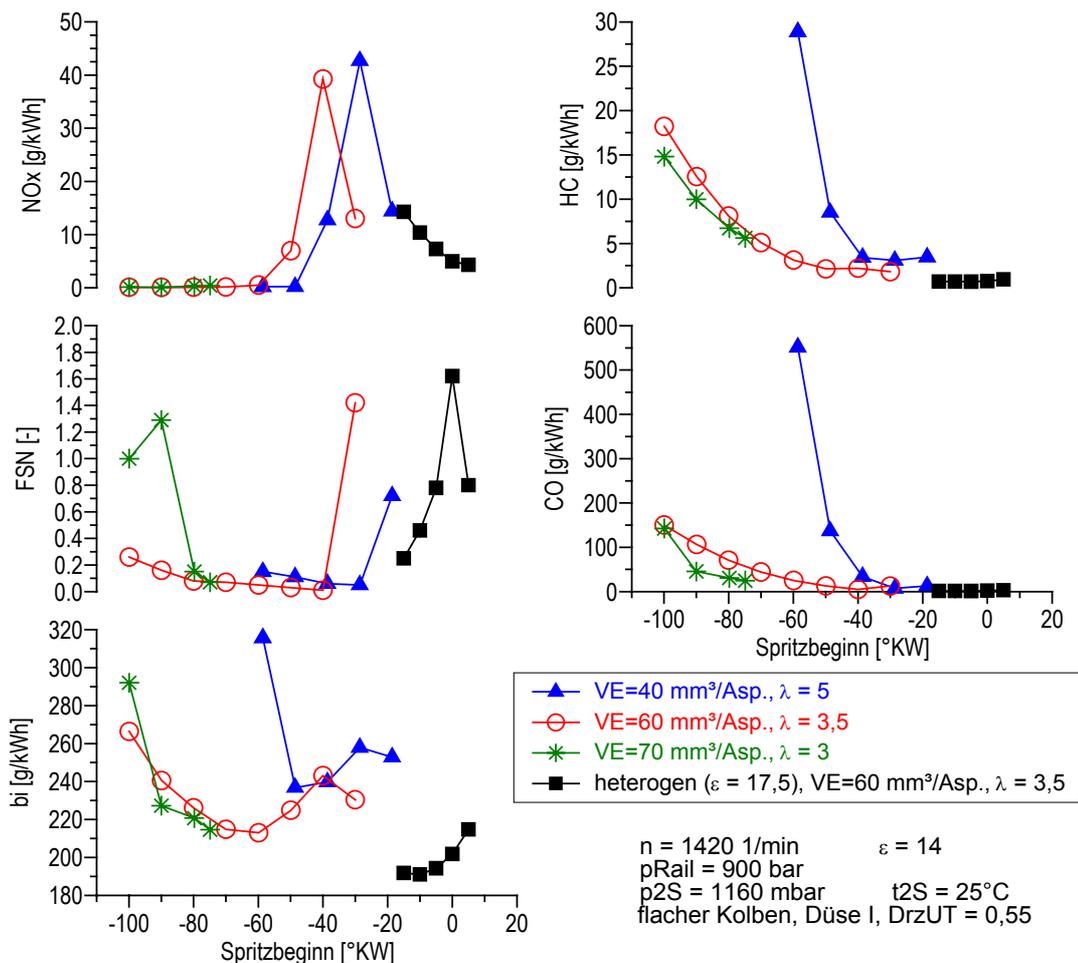


Bild 6.2: Einfluss des Spritzbeginns auf die Abgasemissionen und den Verbrauch

Vergleicht man die Verläufe der NO_x-Emissionen für den Spritzbeginn 40 – 50° v. OT, erkennt man, dass die NO_x-Emissionen bei gleichem Spritzbeginn mit steigender Einspritzmenge zunehmen. Dies ist auf eine Verschlechterung der Homogenisierung mit zunehmender Einspritzmenge zurückzuführen.

Bei frühem Spritzbeginn (90 – 100° v. OT) zeigt sich bei höherer Einspritzmenge eine Zunahme der Rußemissionen. Als Ursache hierfür kann die Anlagerung von flüssigem Kraftstoff an den Brennraumwänden aufgrund hoher Eindringtiefe des eingespritzten Kraftstoffs bei frühem Spritzbeginn angenommen werden. Der angelagerte Kraftstoff dampft dann insbesondere von der Kolbenoberfläche ab, so dass sich ein fettes Luft-Kraftstoffgemisch bildet. Dies korreliert mit Ergebnissen von Harada et al. /1/, die bei Versuchen zur homogenen Gemischbildung mit Kegelstrahldüsen einen Zusammenhang zwischen hoher Strahlausbreitung und Wandanlagerung von flüssigem Kraftstoff am Kolben und einem Anstieg von Rußemissionen festgestellt haben.

Die Abhängigkeit der Gemischbildung und damit der NO_x-Emissionen vom Spritzbeginn bei der homogenen Verbrennung machen auch Simulationsrechnungen zur Gemischbildung deutlich. Bild 6.3 zeigt Ergebnisse von Simulationsrechnungen zur Gemischbildung

mit der 30-Lochdüse mit dem Programm Kiva 3 sowie einem speziellen Strahlmodell (vgl. hierzu /92/). Es ist jeweils ein Längsschnitt durch eine Hälfte des Scheibenbrennraums für den Spritzbeginn 40 und 60° v. OT (Einspritzmenge 60 mm³/Asp.) bei der Kolbenstellung 20° v. OT mit der räumlichen Verteilung des Luftverhältnisses (verdampfter Kraftstoff) dargestellt. Diese Kolbenstellung entspricht dem Zündbeginn der Cool-Flames. Wie schon erläutert, ergibt sich beim Spritzbeginn 40° v. OT ein sehr inhomogenes Gemisch. Es existieren in größerem Umfang Bereiche, in denen das Luftverhältnis im Bereich von $\lambda = 1$ und darunter liegt. Dies führt dann zu den hohen NO_x-Emissionen beim Spritzbeginn 40° v. OT. Große Volumenbereiche am Zylinderrand werden aufgrund einer zu geringen Eindringtiefe des Kraftstoffs, die auf die hohe Dichte im Brennraum und den kurzen Zeitraum für die Gemischbildung zurückzuführen ist, nicht zur Gemischbildung genutzt. Beim Spritzbeginn 60° v. OT ist das Gemisch deutlich homogener. Bereiche mit $\lambda < 1$ fehlen. Die Strahleindringtiefe ist größer, so dass auch der Volumenbereich in Zylinderwandnähe erfasst wird. Bild 6.4 zeigt, dass das Auftreffen des Kraftstoffdampfs auf der Zylinderwand zu einem „Aufpilzen“ des dampfförmigen Anteils des Strahls führt. Dadurch wird die Homogenisierung unterstützt.

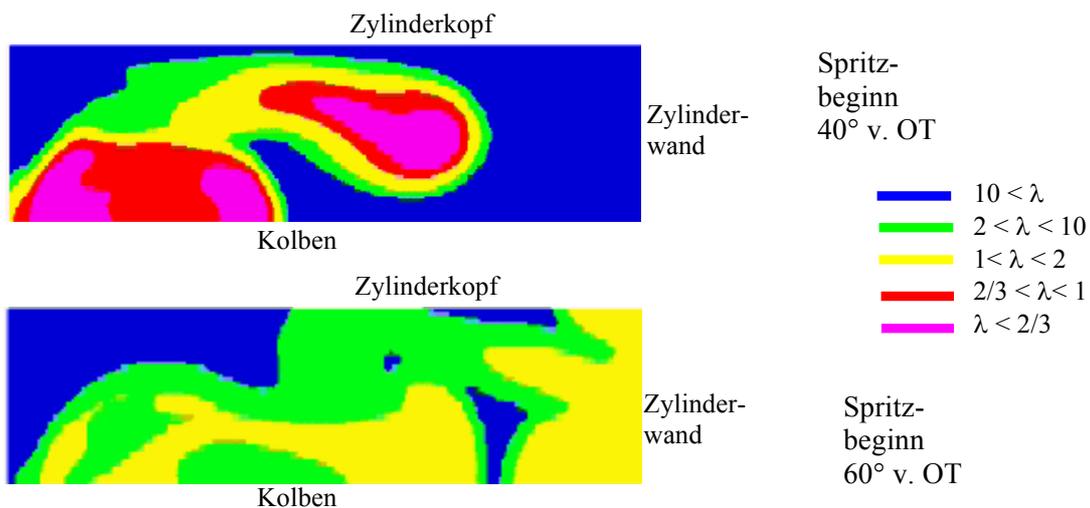


Bild 6.3: Luftverhältnis im Brennraum bei Kolbenstellung 20° v. OT, Kiva 3-Rechnung. $VE = 60 \text{ mm}^3/\text{Asp.}$ ($\lambda = 3,5$), $n = 1420 \text{ 1/min.}$ (Darstellung der Brennraumhälfte)

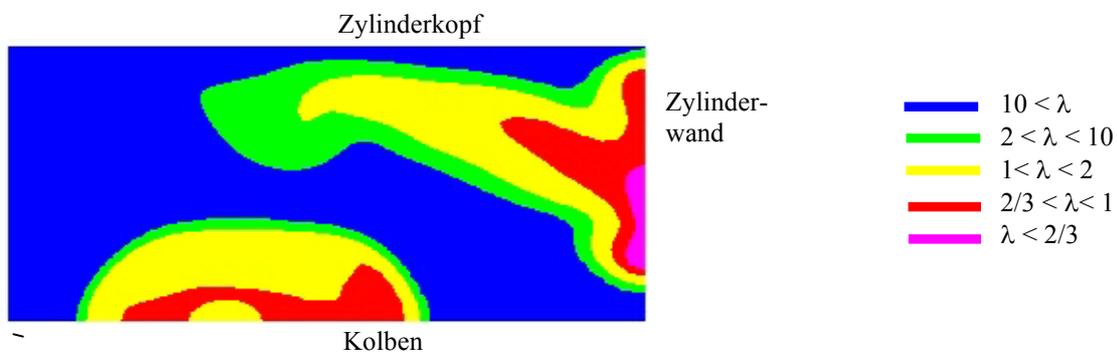


Bild 6.4: Luftverhältnis im Brennraum bei Kolbenstellung 35° v. OT, Kiva 3-Rechnung. Spritzbeginn 60° v. OT, $VE = 60 \text{ mm}^3/\text{Asp.}$ ($\lambda = 3,5$), $n = 1420 \text{ 1/min.}$

In Bild 6.5 wird dargestellt, wie sich das lokale Luftverhältnis über das Brennraumvolumen während der Kompressionsphase verteilt. Global liegt das Luftverhältnis bei $\lambda = 3,5$. Beim Zündbeginn der Cool-Flames 20° v. OT nehmen magere Zonen mit einem Luftverhältnis zwischen 2 und 10 beim Spritzbeginn 60° v. OT 40% und beim Spritzbeginn 40° v. OT nur 11% des Brennraumvolumens ein. Auch beim Spritzbeginn 60° v. OT ist das Gemisch noch relativ inhomogen und weit von einer vollständigen Homogenisierung mit konstantem Luftverhältnis von $\lambda = 3,5$ im ganzen Brennraum entfernt. Anzumerken ist noch, dass die Homogenisierung bis zum Beginn der Hot-Flame-Verbrennung bei 12° v. OT für Spritzbeginn 60° v. OT gegenüber der Darstellung in Bild 6.5 noch verbessert wird.

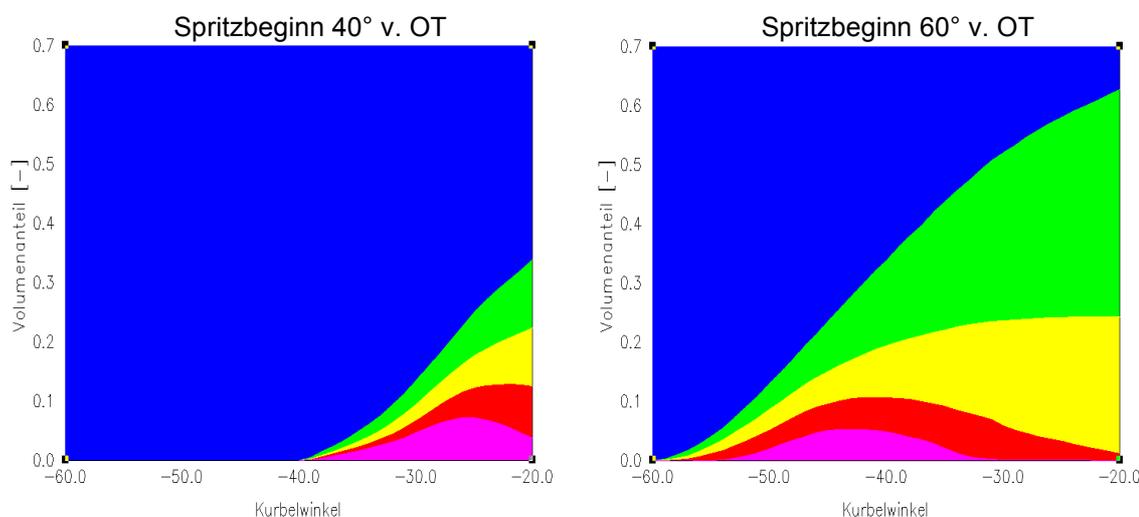


Bild 6.5: Verteilung des Luftverhältnisses über das Brennraumvolumen, Kiva 3-Rechnung.
 $VE = 60 \text{ mm}^3/\text{Asp.}$ ($\lambda = 3,5$), $n = 1420 \text{ 1/min.}$

Auch auf die HC-Emissionen ist der Spritzbeginn von wesentlichem Einfluss. Bild 6.2 zeigt, dass diese bei frühem Spritzbeginn stark zunehmen. Hierfür werden folgende Vorgänge als relevant angesehen: Bei frühem Spritzbeginn ist die Eindringtiefe des eingespritzten Kraftstoffs höher. Dadurch gelangt verdampfter Kraftstoff in den Feuersteg. Das führt, wie vom Ottomotor bekannt ist, bei dem die Flammenlöschung in Spalten die Hauptquelle der HC-Emissionen darstellt, zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe. Dies zeigen auch Versuche von Akagawa et al. /2/, die ergaben, dass durch Reduktion der Feuersteghöhe bei homogener Dieselerbrennung und innerer Gemischbildung mit zwei seitlich eingebauten Einspritzdüsen die HC-Emissionen reduziert werden. Weiter wird der Einfluss des Feuerstegs durch einen eigenen Versuch, dargestellt in Kapitel 6.2.2, bestätigt. Das Verlöschen der Flamme an sauberen, glatten Brennraumwänden wird beim Ottomotor nicht als Quelle von HC-Emissionen angesehen, da nach dem Verlöschen der Flamme an der Brennraumwand unverbrannte Kohlenwasserstoffe aus der Löszone herausdiffundieren und oxidiert werden /3/, /4/. Bei homogener Kompressionszündung ist jedoch anzunehmen, dass die Flammenlöschung an den Brennraumwänden zu den HC-Emissionen beiträgt, da aufgrund des hohen Luftverhält-

nisses und der damit geringen Verbrennungstemperatur die Dicke der Flammenlöschschicht vergrößert und die Oxidation des Kraftstoffs aus der Löschschicht reduziert wird. Außerdem ist bei frühem Spritzbeginn mit Wandanlagerung von flüssigem Kraftstoff zu rechnen, was ebenfalls zu einem Anstieg der HC-Emissionen beiträgt.

Es ist bekannt, dass beim konventionellen Dieselmotor mit Direkteinspritzung Bereiche zu mageren Gemisches, die am äußeren Strahlrand von in der Zündverzugsphase eingespritztem Kraftstoff liegen, nicht zünden. Sie stellen damit, sofern sie aufgrund hoher Temperaturen nicht oxidiert werden, eine Quelle von HC-Emissionen dar /5/. Eine vergleichbare Erscheinung zeigt sich bei innerer Gemischbildung für die homogene Dieselverbrennung. Bei früher Einspritzung und insgesamt besserer Homogenisierung treten magere Zonen vermehrt auf, was eine weitere Ursache für hohe HC-Emissionen bei frühem Spritzbeginn darstellt.

Die HC-Emissionen nehmen mit abnehmender Einspritzmenge zu. Dies ist auf eine ausbleibende Zündung oder unvollständige Verbrennung in zu mageren Zonen sowie eine reduzierte Oxidation von Kohlenwasserstoffen in der Nachverbrennungsphase zurückzuführen.

Bild 6.2 ist zu entnehmen, dass die CO-Emissionen ähnlich wie die HC-Emissionen bei frühem Spritzbeginn und abnehmender Einspritzmenge, das heißt, zunehmendem Luftverhältnis stark ansteigen. Früher Spritzbeginn und geringe Einspritzmenge führen zu Bereichen zu mageren Gemisches mit geringer Wärmefreisetzung. Dabei wird die Temperatur, die mit zunehmender Expansion sinkt, zu gering, so dass die am Ende der Oxidation von Kohlenwasserstoffen erfolgende Verbrennung von CO zu CO₂ /6/ nicht mehr vollständig stattfindet. Der Brennverlauf in Bild 6.10 weist darauf hin, dass ein Teil des in der Hauptverbrennung nicht oder nur teilweise umgesetzten Kraftstoffs in einer langsamen Nachverbrennung oxidiert wird.

Zum Vergleich sind in Bild 6.2 auch die Ergebnisse für das konventionelle Verfahren mit Pumpe-Leitung-Düse-Einspritzsystem bei gleicher Einspritzmenge wie beim homogenen Verfahren (60 mm³/Asp.) eingetragen. Für das homogene Verfahren zeigen sich bei frühem Spritzbeginn deutliche Vorteile im Hinblick auf die NO_x- und Rußemissionen, während die HC- und CO-Emissionen um ein Vielfaches höher sind als beim konventionellen Verfahren.

Die dargelegten Ursachen für die NO_x-, HC- und CO-Emissionen erklären auch den in Bild 6.6 dargestellten Einfluss des Raildrucks auf die homogene Verbrennung.

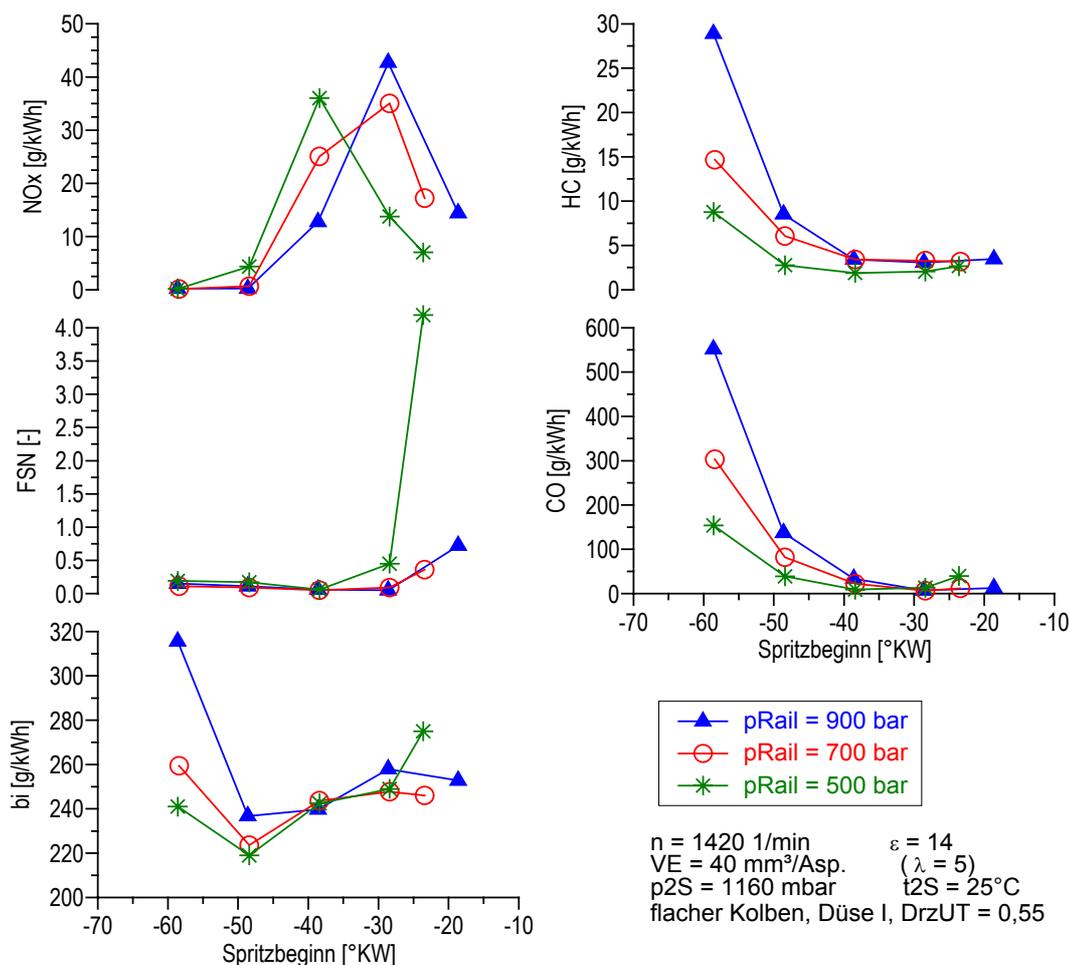


Bild 6.6: Einfluss des Raildrucks auf die Abgasemissionen und den Verbrauch

Mit steigendem Raildruck verbessert sich die Homogenisierung, da die Tropfengröße sich verringert und die Strahlausbreitung insbesondere des dampfförmigen Kraftstoffanteils sich erhöht /82/. Dies führt bei gegebenem Spritzbeginn (z. B. 40 oder 50° v. OT) zu einer Abnahme der NO_x-Emissionen. Wegen der besseren Homogenisierung und des damit lokal magereren Gemisches steigen die HC- und CO-Emissionen. Weiter gelangt aufgrund der höheren Strahlausbreitung bei hohem Raildruck und frühem Spritzbeginn mehr Kraftstoff in die Wandnähe, was zu einer Erhöhung der HC-Emissionen beiträgt.

Die Unterschiede zwischen früher und später Einspritzung zeigen auch die Aufnahmen der zweidimensionalen OH-Chemilumineszenz, die mit einem Filmmotor unter Verwendung einer ICCD-Kamera gemacht wurden (Bild 6.7, Bild 6.8). Im Gegensatz zu den vorstehend beschriebenen Versuchen handelt es sich hier um einen Motor mit Muldenkolben, was jedoch für die grundsätzlichen Unterschiede zwischen früher und später Einspritzung ohne Bedeutung ist. Die Drehzahl des Filmmotors beträgt hier nur 1130 1/min, da der verwendete Filmmotor für hohe Drehzahlen nicht geeignet ist. Die Verhältnisse sind jedoch vergleichbar mit denen bei höherer Drehzahl von 1420 1/min. Beim Spritzbeginn 35° v. OT ergeben sich lokal Zonen im äußeren Bereich der Mulde mit sehr hoher OH-Chemilumineszenz. In diesen Zonen ist die Wärmefreisetzung sehr hoch,

wodurch lokal hohe Temperaturen entstehen und Stickoxide in hohen Mengen gebildet werden. Beim Spritzbeginn 55° v. OT ist das Gemisch wesentlich homogener. Zonen lokal hoher OH-Chemilumineszenz sind kaum vorhanden. Die Verteilung der OH-Chemilumineszenz im Brennraum ist gleichmäßiger. Es zeigen sich jedoch vereinzelt stärker leuchtende Punkte (Bild 6.8 für 8 und 7° v. OT), die auf punktuelle Rußbildung an Tröpfchen oder durch Wandanlagerung zurückzuführen sind. Die Aufnahme der OH-Chemilumineszenz für die Cool-Flame-Verbrennung (Bild 6.8 für 20° v. OT) musste aufgrund des schwachen Signals ohne Filter erfolgen, so dass hier die Chemilumineszenz für alle Wellenlängen, das heißt, die Chemilumineszenz aller beteiligten Reaktionen wiedergegeben wird. Für die Cool-Flame-Verbrennung zeigt sich eine ziemlich gleichmäßige Verteilung der Chemilumineszenz innerhalb der Mulde.

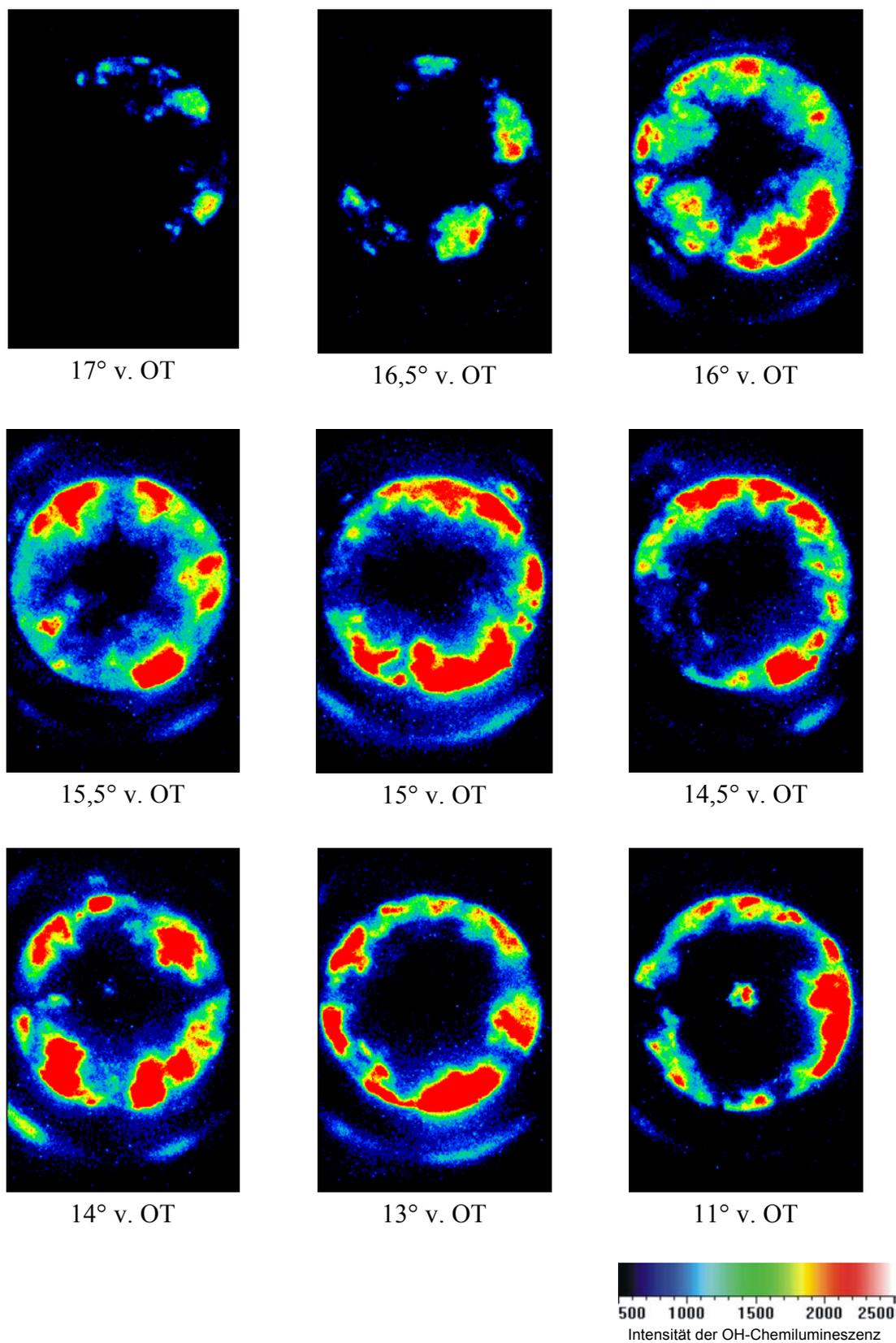


Bild 6.7: 2D-OH-Chemilumineszenzmessung mit ICCD Kamera, Filter BP 310+UG11, Bilder aus unterschiedlichen Zyklen, Belichtung $20 \mu\text{s}$, Spritzbeginn 35° v. OT, Drehzahl 1130 1/min, $VE = 60 \text{ mm}^3/\text{Asp}$.

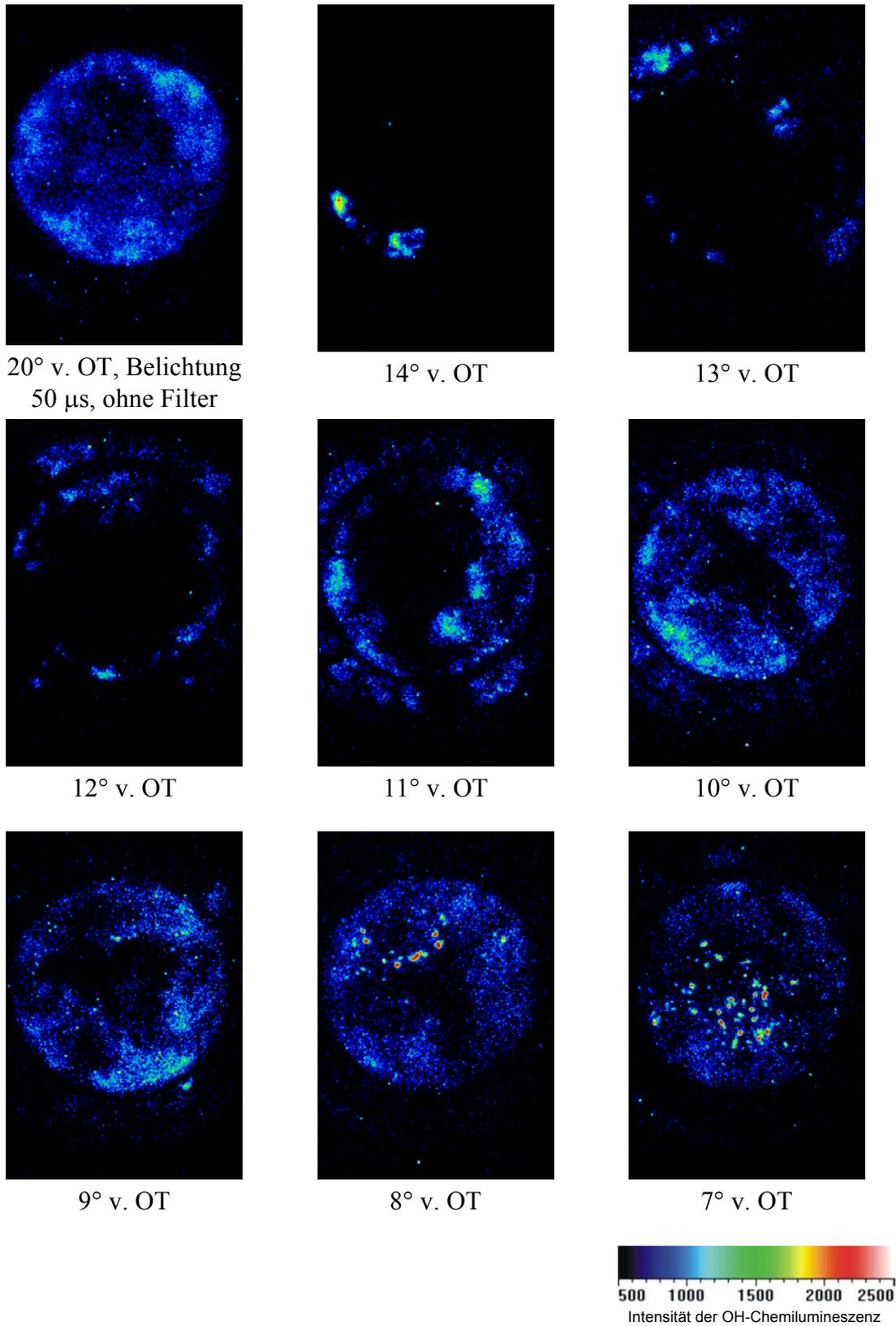


Bild 6.8: 2D-OH-Chemilumineszenzmessung mit ICCD Kamera, Filter BP 310+UG11, Bilder aus unterschiedlichen Zyklen, Belichtung 20 μ s, Spritzbeginn 55° v. OT, Drehzahl 1130 1/Min, VE = 60 mm³/Asp.

6.1.2 Druckverläufe

In Bild 6.9 sind über 128 Zyklen gemittelte Druckverläufe sowie der Verlauf der Heizwärme für jeweils unterschiedlichen Spritzbeginn dargestellt. Die Druckverläufe beim Spritzbeginn 40, 50, 70 und 100° v. OT zeigen, dass die Verbrennung in zwei Stufen (Cool- und Hot-Flame-Verbrennung) stattfindet (Kapitel 4.1). Dabei verläuft die Verbrennung insbesondere beim Spritzbeginn 40° v. OT so schnell, dass die Gasmasse im Zylinder zu starken Druckschwingungen angeregt wird, deren erste Eigenfrequenz noch im gemittelten Druckverlauf deutlich zu erkennen ist. Wird der Spritzbeginn ausgehend von 40° v. OT nach früh verstellt, so wird die Verbrennung zunehmend sanfter. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei der Variation des Spritzbeginns sich das Luftverhältnis lokal ändert. Die NO_x -Emissionen aus Bild 6.2 weisen darauf hin, dass beim Spritzbeginn 40° v. OT lokal Zonen entstehen, deren Zusammensetzung in der Nähe des stöchiometrischen Luftverhältnisses liegt. Die Selbstzündung in diesen Bereichen führt dann zu schlagartiger Verbrennung. Bei früherem Spritzbeginn ist das Gemisch homogener, Zonen mit geringem Luftverhältnis nehmen ab; damit wird die Reaktionsrate niedriger.

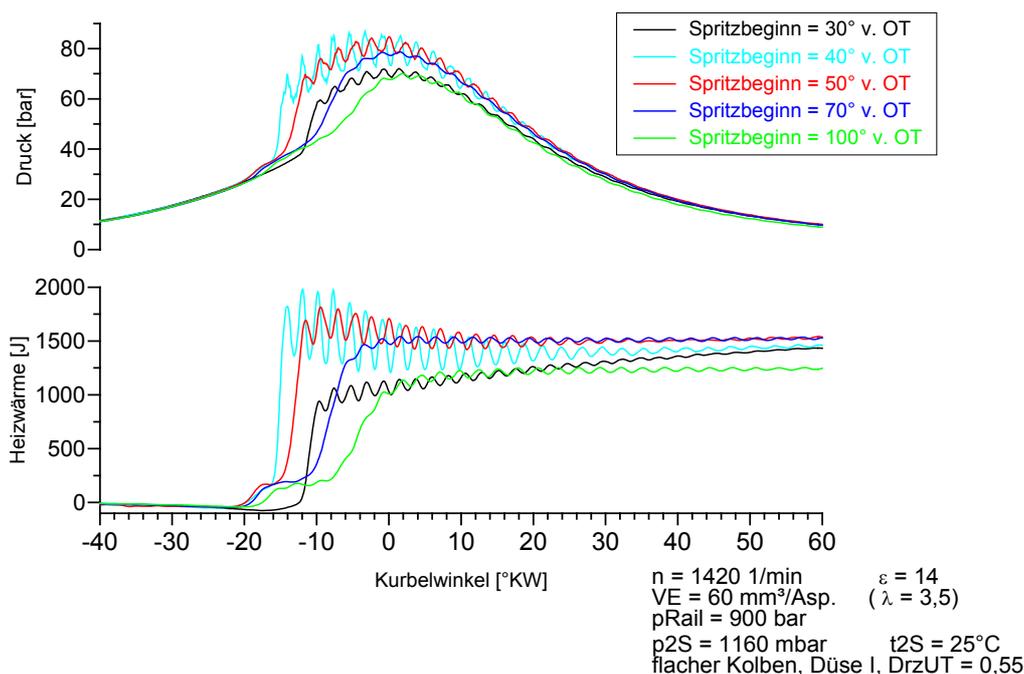


Bild 6.9: Einfluss des Spritzbeginns auf den Druckverlauf und die Heizwärme (Druckverläufe gemittelt, ohne Filterung)

Die Heizwärme bei Ende der Verbrennung zeigt, dass die Verbrennung bei frühem Spritzbeginn (100° v. OT) unvollständig verläuft. Die unvollständige Umsetzung des Kraftstoffs trägt ebenfalls zur sanfteren Verbrennung bei frühem Spritzbeginn bei. Der in Bild 6.10 dargestellte Verlauf der Brennwärme lässt erkennen, dass nach der schlagartigen Umsetzung eine langsame Nachverbrennung stattfindet, die auf eine langsame

Oxidation von un- oder teilverbranntem Kraftstoff, insbesondere auch von wandnahen Gemischbereichen /7/, /77/, schließen lässt.

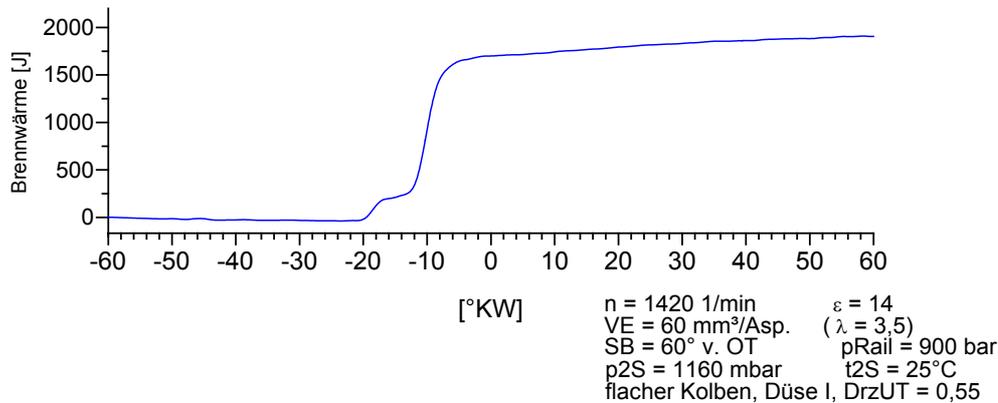


Bild 6.10: Verlauf der Brennwärme bei Spritzbeginn 60° v. OT

Bild 6.9 zeigt, dass die Zündung der Hot-Flame-Verbrennung bei spätem Spritzbeginn, das heißt bei inhomogenerem Gemisch, früher erfolgt als bei frühem Spritzbeginn. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das lokale Luftverhältnis den Zündbeginn beeinflusst. Allgemein ist der Zündverzug für die Hot-Flame-Verbrennung bei niedrigem Luftverhältnis im Bereich der Zwei-Stufenzündung kürzer, was Untersuchungen mit einem Stoßwellenrohr von Ciezki und Adomeit /8/ für den Kraftstoff n-Heptan sowie von Westbrook et al. /163/ mit einer Rapid Compression Machine für den Kraftstoff n-Pentan zeigen. In Kapitel 4.1 wurde darauf hingewiesen, dass eine höhere Wärmefreisetzung der Cool-Flames den Zündverzug für die Hot-Flames verkürzt. Von Westbrook et al. /163/ wurde bei Untersuchung des Einflusses des Luftverhältnisses eine höhere Wärmefreisetzung der Cool-Flames mit geringem Luftverhältnis beobachtet, die als Grund für die frühere Hot-Flame-Zündung bei niedrigerem Luftverhältnis angesehen wurde. Eine höhere Wärmefreisetzung der Cool-Flames bei spätem Spritzbeginn, das heißt, inhomogenerem Gemisch und damit lokal niedrigerem Luftverhältnis zeigt sich in Bild 6.9 jedoch nur ansatzweise. Dies steht im Zusammenhang mit der inhomogenen Gemischbildung. In kraftstoffreichen Zonen, in denen die Hot-Flame-Zündung erfolgt, ist die Wärmefreisetzung größer, während in mageren Zonen die Wärmefreisetzung geringer ist. Der Heizverlauf in Bild 6.9 stellt jedoch nur einen Mittelwert über den ganzen Brennraum dar.

Der Zündbeginn der Cool-Flame-Verbrennung ändert sich nach Bild 6.9 kaum mit dem Spritzbeginn und damit mit dem lokalen Luftverhältnis. Dies stimmt mit den in /8/ und /163/ berichteten Ergebnissen überein, die auf einen allenfalls sehr geringen Einfluss des Luftverhältnisses auf den Zündbeginn der Cool-Flame-Verbrennung hinweisen.

Während beim Spritzbeginn $40 - 100^\circ \text{ v. OT}$ die für die homogene Verbrennung von Dieselmotoren typische Zwei-Stufenzündung vorliegt, zeigt sich bei späterem Spritzbeginn 30° v. OT keine Cool-Flame-Verbrennung. Der Verlauf der Heizwärme lässt eine

unmittelbar nach der Zündung zunächst schlagartige Verbrennung bereits aufbereiteten Kraftstoffs und eine anschließend sehr langsame Verbrennung erkennen. Die Verhältnisse sind ähnlich wie bei einem konventionellen Dieselmotor mit ausgeprägter vorgemischter Verbrennung, wobei hier der Anteil der vorgemischten Verbrennung deutlich höher und der Anteil der Diffusionsverbrennung entsprechend geringer ist.

6.1.3 Druckanstieg, Klopfamplitude und Brenndauer

Bild 6.11 zeigt die Abhängigkeit der maximalen Klopfamplitude, des Druckanstiegs und der Brenndauer vom Spritzbeginn. Die Korrelation zwischen Klopfamplitude, Druckanstieg und Brenndauer ist deutlich ersichtlich. Eine inhomogene Gemischbildung bei spätem Spritzbeginn führt zu einer schlagartigen Verbrennung mit hohem Druckanstieg und hoher Klopfamplitude.

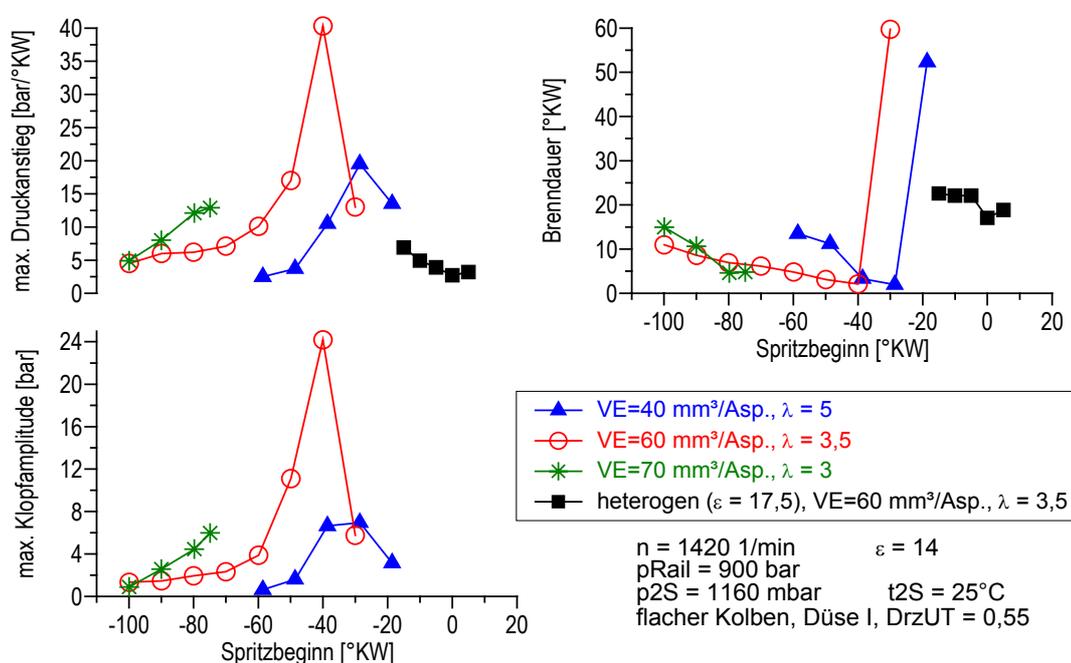


Bild 6.11: Einfluss des Spritzbeginns auf Druckanstieg, Klopfamplitude und Brenndauer

Für die Einspritzmenge von 60 mm³/Asp. ergab sich bei einem Spritzbeginn 60° v. OT ein Druckanstieg von 10 bar/°KW. Für die höhere Einspritzmenge von 70 mm³/Asp. musste der Spritzbeginn für einen Druckanstieg unter 10 bar weiter nach früh auf 90° v. OT verstellt werden. Der Anstieg der Rußemissionen bei diesem Spritzbeginn (Bild 6.2) lässt allerdings vermuten, dass hier schon ein deutlicher Wandauftrag von Kraftstoff stattgefunden hat. Dies bedeutet, dass für die Randbedingungen dieses Versuchs (leichte Aufladung, p_{2S} = 1160 mbar) die maximale Einspritzmenge bei ca. 60 mm³/Asp. (λ = 3,5) liegt, wenn einerseits eine größere Wandaanlagerung von Kraftstoff, verbunden mit Ölverdünnung und einem Anstieg der Rußemissionen, sowie andererseits starke Druckschwingungen und hoher Druckanstieg vermieden werden sollen.

6.1.4 Kraftstoffverbrauch

Bild 6.12 zeigt den Kraftstoffverbrauch, den 50%-Umsatzpunkt (Verbrennungsschwerpunkt) und den Umsetzungsgrad. Für die Einspritzmenge von $60 \text{ mm}^3/\text{Asp.}$ (Luftverhältnis $\lambda = 3,5$) liegt das Verbrauchsoptimum beim Spritzbeginn 60° v. OT. Der Verlauf des Verbrauchs über dem Spritzbeginn lässt sich folgendermaßen erklären:

Ein später Spritzbeginn (z. B. 40° v. OT) führt zu früher Zündung der Hot-Flame-Verbrennung und kurzer Brenndauer und damit zu einer frühen Schwerpunktslage sowie zu einem Anstieg der Klopfamplitude. Ein vor dem oberen Totpunkt liegender Verbrennungsschwerpunkt ist thermodynamisch nicht optimal und führt außerdem aufgrund des höheren Druck- und Temperaturniveaus zu höheren Wandwärmeverlusten und damit zu einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs /9/. Durch klopfende Verbrennung werden die Wandwärmeverluste weiter vergrößert /28/, /29/. Wird der Spritzbeginn ausgehend von 40° v. OT vorverstellt, erfolgt die Zündung später, die Brenndauer nimmt zu und der Schwerpunkt liegt damit später. Dadurch und durch die abnehmende Klopfamplitude verbessert sich der Kraftstoffverbrauch bis zum Spritzbeginn 60° v. OT. Bei weiterer Vorverstellung des Spritzbeginns überwiegen die Verluste durch unvollständige Verbrennung, was zu einer Zunahme des Kraftstoffverbrauchs führt.

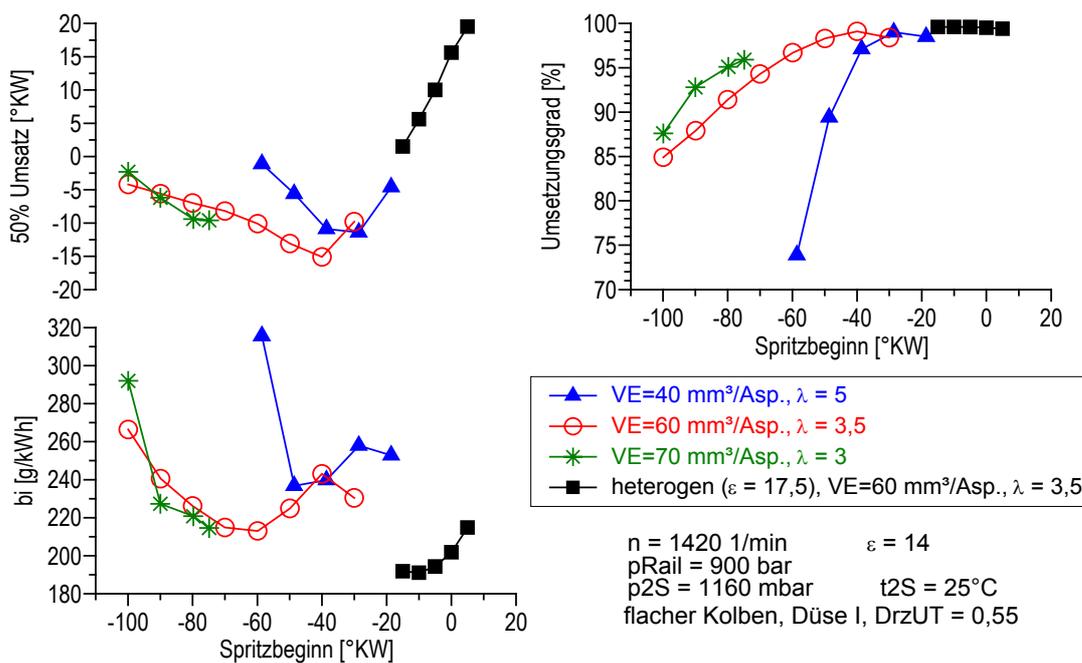


Bild 6.12: Einfluss des Spritzbeginns auf 50%-Umsatzpunkt, Umsetzungsgrad und Verbrauch

Der Kraftstoffverbrauch ist auch bei optimalem Spritzbeginn bei den hier vorliegenden Randbedingungen aufgrund zu früher Schwerpunktslage, unvollständiger Verbrennung und niedrigerem Verdichtungsverhältnis schlechter als bei konventioneller Verbrennung.

6.2 Einfluss konstruktiver Faktoren auf die homogene Verbrennung

Die bisher durchgeführten Versuche haben gezeigt, dass eine unzureichende Homogenisierung nicht nur zu einem Anstieg der NO_x -Emissionen führt, sondern auch den Druckanstieg und die Druckschwingungen erhöht. Es wurde daher untersucht, inwiefern durch Modifikation der 30-Lochdüse, durch Einsatz eines Kolbens mit Mulde und durch einen höheren Drall die homogene Gemischbildung und damit die Verbrennung verbessert werden kann.

6.2.1 Vergleich verschiedener 30-Lochdüsen

Ein größerer Düsenlochdurchmesser führt allgemein wegen des höheren Strahlimpulses zu einer größeren Strahleindringtiefe [82]. Dadurch wird mehr Luft vom eingespritzten Kraftstoff erfasst, jedoch steigt die Gefahr der Wandbenetzung. Es wurde nun untersucht, ob durch jeweils unterschiedlichen Lochdurchmesser für die drei Lochreihen der 30-Lochdüse (Bild 6.13) die Homogenisierung und damit die homogene Verbrennung verbessert werden kann.

Für eine größere Ausbreitung der Strahlen der zwei oberen Lochreihen wurde eine Variante mit auf $120\ \mu\text{m}$ vergrößertem Lochdurchmesser bei der oberen Lochreihe und auf $100\ \mu\text{m}$ vergrößertem Lochdurchmesser bei der mittleren Lochreihe ausgelegt (Düse II). Bei einer weiteren Variante erfolgte die Anordnung der Lochdurchmesser gerade umgekehrt, das heißt, bei der unteren Lochreihe betrug der Durchmesser $120\ \mu\text{m}$, bei der mittlere Lochreihe $100\ \mu\text{m}$ und bei der oberen Lochreihe $80\ \mu\text{m}$ (Düse III). Die 30-Lochdüse mit einem für alle Löcher gleichen Lochdurchmesser von $80\ \mu\text{m}$ wird als Düse I bezeichnet.

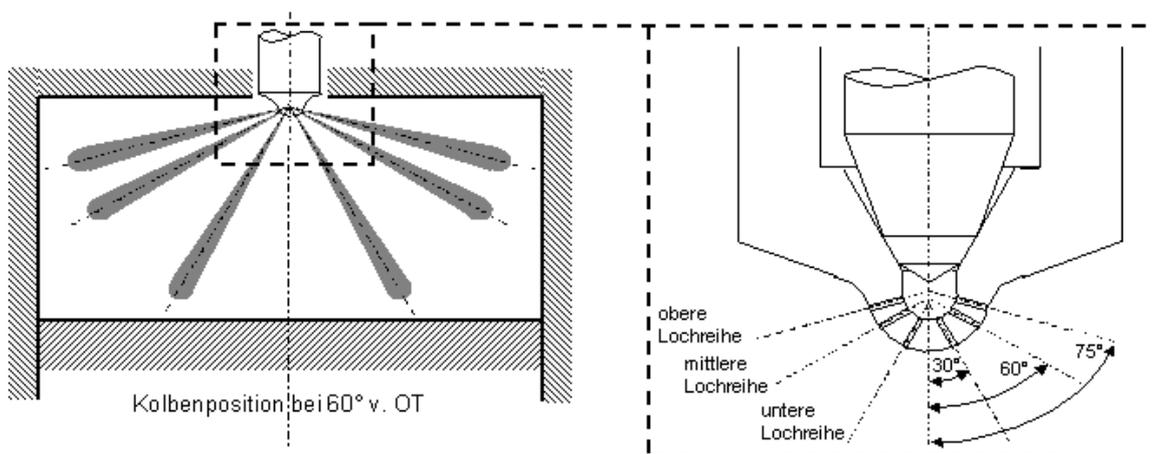


Bild 6.13: Schematische Darstellung der 30-Lochdüse

Bei der Kolbenstellung 60° v. OT ist der Weg von der Düse bis zur Zylinderwand für die Strahlen der oberen Lochreihe gleich lang wie der Weg von der Düse zum Kolben für die Strahlen der unteren Lochreihe. Unter dem Aspekt, die Wandanlagerung zu vermeiden,

wäre damit die Düsenvariante II besonders für eine Einspritzung nach 60° v. OT geeignet, während die Variante III besonders für eine Einspritzung vor 60° v. OT geeignet erscheint.

Weiter ist noch zu beachten, dass durch einen größeren Lochdurchmesser sich die Spritzdauer verkürzt, so dass das Ende der Einspritzung bei einem geringeren Brennraumdruck erfolgt. Dies erhöht zusätzlich die Eindringtiefe. Da der Unterschied in der Spritzdauer zwischen den verschiedenen Düsen, auch aufgrund einer langsameren Anhebung der Nadel bei größerem Lochdurchmesser, nur maximal $1,8^\circ$ KW beträgt (Spritzdauer bei Düse I = 15° KW), ist dieser Einfluss eher gering.

Bild 6.14 zeigt den Vergleich der Abgasemissionen und des Verbrauchs in Abhängigkeit vom Spritzbeginn für die drei Düsenvarianten. Düse II weist dabei die niedrigsten NO_x -Emissionen beim Spritzbeginn 40 und 50° v. OT auf, das heißt, die Homogenisierung ist mit dieser Düse in diesem Spritzbeginnbereich am besten. Die bei der Düse II im Vergleich zur Düse I höhere Eindringtiefe der Strahlen der oberen Lochreihe führt offensichtlich zu einer Verbesserung der Homogenisierung entweder durch eine bessere Erfassung der Luft durch Kraftstoff oder bei früherem Spritzbeginn durch Auftreffen von gasförmigem Kraftstoff auf die Zylinderwand. Wie die Simulationsergebnisse aus Kapitel 6.1.1 zeigen, führt das Auftreffen von Kraftstoffdampf auf die Zylinderwand zu einem „Aufpilzen“ des dampfförmigen Anteils des Strahls (Bild 6.4), wodurch die Homogenisierung unterstützt wird.

Mit der Düse III ergab sich eine Erhöhung der NO_x -Emissionen und damit eine Verschlechterung der Homogenisierung beim Spritzbeginn 50 und 60° v. OT. Offensichtlich bringt hier eine große Eindringtiefe für die in steilem Winkel nach unten einspritzenden Strahlen keine Vorteile für die Homogenisierung.

Durch die Erhöhung des Durchflusses der unteren Lochreihe wird im Vergleich zur Düsenvariante mit gleichem Durchmesser für alle Löcher die Einspritzmenge, die auf die obere Lochreihe entfällt, bei gleicher Gesamteinspritzmenge verringert. Dadurch werden große Anteile des Brennraumvolumens in der Nähe des Zylinderrands für die Verbrennung nicht ausgenutzt, wohingegen in die mehr in Zylindermitte oberhalb des Kolbens liegenden Bereiche, die einen geringeren Anteil des gesamten Brennraumvolumens ausmachen, zuviel Kraftstoff eingebracht wird.

Im Vergleich zur Düse II sind die HC- und CO- Emissionen mit der Düse III geringer, da weniger Kraftstoff in die Nähe der Zylinderwand und in den Feuersteg gelangt, wo es dann zum Verlöschen der Flamme kommt.

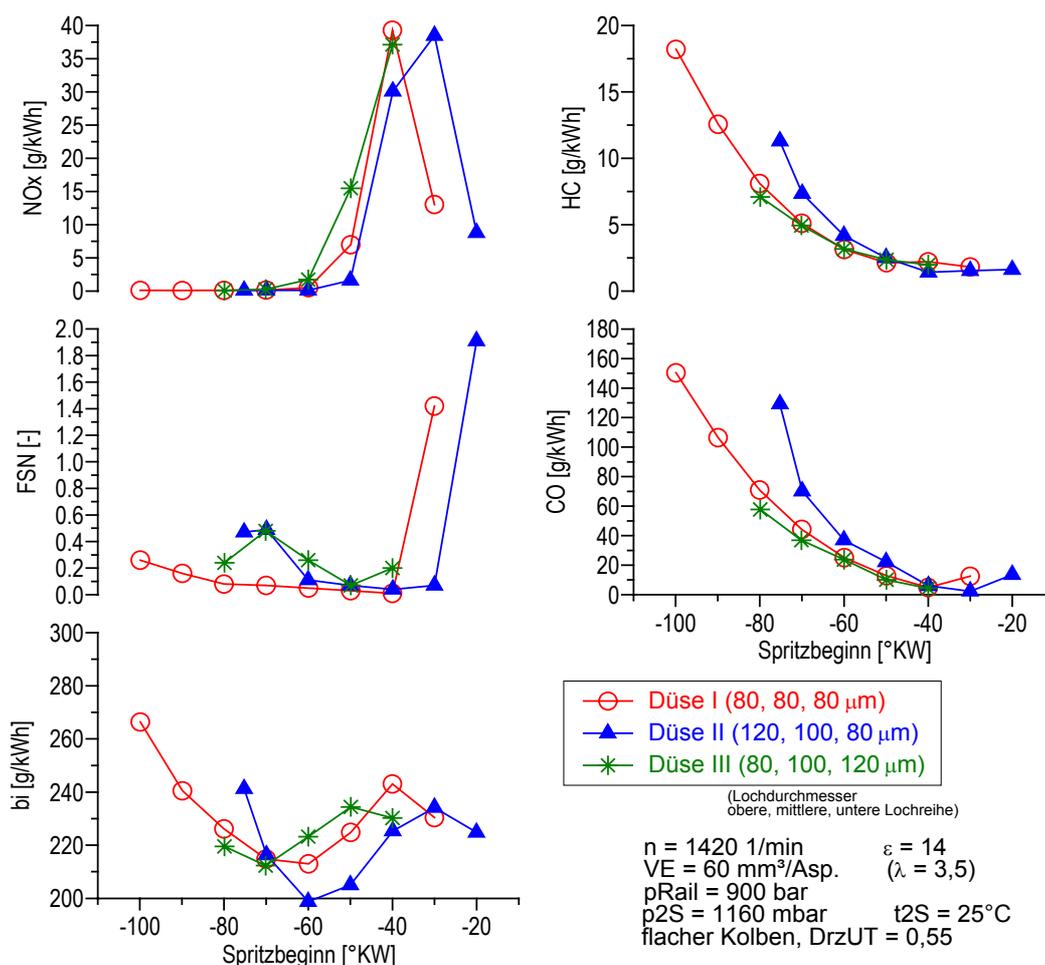


Bild 6.14: Abgasemissionen und Verbrauch für verschiedene 30-Lochdüsen

Düse II zeigt im Vergleich zu den anderen Düsen Vorteile bei den NO_x -Emissionen, jedoch Nachteile in Bezug auf die HC- und CO-Emissionen bei gleichem Spritzbeginn. Bei gleichen NO_x -Emissionen sind die Unterschiede in den HC- und CO-Emissionen zwischen den Düsen gering. Die Zielkonflikte $\text{NO}_x - \text{HC}$ und $\text{NO}_x - \text{CO}$ konnten damit nicht entschärft werden. Im Verbrauch zeigten sich allerdings Vorteile für die Düse II.

6.2.2 Vergleich Muldenkolben – flacher Kolben

Im Zusammenhang mit den Versuchen zur homogen-heterogenen Verbrennung, für die ein Muldenkolben benötigt wurde (Kapitel 7), wurde auch der Einfluss einer Kolbenmulde im Vergleich zu einem flachen Kolben für die homogene Verbrennung untersucht.

Für den Kolben mit Mulde ergaben sich bei spätem Spritzbeginn geringere Stickoxide (Bild 6.15). Dies kann auf eine Verbesserung der Homogenisierung beim Muldenkolben durch die Quetschströmung und auf eine bei spätem Spritzbeginn für die Homogenisierung günstigere Brennraumgeometrie zurückgeführt werden. Hingegen waren die HC-Emissionen beim Muldenkolben etwas höher. Es stellt sich die Frage, inwiefern die

höheren HC-Emissionen auf eine unvollständigere Verbrennung im Bereich des Quetschspaltes oder auf das beim Muldenkolben höhere Feuerstegvolumen zurückzuführen sind. Der Muldenkolben wies eine größere Feuersteghöhe auf, die sich daraus ergab, dass der Muldenkolben zwar eine größere Kompressionshöhe hatte, jedoch die Lage des oberen Kolbenrings sich auf der selben Höhe wie beim flachen Kolben befand. Eine gleiche Feuersteghöhe wie beim flachen Kolben und damit eine Änderung der Lage des ersten Kolbenrings konnte nicht realisiert werden, da dies eine geänderte Lage des eingegossenen Ringträgers erfordert hätte, was nur mit großem Aufwand zu erreichen gewesen wäre.

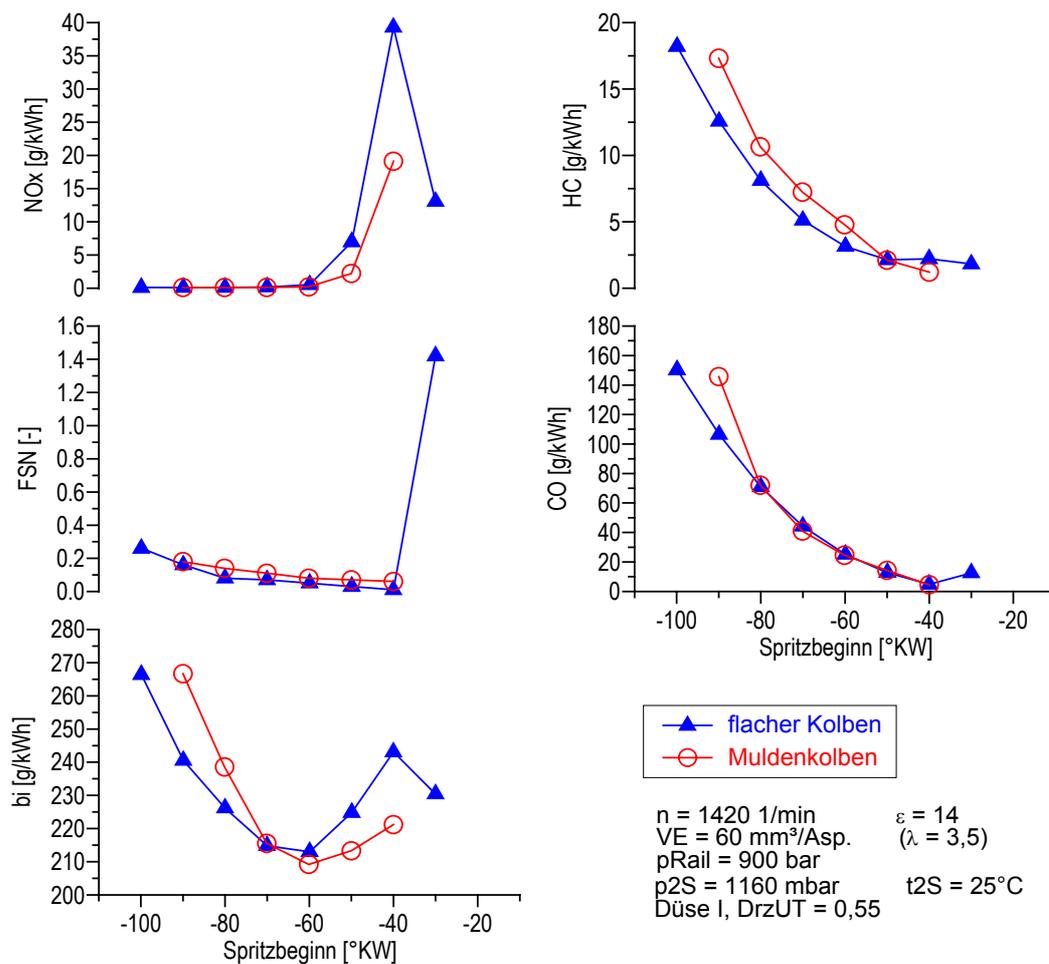


Bild 6.15: Abgasemissionen und Verbrauch für flachen Kolben und Muldenkolben

Es ist anzunehmen, dass die höheren HC-Emissionen mit dem Muldenkolben hauptsächlich aus dem größeren Feuerstegvolumen resultieren. Diese Annahme wird durch Bild 6.16 gestützt, in dem der Einfluss des Feuerstegs auf die HC-Emissionen deutlich wird. Zusätzlich sind hier die Ergebnisse eines Versuchs mit einem Kolben gleicher Muldengeometrie, aber verbreitertem Feuersteg und damit größerem Feuerstegvolumen dargestellt. Die HC-Emissionen sind mit diesem Kolben, insbesondere bei frühem Spritzbeginn, bei dem die Strahlausbreitung hoch ist, wodurch sich eine hohe Kraftstoffkonzentration in Zylinderwandnähe ergibt, deutlich höher.

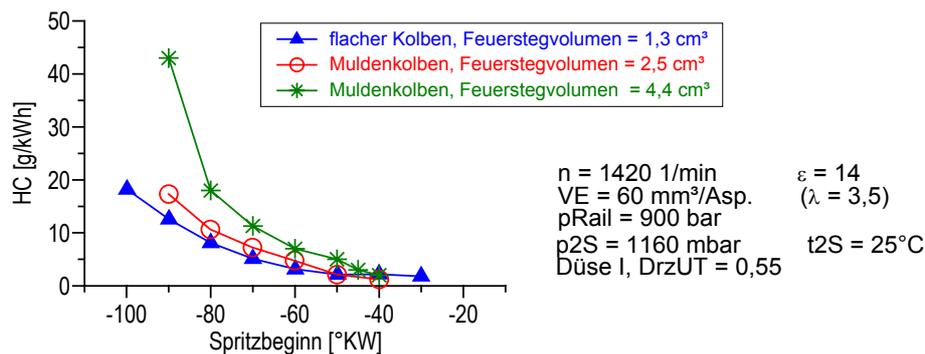


Bild 6.16: HC-Emissionen für verschiedene Kolben mit unterschiedlichem Feuerstegvolumen

6.2.3 Einfluss des Dralls

Beim bisher verwendeten Zylinderkopf mit serienmäßiger Kanalgeometrie ergibt sich fast kein Drall. Die integrale Drallzahl im unteren Totpunkt (DrzUT) beträgt hier 0,55. Diese Drallzahl stellt das Verhältnis der Drehzahl der als Festkörperrotation angenommenen Luftbewegung im UT zur Motordrehzahl dar. Zur Bestimmung der Drallzahl wird hier die Umfangsgeschwindigkeit der Drallströmung mit einem Flügelrad am Strömungsprüfstand gemessen. Anschließend erfolgt die Berechnung der Drehzahl der Festkörperrotation über eine Aufsummierung (Integration) der jeweiligen Drehimpulse beim Einströmen von OT bis UT (zum genauen Rechengang vgl. /130/,/131/). Für einen höheren Drall wurde ein Zylinderkopf verwendet, bei dem die Form des Einlasskanals nachträglich modifiziert wurde. Für diesen Zylinderkopf beträgt die integrale Drallzahl 1,67. Ein höherer Drall konnte durch Veränderung eines Serienzylinderkopfes nicht erzielt werden.

Der Drall verbessert durch die höhere Tangentialgeschwindigkeit der Luft die Homogenisierung und führt zu einer Ablenkung der Kraftstoffstrahlen /3/, wodurch die Wandanlagerung von Kraftstoff reduziert wird. Dadurch werden mit höherem Drall die Rußemissionen verringert (Bild 6.17). Eine reduzierte Eindringtiefe des Kraftstoffs, verbunden mit geringerer Wandanlagerung von Kraftstoff, erklärt auch die mit höherem Drall niedrigeren HC- und CO-Emissionen. Die NO_x-Emissionen sind bei spätem Spritzbeginn mit höherem Drall höher. Dies kann damit erklärt werden, dass durch eine Verbesserung der Homogenisierung mit größerem Drall Gemischanteile mit stöchiometrischem bzw. geringfügig überstöchiometrischem Luftverhältnis vergrößert werden, während unterstöchiometrische Gemischanteile sich verringern.

Der Kraftstoffverbrauch ist mit erhöhtem Drall bei frühem Spritzbeginn niedriger, während er bei spätem Spritzbeginn zunimmt. Bei frühem Spritzbeginn führen die mit höherem Drall niedrigeren HC- und CO-Emissionen zu einer Zunahme des Umsetzungsgrades und damit zu einer Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs. Der bei spätem Spritzbeginn höhere Verbrauch mit Drall ist auf höhere Wandwärmeverluste infolge zunehmender Turbulenz und auf eine höhere Klopfintensität, die aus dem größeren Anteil

stöchiometrischer bzw. geringfügig überstöchiometrischer Zonen (höhere NO_x -Emissionen) resultiert, zurückzuführen.

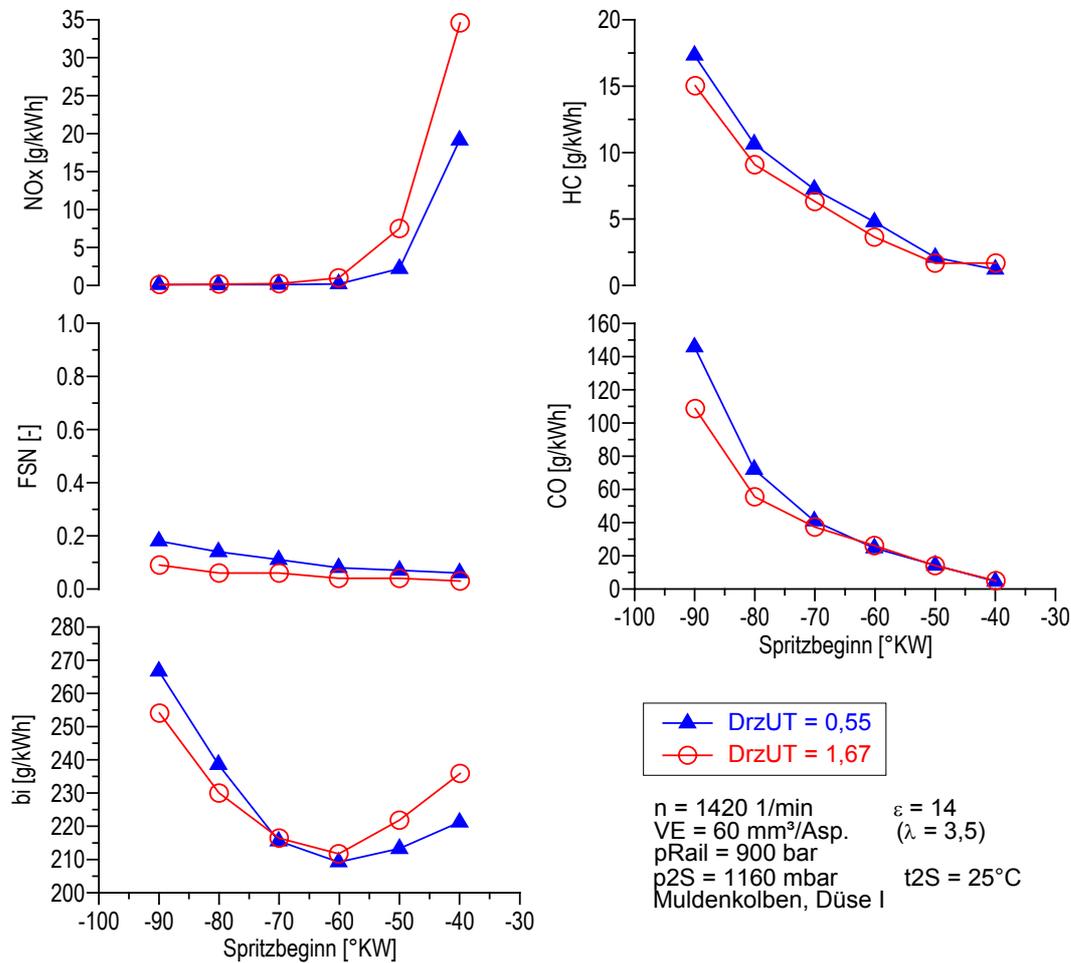


Bild 6.17: Einfluss des Dralls auf die Abgasemissionen und den Verbrauch

Insgesamt ist festzuhalten, dass die untersuchten konstruktiven Varianten nur einen geringen Einfluss auf die homogene Verbrennung haben.

6.3 Einfluss der Ladelufttemperatur

Der Einfluss der Ladelufttemperatur wurde für den Spritzbeginn 60° v. OT und den Spritzbeginn 80° v. OT untersucht. Bei höherer Ladelufttemperatur erfolgt die Zündung früher, da die zur Zündung führende Temperatur früher erreicht wird (Bild 6.18). Im Bild 6.19 sind der Zündbeginn und die Zündtemperatur für die Cool- und die Hot-Flame-Verbrennung in Abhängigkeit von der Ladelufttemperatur dargestellt. Die Zündung der Cool- und der Hot-Flame-Verbrennung beginnt bei Steigerung der Ladelufttemperatur von 25 auf 58°C sowohl beim Spritzbeginn 60° v. OT als auch beim Spritzbeginn 80° v. OT um ca. 5°KW früher. Der Zündbeginn der Hot-Flame-Verbrennung erfolgt beim Spritzbeginn 60° v. OT um 2°KW früher als beim Spritzbeginn 80° v. OT, während der

Zündbeginn der Cool-Flame-Verbrennung in beiden Fällen nahezu gleich ist. Der frühere Zündbeginn der Hot-Flame-Verbrennung bei spätem Spritzbeginn ist auf ein inhomogeneres Gemisch, das heißt, mehr Zonen mit geringem Luftverhältnis zurückzuführen. Wie in Kapitel 6.1.2 erläutert, ist allgemein der Zündverzug für die Hot-Flame-Verbrennung bei niedrigem Luftverhältnis kürzer, während der Zündverzug für die Cool-Flame-Verbrennung kaum vom Luftverhältnis abhängig ist. Die in Bild 6.19 rechts dargestellte Zündtemperatur steigt mit der Ladelufttemperatur leicht an. Dies ist auf die bei höherer Temperatur und damit früherer Zündung reduzierte Zeit zurückzuführen, die für die zur Zündung führenden chemischen Reaktionen zur Verfügung steht.

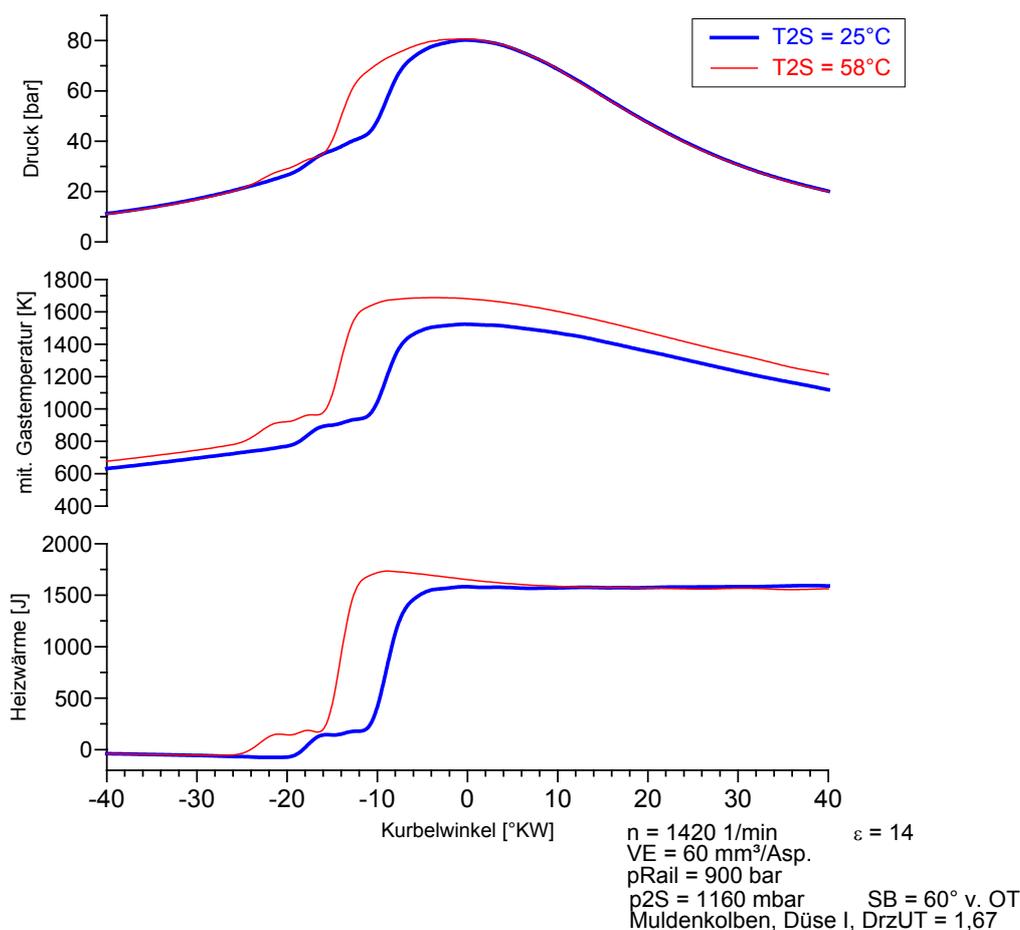


Bild 6.18: Einfluss der Ladelufttemperatur auf Druckverlauf, mittlere Gastemperatur und Wärmefreisetzung

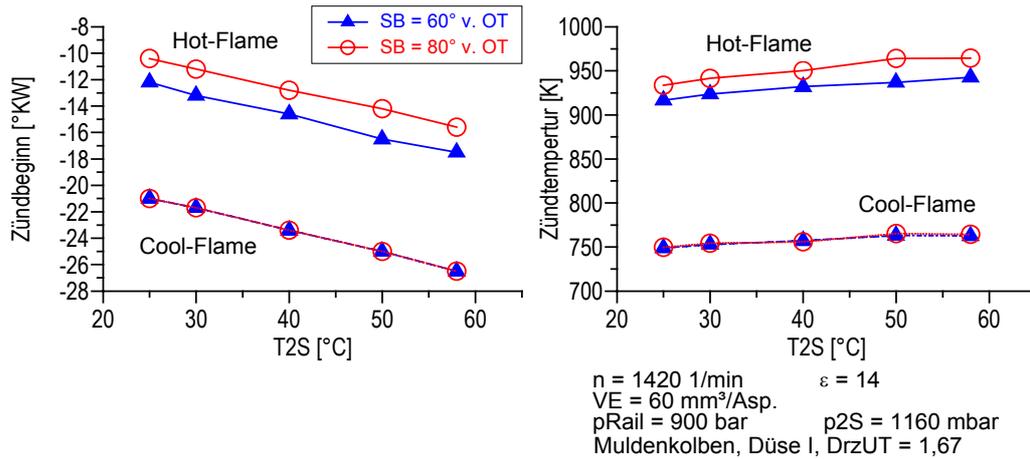


Bild 6.19: Einfluss der Ladelufttemperatur auf den Zündbeginn und die Zündtemperatur

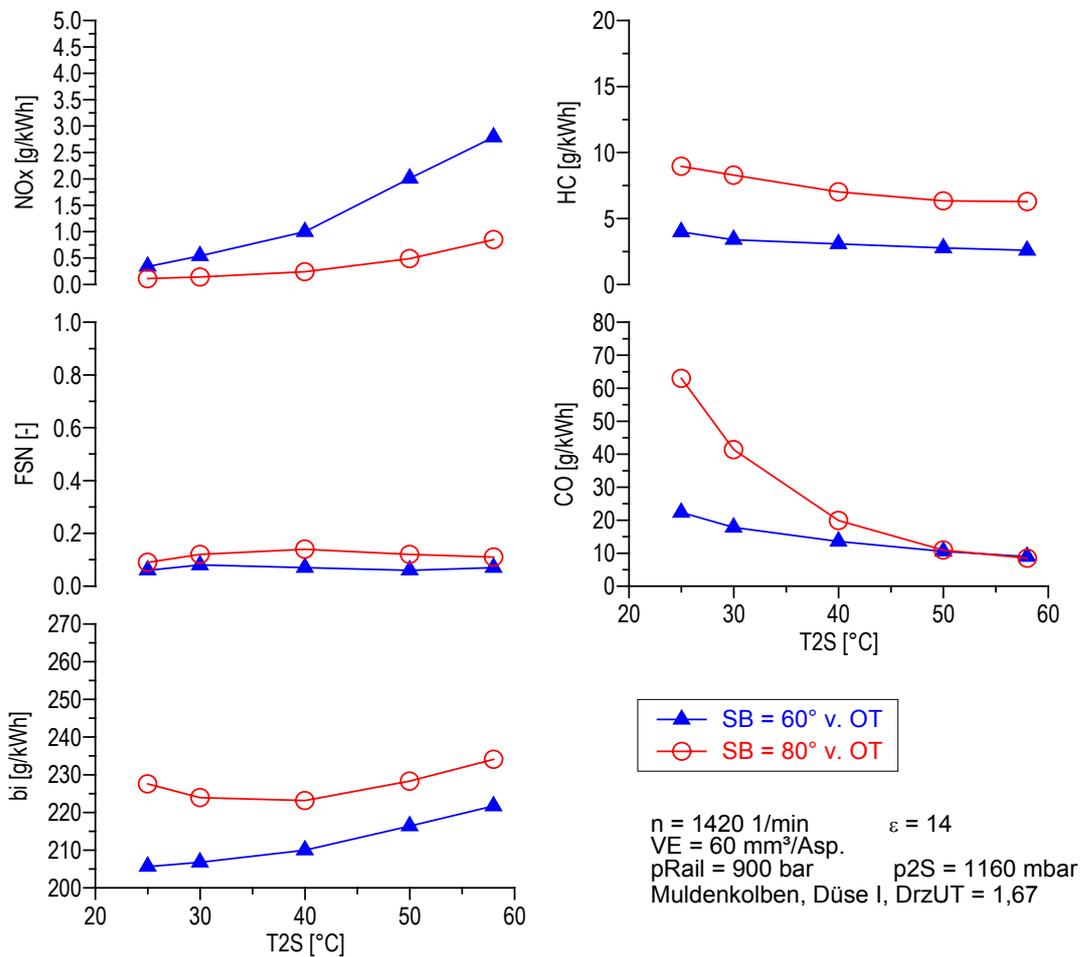


Bild 6.20: Einfluss der Ladelufttemperatur auf die Abgasemissionen und den Verbrauch

Bild 6.20 zeigt, dass die NO_x -Emissionen bei Erhöhung der Ladelufttemperatur stark zunehmen. Die NO_x -Emissionen steigen, ausgehend von sehr niedrigem Niveau, bei Spritzbeginn 60 und 80° v. OT um ungefähr das Achtfache. Die maximale mittlere Gastemperatur bei Spritzbeginn 60° v. OT hat sich mit der Steigerung der Ladelufttemperatur von 25 auf 58°C um 165°C erhöht und liegt bei der Ladelufttemperatur 58°C bei

1417°C. Die NO_x -Emissionen sind damit auf ein nicht vollständig homogenes Gemisch, das heißt, lokal höhere Spitzentemperaturen zurückzuführen, da bei einer maximalen mittleren Gastemperatur von 1417°C mit keiner nennenswerten thermischen NO-Bildung zu rechnen ist. Den Einfluss der Homogenität macht auch der Unterschied in den NO_x -Emissionen zwischen Spritzbeginn 60 und 80° v. OT deutlich. Der Anstieg lokaler Spitzentemperaturen mit steigender Ladelufttemperatur hat folgende Gründe:

- Ein höheres mittleres Temperaturniveau bedeutet bei gleicher Homogenisierung, dass auch lokale Spitzentemperaturen höher sind.
- Zusätzlich verschlechtert sich die Homogenisierung wegen der früheren Zündung und der damit verringerten Zeit für die Gemischbildung.
- Die frühere Zündung mit anschließender Kompression des verbrannten Gases erhöht, ähnlich wie ein früher Spritzbeginn bei konventioneller Dieselerbrennung, die Temperatur im verbrannten Gas.

Die CO-Emissionen reduzieren sich beim frühen Spritzbeginn 80° v. OT um das Sechsfache, was die starke Abhängigkeit der CO-Emissionen von der Temperatur bei der homogenen Verbrennung verdeutlicht. Beim späten Spritzbeginn 60° v. OT sind magere Bereiche, in denen die Wärmefreisetzung für eine vollständige Verbrennung zu gering ist, weniger stark ausgeprägt. Die Reduktion der CO-Emissionen mit steigender Ladelufttemperatur ist bei diesem Spritzbeginn damit geringer. Auch die HC-Emissionen werden durch das höhere Temperaturniveau reduziert, jedoch ist die Abhängigkeit von der Temperatur weitaus geringer.

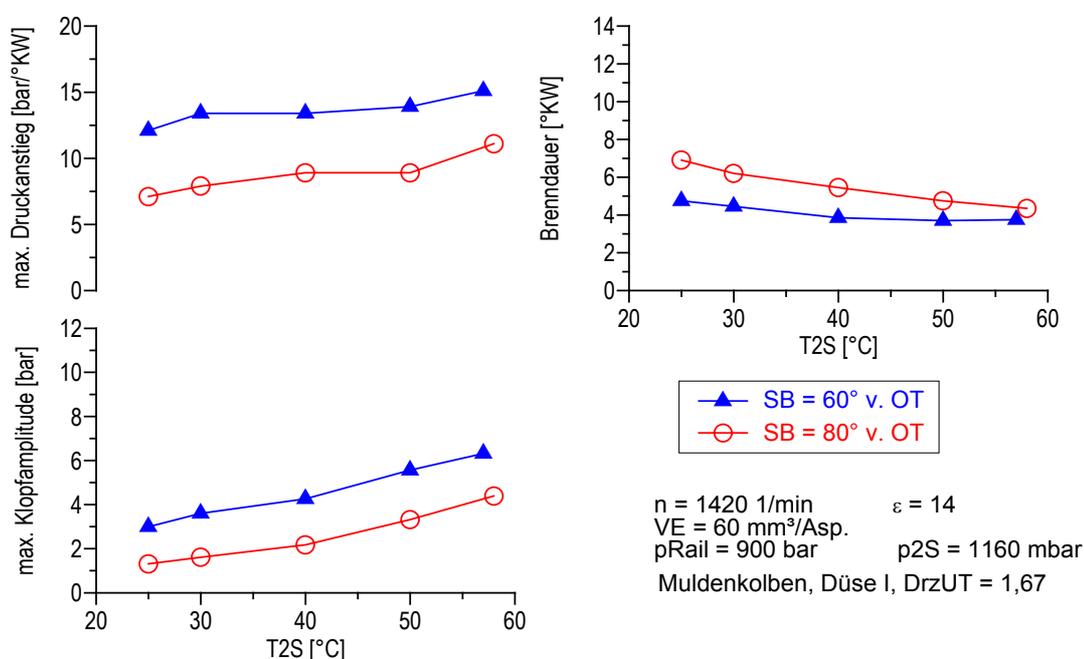


Bild 6.21: Einfluss der Ladelufttemperatur auf Druckanstieg, Klopfamplitude und Brenndauer

Mit steigender Ladelufttemperatur nehmen Druckanstieg und Klopfamplitude zu und die Brenndauer nimmt ab (Bild 6.21). Dies ist auf eine Verschlechterung der Homogenisierung durch den früheren Zündbeginn und auf die höheren Temperaturen zurückzuführen.

Der Kraftstoffverbrauch erhöht sich beim Spritzbeginn 60° v. OT mit der Ladelufttemperatur aufgrund einer thermodynamisch ungünstigen Verlagerung des Schwerpunkts nach früh und aufgrund zunehmender Wandwärmeverluste bei höherem Temperaturniveau, früherer Zündung und höherer Klopfintensität. Beim Spritzbeginn 80° v. OT zeigt sich bis zu einer Ladelufttemperatur von 40°C eine Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs, die auf eine Verbesserung des Umsetzungsgrads (niedrigere CO-Emissionen) zurückzuführen ist.

Die Versuche wurden für einen konstanten Ladedruck durchgeführt, so dass das globale Luftverhältnis von $\lambda = 3,5$ bei der Ladelufttemperatur 25°C auf $\lambda = 3,15$ bei der Ladelufttemperatur 58°C abgenommen hat. Zum Vergleich wurde eine Ladelufttemperatursteigerung mit konstantem Luftverhältnis und damit steigendem Ladedruck durchgeführt. Dabei ergaben sich keine signifikanten Unterschiede zum Versuch mit konstantem Ladedruck.

6.4 Einfluss der Abgasrückführung

Seit längerem ist bekannt, dass ein hoher Druckanstieg bei geringer Last oder im Leerlauf bei konventioneller dieselmotorischer Verbrennung durch Abgasrückführung reduziert werden kann /106/-/108/. Ursache für den hohen Druckanstieg ist hierbei ein erhöhter Anteil an vorgemischter Verbrennung aufgrund eines wegen geringer Gastemperatur verlängerten Zündverzugs. Die schlagartige Verbrennung eines größeren vorgemischten Anteils führt dabei auch zu Druckschwingungen. Für dieses Phänomen wird oft der Ausdruck Dieselmotorklopfen verwendet. Die Wirkung der Abgasrückführung beruht dabei nicht auf einer Verkürzung des Zündverzugs durch rückgeführtes heißes Abgas. Durch die geänderte Zusammensetzung des Gases im Brennraum war der Zündverzug mit Abgasrückführung nämlich höher /106/-/108/. Wesentlich für die Reduktion des Druckanstiegs scheint hier die Sauerstoffkonzentration zu sein, da die Zugabe von N_2 mit entsprechender Verringerung der Sauerstoffkonzentration sich ähnlich auf das Dieselmotorklopfen auswirkte wie die Abgasrückführung /107/, /108/.

Weiterhin wurde durch Versuche von Christensen und Johansson /32/ für äußere Gemischbildung mit den Kraftstoffen Isooktan, Ethanol und Erdgas festgestellt, dass mit Abgasrückführung (bis 58%) die homogene kompressionsgezündete Verbrennung verlangsamt wird.

Dies gibt Anlass, den Einfluss von Abgasrückführung auf die homogene Verbrennung von Dieselkraftstoff bei innerer Gemischbildung zu untersuchen.

Bild 6.22 zeigt die Druckverläufe, Bild 6.23 stellt Druckanstieg, Klopfamplitude, Brenndauer und 50%-Umsatzpunkt bei Variation der Abgasrückführungsrate (AGR-Rate) dar. Das rückgeführte Abgas wurde gekühlt, so dass sich für jede AGR-Rate eine konstante Temperatur im Saugrohr (nach Vermischung von Frischluft und rückgeführtem Abgas) von 32°C ergab. Dabei wird ein Teil des im Abgas enthaltenen Wasserdampfs durch Kondensation abgeschieden. Bis 20% AGR werden die Druckverläufe kaum von der AGR-Rate beeinflusst. Mit steigender AGR-Rate wird der Einfluss der Abgasrückführung zunehmend größer. Druckanstieg und Klopfamplitude werden durch hohe Abgasrückführung reduziert, die Brenndauer wird verlängert.

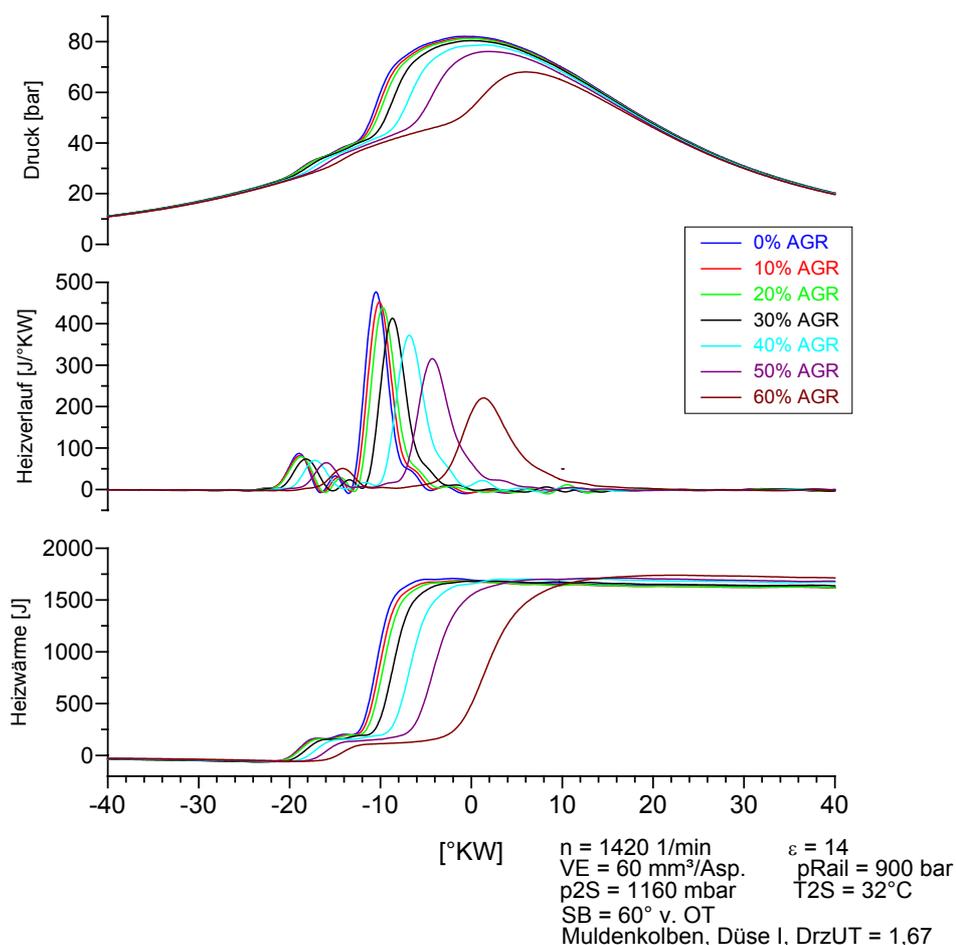


Bild 6.22: Einfluss der Abgasrückführung auf den Druckverlauf und die Wärmefreisetzung

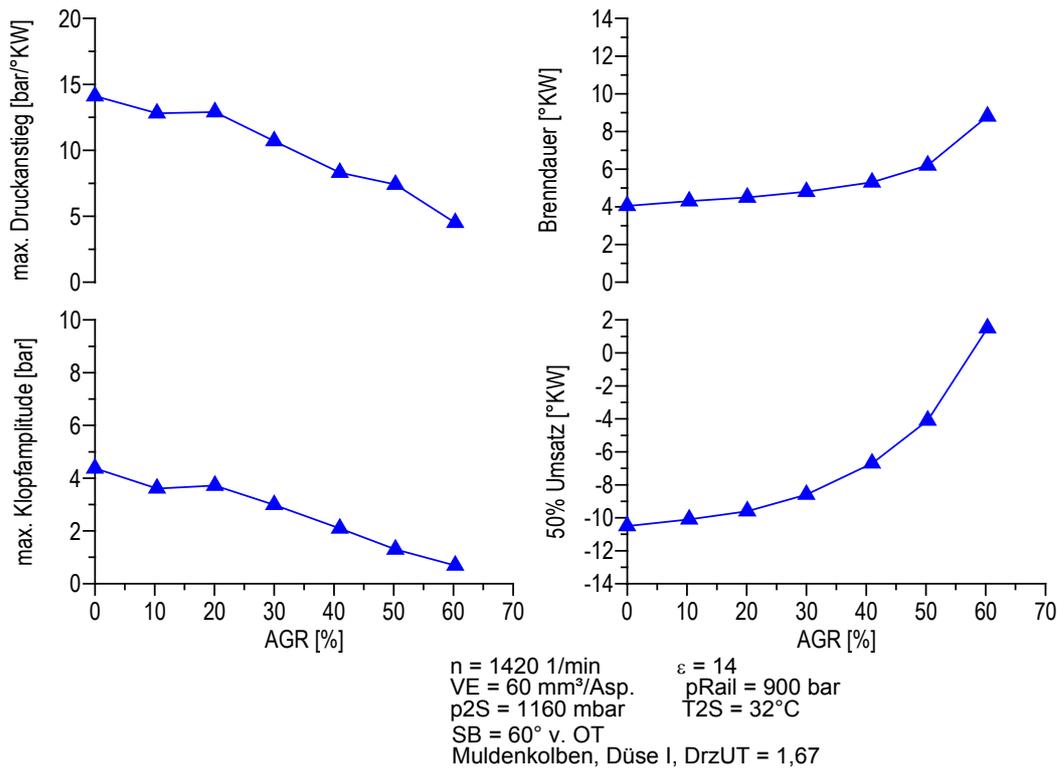


Bild 6.23: Einfluss der Abgasrückführung auf Druckerhöhung, Klopfamplitude, Brenndauer und 50%-Umsatzpunkt

Im Folgenden soll die Änderung des Zündbeginns mit Abgasrückführung näher betrachtet werden. Als Ursache für die Verzögerung des Zündbeginns mit Abgasrückführung kommt sowohl eine Reduktion der Kompressionstemperatur durch einen niedrigeren Isentropenexponenten aufgrund des höheren CO_2 - und Wassergehalts in Betracht als auch eine Verlangsamung zur Zündung führender chemischer Reaktionen durch den niedrigeren Sauerstoffgehalt. Die Gastemperatur wird hier mit Hilfe eines aus dem Druckverlauf ermittelten Polytropenexponenten berechnet (Anhang A2). Zwischen 0 und 60% AGR verringert sich die Gastemperatur bei der Kolbenstellung 22° v. OT , bei der ohne Abgasrückführung die Cool-Flame-Zündung erfolgt, um 30 K. Dies ist auf einen mit Abgasrückführung geringeren Polytropenexponenten zurückzuführen, der ohne Abgasrückführung zwischen 140° v. OT und 22° v. OT 1,327 und mit 60% AGR 1,310 beträgt. Eine Änderung der Zündtemperatur für die Cool-Flame-Verbrennung, die auf einer Verlangsamung zur Zündung führender chemischer Reaktionen zurückzuführen sein müsste, konnte nicht festgestellt werden. Dies bedeutet, dass die Verzögerung der Cool-Flame-Zündung einer Verringerung der Kompressionstemperatur durch einen geringeren Isentropenexponenten zuzuschreiben ist. Aufgrund der Wärmefreisetzung durch die Cool-Flames ist eine genaue Berechnung der Zündtemperatur für die Hot-Flames mit der Polytropengleichung nicht mehr möglich. Die Verzögerung der Hot-Flame-Verbrennung durch Abgasrückführung wird jedoch zumindest teilweise durch einen geringeren

Isentropenexponenten sowie auch durch eine geringere Wärmefreisetzung durch die Cool-Flame-Verbrennung (Bild 6.22), vgl. Kapitel 4.1, verursacht.

Eine getrennte Bewertung der Einflussgrößen Sauerstoffkonzentration und Isentropenexponent ist für die Umsatzrate nicht mehr möglich. Zum einen führt ein höherer Isentropenexponent mit Abgasrückführung zu einer Temperaturreduktion, wodurch sich die Umsatzrate verringert (die Geschwindigkeit von Elementarreaktionen hängt gemäß dem Arrheniusansatz exponentiell von der Temperatur ab). Zum anderen vermindert eine geringere Sauerstoffkonzentration die Wahrscheinlichkeit des Zusammenstoßens von Reaktionspartnern mit Sauerstoffmolekülen und führt daher zur Abnahme der Geschwindigkeit einzelner Elementarreaktionen. In Bild 6.24 ist die molare Sauerstoffkonzentration vor Einlass, berechnet mit Gleichung (A.9) aus der im Abgas gemessenen Sauerstoffkonzentration, dargestellt. Sie ändert sich nichtlinear mit der AGR-Rate. Die geringere Änderung der Sauerstoffkonzentration bei niedriger AGR-Rate ist darauf zurückzuführen, dass das rückgeführte Abgas bei hohem Luftüberschuss noch viel Sauerstoff enthält. Der im rückgeführten Abgas enthaltene Sauerstoff wird durch das Sauerstoffverhältnis λ_{O_2} berücksichtigt (Gleichung (A.14)), welches das Verhältnis von im Gemisch aus Frischluft und rückgeführtem Abgas vorhandener Sauerstoffmenge zu der für eine stöchiometrische Verbrennung benötigten Sauerstoffmenge beschreibt. Zum Vergleich ist in Bild 6.24 auch das aus der Frischluft und dem zugeführten Kraftstoff berechnete Luftverhältnis $\lambda = m_L / (m_B L_{st})$ dargestellt.

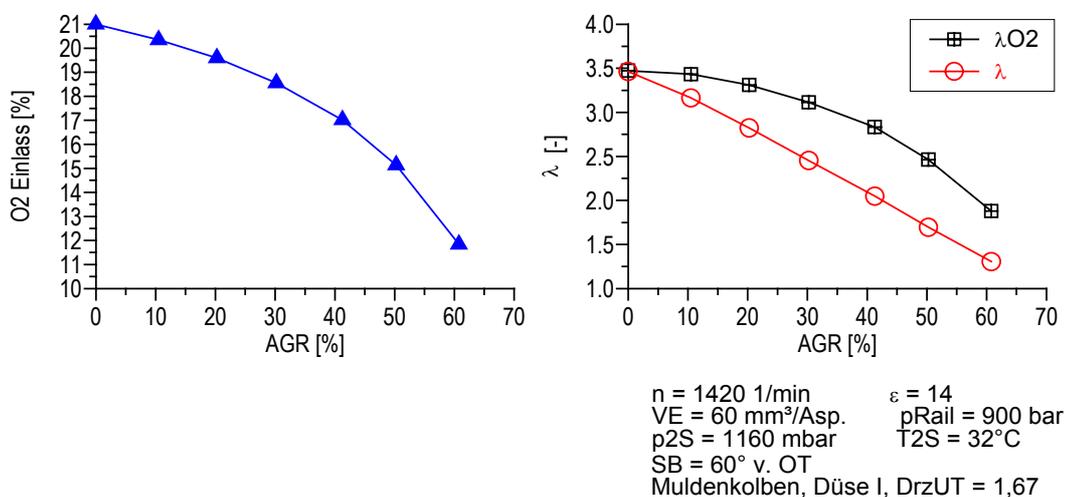


Bild 6.24: Sauerstoffkonzentration vor Einlass, Luft- und Sauerstoffverhältnis bei Variation der AGR-Rate

Des Weiteren kann auch eine verbesserte Homogenisierung aufgrund der späteren Zündung und intensiverer Quetschströmung vor OT zu einer Verringerung der Umsatzrate beitragen. Die spätere Zündung führt weiter auch zu einer Reduktion der Spitzentemperatur.

Bei entsprechend inhomogener Gemischbildung trägt folgender Mechanismus ebenfalls zu einer Verlangsamung der Verbrennung mit Abgasrückführung bei: Eine schlechte

Homogenisierung mit nahstöchiometrischen Zonen führt zu einer schlagartigen Verbrennung in diesen Zonen. Der negative Einfluss einer schlechten Homogenisierung wird verringert, wenn in Zonen, die ohne AGR ein stöchiometrisches oder überstöchiometrisches Luftverhältnis aufweisen würden, das Luftverhältnis durch die AGR auf unter eins sinkt. In diesen Zonen wird dann die Wärmefreisetzung aufgrund unvollständiger Verbrennung reduziert und der un- bzw. teilverbrannte Kraftstoff wird erst nach weiterer Zumischung unverbrannter Luft umgesetzt.

Durch die geringere Verbrennungstemperatur mit Abgasrückführung verringert sich auch die NO-Bildung. Bei der konventionellen Dieselverbrennung ist der wichtigste Effekt der Abgasrückführung auf die Stickoxidbildung die Absenkung lokaler Spitzentemperaturen durch Verringerung der Flammentemperatur im Bereich des stöchiometrischen Luftverhältnisses [3]. Bei konventioneller Verbrennung läuft die Verbrennung im Bereich des stöchiometrischen Luftverhältnisses ab. Verdünnung durch rückgeführtes Abgas führt zu einer Reduktion der lokalen Verbrennungstemperatur, da das inerte Abgas in den Bereichen, in denen die Verbrennung erfolgt, mit aufgeheizt werden muss. Bei hinreichender Homogenität tritt dieser Effekt bei der homogenen Verbrennung nicht auf und ist nur bei entsprechend inhomogener Gemischbildung (lokales Luftverhältnis mit AGR unter eins) von Bedeutung. Im ersten Fall bewirkt die Abgasrückführung eine Temperaturreduktion dann nur durch die höhere spezifische Wärmekapazität und indirekt durch die verzögerte Zündung und die langsamere Verbrennung.

In Bild 6.25 ist die Änderung der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauchs durch Abgasrückführung dargestellt. Der Kraftstoffverbrauch verbessert sich mit Abgasrückführung wegen einer günstigeren Schwerpunktslage. Auch bei hoher AGR-Rate erfolgt aufgrund des hinreichend homogenen Gemisches kein Anstieg der Rußemissionen. Die auch ohne AGR sehr geringen NO_x -Emissionen werden weiter reduziert.

Bei der Bewertung der CO- und HC-Emissionen ist zu beachten, dass das im rückgeführten Abgas enthaltene CO und HC wieder oxidiert werden kann und außerdem die bei der Kühlung des rückgeführten Abgases in diesem enthaltenen Kohlenwasserstoffe zumindest teilweise kondensieren und abgeschieden werden.

Der Anteil des rückgeführten Abgases am Gesamtabgas sei

$$AGR' = \frac{m_R}{m_L + m_R + m_B} \quad , \quad (6.24)$$

wobei der Unterschied zur Definition der AGR-Rate $AGR = m_R / (m_L + m_R)$ entsprechend dem geringen Kraftstoffanteil gering ist:

$$AGR' = \frac{1}{1 + (1 - AGR) / (\lambda - L_{st})} \quad (6.25)$$

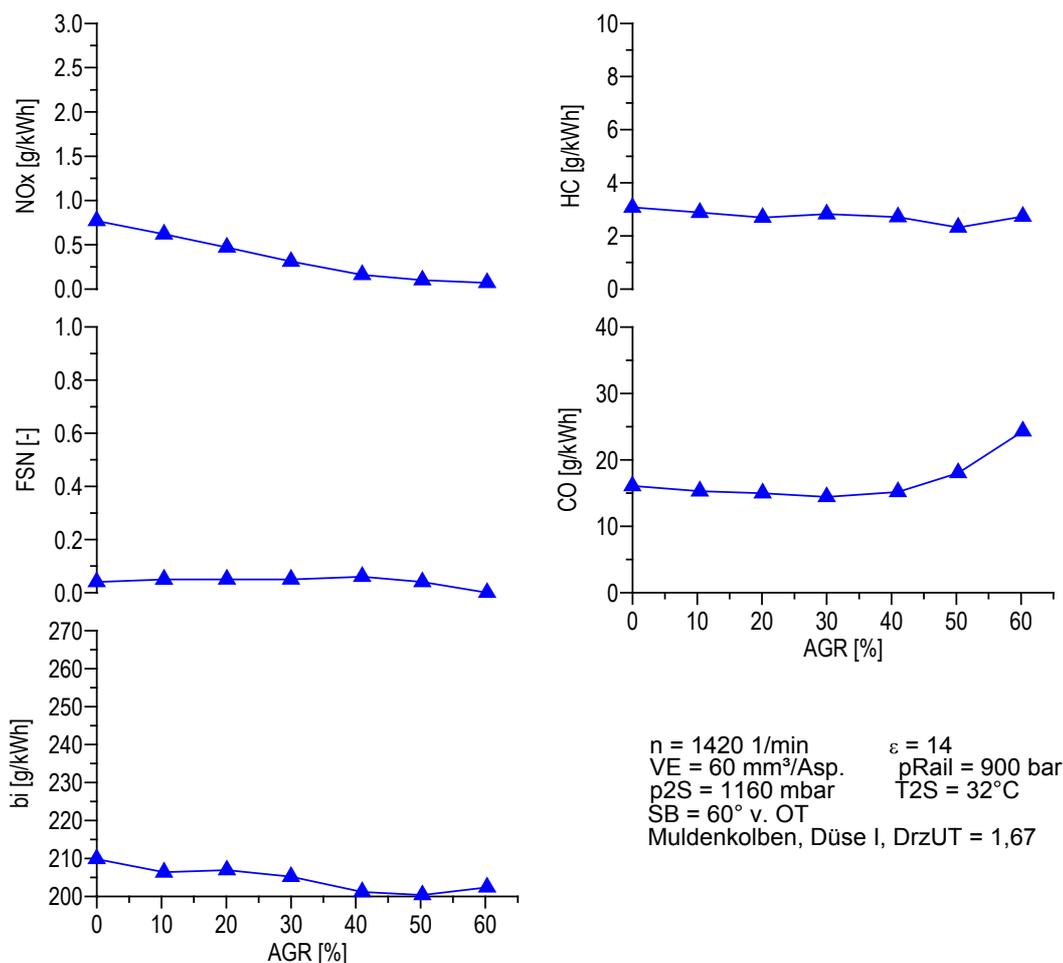


Bild 6.25: Einfluss der Abgasrückführung auf die Abgasemissionen und den Verbrauch

Für den Grenzfall des vollständigen Abbaus der rückgeführten Schadstoffe, sei es durch Verbrennung oder durch Abscheidung, wird die den Motor nach dem AGR-System verlassende Schadstoffmasse wie der Abgasmassenstrom multiplikativ mit dem Faktor $(1 - \text{AGR})$ reduziert. Für den Fall, dass durch ein nochmaliges Durchlaufen des Verbrennungsprozesses die Schadstoffkomponenten nicht abgebaut werden oder keine Abscheidung stattfindet (gilt für NO_x), ändert sich die den Motor verlassende Masse dieser Komponente durch Rückführung nicht. Diese Überlegung berücksichtigt natürlich nicht die Änderung der Schadstoffentstehung durch AGR.

Hieraus ergibt sich für die HC- und CO-Emissionen aus Bild 6.25 folgende Überlegung: Die HC- und CO-Emissionen in g/kWh und wegen der relativ geringen Leistungsänderung ungefähr auch die Masse an HC und CO ändern sich bis ca. 50% AGR nur wenig. Nimmt man an, dass rückgeführtes HC und CO vollständig abgebaut werden, bedeutet dies, dass sich das entstandene HC und CO beispielsweise bei 50% AGR ungefähr verdoppelt hat.

6.5 Einfluss der Cetanzahl des Kraftstoffs

Die bisher durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass bei hinreichend homogener Gemischbildung (bei Spritzbeginn 60° v. OT) der Zündbeginn der Hot-Flame-Verbrennung bei einem im Vergleich zum Serienstand deutlich abgesenkten Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 14$ und einer sehr geringen Ladelufttemperatur von 25°C bei 12° v. OT liegt. Aufgrund der kurzen Brenndauer läuft, abgesehen von einer langsamen Nachbrennphase, die Verbrennung damit vor dem oberen Totpunkt ab. Eine deutliche Verschiebung des Zündbeginns und der Schwerpunktslage war nur durch eine hohe Abgasrückführrate von 60% möglich. Neben einem Anstieg des Brennraumdrucks und in geringerem Maße auch der Gastemperatur führt eine Schwerpunktslage vor dem oberen Totpunkt zu einer Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs /9/. Für einen idealen Gleichraumprozess ohne Wandwärme und ohne Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität gilt, dass eine Gleichraumverbrennung $x^\circ\text{KW}$ vor OT den gleichen Wirkungsgrad ergibt wie eine Gleichraumverbrennung $x^\circ\text{KW}$ nach OT. Bei einem realen Prozess führt eine zu frühe Schwerpunktslage jedoch aufgrund hoher Brennraumdrücke und Temperaturen zu hohen Wandwärmeverlusten, so dass die verbrauchsoptimale Schwerpunktslage einige Grad nach OT liegt /109/, /9/. Deshalb wurde untersucht, inwiefern eine Absenkung der Cetanzahl zu einer späteren Zündung führt und ob dadurch der Kraftstoffverbrauch verbessert werden kann.

Es wurden drei speziell gemischte Dieselmotorkraftstoffe mit den Cetanzahlen 50, 40 und 30 untersucht. Die Zusammensetzung der Kraftstoffe wurde dabei so gewählt, dass diese außer in der Cetanzahl möglichst geringe Unterschiede ihrer Eigenschaften aufweisen sollten, was allerdings aufgrund gegenseitiger Abhängigkeiten der verschiedenen physikalischen Eigenschaften nur eingeschränkt möglich war. Außer in der Cetanzahl unterscheiden sich die Kraftstoffe hauptsächlich im Siedeverhalten und im Gehalt an Monoaromaten (Tabelle 6.1, Bild 6.26). Die untersuchten Kraftstoffe unterscheiden sich auch geringfügig in Dichte und Heizwert. Für die Versuche wurde die Einspritzmenge daher so eingestellt, dass jeweils eine konstante Energiemenge von 2170 J/Asp. zugeführt wurde. Um den Verbrauch mit Kraftstoffen verschiedener Heizwerte in g/kWh vergleichen zu können, wurde durch Multiplikation des für den jeweiligen Kraftstoff (Heizwert Hu') gemessenen Verbrauchs in g/kWh mit dem Faktor Hu'/Hu der Kraftstoffverbrauch auf den Verbrauch mit konventionellem Dieselmotorkraftstoff (Heizwert Hu) umgerechnet.

	Cetanzahl 30	Cetanzahl 40	Cetanzahl 50	Standard- kraftstoff
Dichte [kg/m ³]	852,0	848,0	847,0	839,1
Siedebeginn [°C]	180,4	177,0	183,4	178,0
50 % verdampft [°C]	201,2	217,4	258,1	270,0
Siedeende [°C]	320,0	374,5	380,6	367,0
Cetanzahl [-]	28,8	37,6	50,0	51,9
Oberflächenspannung [mN/m]	28,5	28,7	28,4	28,3
Gehalt an Monoaromaten [% Vol]	54,3	40,6	28,8	23,1
Gehalt an Polyaromaten [% Vol]	2,7	2,3	3,1	0,9
H/C-Verhältnis [-]	1.781	1.734	1.797	1.829
Schwefelgehalt [% Masse]	0,029	0,029	0,028	0,042
L _{st} [-]	14,47	14,40	14,49	14,54
unterer Heizwert [kJ/kg]	42174	42484	42757	43100

Tabelle 6.1: Eigenschaften der verwendeten Kraftstoffe

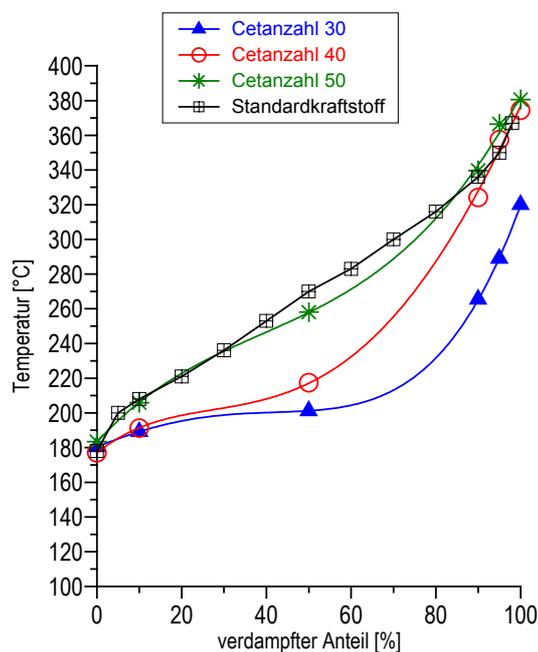


Bild 6.26: Siedelinien für die verwendeten Kraftstoffe

Bild 6.27 und Bild 6.28 zeigen den Einfluss der Cetanzahl auf den Zündbeginn. Die Verzögerung der Zündung der Cool-Flame-Verbrennung durch Reduktion der Cetanzahl von 50 auf 30 beträgt durchschnittlich 2 °KW, die Verzögerung der Hot-Flame-Verbrennung durchschnittlich 4,5 °KW. Entsprechend der Verzögerung der Zündung der

Cool-Flame-Verbrennung ist die Zündtemperatur für die Cool-Flame-Verbrennung bei der Cetanzahl 30 gegenüber der Cetanzahl 50 um durchschnittlich 20 °C reduziert. Die Bestimmung der Zündtemperatur der Hot-Flame-Verbrennung gestaltete sich schwierig, da schon nach der Cool-Flame-Verbrennung Schwingungen im Druckverlauf und damit im Verlauf der mittleren Gastemperatur und im Heizverlauf auftraten. Dies erklärt die nicht ganz plausiblen Verläufe für die Zündtemperatur der Hot-Flame-Verbrennung. Der verzögerte Zündbeginn der Hot-Flame-Verbrennung bei niedriger Cetanzahl wird zumindest zum Teil durch eine geringere Wärmefreisetzung der Cool-Flames verursacht (Bild 6.28), so dass die Zündtemperatur für die Hot-Flame-Verbrennung erst bei fortgeschrittener Kompression erreicht wird. Wie in Kapitel 4.1 dargestellt, führt eine geringere Wärmefreisetzung bei der Cool-Flame-Verbrennung durch den geringeren Temperaturanstieg zu einer Verzögerung der Hot-Flame-Zündung. Zündunwillige Kraftstoffe, die eine geringere Wärmefreisetzung in der Cool-Flame-Phase aufweisen, verzögern damit den Zündbeginn der Hot-Flame-Verbrennung.

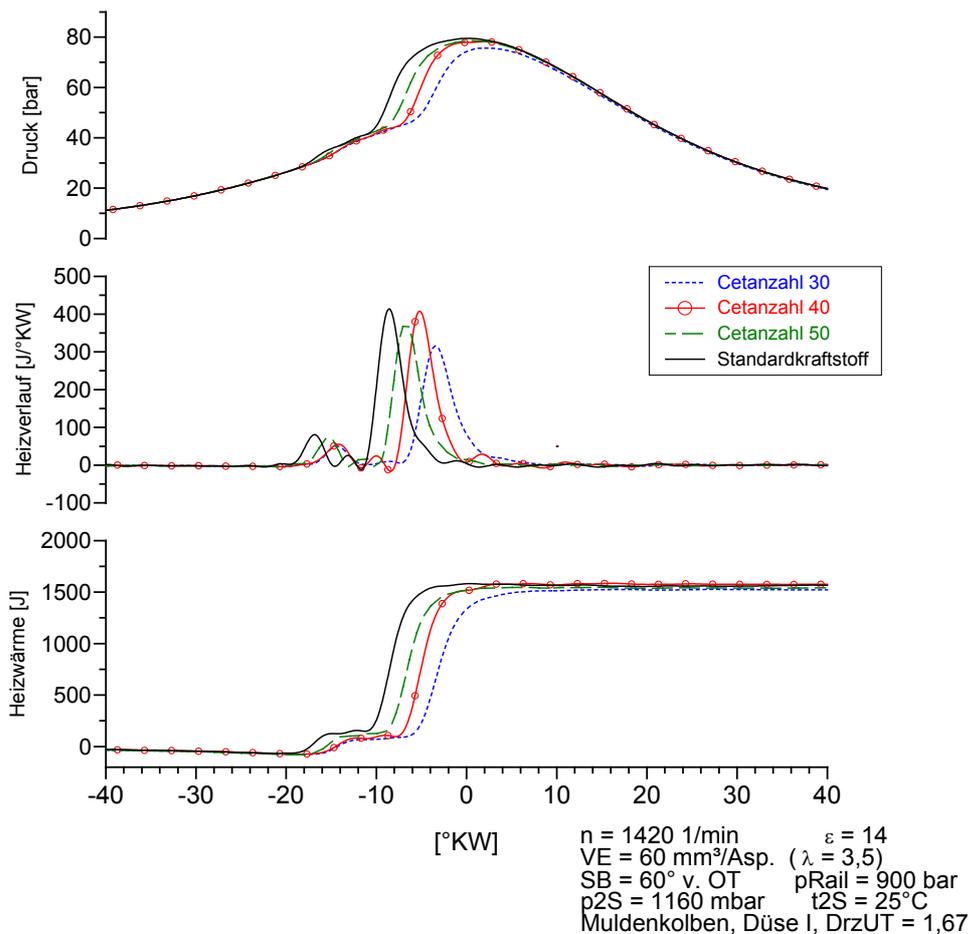


Bild 6.27: Einfluss der Cetanzahl auf den Druckverlauf und die Wärmefreisetzung

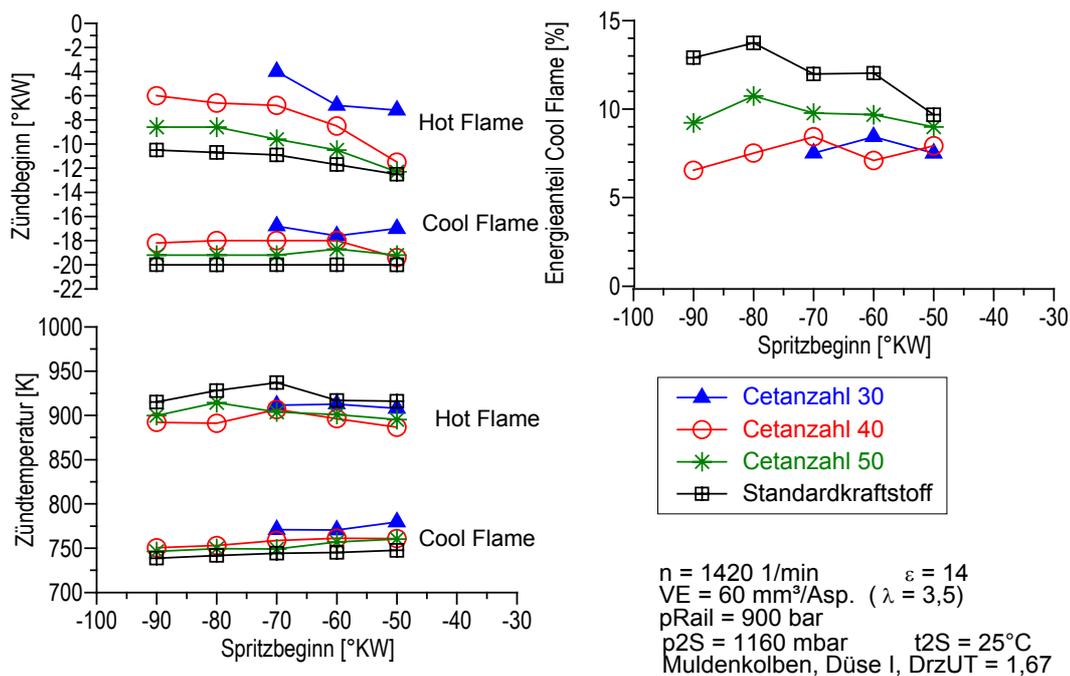


Bild 6.28: Einfluss der Cetanzahl auf Zündbeginn, Zündtemperatur und Energieanteil der Cool-Flames

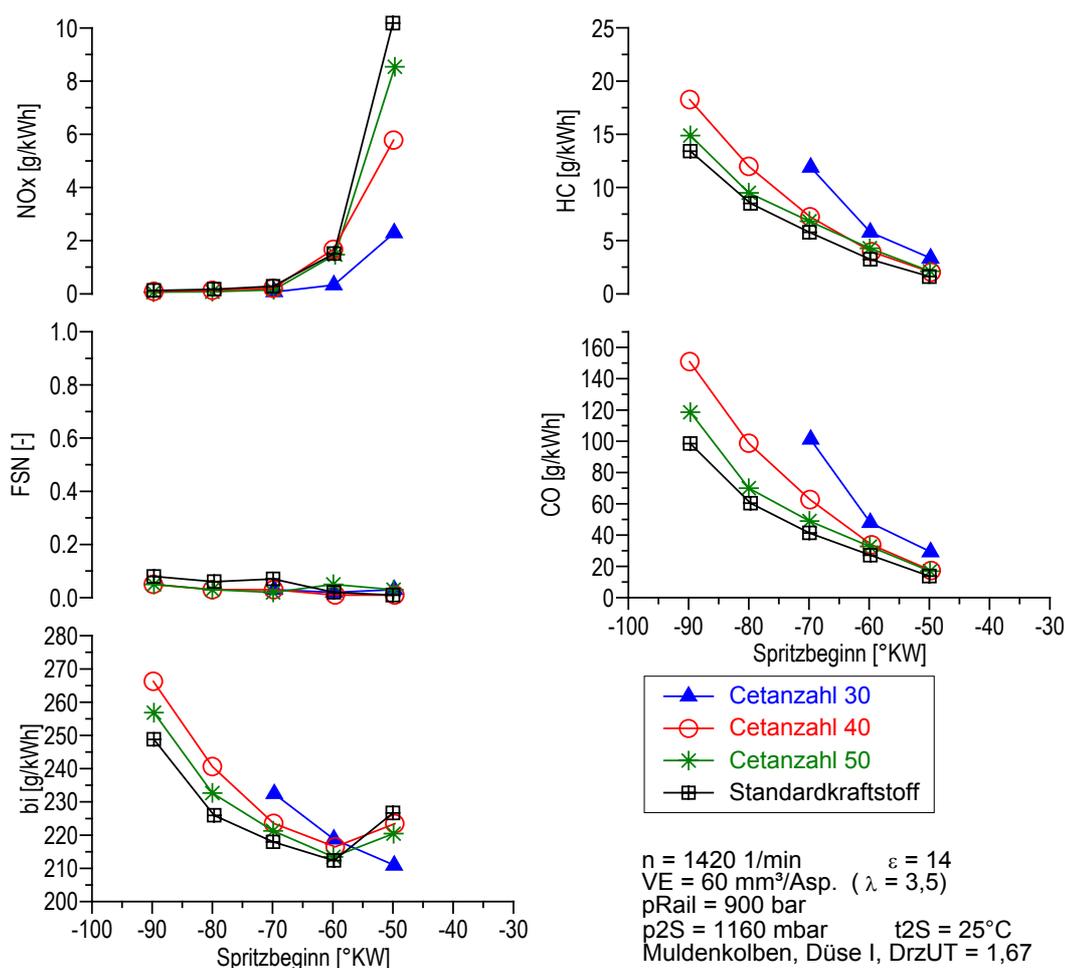


Bild 6.29: Einfluss der Cetanzahl auf die Abgasemissionen und den Verbrauch

Bild 6.29 zeigt die Abgasemissionen* bei Variation des Spritzbeginns für die einzelnen Kraftstoffe. Für den Kraftstoff mit der Cetanzahl 30 ergab sich eine Reduktion der Stickoxide. Die verringerten Stickoxidemissionen sind auf lokal abgesenkte Gastemperaturen zurückzuführen, wofür verschiedene mögliche Ursachen zu nennen sind. Zum einen steht durch die verzögerte Zündung ein längerer Zeitraum für die homogene Gemischbildung zur Verfügung, die durch die im Bereich 10° v. OT starke Quetschströmung unterstützt wird. Weiter führt eine Verzögerung der Zündung der Hauptverbrennung, ähnlich wie eine Spritzbeginnverstellung bei konventioneller Dieselerbrennung, zu einer Absenkung der Spitztemperatur. Zum anderen ist auch bei reduzierter Zündwilligkeit die Verbrennung unvollständiger. Dies trägt ebenfalls zu einer Temperaturreduktion bei. Schließlich siedet der Kraftstoff mit der Cetanzahl 30 bei niedrigerer Temperatur (Bild 6.26), wodurch die Homogenisierung verbessert wird.

Der Vergleich der HC- und CO-Emissionen bei den verschiedenen Kraftstoffen zeigt, dass diese Emissionen mit sinkender Cetanzahl zunehmen. Dies lässt sich auf lokal niedrigere Gastemperaturen, die die Ursache für reduzierte NO-Bildung sind, zurückführen. Vermutlich sind auch Bereiche, die für eine Selbstzündung zu mager sind, bei verminderter Zündwilligkeit vergrößert, was zu einem Anstieg unverbrannter Kohlenwasserstoffe führt. Die geringe Zündwilligkeit von Dieselerkraftstoff mit der Cetanzahl 30 führt außerdem dazu, dass bei frühem Spritzbeginn, was lokal zu mageren Zonen führt, keine Zündung mehr erfolgt.

Zur Beurteilung der Änderung des Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit von der Cetanzahl sind hier der Verbrennungsschwerpunkt und der Umsetzungsgrad von Interesse. Wie Bild 6.30 zeigt, wird einerseits der bei hoher Cetanzahl deutlich vor dem oberen Totpunkt liegende Verbrennungsschwerpunkt durch die Reduktion der Cetanzahl wirkungsgradgünstig in Richtung OT verschoben, andererseits sinkt der Umsetzungsgrad mit der Cetanzahl. Insgesamt konnte daher durch Absenkung der Cetanzahl keine signifikante Verbesserung im Kraftstoffverbrauch erzielt werden (Vergleich Verbrauchsminimum für Standardkraftstoff bei Spritzbeginn 60° v. OT und für Kraftstoff mit der Cetanzahl 30 bei Spritzbeginn 50° v. OT).

Der gefundene Zusammenhang zwischen der Zündwilligkeit des Kraftstoffs und der Vollständigkeit der Verbrennung bei homogener Kompressionszündung wird auch durch die Ergebnisse von Yanagihara et al. /46/ bestätigt. Von Yanagihara et al. /46/ wurde festgestellt, dass die CO- und insbesondere die HC-Emissionen bei direkter Einspritzung mit einer Kegelstrahldüse bei einem Kraftstoff mit hoher Cetanzahl 91 im Vergleich zu einem konventionellen Dieselerkraftstoff insbesondere bei frühem Spritzbeginn reduziert

* Abweichungen zu in anderen Kapiteln dargestellten Werten, insbesondere bei den Stickoxiden, erklären sich daraus, dass hier eine andere 30-Lochdüse der Variante I verwendet wurde.

werden. Dadurch wurde ein Anstieg des Kraftstoffverbrauchs bei frühem Spritzbeginn vermieden.

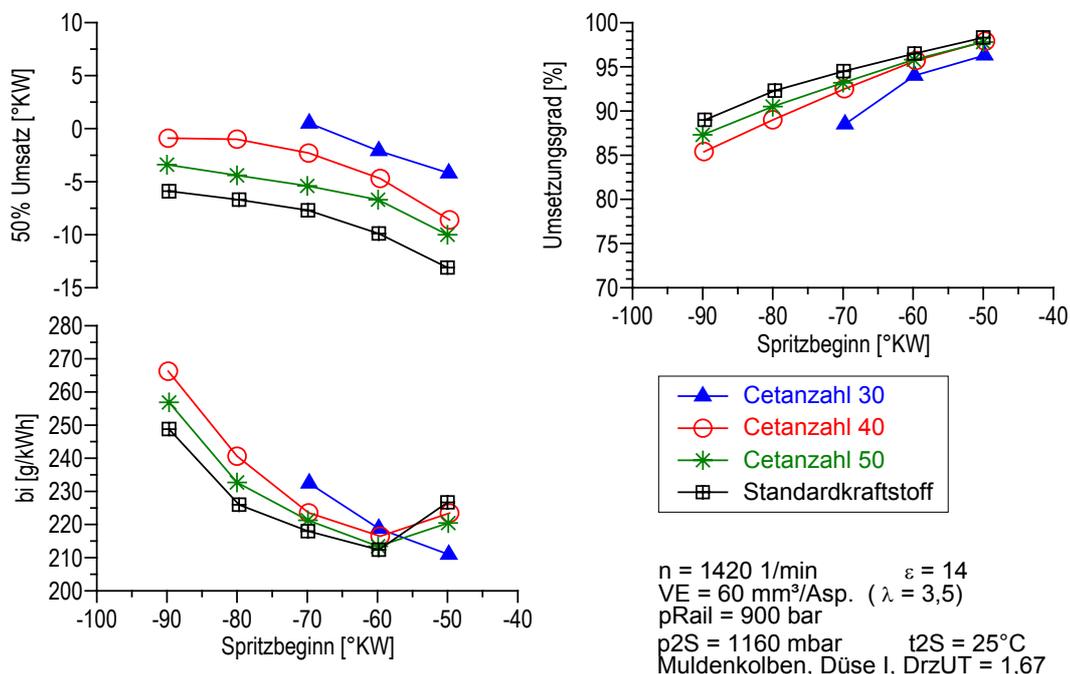


Bild 6.30: Einfluss der Cetanzahl auf 50%-Umsatzpunkt, Umsetzungsgrad und Verbrauch

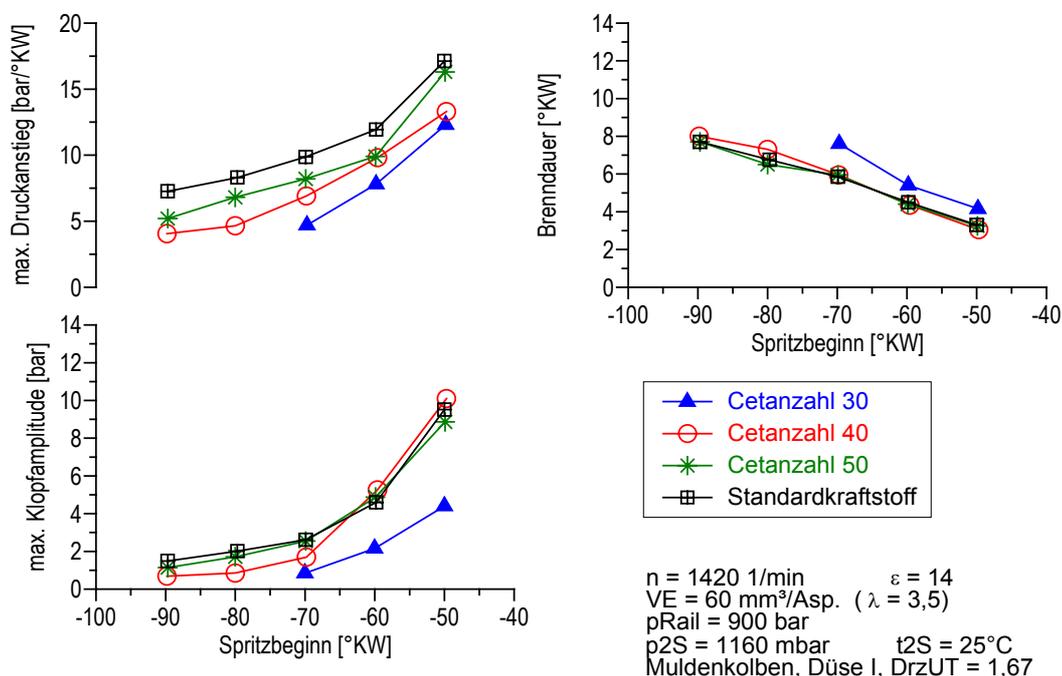


Bild 6.31: Einfluss der Cetanzahl auf Druckanstieg, Klopfamplitude und Brenndauer

Aus den in Bild 6.31 dargestellten Ergebnissen ist zu entnehmen, dass mit sinkender Cetanzahl Druckanstieg und Klopfamplitude abnehmen. Ursache hierfür sind die Faktoren, die auch für die Abnahme der NO_x-Emissionen mit sinkender Cetanzahl als ursächlich angesehen werden: Unvollständige Verbrennung, Verbesserung der Homoge-

nisierung durch besseres Siedeverhalten und spätere Zündung. Damit scheint der Kraftstoff mit der Cetanzahl 30 für eine Steigerung der Last gegenüber den zündwilligeren Kraftstoffen besser geeignet zu sein.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass zwar durch Absenkung der Cetanzahl der Zündbeginn verzögert wird (4,5° KW für die Hot-Flames bei Reduktion der Cetanzahl von 50 auf 30); aufgrund eines bei niedriger Cetanzahl geringeren Umsetzungsgrads konnte der minimale Kraftstoffverbrauch jedoch nicht signifikant verbessert werden. Es ist zu vermuten, dass Kraftstoff niedriger Cetanzahl für höhere Lasten wegen dann vollständigerer Verbrennung bei verzögerter Zündung von Vorteil ist. Hierzu wären noch weitere Untersuchungen sinnvoll.

6.6 Laststeigerung durch Aufladung und Abgasrückführung

Die Lastbegrenzung durch schlagartige Verbrennung stellt eines der größten Probleme der homogenen Kompressionszündung dar. Es wurde daher untersucht, inwiefern durch Anhebung des Luftverhältnisses die Geschwindigkeit der Kraftstoffumsetzung reduziert und damit die Last gesteigert werden kann. Dabei wurde für verschiedene Einspritzmengen der Ladedruck und damit das Luftverhältnis in einem weiten Bereich variiert. Um die Abhängigkeiten prinzipiell darzustellen, war es notwendig, auch sehr hohe Ladedrücke einzustellen, die mit einem Turbolader bei den untersuchten geringen Einspritzmengen wegen der geringen Abgastemperatur nicht zu erreichen sind.

Wie bereits in Kapitel 6.1.1 dargestellt, führt eine zu hohe Gasdichte bei der Einspritzung zu einer ungenügenden Strahlausbreitung und damit zu einer ungünstigen Homogenisierung. Um eine Verschlechterung der Homogenisierung bei hohem Ladedruck, das heißt hoher Gasdichte, zu vermeiden, wurde daher der Spitzbeginn bei Steigerung des Ladedrucks nach früh verstellt. Der Spritzbeginn wurde jeweils so eingestellt, dass die Gasdichte im Brennraum bei der Kurbelwinkelstellung $(\varphi_{\text{Spritzbeginn}} + \varphi_{\text{Spritzende}})/2$ für jeden Ladedruck konstant blieb und der Gasdichte bei dieser Kurbelwinkelstellung für den Basisfall Spritzbeginn 60° v. OT mit Ladedruck 1160 mbar und Einspritzmenge 60 mm³/Asp. entsprach.

In Bild 6.32 sind Druckanstieg, Brenndauer, Klopfamplitude, indizierter Mitteldruck und Ladedruck für verschiedene Einspritzmengen über dem Luftverhältnis dargestellt. Die Schadstoffemissionen zeigt Bild 6.33. Diese wurden in g/kg Kraftstoff aufgetragen, um im Gegensatz zur Darstellung in g/kWh eine von der Leistung und damit vom Wirkungsgrad unabhängige Darstellung zu erhalten, da sich der Wirkungsgrad mit steigendem Luftverhältnis wegen unvollständiger Verbrennung stark verschlechtert.

Mit steigendem Luftverhältnis nimmt die Brenndauer zu, das heißt, die Verbrennung verlangsamt sich. Druckanstieg und Klopfamplitude nehmen, ausgehend von niedrigem Luftverhältnis, für die höheren Einspritzmengen in Bild 6.32 zunächst stärker, mit

steigendem Luftverhältnis jedoch immer weniger ab. Bei der niedrigsten dargestellten Einspritzmenge von $50\text{mm}^3/\text{Asp.}$ ändern sich Druckanstieg und Klopfamplitude mit steigendem Luftverhältnis kaum.

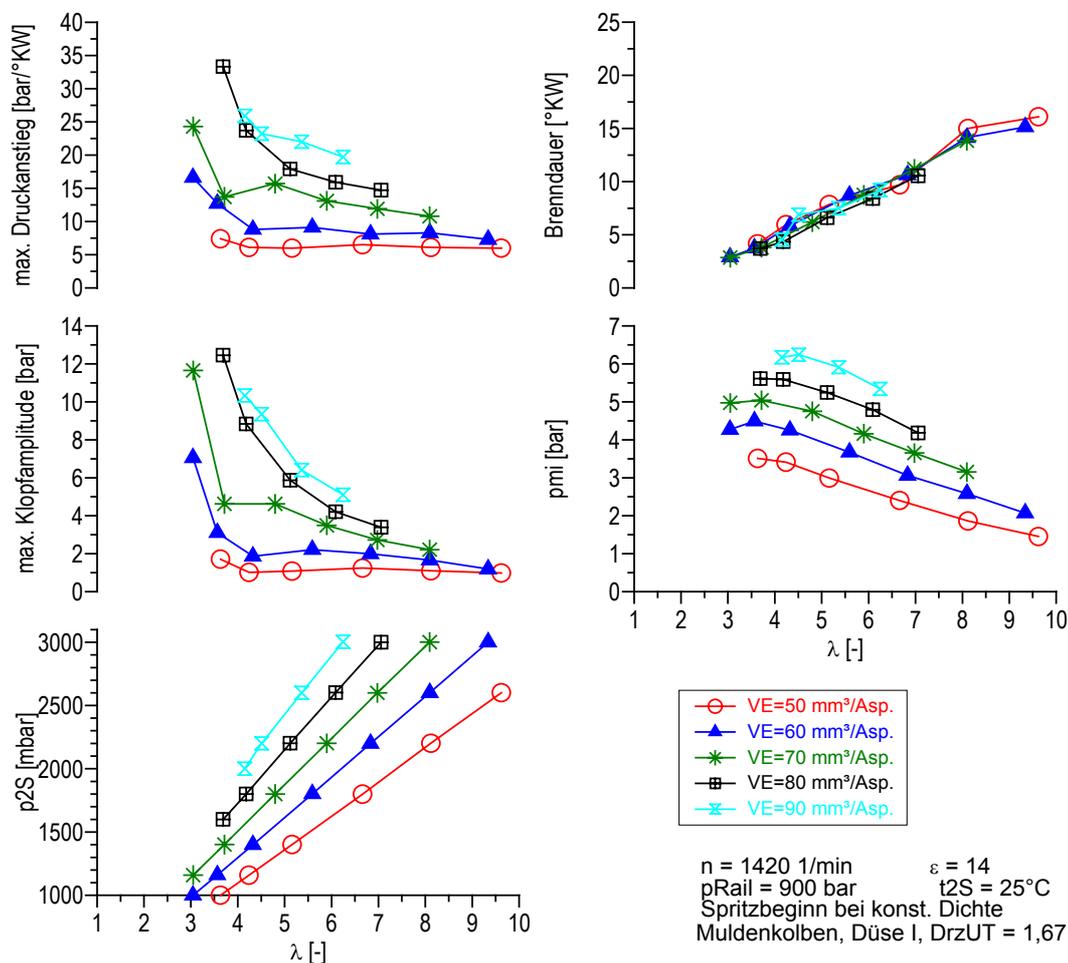


Bild 6.32: Einfluss des Luftverhältnisses auf Druckanstieg, Klopfamplitude und Brenndauer für verschiedene Einspritzmengen

Vergleicht man in Bild 6.32 verschiedene Einspritzmengen für gleiches Luftverhältnis, sieht man, dass mit steigender Einspritzmenge, das heißt, mit steigender Last, Druckanstieg und Klopfamplitude trotz konstantem Luftverhältnis zunehmen. Die Brenndauer ist dagegen bei konstantem Luftverhältnis weitgehend unabhängig von der Last. Der höhere Druckanstieg erklärt sich unter anderem damit, dass im gleichen Zeitraum (konstante Brenndauer) eine größere Wärmemenge freigesetzt wird. Im Folgenden wird eine Gleichung hergeleitet, die diesen Sachverhalt verdeutlicht:

Für das geschlossene System des Brennraums lautet der erste Hauptsatz bei konstanter Masse und ohne Berücksichtigung der unterschiedlichen Stoffwerte des Luft-Kraftstoffgemisches und des Abgases:

$$\frac{dU}{d\varphi} = m c_v \frac{dT}{d\varphi} = -p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} \quad (6.26)$$

Durch Einsetzen der Gleichung für das ideale Gas

$$\frac{dT}{T} = \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} \quad (6.27)$$

folgt nach Umformung für den Druckanstieg:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{1}{V} \frac{R}{c_v} \left(\frac{dQ_B}{d\varphi} - \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) p \frac{dV}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} \right) \quad (6.28)$$

Dabei bezeichnet der erste Term die durch Verbrennung zugeführte Wärme, während der zweite Term die Druckänderung durch Kompression oder Expansion und der dritte Term den Einfluss der Wandwärme wiedergibt. Damit folgt für den Druckanstieg durch Verbrennung:

$$\left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_{\text{Verbrennung}} = \frac{1}{V} \frac{R}{c_v} \frac{dQ_B}{d\varphi}, \quad (6.29)$$

das heißt, der Druckanstieg durch Verbrennung ist proportional zum Brennverlauf.

Wird nun im gleichen Zeitraum (konstante Brenndauer) eine größere Wärmemenge freigesetzt, erhöht sich $dQ_B/d\varphi$, und der Druckanstieg durch Verbrennung nimmt zu. Des Weiteren trägt zum höheren Druckanstieg mit größerer Einspritzmenge aber konstantem Luftverhältnis nach Gleichung (6.28) auch ein höherer Druckanstieg durch Kompression bei, da das Druckniveau höher ist.

Wie bereits erwähnt, nimmt bei der geringen Einspritzmenge $50 \text{ mm}^3/\text{Asp.}$ der Druckanstieg trotz steigender Brenndauer nicht ab. Gleiches gilt für die Einspritzmenge $60 \text{ mm}^3/\text{Asp.}$ bei $\lambda > 4,5$. Das erklärt sich damit, dass mit steigendem Luftverhältnis zwar einerseits der Druckanstieg durch Verbrennung aufgrund längerer Brenndauer abnimmt, andererseits der Druckanstieg durch Kompression wegen des höheren Zylinderdrucks zunimmt (Gleichung (6.28)). Dies führt dann insgesamt zu einem über dem Luftverhältnis annähernd konstanten Druckanstieg. Ähnlich wie der Druckanstieg verhält sich nach Bild 6.32 auch die Klopfamplitude.

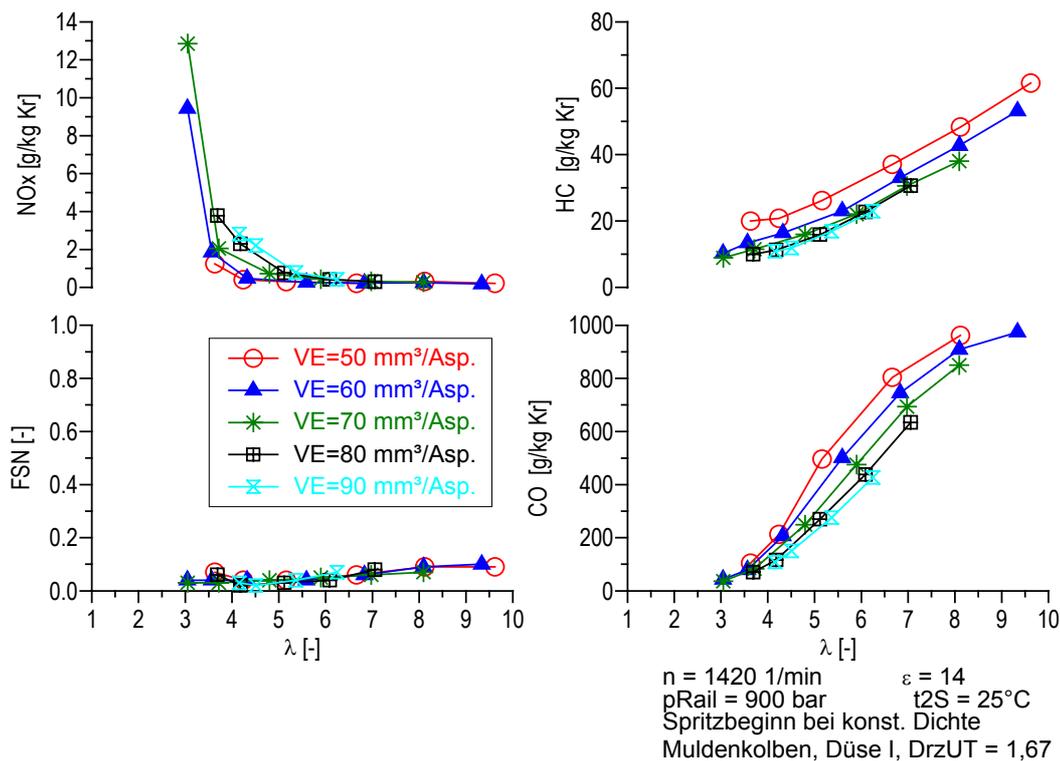


Bild 6.33: Einfluss des Luftverhältnisses auf die Abgasemissionen für verschiedene Einspritzmengen

Zur Zunahme des Druckanstiegs und der Klopfamplitude mit steigender Einspritzmenge, aber konstantem Luftverhältnis, kann auch eine verschlechterte Homogenisierung beitragen. Darauf deuten die mit höherer Einspritzmenge höheren NO_x -Emissionen bei $3,5 < \lambda < 5$ hin (Bild 6.33). Für geringeres Luftverhältnis ($\lambda \approx 3$) erfolgt ein starker Anstieg der Stickoxidemissionen, der auf eine unzureichende Homogenisierung zurückzuführen ist. Global liegt das Luftverhältnis hier noch so hoch, dass die hohen NO_x -Emissionen von 10 – 13 g/kg Kr entsprechend 2,5 – 3,3 g/kWh nur auf lokale Bereiche mit geringerem Luftverhältnis zurückgeführt werden können. Dies führt zu der starken Zunahme des Druckanstiegs und der Klopfamplitude für die Einspritzmengen 60 und 70 $\text{mm}^3/\text{Asp.}$ bei $\lambda \approx 3$.

Anzumerken ist noch, dass mit steigendem Luftverhältnis die mittlere Gastemperatur und die Abgastemperatur abnehmen, da eine höhere Gasmasse aufgeheizt werden muss. Daraus ergibt sich ein starker Anstieg der HC- und CO-Emissionen mit dem Luftverhältnis (Bild 6.33) und damit eine Reduktion des Umsetzungsgrads und ein Anstieg des Kraftstoffverbrauchs (Bild 6.34). Die unvollständige Verbrennung mit hohem Luftverhältnis trägt auch zur langsameren Umsetzung mit steigendem Luftverhältnis bei.

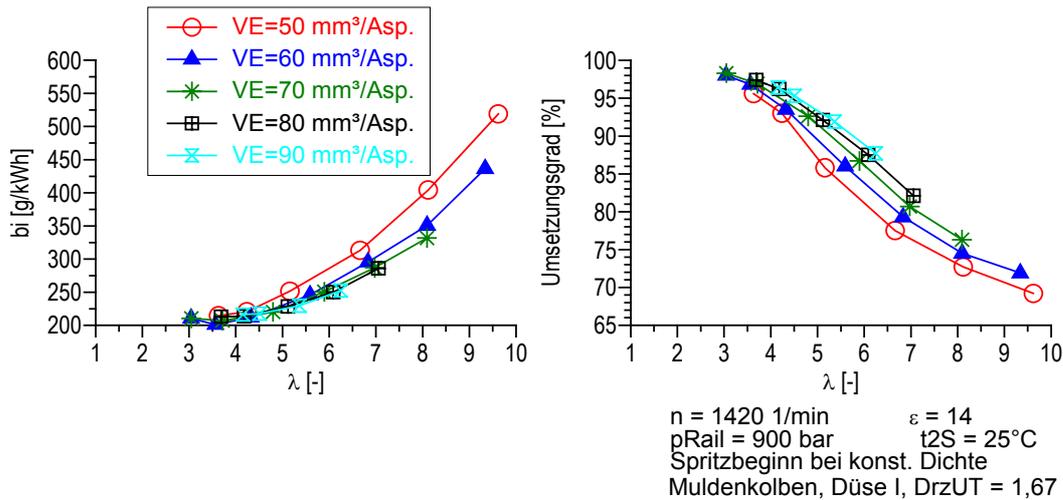


Bild 6.34: Einfluss des Luftverhältnisses auf den Umsetzungsgrad und den Kraftstoffverbrauch für verschiedene Einspritzmengen

Neben der Haupteinflussgröße Temperatur hängt der Zündverzug homogener Luft-Kraftstoffgemische allgemein auch vom Luftverhältnis und vom Druck ab. Daher wurde der Zündbeginn in Abhängigkeit vom Luftverhältnis mit dem Ladedruck als Parameter aufgetragen (Bild 6.35). Druckverläufe für konstantes Luftverhältnis sind in Bild 6.36 und für konstanten Ladedruck in Bild 6.37 beispielhaft dargestellt.

Bild 6.35 zeigt, dass der Beginn der Hot-Flame-Verbrennung mit steigendem Luftverhältnis verzögert wird. Der Beginn der Cool-Flame-Verbrennung verzögert sich nur wenig mit zunehmendem Luftverhältnis. In Bild 6.35 ist das globale Luftverhältnis dargestellt. Bestimmend für die Zündung ist jedoch das lokal im Brennraum vorliegende Luftverhältnis. Es ist davon auszugehen, dass bei Abnahme des globalen Luftverhältnisses durch die höhere Einspritzmenge eine Verschlechterung der Homogenisierung erfolgt, so dass bei niedrigem Luftverhältnis die Abweichung zwischen dem lokalen Luftverhältnis und dem im Bild dargestellten globalen Luftverhältnis größer wird.

Eine Steigerung des Ladedrucks bei konstantem Luftverhältnis führt ebenfalls zu einer früheren Zündung der Hot-Flame-Verbrennung und in geringerem Maße auch der Cool-Flame-Verbrennung (Bild 6.35). Hier zeigt sich nicht nur der Einfluss des Drucks auf den Zündbeginn, sondern auch der eines lokal geringeren Luftverhältnisses bei schlechterer Homogenisierung.

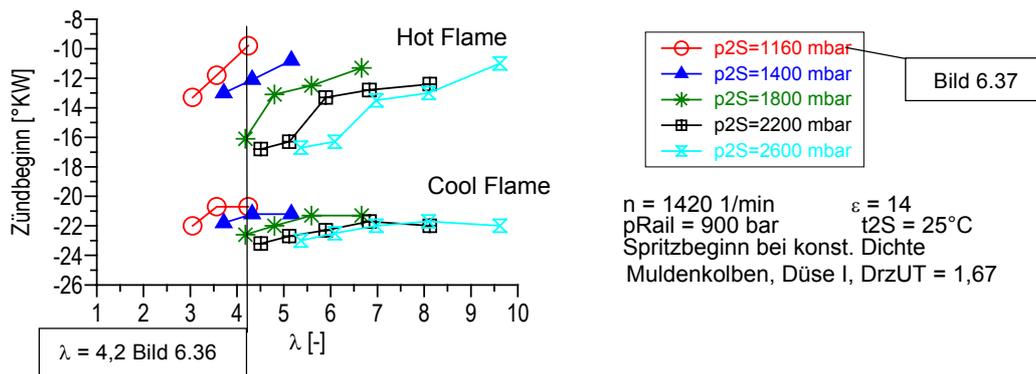


Bild 6.35: Einfluss des Luftverhältnisses und des Ladedrucks auf den Zündbeginn

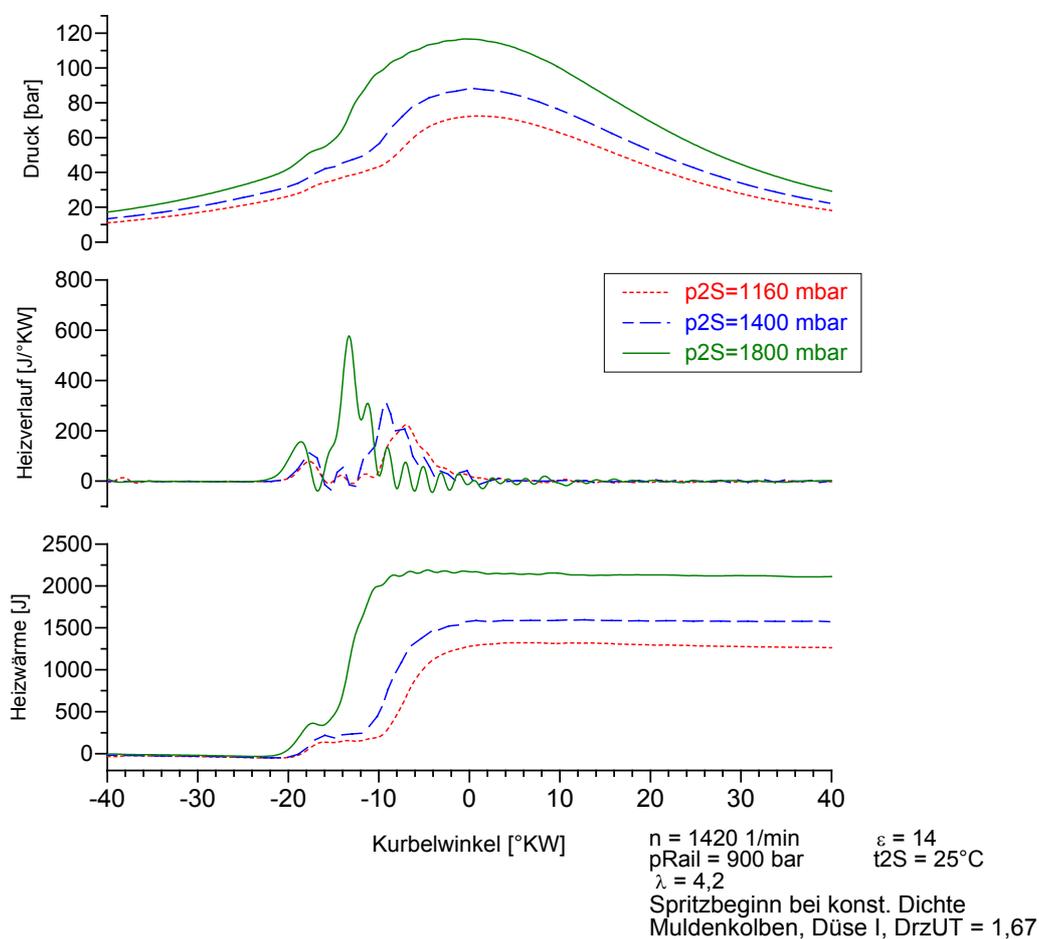


Bild 6.36: Druckverläufe und Wärmefreisetzung bei konstantem Luftverhältnis $\lambda = 4,2$ und zunehmendem Ladedruck und zunehmender Einspritzmenge

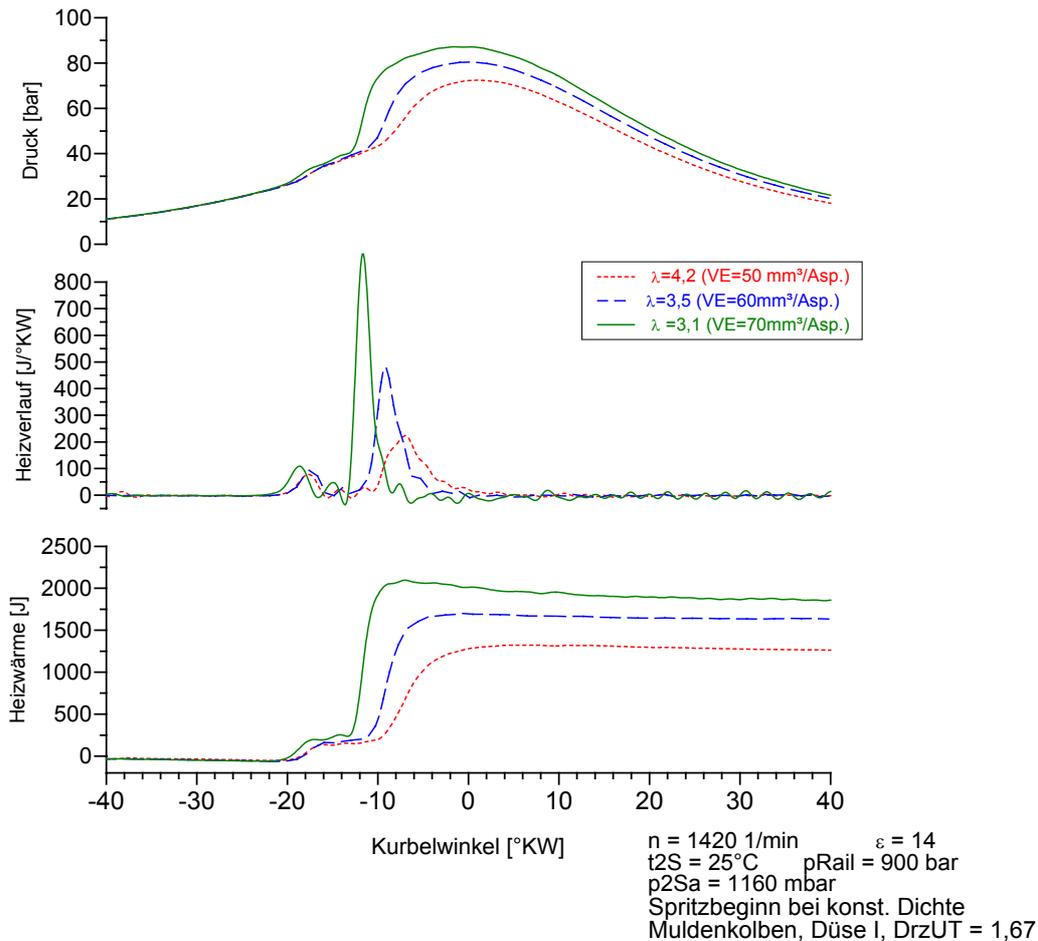


Bild 6.37: Druckverläufe und Wärmefreisetzung bei konstantem Ladedruck $p_{2S} = 1160$ mbar und abnehmendem Luftverhältnis bzw. zunehmender Einspritzmenge

Grundsatzuntersuchungen zur Zündung von Kohlenwasserstoffen, wie sie von Ciezki und Adomeit /8/ für n-Heptan mit einem Stoßwellenrohr und von Westbrook et al. /163/ für n-Pentan experimentell und rechnerisch mit einer Rapid Compression Machine durchgeführt wurden, zeigen, dass der Zündverzug für die Hot-Flame-Verbrennung sowohl mit steigendem Druck als auch mit sinkendem Luftverhältnis abnimmt. Dagegen ist die Cool-Flame-Zündung nach /8/ und /163/ kaum oder nicht vom Luftverhältnis abhängig. Was den Einfluss des Drucks auf die Cool-Flame-Zündung betrifft, zeigen die Daten aus /163/ eine frühere Zündung bei höherem Druck. Die Auswirkung des Drucks auf die Cool-Flame-Zündung ist allerdings geringer als auf die Hot-Flame-Zündung.

Zur besseren Beurteilung der Auswirkung einer Laststeigerung auf Druckanstieg und Klopfamplitude sowie der möglichen Verbesserung durch einen höheren Ladedruck wurde eine Auftragung über der Einspritzmenge (Bild 6.38) bzw. über dem Mitteldruck (Bild 6.39) gewählt. Mit steigender Einspritzmenge nehmen bei konstantem Ladedruck Druckanstieg und Klopfamplitude zu, was auf ein global niedrigeres Luftverhältnis und wegen der höheren Einspritzmenge auch auf eine Verschlechterung der Homogenisierung (zusätzliche Reduktion des lokalen Luftverhältnisses) zurückzuführen ist. Mit steigendem

Ladedruck nehmen für konstante Einspritzmenge Druckanstieg und Klopfamplitude ab, da das Luftverhältnis zunimmt. Es ist anzunehmen, dass sich auch die Homogenisierung verbessert, da der Spritzbeginn für Einspritzung bei konstanter Dichte (gleiche Verhältnisse für die Strahlausbreitung) eingestellt wurde und damit bei höherem Ladedruck früher liegt, so dass mehr Zeit zur Gemischbildung zur Verfügung steht.

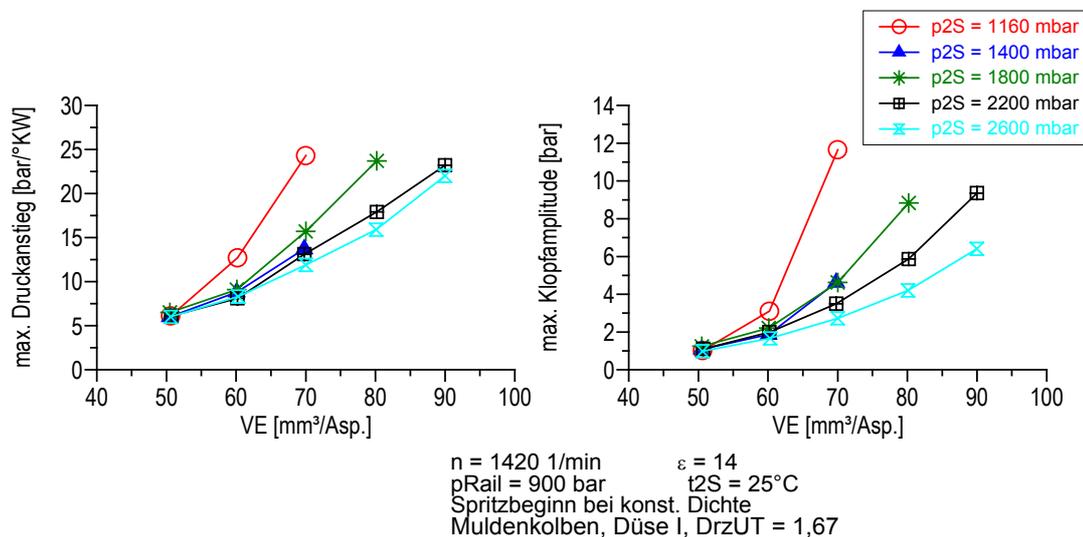


Bild 6.38: Druckanstieg und Klopfamplitude über der Einspritzmenge für verschiedene Ladedrücke

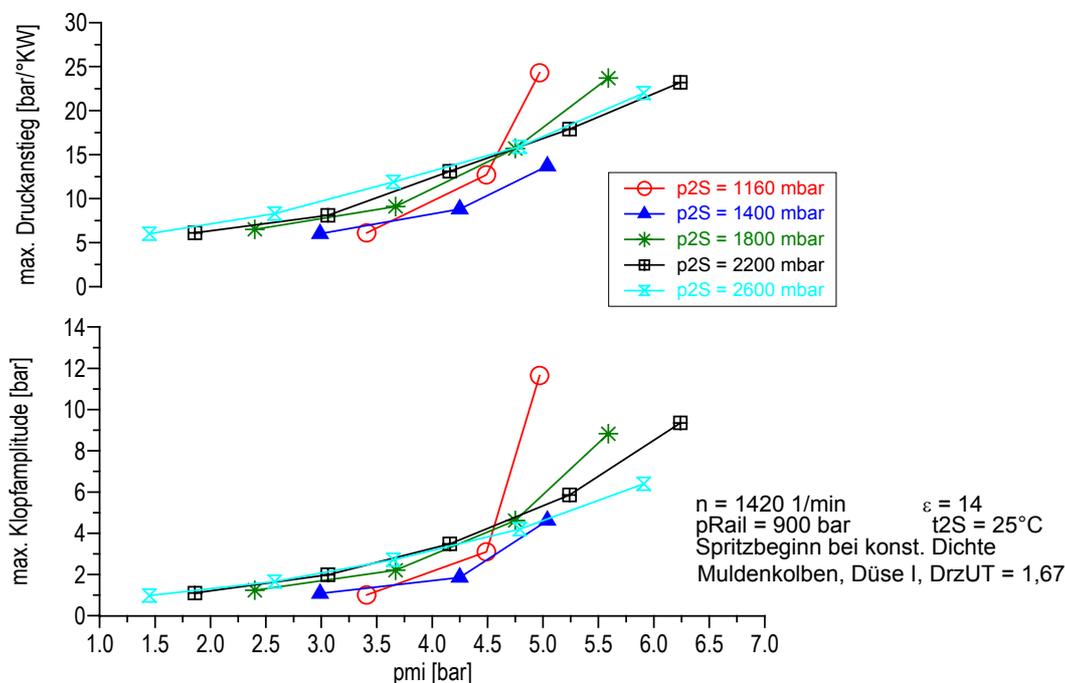


Bild 6.39: Druckanstieg und Klopfamplitude über dem indizierten Mitteldruck für verschiedene Ladedrücke

Erfolgt die Auftragung des Druckanstiegs und der Klopfamplitude nicht über der Einspritzmenge, sondern über dem indizierten Mitteldruck (Bild 6.39), zeigt sich, dass ein zu hoher Ladedruck bzw. ein zu hohes Luftverhältnis bei Mitteldrücken unter 4 bis 5 bar zu einer Zunahme des Druckanstiegs und der Klopfamplitude führt. Die Ursache hierfür liegt in einer Abnahme des Umsetzungsgrads mit steigendem Ladedruck, der eine Abnahme des Wirkungsgrads und damit des Mitteldrucks ergibt. Ein hoher Ladedruck bringt nur bei Mitteldrücken über 5 bar Vorteile. Aufgrund der starken Zunahme des Druckanstiegs und der Klopfamplitude mit der Last sind Mitteldrücke über 5 bar bei geringem Ladedruck (1160 mbar) nicht möglich. Wie Bild 6.39 zeigt, ist allerdings die Laststeigerung auch bei hohem Ladedruck ziemlich begrenzt.

Die Ergebnisse einer über die bisher dargestellte Laststeigerung hinausgehenden Laststeigerung bei hohem Ladedruck von 2650 mbar zeigt Bild 6.40, dem ein Versuch im Rahmen der Untersuchungen zur homogen-heterogenen Verbrennung (Kapitel 7) zugrunde liegt. Dieser Versuch wurde bei homogener Gemischbildung mit seitlichen Injektoren unter den Randbedingungen (Ladedruck und Ladelufttemperatur) der Volllast durchgeführt. Der maximal erreichte indizierte Mitteldruck beträgt 8 bar, wobei der maximale Druckanstieg dann bei einem sehr hohen Wert von 33 bar/°KW und die Klopfamplitude bei 15 bar liegt. Eine weitere Erhöhung der Last war nicht möglich, da einzelne Zyklen extrem hohe Schwingungen im Druckverlauf aufwiesen.

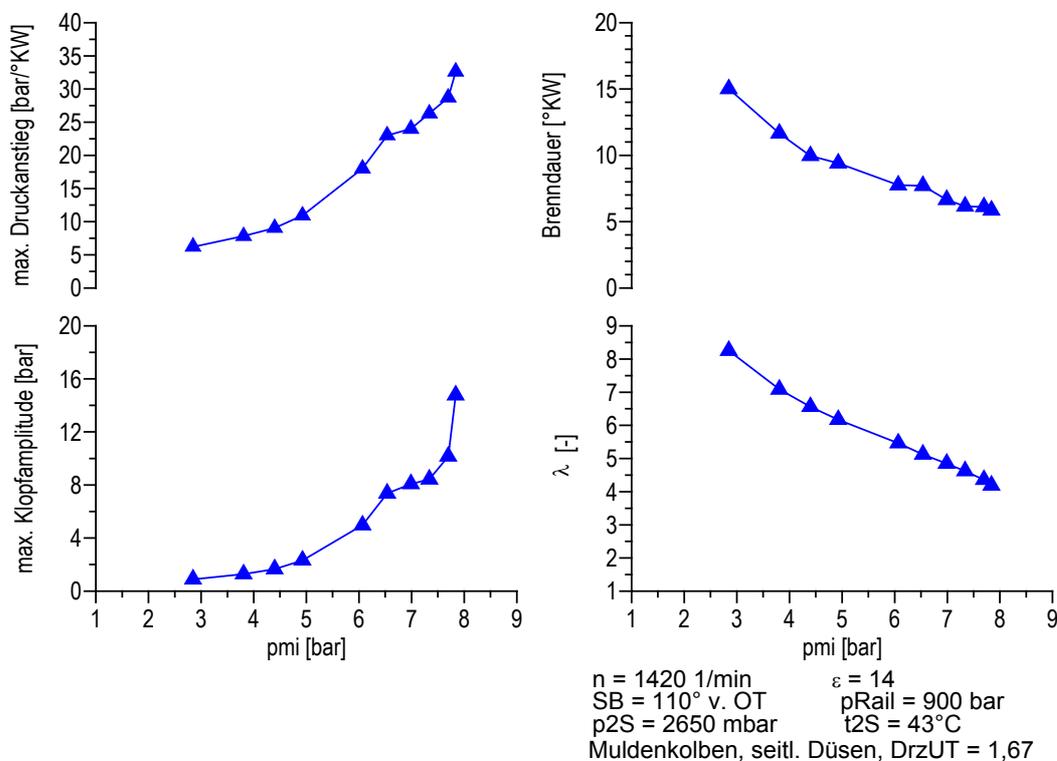


Bild 6.40: Druckanstieg, Klopfamplitude, Brenndauer und Luftverhältnis über dem indizierten Mitteldruck. Einspritzung mit seitlichen Injektoren. Randbedingungen (p_{2S} , t_{2S}) für Volllastbetrieb

Da die extremen Klopfeschwingungen nur in einzelnen Zyklen auftreten, beeinflussen sie die über 128 Zyklen gemittelte Klopfamplitude nur wenig. Auch hier treten Homogenisierungsprobleme bei hoher Last auf, die sich in einem Anstieg der NO_x -Emissionen äußern (Bild 6.41). Das Luftverhältnis lag hier mit $\lambda = 4,12$ so hoch, dass diese NO_x -Emissionen auf Inhomogenitäten zurückzuführen sind.

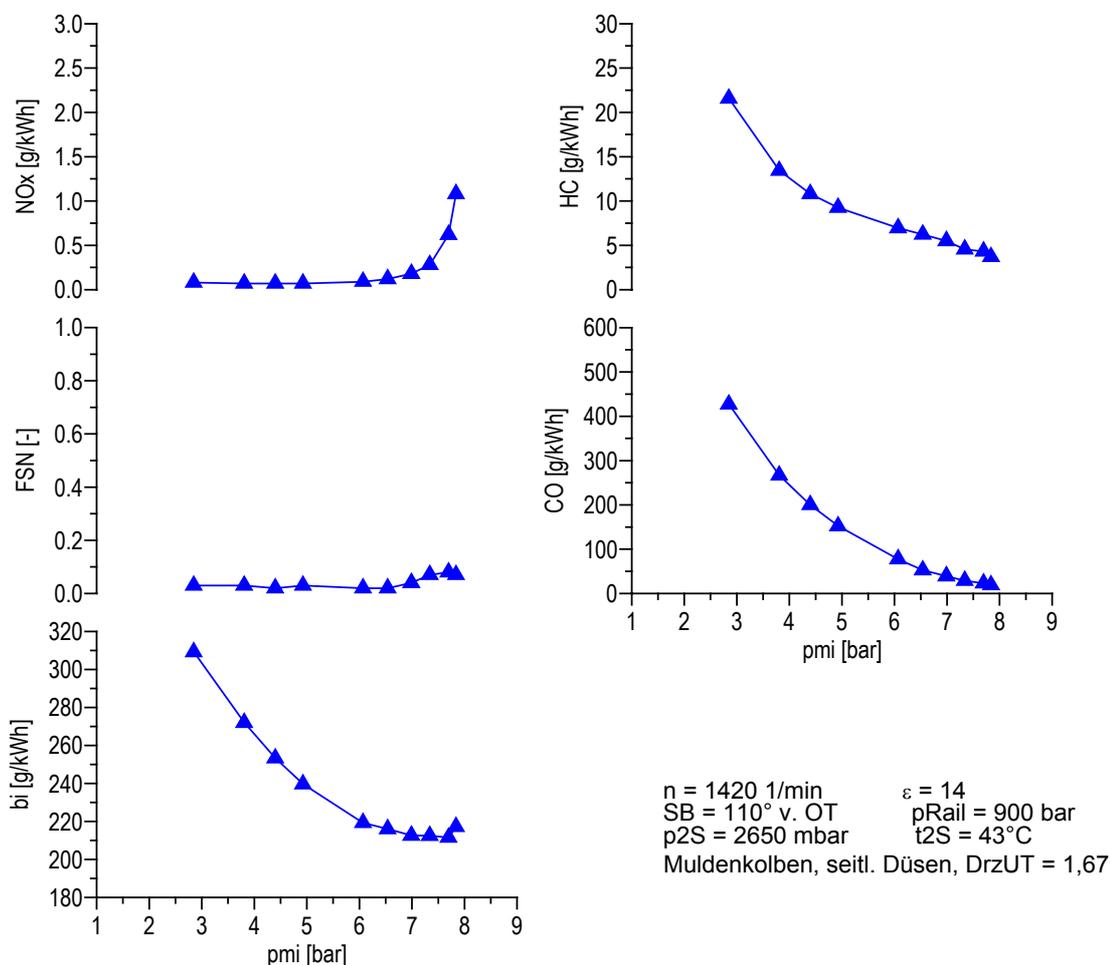


Bild 6.41: Abgasemissionen und Verbrauch über dem indizierten Mitteldruck. Einspritzung mit seitlichen Injektoren. Randbedingungen (p_{2S} , t_{2S}) für Vollastbetrieb.

Durch Frühverstellung des Spritzbeginns mit steigender Last konnte von Akagawa et al. /41/ bei innerer Gemischbildung mit einer Zapfendüse für einen Ladedruck von 1860 mbar ein indizierter Mitteldruck von 9 bar erreicht werden (Druckanstieg, Abgaswerte unbekannt), wobei das Verdichtungsverhältnis mit $\varepsilon = 12,5$ niedriger lag. Die Vorverstellung des Spritzbeginns führte dort jedoch zu einer Abnahme des Umsetzungsgrads, obwohl der Umsetzungsgrad prinzipiell mit steigender Last zunimmt. Dies ist auf eine erhöhte Wandanlagerung von Kraftstoff aufgrund des frühen Spritzbeginns zurückzuführen.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Möglichkeit der Laststeigerung durch Aufladung auch bei unrealistisch hohen Ladedrücken begrenzt ist. Dies liegt zum einen

daran, dass eine Laststeigerung immer mit einer Zunahme des Druckerhöhungs verbunden ist, auch wenn dabei nicht nur die Kraftstoffmenge, sondern auch die Luftmenge erhöht wird und das Luftverhältnis dadurch konstant bleibt. Ursache hierfür ist, dass eine absolut größere Wärmemenge freigesetzt wird und der Zeitraum, während dessen dies geschieht (Brenndauer), nach den Ergebnissen der hier durchgeführten Versuche, ungefähr konstant bleibt. Zum anderen wird die Laststeigerung auch durch eine Verschlechterung der Homogenisierung begrenzt. Eine Vorverstellung des Spritzbeginns mit dem Ziel, die Homogenisierung zu verbessern, führt allerdings zu verstärkter Wandanlagerung von flüssigem Kraftstoff, wodurch auch mit einem Anstieg der Rußemissionen zu rechnen ist. Trotzdem bringt die Aufladung Vorteile im Hinblick auf den Druckerhöhung und die Klopfamplitude, wenn der Ladedruck nicht so hoch ist, dass der Umsetzungsgrad und damit der Mitteldruck zu stark abnimmt.

Eine weitere Laststeigerung ist durch Abgasrückführung möglich. Dies wird im Folgenden untersucht.

Mit zunehmender Abgasrückführung nimmt das Luftverhältnis bei konstant gehaltenem Ladedruck ab. Für den Lastpunkt aus Kapitel 6.4 mit einer Einspritzmenge von $60 \text{ mm}^3/\text{Asp.}$ lag das Luftverhältnis ohne AGR bei $\lambda = 3,5$ und mit 60% AGR bei $\lambda = 1,36$. Um unterstöchiometrische Luftverhältnisse zu vermeiden, wurde bei den Versuchen zur Laststeigerung mit AGR mit der Einspritzmenge der Ladedruck so erhöht, dass das Luftverhältnis konstant blieb. Bei einem Versuch wurde bei konstanter AGR-Rate von 60% das Luftverhältnis konstant auf $\lambda = 1,36$ (Sauerstoffverhältnis $\lambda_{\text{O}_2} = 1,94$, Gleichung A.14), bei einem zweiten Versuch konstant auf $\lambda = 1,05$ (Sauerstoffverhältnis $\lambda_{\text{O}_2} = 1,14$) eingestellt. Der Spritzbeginn wurde so gewählt, dass die Einspritzung jeweils bei einer konstanten Gasdichte im Brennraum erfolgte. Der sich hieraus ergebende Spritzbeginn und der für die Bedingung konstantes Luftverhältnis notwendige Ladedruck sind in Bild 6.42 dargestellt.

Zum Vergleich wurde ein Versuch ohne AGR bei jeweils gleicher Einspritzmenge und gleichem Spritzbeginn und Ladedruck durchgeführt wie bei dem Versuch mit 60% AGR und $\lambda = 1,36$. Das Luftverhältnis lag bei diesem Versuch konstant bei $\lambda = 3,5$. Ein Versuch ohne AGR im Vergleich zum Versuch mit AGR bei $\lambda = 1,05$ konnte wegen starken Klopfens bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 2,54$ nicht durchgeführt werden.

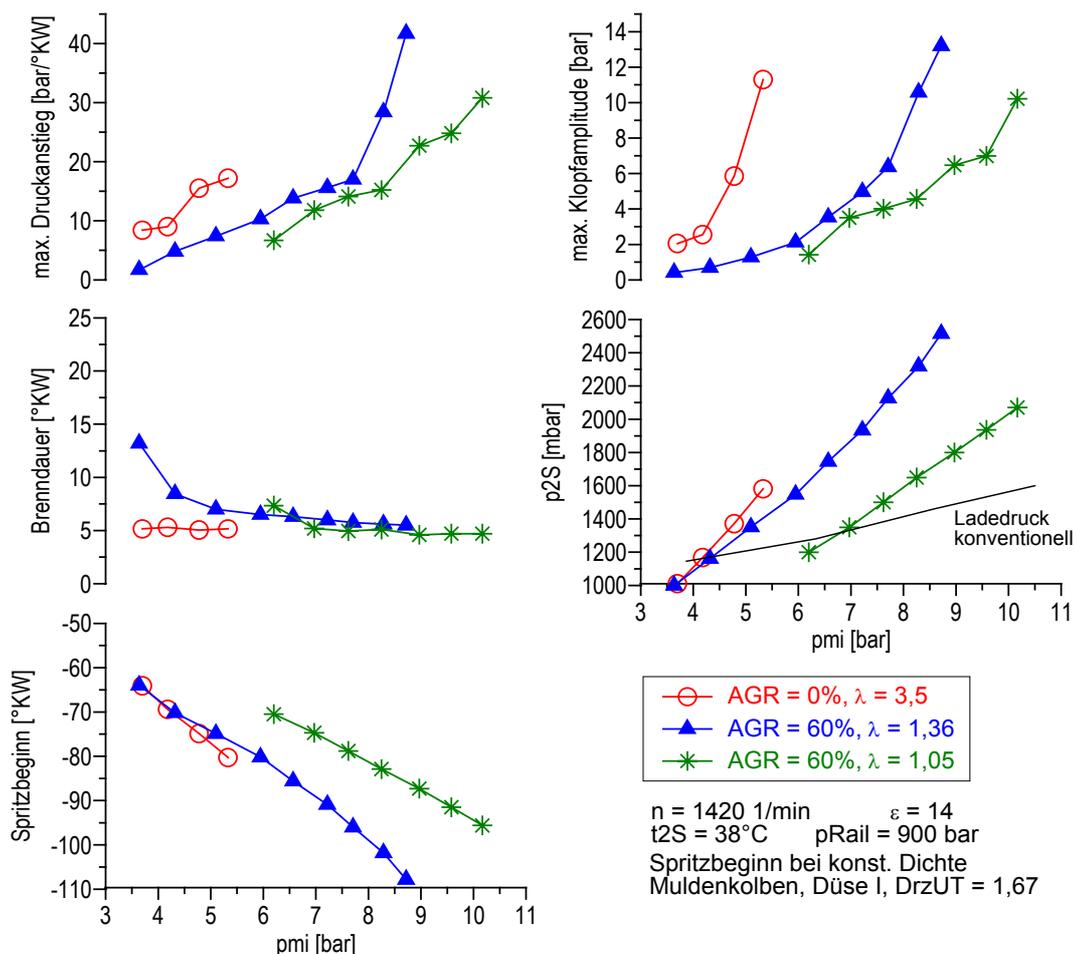


Bild 6.42: Druckanstieg, Klopfamplitude, Brenndauer, Ladedruck und Spritzbeginn bei Laststeigerung für konstantes Luftverhältnis mit und ohne AGR

Bild 6.42 zeigt Druckanstieg, Klopfamplitude und Brenndauer über dem indizierten Mitteldruck. Druckanstieg und Klopfamplitude nehmen auch bei konstantem Luftverhältnis mit steigender Einspritzmenge zu, wie bereits oben erläutert. Mit AGR liegen diese Werte jedoch auf deutlich niedrigerem Niveau, der steile Anstieg der Klopfamplitude erfolgt erst bei höherer Einspritzmenge, so dass mit AGR eine deutlich höhere Last möglich ist. Die Brenndauer bleibt, außer bei niedriger Last mit 60% AGR und $\lambda = 1,36$, über dem Mitteldruck annähernd konstant. Die mit steigender Last, jedoch konstantem Luftverhältnis, steigenden NO_x -Emissionen ohne AGR (Bild 6.43) weisen auf eine Verschlechterung der Homogenisierung hin. Die verschlechterte Homogenisierung trägt insbesondere ohne AGR zu einer Verstärkung der klopfartigen Verbrennung bei. Mit AGR ist der negative Einfluss einer reduzierten Homogenisierung geringer, da Zonen, die ohne AGR ein stöchiometrisches oder leicht überstöchiometrisches Luftverhältnis aufweisen würden, mit AGR wegen des reduzierten Sauerstoffanteils ein unterstöchiometrisches Luftverhältnis haben. Damit wird in diesen Zonen die Wärmefreisetzung aufgrund unvollständiger Verbrennung reduziert. Dieser Effekt ist mit $\lambda = 1,05$ ($\lambda_{\text{O}_2} = 1,14$) stärker ausgeprägt als mit $\lambda = 1,36$ ($\lambda_{\text{O}_2} = 1,94$).

Der generelle Einfluss der Abgasrückführung wurde bereits in Kapitel 6.4 erörtert. Hier soll deshalb nur auf das unterschiedliche Verhalten mit $\lambda = 1,36$ und $\lambda = 1,05$, beides mit 60% AGR, näher eingegangen werden.

Die Verbrennung läuft, global betrachtet, für beide Fälle fast gleich schnell ab, wie die mit $\lambda = 1,36$ und $\lambda = 1,05$ annähernd gleiche Brenndauer zeigt. Die Klopfamplitude ist allerdings bei höherer Last mit $\lambda = 1,36$ höher. Offensichtlich läuft die Verbrennung in besonders reaktiven Zonen bei $\lambda = 1,36$ schneller ab als bei $\lambda = 1,05$, ohne dass sich die globale Brenndauer verkürzt, da das globale Verbrennungsende durch langsamere Umsetzung weniger reaktiver Zonen, die sowohl mit $\lambda = 1,05$ als auch mit $\lambda = 1,36$ vorhanden sind, bestimmt wird. Eine lokal schnellere Verbrennung mit $\lambda = 1,36$, die zu einem stärkeren Klopfen führt, kann wie folgt erklärt werden:

- Bei $\lambda = 1,05$ und 60% AGR ist die Sauerstoffkonzentration mit ca. 9% geringer als bei $\lambda = 1,36$ mit ca. 12% (Anhang A1). Die reduzierte Sauerstoffkonzentration führt zu einer Verlangsamung einzelner Elementarreaktionen, da die Wahrscheinlichkeit des Zusammenstoßens von Reaktionspartnern mit Sauerstoffmolekülen bzw. -atomen verringert wird.
- Für Zonen mit stöchiometrischem Luftverhältnis führt die niedrigere Sauerstoffkonzentration bei $\lambda = 1,05$ zu einer geringeren Wärmefreisetzung. Dies liegt daran, dass bei verringerter Sauerstoffmenge auch die maximal verbrennbare Kraftstoffmenge reduziert wird.
- Das Luftverhältnis liegt mit $\lambda = 1,05$ ($\lambda_{O_2} = 1,14$) nur wenig über eins. Aufgrund der inhomogenen Gemischbildung müssen lokal Zonen mit einem Luftverhältnis unter eins vorhanden sein. In diesen Zonen erfolgt die Verbrennung zunächst unvollständig mit geringerer Wärmefreisetzung. Die restliche Kraftstoffenergie kann erst nach Zumischung unverbrannter Luft freigesetzt werden.

Weiter ist in diesem Zusammenhang zusätzlich an höhere Druckoszillationen aufgrund des bei $\lambda = 1,36$ höheren Zylinderdrucks zu denken, der sich aus der im Vergleich zum Versuch mit $\lambda = 1,05$ höheren Aufladung ergibt. Ein höherer Zylinderdruck ergibt auch einen höheren Druckanstieg durch Kompression, was in diesem Fall einen Unterschied von 2 bis ca. 2,7 bar/°KW ausmacht (Berechnung mit 2. Term Gleichung (6.28)).

Die Schadstoffemissionen und der Kraftstoffverbrauch sind in Bild 6.43 dargestellt. Wie bereits dargelegt, steigen die NO_x -Emissionen ohne AGR mit steigender Last bei jedoch konstantem Luftverhältnis, was auf eine verschlechterte Homogenisierung zurückzuführen ist. Mit AGR sind die NO_x -Emissionen auch bei hoher Last und damit reduzierter Homogenisierung aufgrund des hohen Inertgasanteils in stöchiometrischen bzw. nahstöchiometrischen Zonen sehr gering. Trotz inhomogener Gemischbildung ist die Homogenisierung offensichtlich noch so gut, dass auch mit 60% AGR noch sehr geringe Rußemissionen erzielt werden. Erst bei hoher Last mit $\lambda = 1,05$ zeigt sich ein leichter Rußanstieg

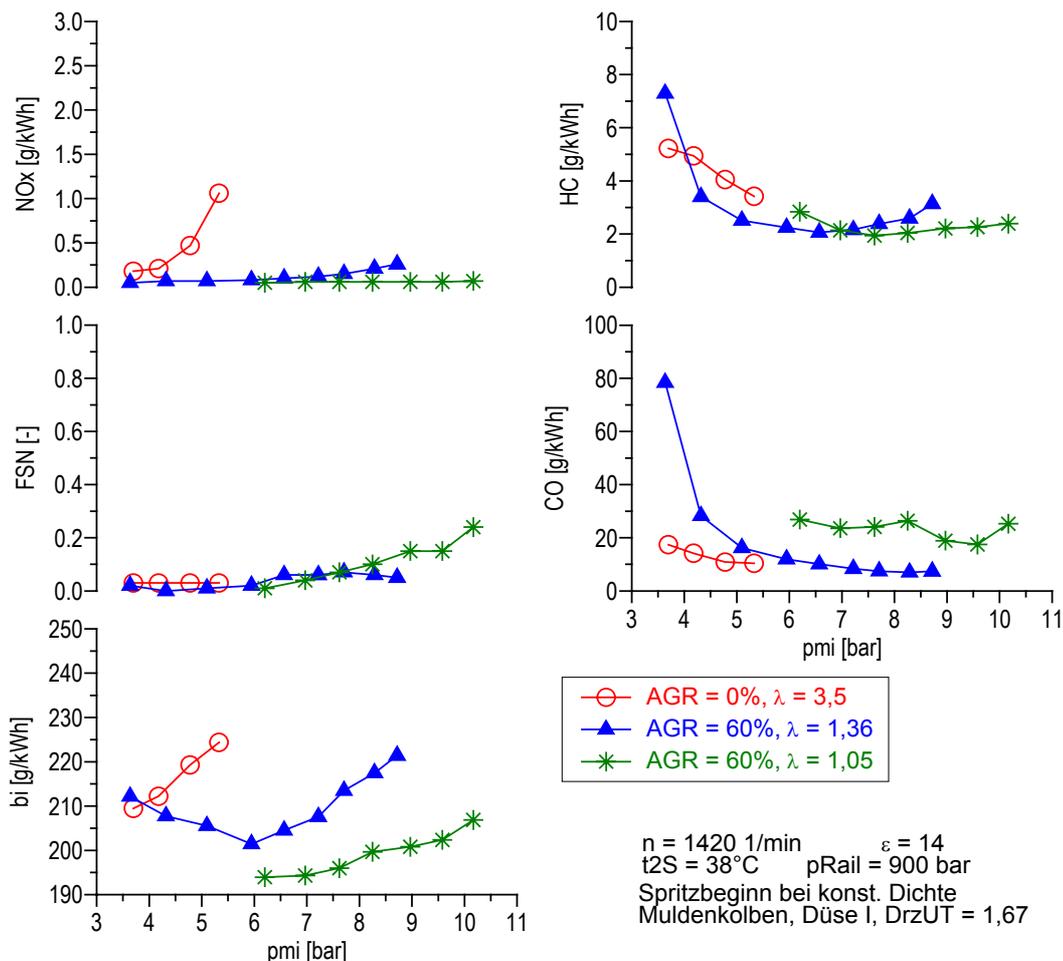


Bild 6.43: Abgasemissionen und Verbrauch bei Laststeigerung für konstantes Luftverhältnis mit und ohne AGR

Wie in Kapitel 6.4 dargestellt, verzögert die Abgasrückführung den Zündbeginn. Der verzögerte Zündbeginn und die verlangsamte Energiefreisetzung führen zu einem späteren Verbrennungsschwerpunkt mit AGR, was sich günstig auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Für den Versuch mit 60% AGR und $\lambda = 1,36$ nimmt der Verbrauch bis zum indizierten Mitteldruck von 6 bar zunächst ab und steigt dann bei höherem Mitteldruck wieder an (Bild 6.43). Die Abnahme des Kraftstoffverbrauchs ist auf eine Verbesserung des Umsetzungsgrads (abnehmende HC- und CO-Emissionen, Bild 6.43) zurückzuführen. Das Ansteigen des Kraftstoffverbrauchs ab 6 bar indiziertem Mitteldruck hat seinen Grund darin, dass sich hier die mit steigender Last früher erfolgende Zündung bemerkbar macht. Die frühere Zündung mit höherer Last bei konstantem Luftverhältnis und damit höherem Zylinderdruck illustriert Bild 6.44. Als Ursachen für die frühere Zündung hauptsächlich der Hot-Flame-Verbrennung sind der höhere Druck sowie ein lokal geringeres Luftverhältnis (verschlechterte Homogenisierung) anzusehen (vgl. auch Bild 6.35). Durch Verringerung des Luftverhältnisses bei 60% AGR von $\lambda = 1,36$ auf $\lambda = 1,05$ wird der Kraftstoffverbrauch durch weitere Verzögerung der Zündung weiter verbessert (Bild 6.43, Bild 6.45).

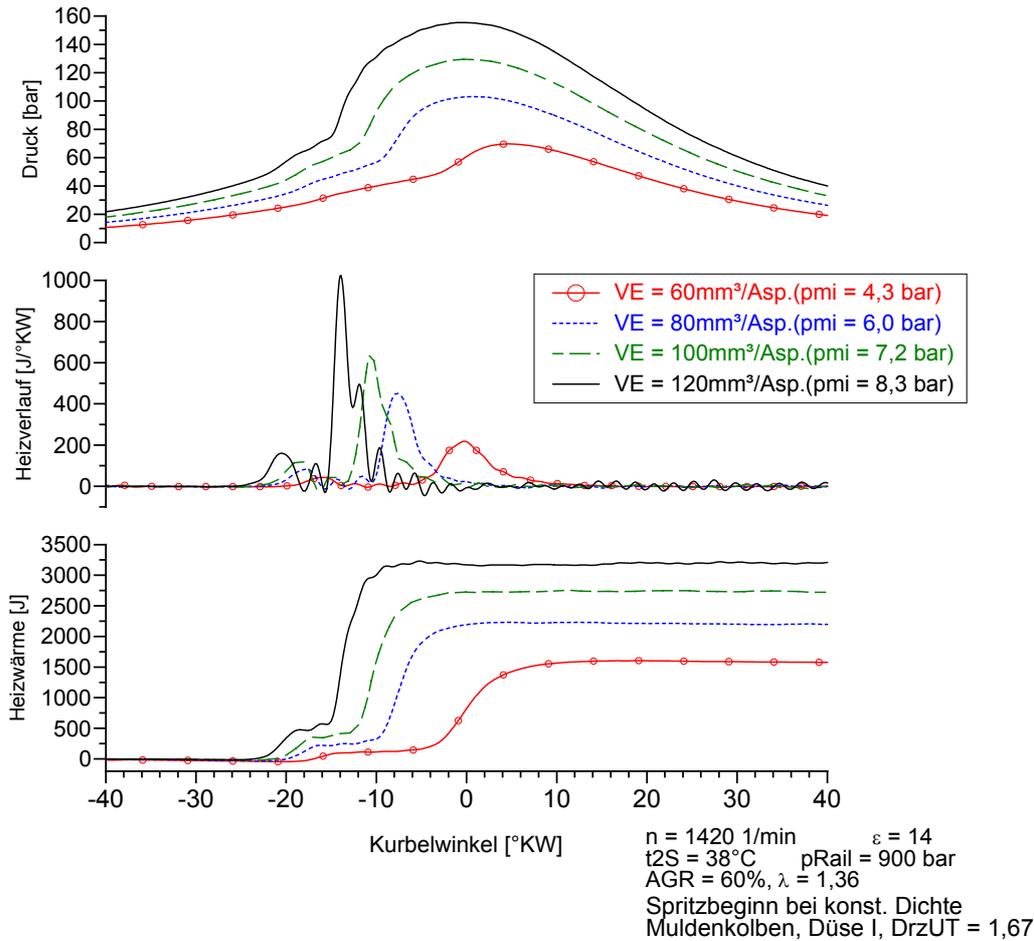


Bild 6.44: Druckverläufe und Wärmefreisetzung bei Laststeigerung mit konstantem Luftverhältnis $\lambda = 1,36$ und 60% AGR

Durch die verzögerte Zündung liegt nicht nur der Schwerpunkt näher bei OT, sondern es werden auch die Wandwärmeverluste reduziert, was aus der höheren Heizwärme bei Verbrennungsende mit $\lambda = 1,05$ geschlossen werden kann (Bild 6.45). Der verzögerte Zündbeginn der Hot-Flame-Verbrennung bei 60% AGR mit $\lambda = 1,05$ wird nach Bild 6.45 maßgeblich durch eine verzögerte Wärmefreisetzung bei der Cool-Flame-Verbrennung beeinflusst. Dieses Ergebnis entspricht den Ausführungen von Westbrook /162/, nach denen die Unterschiede im Zündbeginn bei der Hot-Flame-Verbrennung im Wesentlichen durch unterschiedliche Wärmefreisetzung der Cool-Flame-Verbrennung bestimmt werden.

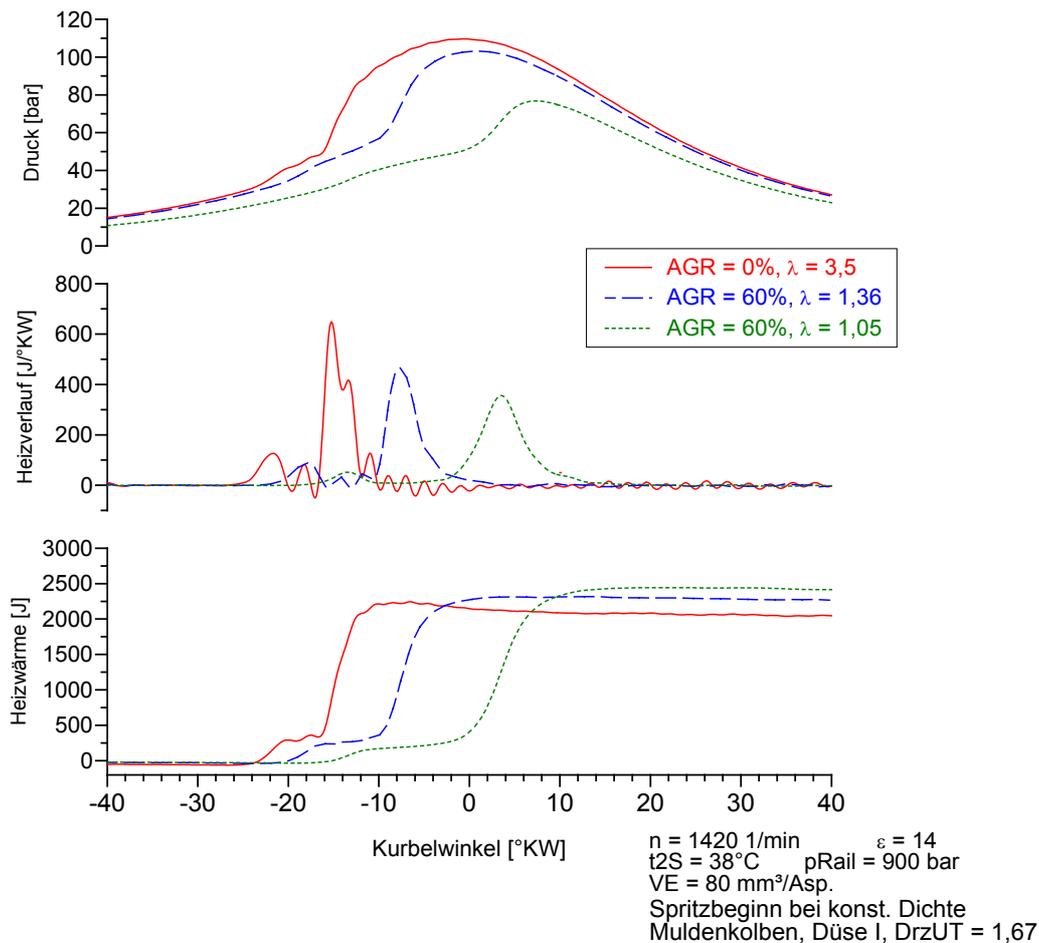


Bild 6.45: Druckverläufe und Wärmefreisetzung ohne AGR, mit 60% AGR bei $\lambda = 1,36$ und mit 60% AGR bei $\lambda = 1,05$ jeweils für die Einspritzmenge 80 mm³/Asp.

Insgesamt erweist sich die Abgasrückführung mit geringerem Luftverhältnis von $\lambda = 1,05$ im Vergleich zu $\lambda = 1,36$ als vorteilhaft, vor allem wegen des geringeren notwendigen Ladedrucks, der geringeren Klopfintensität und des besseren Kraftstoffverbrauchs.

Im Hinblick auf die mögliche Laststeigerung ist festzuhalten, dass bei einem Druckanstieg von 10 bar/°KW der indizierte Mitteldruck von 4,2 bar ohne AGR auf 6,6 bar mit AGR und bei einem Druckanstieg von 15 bar/°KW der indizierte Mitteldruck von 4,7 bar ohne AGR auf 7,5 bar mit AGR gesteigert werden kann. Der notwendige Ladedruck bei 7,5 bar Mitteldruck und 60% AGR beträgt bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,05$ 1500 mbar und liegt damit nur wenig über den sonst üblichen Ladedrücken für diese Last. Dabei ergaben sich fast keine NO_x-Emissionen (0,06 g/kWh) und geringe Rußemissionen (FSN=0,07) bei im Vergleich zum konventionellen Verfahren allerdings um ein Vielfaches höheren HC- und CO-Emissionen.

7 Motorversuche zur homogen-heterogenen Dieselverbrennung

Bei der rein homogenen Kompressionszündung ist die erreichbare Last wegen der mit höherer Last einsetzenden klopfähnlichen Verbrennung begrenzt. Um zu höheren Lasten zu gelangen, wurde eine Kombination aus homogener und heterogener Verbrennung untersucht. In einer ersten Stufe wird früh eingespritzter Kraftstoff homogen verbrannt. In einer zweiten Stufe erfolgt anschließend eine heterogene Verbrennung durch Einspritzung im Bereich des oberen Totpunkts. Die homogene Gemischbildung wurde durch zwei seitlich eingebaute Common-Rail-Injektoren übernommen, während für die heterogene Gemischbildung ein konventioneller zentral eingebauter Common-Rail-Injektor verwendet wurde (Kapitel 5.1).

7.1 Vergleich der homogen-heterogenen Verbrennung mit der konventionellen Verbrennung

Bild 7.1 zeigt einen Vergleich des Druckverlaufs, des Verlaufs der mittleren Gastemperatur und der Energiefreisetzung bei homogen-heterogener und rein heterogener Verbrennung unter sonst gleichen Randbedingungen für einen Volllastpunkt (p_{mi} ca. 20 bar) bei einer Drehzahl von 1420 1/min. Die Einspritzmenge für den homogenen Anteil bei der homogen-heterogenen Verbrennung lag bei 90 mm³/Asp., was einem Anteil von 34% der gesamten Einspritzmenge entspricht.

Die homogen-heterogene Verbrennung beginnt mit der Zündung der Cool-Flames der homogenen Verbrennung 34 °KW v. OT. Bei 27 °KW v. OT findet dann die Zündung der Hot-Flames statt. Anschließend kommt es nach dem Beginn der Einspritzung mit dem zentralen Injektor zur heterogenen Verbrennung. Die Zündung der homogenen Verbrennung erfolgt aufgrund der höheren Ladelufttemperatur und der hohen Restgas- und Bauteiltemperaturen hier noch deutlich früher als bei der rein homogenen Verbrennung. Wegen der frühen Zündung der homogenen Verbrennung ergibt sich ein hoher Spitzen-
druck.

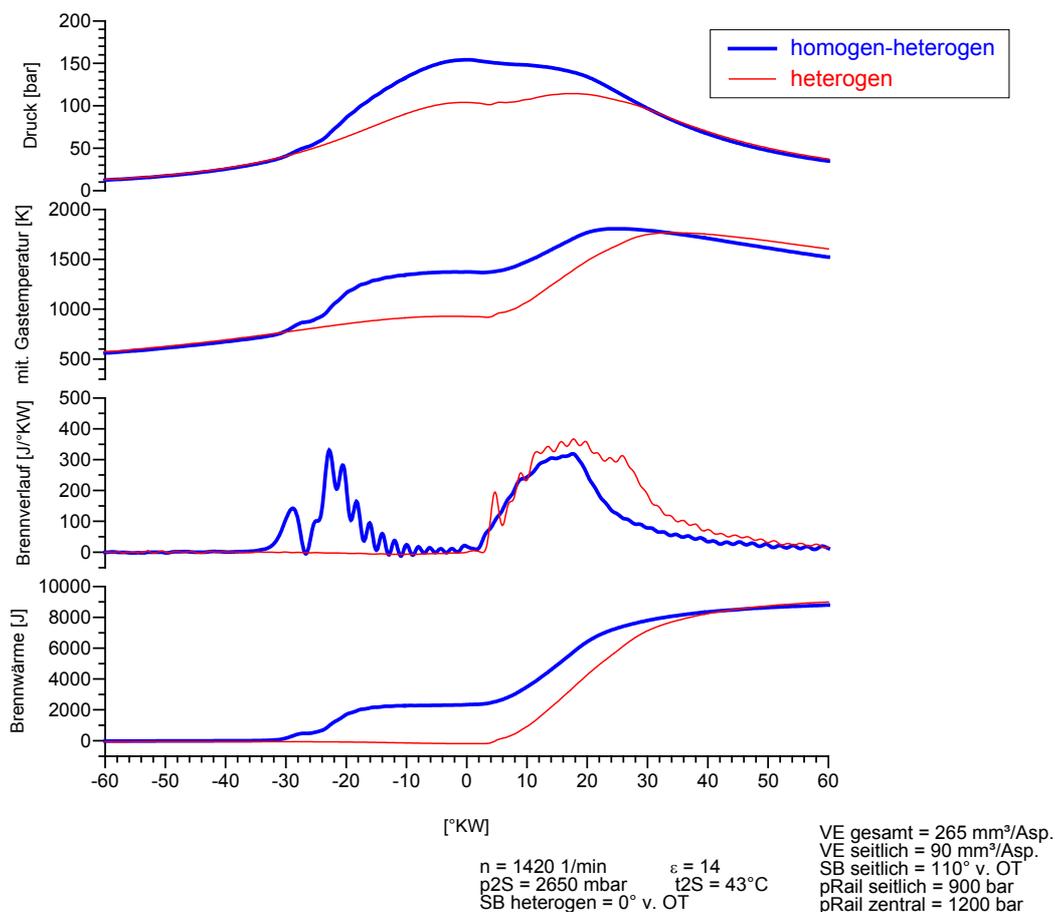


Bild 7.1: Vergleich der homogen-heterogenen Verbrennung mit der heterogenen Verbrennung bei Volllast (p_{mi} ca. 20 bar, $n = 1420 \text{ 1/min}$), zentrale Einspritzung mit Common-Rail-Injektor, Spritzbeginn bei OT

Zur Beurteilung des homogen-heterogenen Verfahrens wurde ein Vergleich mit heterogener Verbrennung unter sonst gleichen Randbedingungen (Verdichtungsverhältnis, Einspritzsystem, Raildruck) und ein Vergleich mit gleichfalls heterogener Verbrennung mit Pumpe-Leitung-Düse-Einspritzsystem (PLD) und serienmäßigem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 17,5$ vorgenommen. Bild 7.2 zeigt diesen Vergleich bei Variation des Spritzbeginns für die zentrale Einspritzung bei Volllast (Gesamteinspritzmenge $VE_{\text{ges}} = 265 \text{ mm}^3/\text{Asp.}$, $p_{mi} = 18,6 \text{ bis } 21,8 \text{ bar}$, $n = 1420 \text{ 1/min}$). Ein Versuch mit homogener Verbrennung ohne Einspritzung des Heterogenanteils ergab fast keine NO_x -Emissionen (4 ppm). Dies bedeutet, dass NO_x -Emissionen bei der homogen-heterogenen Verbrennung fast ausschließlich durch den heterogenen Anteil verursacht werden.

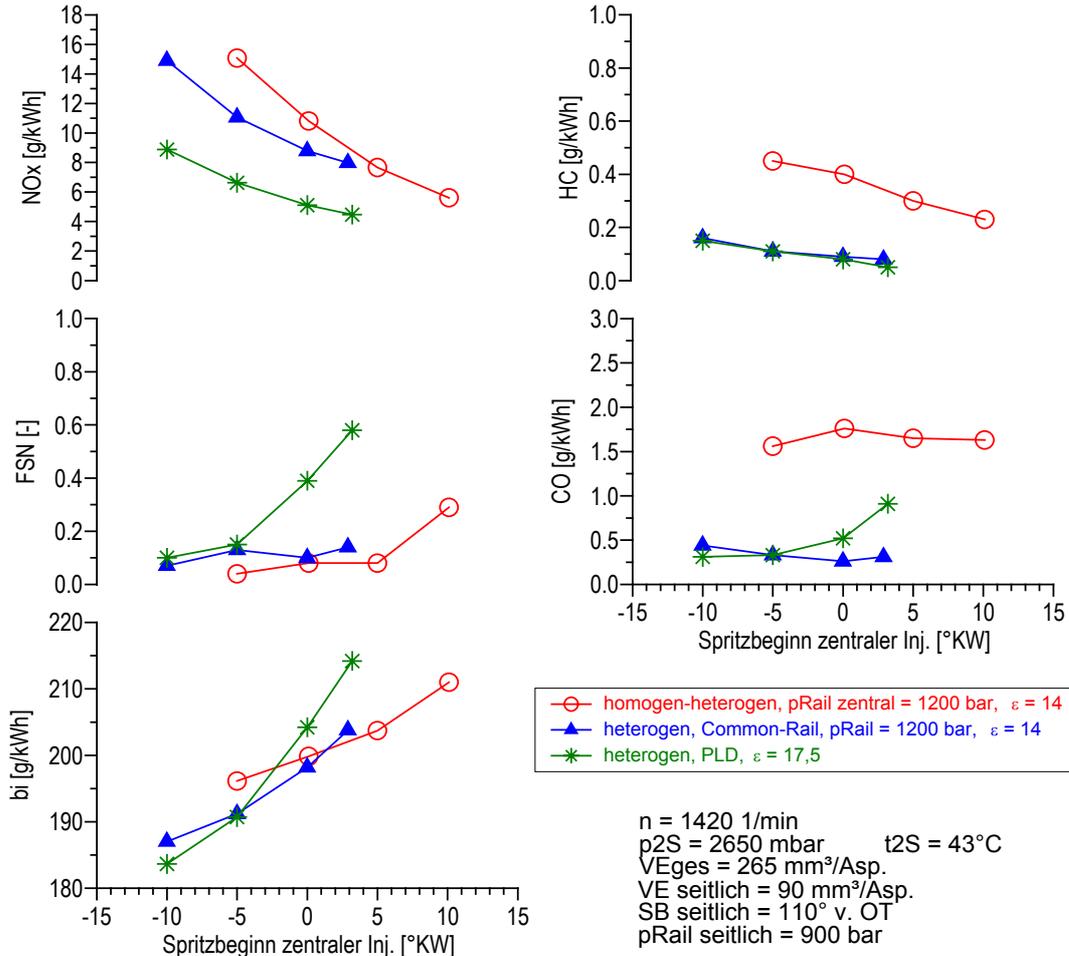


Bild 7.2: Vergleich der Abgasemissionen und des Verbrauchs für homogen-heterogene und heterogene Verbrennung bei Volllast (VE gesamt = 265 mm³/Asp., p_{mi} = 18,6 bis 21,8 bar)

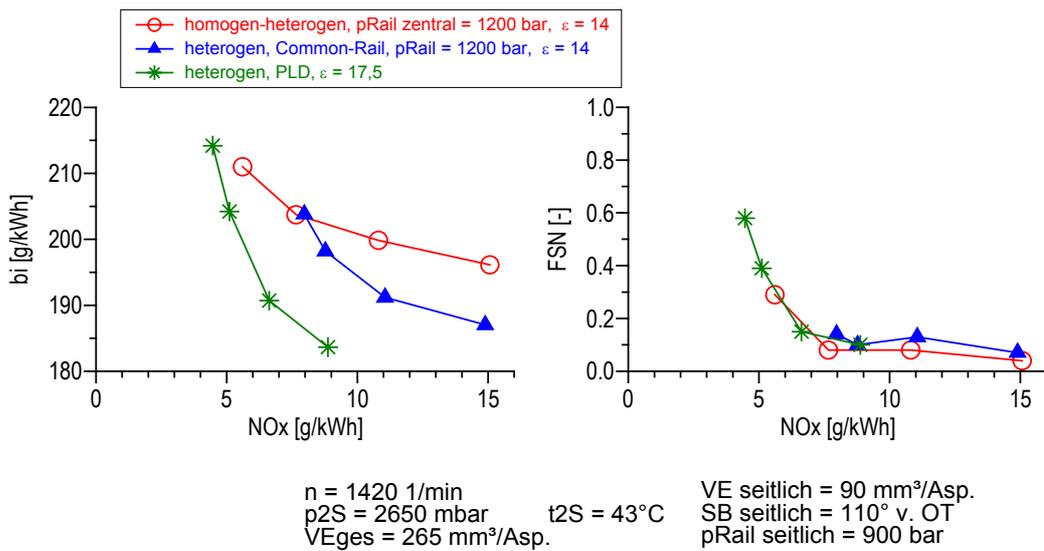


Bild 7.3: NO_x-bi-Trade-off und NO_x-FSN-Trade-off für homogen-heterogene und heterogene Verbrennung bei Volllast (VE gesamt = 265 mm³/Asp., p_{mi} = 18,6 bis 21,8 bar)

Bild 7.2 zeigt, dass sich bei frühem Spritzbeginn für die zentrale Einspritzung sehr hohe NO_x -Emissionen ergeben. Diese nehmen bei Spätverstellung des Spritzbeginns bei homogen-heterogener Verbrennung stärker ab als bei konventioneller Verbrennung, so dass bei spätem Spritzbeginn geringere NO_x -Emissionen als beim rein heterogenen Verfahren mit Common-Rail möglich sind. Die geringen NO_x -Emissionen des Pumpe-Leitung-Düse-Einspritzsystems werden mit Common-Rail-Einspritzung nicht erreicht, was darauf zurückzuführen ist, dass sich mit Common-Rail-Einspritzung bei entsprechend hohem Raildruck im allgemeinen höhere NO_x -Emissionen ergeben als mit einem PLD-Einspritzsystem /105/, /125/. Die Ergebnisse des PLD-Systems wurden hier dargestellt, um einen Vergleich zum konventionellen Brennverfahren mit Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 17,5$ zu ermöglichen.

Bei homogen-heterogener Verbrennung zeigen sich Vorteile im Kraftstoffverbrauch bei spätem Spritzbeginn, die darauf zurückzuführen sind, dass entsprechend dem heterogenen Anteil nicht die volle Kraftstoffmenge, sondern nur 66% der Gesamtmenge spät umgesetzt werden. Aufgrund der mit spätem Spritzbeginn bei der homogen-heterogenen Verbrennung stärker abnehmenden NO_x -Emissionen sowie des besseren Kraftstoffverbrauchs bei spätem Spritzbeginn nähern sich die Verbrauchskurven für die homogen-heterogene und die heterogene Verbrennung mit Common-Rail-Einspritzung im NO_x -bi-Trade-off mit abnehmenden NO_x -Emissionen immer mehr an, bis bei $\text{NO}_x = 8 \text{ g/kWh}$ sich beide Kurven schneiden. Für geringere NO_x -Emissionen liegen für die heterogene Verbrennung keine Werte mehr vor. Nach Bild 7.3 ist jedoch davon auszugehen, dass für $\text{NO}_x < 8 \text{ g/kWh}$ die homogen-heterogene Verbrennung im NO_x -bi-Trade-off besser abschneidet als die heterogene Verbrennung mit Common-Rail-Einspritzung. Ein Vorteil im Vergleich zum konventionellen Verfahren mit PLD würde sich erst bei sehr spätem Spritzbeginn ergeben, auf den verzichtet wurde, um ein starkes Überspritzen über den Kolben gegen Ende der Einspritzung zu vermeiden.

Deutlicher zeigen sich die Vorteile für das homogen-heterogene Verfahren im NO_x -bi-Trade-off für späten Spritzbeginn in der Teillast (Bild 7.5). Bei einer Gesamteinspritzmenge von $120 \text{ mm}^3/\text{Asp.}$ ($p_{mi} = 8,1 \text{ bis } 9,9 \text{ bar}$) wurde jeweils die eine Hälfte der gesamten Einspritzmenge für homogene, die andere Hälfte für heterogene Verbrennung eingespritzt. Bei frühem Spritzbeginn sind die NO_x -Emissionen bei einem hohen Raildruck von 1200 bar für die zentrale Einspritzung sehr hoch, während bei sehr spätem Spritzbeginn sehr geringe NO_x -Emissionen erzielt werden können (Bild 7.4). Wird der Raildruck für die zentrale Einspritzung auf 600 bar reduziert, können auch bei früherem Spritzbeginn ähnlich niedrige NO_x -Emissionen wie beim PLD-System erzielt werden.

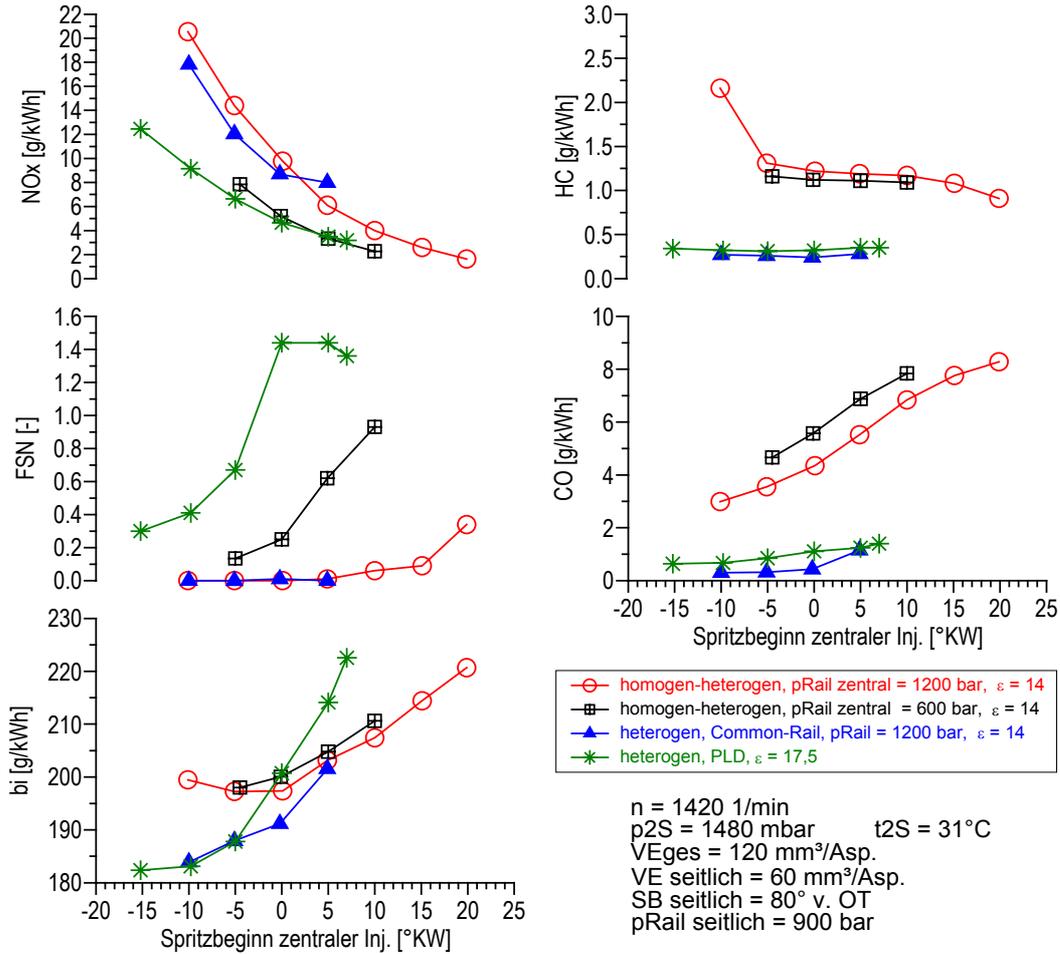


Bild 7.4: Vergleich der Abgasemissionen und des Verbrauchs für homogen-heterogene und heterogene Verbrennung bei Teillast (VE gesamt = 120 mm³/Asp., p_{mi} = 8,1 bis 9,9 bar)

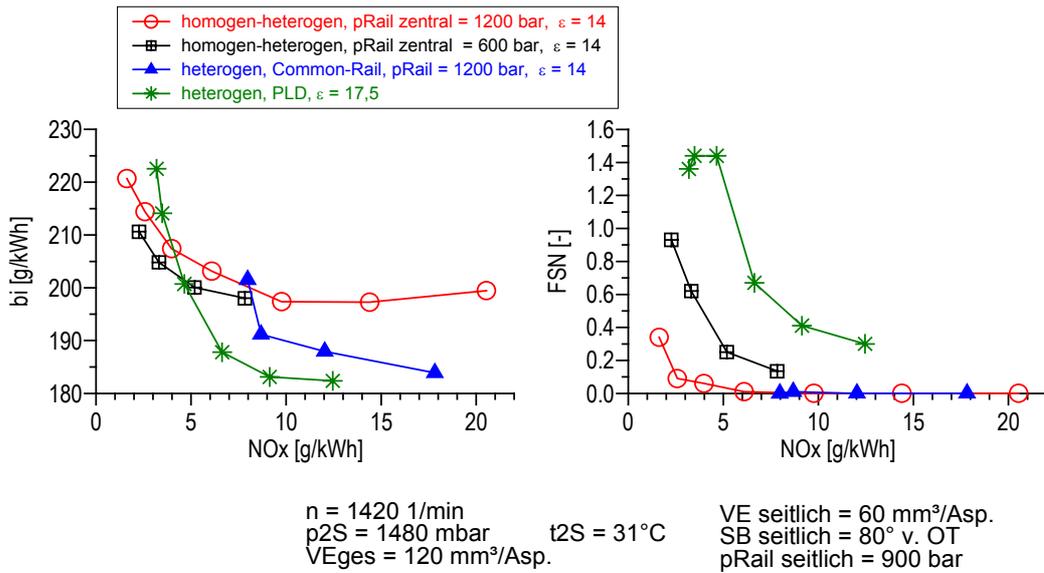


Bild 7.5: NO_x-bi-Trade-off und NO_x-FSN-Trade-off für homogen-heterogene und heterogene Verbrennung bei Teillast (VE gesamt = 120 mm³/Asp., p_{mi} = 8,1 bis 9,9 bar)

Bei einem Raildruck von 1200 bar für die zentrale Einspritzung sind die Rußemissionen bei homogen-heterogener Verbrennung auch bei spätem Spritzbeginn sehr gering. Bei 600 bar Raildruck für die zentrale Einspritzung sind die Rußemissionen höher, allerdings niedriger als beim konventionellen Verfahren mit PLD, das in diesem Lastpunkt ein besonders ungünstiges Verhalten bezüglich der Rußemissionen aufweist. Der Anstieg der Rußemissionen bei spätem Spritzbeginn ist auf verschlechterte Bedingungen für die Rußoxidation (reduzierte Zeit und geringere Temperatur) zurückzuführen.

Der Kraftstoffverbrauch ist beim homogen-heterogenen Verfahren bei spätem Spritzbeginn niedriger. Insgesamt erweist sich in diesem Betriebspunkt das homogen-heterogene Verfahren (bei 1200 bar Raildruck) im NO_x -bi-Trade-off ab $\text{NO}_x = 8 \text{ g/kWh}$ als günstiger als das heterogene Verfahren mit Common-Rail bei gleichem Verdichtungsverhältnis und Raildruck und ab $\text{NO}_x = 4 \text{ g/kWh}$ als günstiger als das konventionelle Verfahren mit PLD (Bild 7.5). Des Weiteren zeigt Bild 7.5, dass bei 1200 bar Raildruck gleichzeitig sowohl geringe NO_x - als auch geringe Rußemissionen erreichbar sind. Bei 600 bar Raildruck sind die Rußemissionen bei gleichen NO_x -Emissionen höher. Deshalb ist hier der hohe Raildruck vorzuziehen.

Mehrere sowohl stickoxidsenkende als auch stickoxiderhöhende Faktoren beeinflussen die homogen-heterogene Verbrennung. Dass nur ein Teil der gesamten Einspritzmenge heterogen verbrannt wird, müsste einerseits zu geringeren NO_x -Emissionen bei der homogen-heterogenen Verbrennung führen. Andererseits liegt durch die der heterogenen Verbrennung vorausgegangene homogene Verbrennung bei Beginn der heterogenen Verbrennung bereits ein sehr hohes Temperaturniveau vor (Bild 7.1). Von diesem hohen Temperaturniveau ausgehend beginnt die heterogene Verbrennung, wodurch die Temperatur im verbrannten Gas entsprechend höher liegen und damit zu einer höheren thermischen NO -Bildung führen müsste. Gegen diesen Effekt wirkt allerdings temperatursenkend der für die heterogene Verbrennung niedrigere Sauerstoff- und damit höhere Inertgasanteil durch die vorangegangene homogene Verbrennung. Dies entspricht im Prinzip dem Effekt einer Abgasrückführung bzw. Abgasrückhaltung. Nach der homogenen, das heißt, vor Beginn der heterogenen Verbrennung, liegt bei Annahme vollständiger Verbrennung für den Volllastpunkt ein Sauerstoffanteil von 16,8% (Teillastpunkt 16,1%) vor. Würde ein Motor rein heterogen im gleichen Betriebspunkt (bei gleicher Gesamteinspritzmenge) betrieben werden, wäre für den gleichen Sauerstoffanteil vor der heterogenen Verbrennung eine AGR-Rate von 26,3% (Teillastpunkt 34,4%) notwendig. Die AGR-Rate wurde mit Hilfe des im Anhang A1 beschriebenen Zusammenhangs zwischen AGR-Rate und Sauerstoffkonzentration (Bild A2) ermittelt.

Die HC- und CO-Emissionen sind bei homogen-heterogener Verbrennung um ein Mehrfaches höher als bei konventioneller Verbrennung, jedoch viel niedriger als bei rein homogener Verbrennung. Tabelle 7.1 zeigt den Vergleich der HC- und CO-Emissionen bei homogen-heterogener und bei rein homogener Verbrennung bei gleichen Randbedin-

gungen. Es wird deutlich, dass ein Großteil der aus der homogenen Verbrennung stammenden HC- und CO-Emissionen durch die hohen Temperaturen der heterogenen Verbrennung oxidiert wird. Beim Volllastpunkt ist die Reduktion der HC- und der CO-Emissionen aufgrund höherer Verbrennungs- und Abgastemperaturen höher. Trotz im Vergleich zur heterogenen Verbrennung höheren HC- und CO-Emissionen ist der Umsetzungsgrad bei homogen-heterogener Verbrennung hoch, so dass im Gegensatz zur rein homogenen Verbrennung der Kraftstoffverbrauch kaum durch unvollständige Verbrennung verschlechtert wird.

		HC [ppm] als C1	CO [ppm]	Umsetzungsgrad [%]
Teillast	homogen	600	3610	92,8
	homogen-heterogen *	331	805	98,9
Volllast	homogen	710	4074	90,3
	homogen-heterogen *	107	316	99,7

Tabelle 7.1: Vergleich der HC- und CO-Emissionen und des Umsetzungsgrads bei rein homogener und homogen-heterogener Verbrennung bei jeweils gleichem Ladedruck und gleicher Ladelufttemperatur

7.2 Verlustteilung

Beim homogen-heterogenen Verfahren ergibt sich ein Verbrauchsvorteil bei spätem Spritzbeginn der zentralen Einspritzung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass, wie bereits erwähnt, nicht die gesamte Kraftstoffmenge, sondern nur der heterogene Anteil spät umgesetzt wird. Der Schwerpunkt liegt, wie der Verlauf der Brennwärme (Bild 7.1) zeigt, früher. Zur genaueren Analyse des Verbrauchsverhaltens wurde eine Verlustteilung gemäß Pischinger et al. /9/ durchgeführt. Dabei wurde eine Aufteilung in folgende Einzelverluste vorgenommen /9/: Verlust des idealen Motors (bei Gleichraumprozess), Verlust durch nicht idealen Brennverlauf und Verlust durch Wärmeübergang. Die homogen-heterogene Verbrennung läuft weitgehend vollständig ab (Tabelle 7.1), so dass ein Verlust durch unvollständige Verbrennung zu vernachlässigen ist. Der Verlust durch Leckage wird ebenfalls vernachlässigt. Die Verluste durch Ladungswechsel und mechanische Reibung werden hier nicht betrachtet, da sie nicht direkt mit den Brennverfahren, die hier verglichen werden, zusammenhängen und eine Analyse dieser Verluste am Einzylindermotor nicht sinnvoll ist. Bei der Berechnung der einzelnen Verluste wird zunächst der Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses mit realen Stoffwerten (Werte aus /101/) bestimmt. Eine verminderte Wärmezufuhr aufgrund von Dissoziation konnte bei Luftverhältnissen $\lambda \geq 1,7$ vernachlässigt werden. Der Verlust durch nicht idealen Brennverlauf wird aus der Differenz der Wirkungsgrade des Gleichraumprozesses und

* Spritzbeginn zentraler Injektor = 5° n. OT

des adiabaten Motorprozesses bestimmt. Der Wirkungsgrad des adiabaten Motorprozesses ergibt sich aus einer Prozessrechnung ohne Wandwärme für den Hochdruckteil von UT bis UT mit dem Brennverlauf des realen Motors, der aus dem gemessenen Druckverlauf ermittelt wurde. Anschließend erhält man den Verlust durch Wandwärme aus der Differenz der Wirkungsgrade des adiabaten Motorprozesses und des nicht adiabaten Motorprozesses. Der Wirkungsgrad des nicht adiabaten Motorprozesses ergibt sich aus einer nochmaligen Durchrechnung des Hochdruckteils von UT bis UT analog wie oben beschrieben, jedoch mit Berücksichtigung der Wandwärme. Sowohl für die homogen-heterogene als auch für die heterogene Verbrennung wurde der Wärmeübergangskoeffizient von Hohenberg /117/ verwendet. Auf die Berechnung der Wandwärme wurde bereits in Kapitel 5.5 näher eingegangen.

Die Ergebnisse der Verlustteilung für Voll- und Teillast sind in den Bildern 7.6 und 7.7 dargestellt. Der Verlust durch nicht idealen Brennverlauf ist bei der homogen-heterogenen Verbrennung bei Voll- und Teillast ab einem Spritzbeginn später 5° v. OT am niedrigsten. Dies ist darauf zurückzuführen, dass nur der heterogene Anteil wirkungsgradungünstig spät umgesetzt wird, während bei konventioneller Verbrennung der gesamte Kraftstoff spät umgesetzt wird. Weiterhin ist aus den Bildern 7.6 und 7.7 zu entnehmen, dass der Verlust durch nicht idealen Brennverlauf mit Common-Rail-Einspritzung niedriger ist als mit dem PLD-Einspritzsystem, was auf eine intensivere Gemischbildung und kürzere Spritzdauer mit Common-Rail, die eine schnellere Umsetzung des Kraftstoffs bewirken, zurückzuführen ist. Beim homogen-heterogenen Verfahren sind die Verluste durch Wärmeübergang am höchsten. Dies resultiert aus dem höheren Druck- und Temperaturniveau bei homogen-heterogener Verbrennung, das sich aus der frühen Zündung des homogenen Gemisches ergibt.

Die beim heterogenen Verfahren mit PLD und serienmäßigem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 17,5$ gegenüber dem heterogenen Verfahren mit Common-Rail-Einspritzung und auf $\varepsilon = 14$ abgesenktem Verdichtungsverhältnis etwas höheren Wandwärmeverluste sind auf das höhere Verdichtungsverhältnis und das sich daraus ergebende höhere Druck- und Temperaturniveau zurückzuführen. Die Reduktion des Verdichtungsverhältnisses von $\varepsilon = 17,5$ auf $\varepsilon = 14$ äußert sich weiter in einem geringeren Wirkungsgrad des idealen Motorprozesses. Der Verlust hierdurch beträgt nach Bild 7.6 und Bild 7.7 knapp 3%-Punkte. Bei allen drei Verfahren nehmen die Wandwärmeverluste bei spätem Spritzbeginn aufgrund der geringeren Drücke und Temperaturen ab, die Verluste durch nicht idealen Brennverlauf nehmen zu. Bei Teillast sind die Wandwärmeverluste allgemein höher /9/, während die Verluste durch nicht idealen Brennverlauf aufgrund kürzerer Brenndauer niedriger ausfallen.

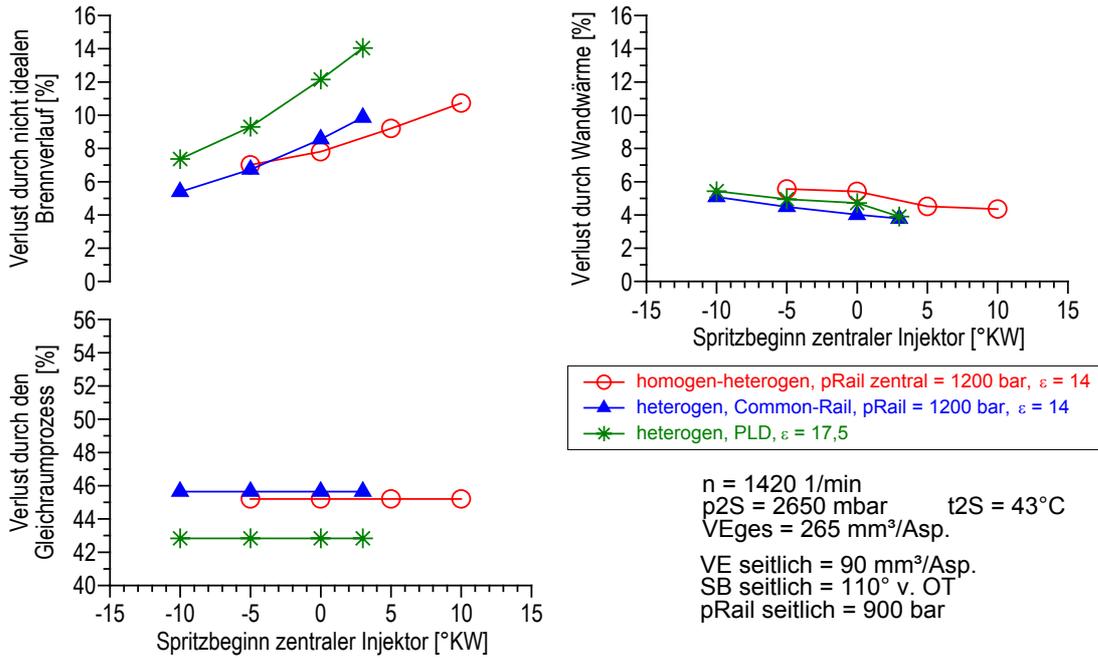


Bild 7.6: Nach /9/ ermittelte Verlustteilung für Volllast (VE gesamt = 265 mm³/Asp., p_{mi} = 18,6 bis 21,8 bar)

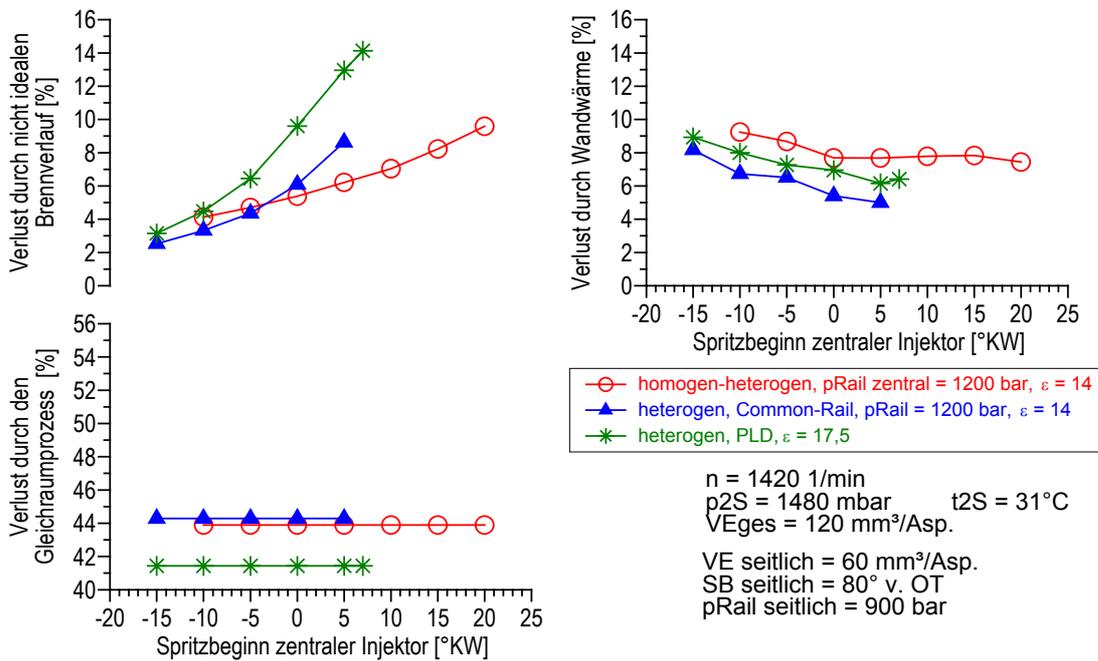


Bild 7.7: Nach /9/ ermittelte Verlustteilung für Teillast (VE gesamt = 120 mm³/Asp., p_{mi} = 8,1 bis 9,9 bar)

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass bei homogen-heterogener Verbrennung sowohl beim Teillast- als auch beim Vollastpunkt ab einem Spritzbeginn später 5° v. OT der Verlust durch nicht idealen Brennverlauf geringer ist als bei konventioneller Verbrennung. Die Differenz zur konventionellen Verbrennung wird umso größer, je später der Spritzbeginn liegt. Andererseits sind die berechneten Wandwärmeverluste beim homogen-heterogenen Verfahren höher. In der Summe beider Verluste ergibt sich, dass Vorteile im Kraftstoffverbrauch für das homogen-heterogene Verfahren erst bei späterem Spritzbeginn nach OT erzielt werden können, da hier der Verlust bei heterogener Verbrennung durch nicht idealen Brennverlauf im Vergleich zum konventionellen Verfahren zunehmend größer wird.

8 Zusammenfassung und Bewertung

Gegenstand dieser Arbeit sind Versuche für ein neuartiges Brennverfahren, die homogene Dieselerbrennung, die an einem von einem Nfz-Motor abgeleiteten Einzylinder-Dieselmotor durchgeführt wurden. Die homogene Gemischbildung erfolgte mit einer 30-Lochdüse durch frühe Einspritzung im Kompressionshub. Für höhere Lasten wurde eine kombiniert homogen-heterogene Verbrennung untersucht, wobei die homogene Gemischbildung durch frühe Einspritzung mit zwei seitlich eingebauten Common-Rail-Injektoren mit speziellen Düsen und die heterogene Gemischbildung mit einem zentral eingebauten Common-Rail-Injektor erfolgte.

Die Versuche mit der 30-Lochdüse ergaben, dass für untere Teillast ($p_{mi} \approx 4,2$ bar, $\lambda = 3,5$, $n = 1420$ 1/min) bei hinreichend frühem Spritzbeginn sehr geringe NO_x -Emissionen bei sehr niedrigen Rußemissionen erzielt werden. Dabei sind die HC-Emissionen bei einem Spritzbeginn, der gerade so früh liegt, dass sehr geringe NO_x -Emissionen erreicht werden (60° v. OT bei $\lambda = 3,5$), um etwa das Fünffache und die CO-Emissionen um etwa das Zehn- bis Zwanzigfache höher als bei konventioneller Dieselerbrennung. Der Kraftstoffverbrauch war mit den untersuchten Einstellungen höher, was auf eine zu frühe Zündung des homogenen Gemisches, das auf 14 abgesenkte Verdichtungsverhältnis sowie auf unvollständige Verbrennung zurückzuführen ist. Der Druckanstieg war für diesen Lastpunkt deutlich höher als beim konventionellen Verfahren. Bei geringerer Last nimmt der Druckanstieg stark ab.

Der Gemischbildung kommt bei homogener Dieselerbrennung mit direkter Einspritzung eine entscheidende Bedeutung zu. Die Versuche haben gezeigt, dass eine unzureichende Homogenisierung nicht nur die Stickoxidmissionen erhöht, sondern auch, aufgrund schnellerer Umsetzung in brennstoffreichen Zonen, zu einer Zunahme des Druckanstiegs und klopfähnlichen Druckschwingungen führt. Den stärksten Einfluss hat hier der Spritzbeginn, der über die bei der Einspritzung vorliegende Gasdichte im Brennraum und über die Zeit zur Strahlausbreitung und Vermischung von Luft und Kraftstoff die Homogenisierung bestimmt. Ein zu später Spritzbeginn führt daher wegen unzureichender Homogenisierung zu hohen NO_x -Emissionen und starken klopfähnlichen Druckschwingungen im Brennraum, während ein zu früher Spritzbeginn wegen einer zu hohen Strahlausbreitung und der Bildung lokal magerer Bereiche hohe HC- und CO-Emissionen ergibt. Anhand einer Simulationsrechnung ergab sich, dass bei einem für geringe NO_x -Emissionen hinreichend frühen, allerdings zur Vermeidung hoher HC- und CO-Emissionen nicht zu frühen Spritzbeginn (60° v. OT, bei $\lambda = 3,5$) das Gemisch deutlich vom Zustand einer idealen Homogenisierung mit einheitlichem Luftverhältnis im gesamten Brennraum entfernt ist.

Eine Erhöhung der Ladelufttemperatur führt neben einer früheren Zündung der Cool- und der Hot-Flame-Verbrennung (5° KW früher bei Steigerung der Ladelufttemperatur von 25 auf 58°C) zu einer Zunahme der Stickoxidemissionen und der Klopfamplitude, was auf eine Verschlechterung der Homogenisierung aufgrund einer kürzeren Gemischbildungszeit sowie auf ein höheres Temperaturniveau mit lokal höheren Spitzentemperaturen zurückzuführen ist.

Durch eine Reduktion der Cetanzahl von 50 auf 30 konnte zwar der Zündbeginn der Hot-Flame-Verbrennung um 4,5° KW verzögert werden, jedoch war eine signifikante Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs nicht möglich, da bei niedriger Cetanzahl 30 der Umsetzungsgrad geringer war (höhere HC- und CO-Emissionen). Die NO_x-Emissionen und die Klopfamplitude waren bei dieser Cetanzahl geringer. Eine niedrige Cetanzahl erfordert ein geringeres Luftverhältnis, so dass eine niedrige Cetanzahl besonders für eine Laststeigerung geeignet erscheint.

Durch gekühlte Abgasrückführung werden Druckanstieg und Klopfamplitude reduziert, die Brenndauer nimmt zu, und der Zündbeginn wird verzögert. Für signifikante Auswirkungen sind allerdings hohe AGR-Raten von 50 bis 60% notwendig. Aufgrund der Gemischhomogenisierung ergibt sich auch bei hoher AGR-Rate kein Rußanstieg.

Durch Erhöhung des Ladedrucks bei konstanter Einspritzmenge (Erhöhung des Luftverhältnisses) werden bei höherer Einspritzmenge die Brenndauer verlängert und der Druckanstieg und die Klopfamplitude reduziert, während bei geringerer Einspritzmenge die hier niedrigeren Werte für Druckanstieg und Klopfamplitude nicht weiter reduziert werden konnten. Eine Steigerung der Last ist, auch wenn mit der Last der Ladedruck erhöht wird, so dass das Luftverhältnis konstant bleibt, mit einer Zunahme des Druckanstiegs und der Klopfamplitude verbunden. Dies liegt daran, dass in ungefähr gleicher Zeit eine absolut größere Wärmemenge freigesetzt wird. Des Weiteren deuten höhere NO_x-Emissionen auch auf eine den Druckanstieg und die Klopfamplitude erhöhende Verschlechterung der Homogenisierung hin. Insgesamt war mit Aufladung nur eine begrenzte Laststeigerung möglich.

Der Einsatz einer hohen Abgasrückführung von 60% ermöglicht eine weitere Laststeigerung. Um Luftverhältnisse unter eins zu vermeiden, erfordert die Laststeigerung eine Erhöhung des Ladedrucks. Dabei zeigte bei 60% AGR ein Luftverhältnis von $\lambda = 1,05$ gegenüber einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,36$ Vorteile im Druckanstieg und in der Klopfamplitude. Neben einer Verringerung der chemischen Reaktionsgeschwindigkeit durch einen geringeren Sauerstoffanteil ist dies auch darauf zurückzuführen, dass in unterstöchiometrischen Zonen, die aufgrund des global nur wenig über eins liegenden Luftverhältnisses und der inhomogenen Gemischbildung in größerem Umfang auftreten müssen, eine unvollständige Verbrennung erfolgt, so dass der noch unverbrannte Kraftstoff erst nach weiterer Vermischung mit Luft verbrennt. Dadurch verlangsamt sich die Umsatzrate.

Mit der kombiniert homogen-heterogenen Verbrennung kann der Lastbereich von der mit rein homogener Verbrennung nicht mehr realisierbaren Last bis hin zur Volllast abgedeckt werden. Die Untersuchung der homogen-heterogenen Verbrennung ergab, dass bei spätem Spritzbeginn nach OT ein Verbrauchsvorteil gegenüber dem konventionellen Verfahren erzielt wird. Dies ist darauf zurückzuführen, dass nicht die gesamte Kraftstoffmenge, sondern nur der heterogene Anteil wirkungsgradungünstig spät umgesetzt wird. Der Schwerpunkt liegt bei homogen-heterogener Verbrennung näher bei OT. Des Weiteren können bei entsprechend spätem Spritzbeginn bei homogen-heterogener Verbrennung sehr geringe NO_x -Emissionen, vor allem in der Teillast, erzielt werden, während bei frühem Spritzbeginn vor OT die NO_x -Emissionen höher sind als beim konventionellen Verfahren. Aufgrund des bei homogen-heterogener Verbrennung günstigeren Kraftstoffverbrauchs bei spätem Spritzbeginn sowie der niedrigen NO_x -Emissionen erweist sich das homogen-heterogene Verfahren im NO_x -Verbrauchs-Trade-off für den Bereich niedriger NO_x -Emissionen im Vergleich zum konventionellen Verfahren für den untersuchten Teillastpunkt als günstiger. Außerdem wurden hier trotz geringer NO_x -Emissionen bei spätem Spritzbeginn mit hohem Einspritzdruck geringe Rußemissionen erreicht. Die HC- und CO-Emissionen sind höher als bei konventioneller Dieselerverbrennung, jedoch deutlich geringer als bei der rein homogenen Verbrennung. Weitere Verbesserungen bei homogen-heterogener Verbrennung sind zu erwarten, wenn es gelingt, die Zündung des homogenen Anteils zu verzögern.

Aufgrund der sehr niedrigen NO_x -Emissionen stellt die Erfüllung auch zukünftiger Abgasgrenzwerte für die Stickoxide bei rein homogener Verbrennung kein Problem dar. Für die HC- und CO-Emissionen ist eine Abgasnachbehandlung erforderlich. Die Rußemissionen sind bei homogener Verbrennung sehr gering. Unklar ist, inwiefern sich hohe HC-Emissionen bei den geringen Rußemissionen auf die Partikelemissionen auswirken. Bei entsprechender Reduktion der HC-Emissionen durch eine Abgasnachbehandlung sollten dann jedoch auch die Grenzwerte für Partikel zu erfüllen sein. Bei den bisher durchgeführten Versuchen war die homogene Verbrennung meist mit einem Nachteil im Kraftstoffverbrauch verbunden. Insgesamt weist das homogen-heterogene Verfahren, mit dem zwar nicht die sehr geringen NO_x -Emissionen des homogenen Verfahrens, jedoch Vorteile im NO_x -Verbrauchs-Trade-off im Bereich niedriger NO_x -Emissionen, vor allem in der Teillast, erreicht werden, ein größeres Potenzial auf, da mit diesem Verfahren keine Lastbegrenzung besteht und die HC- und CO-Emissionen deutlich geringer sind. Neben weiteren zu lösenden Problemen ist für einen Serieneinsatz abzuklären, inwiefern es gelingt, das Verfahren ohne den Aufwand von drei Injektoren pro Zylinder zu realisieren.

Einer praktischen Anwendung der homogenen Dieselerverbrennung steht bis jetzt noch eine Vielzahl von Schwierigkeiten entgegen. Besondere Probleme stellen die Zündungskontrolle, der Kaltstart, das Motorgeräusch und Fragen der Dauerhaltbarkeit dar. Außerdem sind weitere Untersuchungen zur Optimierung der homogenen Gemischbil-

dung erforderlich, da diese die Abgasemissionen sowie die Umsatzrate und damit den möglichen Lastbereich maßgeblich bestimmt.

9 Literatur

- /1/ Harada, A., Shimazaki, N., Sasaki, S., Miyamoto, T., Akagawa, H., Tsujimura, K.:
The Effects of Mixture Formation on Premixed Lean Diesel Combustion
SAE-Paper-Paper 980533
- /2/ Akagawa, H., Miyamoto, T., Harada, A., Sasaki, S., Shimazaki, N.,
Hashizume, T., Tsujimura, K.:
Approaches to solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion
SAE-Paper-Paper 1999-01-0183
- /3/ Heywood, J. B.:
Internal combustion engine fundamentals
McGraw-Hill Book Company, New York, 1988
- /4/ Warnatz, J., Maas, U., Dibble, R. W.:
Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation,
Experimente, Schadstoffentstehung
Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997
- /5/ Greeves, G., Khan, I. M., Wang, C. H. T., Fenne, I.:
Origins of Hydrocarbon Emissions from Diesel Engines
SAE-Paper 770259
- /6/ Merker, G. P., Stiesch, G.:
Technische Verbrennung. Motorische Verbrennung
Teubner, Stuttgart, Leipzig, 1999
- /7/ Zillmer, M.:
Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung
Dissertation, TU Braunschweig, 1998
- /8/ Ciezki, H. K., Adomeit, G.:
Shock-Tube Investigation of Self-Ignition of n-Heptane-Air Mixtures Under
Engine Relevant Conditions
Combustion and Flame 93: 421-433, 1993
- /9/ Pischinger, R., Kraßnig, G., Taucar, G., Sams. Th.:
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag, Wien – New
York, 1989
- /10/ Schröder, W.:
Lohmann-Fahrrad-Motor
ATZ Jahrg. 53, Nr. 4 April 1951

-
- /11/ Onishi, S., Jo, S. H., Shoda, K., Jo, P. D., Kato, S.:
Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process
for Internal Combustion Engines
SAE-Paper 790501
- /12/ Noguchi, M., Tanaka, Y., Tanaka, T., Takeuchi, Y.:
A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive
Products during Combustion
SAE-Paper 790840
- /13/ Asai, M., Kurosaki, T., Okada, K.:
Analysis on Fuel Economy Improvement and Exhaust Emission Reduction in a
Two-Stroke Engine by Using an Exhaust Valve
SAE-Paper 951764
- /14/ Ishibashi, Y., Asai, M.:
Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the
Activated Radical Combustion
SAE-Paper 960742
- /15/ Yamaguchi, J.:
Honda readies Activated Radical Combustion two-stroke engine for production
motorcycle
Automotive Engineering/January 1997, S. 90-92
- /16/ Iida, N.:
Combustion Analysis of Methanol-Fueled Active Thermo-Athmosphere Combustion
(ATAC) Engine Using a Spectroscopic Observation
SAE-Paper 940684
- /17/ Gentili, R. G., Frigo, S., Tognotti, L., Habert, P., Lavy, J.:
Experimental Study on ATAC (Active Thermo-Atmosphere Combustion) in a
Two-Stroke Gasoline Engine
SAE-Paper 970363
- /18/ Duret, P., Venturi, S.:
Automotive Calibration of the IAPAC Fluid Dynamically Controlled Two-Stroke
Combustion Process
SAE-Paper 960363
- /19/ Najt, P. M., Foster, D. E.:
Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion
SAE-Paper 830264
- /20/ Thring, R. H.:
Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines
SAE-Paper 892068

- /21/ Ryan, T. W., Callahan, T. J.:
Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel
SAE-Paper 961160
- /22/ Aoyama, T., Hattori, Y., Mizuta, J., Sato, Y.:
An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline
Engine
SAE-Paper 960081
- /23/ Stockinger, M., Schäpertöns, H., Kulmann, P.:
Versuche an einem gemischansaugenden Verbrennungsmotor mit Selbstzündung
MTZ 53 (1992), 2
- /24/ Stockinger, M.:
Möglichkeiten der Verbesserung des Arbeitsprozesses im gemischansaugenden
Verbrennungsmotor durch Verdichtungszündung
Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 12 Nr. 169, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- /25/ Alperstein, M., Swim, W. B., Schweitzer, P. H.:
Fumigation Kills Smoke – Improves Diesel Performance
SAE Transactions, Volume 66, S. 574, 1958
- /26/ Schweitzer, P. H., Grunder, L. J.:
Hybrid Engines
SAE Transactions, Volume 71, S. 541, 1963
- /27/ Seko, T., Kuroda, E., Hamano, Y.:
Methanol Lean Burn in an Auto-Ignition DI Engine
SAE-Paper 980531
- /28/ Lu, J.-H., Ezekoye, D., Iiyama, A., Greif, R., Sawyer, R. F.:
Effect of Knock on Time-Resolved Engine Heat Transfer
SAE-Paper 890158
- /29/ Maly, R. R.:
Gas/surface Interactions and Damaging Mechanism in Knocking Combustion
Research funded in part by the commission of the European communities
Final report, contract: JOUE-0028-D-(MB), 1993
- /30/ Christensen, M., Johansson, B., Einewall, P.:
Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and
Natural Gas – A Comparison with Spark Ignition Operation
SAE-Paper 972874
- /31/ Christensen, M., Johansson, B., AmnJus, P., Mauss, F.:
Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition
SAE-Paper 980787

-
- /32/ Christensen, M., Johansson, B.:
Influence of Mixture Quality on Homogeneous Charge Compression Ignition
SAE-Paper 982454
- /33/ Christensen, M., Hultqvist, A., Johansson, B.:
Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression
Ignition Engine with variable Compression Ratio
SAE-Paper 1999-01-3679
- /34/ Gray, A. W., Ryan, T. W.:
Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel
SAE-Paper 971676
- /35/ Olsson, J-O., Tunestal, P., Johansson, B.:
Closed-Loop Control of an HCCI Engine
SAE-Paper 2001-01-1031
- /36/ Takeda, Y., Keiichi, N., Keiichi, N.:
Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely
Early Staged Fuel Injection
SAE-Paper 961163
- /37/ Nakagome, K., Shimazaki, N., Niimura, K., Kobayashi, S.:
Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion
Engine
SAE-Paper 970898
- /38/ Lee, J.-H., Goto, S., Tsurushima, T., Miyamoto, T., Wakisaka, T.:
Effects of Injection Conditions on Mixture Formation Process in a Premixed
Compression Ignition Engine
SAE-Paper 2000-01-1831
- /39/ Harada, A., Shimazaki, N., Sasaki, S., Miyamoto, T., Akagawa, H., Tsujimura, K.:
The Effects of Mixture Formation on Premixed Lean Diesel Combustion
SAE-Paper 980533
- /40/ Shimazaki, N., Akagawa, H., Tsujimura, K.:
An Experimental Study of Premixed Lean Diesel Combustion
SAE-Paper 1999-01-0181
- /41/ Akagawa, H., Miyamoto, T., Harada, A., Sasaki, S., Shimazaki, N.,
Hashizume, T., Tsujimura, K.:
Approaches to solve problems of the Premixed Lean Diesel Combustion
SAE-Paper 1999-01-0183
- /42/ Miyamoto, T., Hayashi, A. K., Harada, A., Sasaki, S., Akagawa, H.,
Tsujimura, K.:
A Computational Investigation of Premixed Lean Diesel Combustion
SAE-Paper 1999-01-0229

- /43/ Tsurushima, T., Miyamoto, T., Akagawa, H., Aoyagi, Y., Lee, J-H., Lee, D., Goto, S., Wakisaka, T., Ishiyama, T., Kawanabe, H.:
Effects of Initial In-Cylinder Flow Field on Mixture Formation in a Premixed Compression Ignition Engine
SAE-Paper 2000-01-0331
- /44/ Yanagihara, H., Sato, Y., Mizuta, J.:
A simultaneous reduction of NO_x and soot in diesel engines under a new combustion system (Uniform Bulky Combustion System-UNIBUS)
Wiener Motorsymposium, 1996
- /45/ Yanagihara, H., Sato, Y., Mizuta, J.:
A study of DI diesel combustion under uniform higher-dispersed mixture formation
JSAE Review 18 (1997) 247-254 (JSAE 9733675)
- /46/ Yanagihara, H., Sato, Y., Mizuta, J.:
A study of DI diesel combustion under uniform higher-dispersed mixture formation
JSAE Review 18 (1997) 361-367 (JSAE 9735853)
- /47/ Hashizume, T., Miyamoto, T., Akagawa, H., Tsujimura, K.:
Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion
SAE-Paper 980505
- /48/ Yokota, H., Kudo, Y., Nakajima, H., Kakegawa, T., Suzuki, T.:
A New Concept for Low Emission Diesel Combustion
SAE-Paper 970891
- /49/ Yokota, H., Nakajima, H., Kakegawa, T.:
A New Concept for Low Emission Diesel Combustion (2nd rep.: Reduction of HC and CO emission, and improvement of fuel consumption by EGR and MTBE blended fuel)
SAE-Paper 981933
- /50/ Mase, Y., Kawashima, J., Sato, T., Eguchi, M.:
Nissan's New Multivalve DI Diesel Engine Series
SAE-Paper 981039
- /51/ Yamaguchi, J.:
Nissan Presage
Automotive Engineering International/November 1998, S. 13-17
- /52/ Aiyoshizawa, E., Muranaka, S., Kawashima, J., Kimura, S.:
Development of new 4-valve/cylinder small DI diesel engine
JSAE Review 20 (1999) 183-190 (JSAE 9930685)

-
- /53/ Kimura, S., Aoki, O., Ogawa, H., Muranaka, S., Enomoto, Y.:
New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines
SAE-Paper 1999-01-3681
- /54/ Kimura, S., Aoki, O., Kitahara, Y., Aiyoshizawa, E.:
Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards
SAE-Paper 2001-01-0200
- /55/ Bertsch, D.:
Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß gemischbildungsseitiger Maßnahmen auf den Zündprozeß, Verbrennung und Schadstoffbildung an einem optisch zugänglichen DE-Dieselmotor
Dissertation, Universität Karlsruhe, 1999
- /56/ Furutani, M., Ohta, Y., Kono, M., Hasegawa, M.:
An Ultra-Lean Premixed Compression-Ignition Engine Concept and its Characteristics
The Fourth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, Comodia 98, Japan, 1998
- /57/ Takatsuto, R., Igarashi, T., Iida, N.:
Auto Ignition and Combustion of DME and n-Butane/Air Mixtures in Homogeneous Charge Compression Ignition Engine
The Fourth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, Comodia 98, Japan, 1998
- /58/ Daisho, Y., Kusaka, H.:
Establishment of Lean Combustion System for DI Diesel Combustion (in Japanese)
Final Report JSME, RC151
- /59/ Iwabuchi, Y., Kawai, K., Shoji, T., Takeda, Y.:
Trial of New Concept Diesel Combustion System – Premixed Compression-Ignited Combustion –
SAE-Paper 1999-01-0185
- /60/ Christensen, M., Johansson, B.:
Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel
SAE-Paper 2000-01-1835
- /61/ Olsson, J.-O., Erlandsson, O., Johansson, B.:
Experiments and Simulation of a Six-Cylinder Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine
Lund SAE-Paper 2000-01-2867

- /62/ Suzuki, H., Koike, N., Ishii, H., Odaka, M.:
Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 1: Experimental Investigation of Combustion and Exhaust Emission Behaviour Under Pre-Mixed Homogeneous Charge Compression Ignition Method
SAE-Paper 970313
- /63/ Ishii, H., Koike, N., Suzuki, H., Odaka, M.:
Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 2: Analysis of Combustion Phenomena and NO_x Formation by Numerical Simulation with Experiment
SAE-Paper 970315
- /64/ Suzuki, H., Koike, N., Odaka, M.:
Combustion Control Method of Homogeneous Charge Diesel Engines
SAE-Paper 980509
- /65/ Odaka, M., Suzuki, H., Koike, N., Ishii, H.:
Search for Optimizing Control Method of Homogeneous Charge Diesel Combustion
SAE-Paper 1999-01-0184
- /66/ Suzuki, H., Odaka, M., Kariya, T.:
Effect of start of injection on NO_x and smoke emissions in homogeneous charge diesel combustion
Technical Notes/JSAE Review 21 (2000) 385-416 (JSAE 20004136)
- /67/ Willand, J., Nieberding, R.-G., Vent, G., Enderle, C.:
The Knocking Syndrome – Its Cure and Its Potential
SAE-Paper 982483
- /68/ Lavy, J., Dabadie, J.-C., Angelberger C., Duret, P., Willand, J., Juretzka, A., Schäflein, J., Ma, T., Lendresse, Y., Satre, A., Schulz, C., Krämer, H., Zhao, H., Damiano, L.:
Innovative Ultra-low NO_x Controlled Auto-Ignition Combustion Process for Gasoline Engines: the 4-SPACE Project
SAE-Paper 2000-01-1837
- /69/ Kontarakis, G., Collings, N., Ma, T.:
Demonstrating of HCCI Using a Single Cylinder Four-stroke SI Engine with Modified Valve Timing
SAE-Paper 2000-01-2870
- /70/ Law, D., Kemp, D., Allen, J., Kirkpatrick, G., Copland, T.:
Controlled Combustion in an IC-Engine with a Fully Variable Valve Train
SAE-Paper 2000-01-0251

-
- /71/ Oakley, A., Zhao, H., Ladommatos, N., Ma, T.:
Experimental Studies on Controlled Auto-ignition (CAI) Combustion of Gasoline
in a 4-Stroke Engine
SAE-Paper 2001-91-1030
- /72/ Christensen, M., Johansson, B.:
Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection
SAE-Paper 1999-01-0182
- /73/ Kaimai, T., Tsunemoto, H., Ishitani, H.:
Effects of a Hybrid Fuel System with Diesel and Premixed DME/Methane Charge
on Exhaust Emissions in a Small DI Diesel Engine
SAE-Paper 1999-01-1509
- /74/ Iida, N., Ichikura, T., Kase, K., Enomoto, Y.:
Self-ignition and combustion stability in a methanol fueled low heat rejection
ceramic ATAC engine – analysis of cyclic variation at high wall temperatures and
lean burn operation
JSAE Review 18 (1997) 233–240 (JSAE 9733684)
- /75/ Ishibashi, Y.:
Basic Understanding of Activated Radical Combustion and its Two-Stroke Engine
Application and Benefits
SAE-Paper 2000-01-1836
- /76/ Iida, N., Igarashi, T.:
Auto-ignition and Combustion of n-Butane and DME/air Mixtures in a Homoge-
neous Charge Compression Ignition Engine
SAE-Paper 2000-01-1832
- /77/ Easley, W. L., Agarwal, A., Lavoie, G. A.:
Modeling of HCCI Combustion and Emissions Using Detailed Chemistry
SAE-Paper 2001-01-1029
- /78/ Hickling, R., Feldmaier, D. A., Sung, S. H.:
Knock-induced cavity resonances in open chamber diesel engines
J. Acoust. Soc. Am. 65 (6), S. 1474-1479, June 1979
- /79/ Loisch, R.:
Wie indiziere ich richtig
Beiträge 1. Darmstädter Indiziersymposium, S. 25-30, 1994
- /80/ Kuratle, R. H., Märki, B.:
Influencing Parameters and Errors Sources During Indication on Internal Combustion
Engines
SAE-Paper 920233

-
- /81/ Kuratle, R. H.:
Motormesstechnik
Vogel Verlag, Würzburg, 1995
- /82/ Schmalzing, C.:
Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und
Verdampfungsverhalten aktueller Dieseleinspritzsysteme
Dissertation, Universität Stuttgart, 2001
- /83/ Adolph, N.:
Messung des Klopfens an Ottomotoren
Dissertation, RWTH Aachen, 1983
- /84/ Croissant, K.:
Untersuchung des Selbstzündungsverhaltens von Ottokraftstoffen im CFR-
Prüfmotor
Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1992
- /85/ Schmillen, K. P., Rechs, M.:
Different Methods of Knock Detection and Knock Control
SAE-Paper 910858
- /86/ Draper, C. S.:
The Physical Effects of Detonation in a Closed Cylindrical Chamber
National Advisory Committee for Aeronautics (N.A.C.A) Report No. 493, 1934
- /87/ Draper, C. S.:
Pressure Waves Accompanying Detonation in the Internal Combustion Engine
Journal of the Aeronautical Sciences, Vol. 5, No. 6, S. 219, 1938
- /88/ Millo, F., Ferraro, C. V.:
Knock in S. I. Engines: A Comparison Between Different Techniques for Detec-
tion and Control
SAE-Paper 982477
- /89/ Puzinauskas, P. V.:
Examination of Methods Used to Characterize Engine Knock
SAE-Paper 920808
- /90/ Spicher, U., Kollmeier, H.-P.:
Detection of Flame Propagation During Knocking Combustion by Optical Fiber
Diagnostics
SAE-Paper 861532
- /91/ Kollmeier, H.-P.:
Untersuchungen über die Flammenausbreitung bei klopfender Verbrennung
Dissertation, RWTH Aachen, 1987

-
- /92/ Krüger, C.:
Validierung eines 1D-Spraymodells zur Simulation der Gemischbildung in direkteinspritzenden Dieselmotoren
Dissertation, RWTH Aachen, 2001
- /93/ Betz, G., Zellbeck, H.:
Das MAHLE Ki-Meter zur quantitativen Bestimmung der Klopfintensität
MTZ 44 (1983) Nr.6
- /94/ Hickling, R., Feldmaier, D., Chen, F., Morel, J.:
Cavity resonances in engine combustion chambers and some applications
J. Acoust. Soc. Am. 73 (4), S. 1170 – 1178, April 1983
- /95/ Harndorf, H., Klösel, R., Volkart, A.:
Optimierung der Meß- und Auswerteparameter zur Analyse von Zylinderdruckverläufen
MTZ 53 (1992) Nr.3
- /96/ Gorenflo, E.:
Einfluß der Luftverhältnisstreue auf die zyklischen Schwankungen beim Ottomotor
Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 12 Nr. 322, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- /97/ Theobald, M. A., Alkidas, A. C.:
On the Heat-Release Analysis of Diesel Engines: Effects of Filtering of Pressure Data
SAE-Paper 872059
- /98/ Van Gerpen, J. H., Huang, C., Borman, G. L.:
The Effects of Swirl an Injection Parameters on Diesel Combustion and Heat Transfer
SAE-Paper 850265
- /99/ Schrüfer, E.:
Signalverarbeitung: Numerische Verarbeitung digitaler Signale
Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1990
- /100/ Grünigen, D. Ch.:
Digitale Signalverarbeitung: Grundlagen und Anwendungen; Beispiele und Übungen mit MATLAB
vde-Verlag, Berlin, AT-Verlag, Aarau (Schweiz), 1993
- /101/ Zacharias, F.:
Mollier-I,S-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung
MTZ 31 (1979) 7
- /102/ Amsden, A. A., O'Rourke, P. J., Butler, T. D.:
KIVA II: A Computer Program for Chemical Reactive Flows with Sprays
Los Alamos National Laboratory, Handbuch, 1989

- /103/ Chen, Z., Konno, M., Oguma, M., Yanai, T.:
Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine
SAE-Paper 2000-01-0329
- /104/ Erlandsson, O., Johansson, B., Silversand, F.A.:
Hydrocarbon (HC) Reduction of Exhaust Gases from a Homogeneous Charge
Compression Ignition (HCCI) Engine Using Different Catalytic Mesh-Coatings
SAE-Paper 2000-01-1847
- /105/ Schwarz, V., König, G., Dittrich, P., Binder, K.:
Analysis of Mixture Formation, Combustion and Pollutant Formation in HD
Diesel Engines using Modern Optical Diagnostics and Numerical Simulation
SAE-Paper 1999-01-3647
- /106/ Oetting, H., Papez, S.:
Reducing Diesel Knock by Means of Exhaust Gas Recirculation
SAE-Paper 790268
- /107/ Watanabe, E., Fukutani, I.:
Reduction of Diesel Idle Knock by EGR
SAE-Paper 810296
- /108/ Akiskalos, G.:
Über die Ursachen des Klopfens bei Kammerdieselmotoren
Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 6 Nr. 93, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1981
- /109/ Bargende, M.:
Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung
MTZ 56 (1995) 10
- /110/ Schittler, M., Heinrich, R., Hase, F. W.:
Leistungsmerkmale der neuen Nutzfahrzeugmotoren OM501 LA und OM502 LA
von Mercedes-Benz
MTZ 57 (1996) 11
- /111/ Eifler, G.:
Schadstoffminderung durch Abgasrückführung am kleinen, schnellaufenden
Dieselmotor mit direkter Kraftstoffeinspritzung
Dissertation, RWTH Aachen, 1990
- /112/ Yonetani, H., Hara, K., Fukutani, I.:
Hybrid Combustion Engine with Premixed Gasoline Homogeneous Charge and
Ignition by Injected Diesel Fuel – Exhaust Emission Characteristics
SAE-Paper 940268
- /113/ Yonetani, H., Okanishi, N., Fukutani, I., Watanabe, E.:
Hybrid Combustion-Premixed Gasoline Homogeneous Charge Ignited by Injected
Diesel Fuel-4-Stroke Cycle Engines
SAE-Paper 890428

-
- /114/ Ohkoshi, M., Kokubo, K., Hosogai, D., Nishimura, J., Kobayashi, T.:
Diesel Smoke Reduction by Gasoline Fumigation Using an Ultrasonic Atomizer
SAE-Paper 920691
- /115/ Barbour, T. R., Crouse, M. E., Lestz, S. S.:
Gaseous Fuel Utilization in a Light-Duty Diesel Engine
SAE-Paper 860070
- /116/ Baranescu, R. A.:
Fumigation of Alcohols in a Multicylinder Diesel Engine – Evaluation of Potential
SAE-Paper 860308
- /117/ Hohenberg, G.:
Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren, Habilitationsschrift, TU Graz, 1980
- /118/ Miller, J. A., Bowman, C. T.:
Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 15, pp. 287-338, 1989
- /119/ Glarborg, P., Miller, J. A., Kee, R. J.:
Kinetic Modeling and Sensitivity Analysis of Nitrogen Oxide Formation in Well-Stirred Reactors
Combustion and Flame 65: 177-202, 1986
- /120/ Lavoie, G. A., Heywood, J. B., Keck, J. C.:
Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines
Combustion Science and Technology, Vol. 1, pp. 313-326, 1970
- /121/ Hohlbaum, B.:
Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren
Dissertation, Universität Karlsruhe, 1992
- /122/ Bockhorn, H. (Ed.):
Soot Formation in Combustion
Springer Series in Chemical Physics 59, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1994
- /123/ Mauss, F.:
Entwicklung eines kinetischen Modells der Rußbildung mit schneller Polymerisation
Dissertation, RWTH Aachen, 1997
- /124/ Maly, R. R., Stapf, P., König, G.:
Progress in Soot Modeling for Engines
The Fourth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, Comodia 98, Japan, 1998

- /125/ Schwarz, V., König, G., Blessing, M., Busch, R.:
Einfluß von Einspritzverlaufsteuerung und Form des Einspritzdruckverlaufs auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei Heavy-Duty Dieselmotoren
V. Tagung Motorische Verbrennung, Haus der Technik, Essen, 2001
- /126/ Emission Standards: European Union
Heavy-Duty Diesel Truck and Bus Engines
<http://www.dieselnet.com/standards/eu/hd.htm>
- /127/ Hansen, J.:
Untersuchung der Verbrennung und Rußbildung in einem Wirbelkammer-Dieselmotor mit Hilfe eines schnellen Gasentnahmeventils
Dissertation, RWTH Aachen, 1989
- /128/ Böhm, H., Hesse, D., Jander, H., Lüers, B., Pietscher, J., Wagner, H. G., Weiss, M.:
The Influence of Pressure and Temperature on Soot Formation in Premixed Flames
22nd Symposium (International) on Combustion, pp. 403 – 411, The Combustion Institute, Pittsburgh 1988
- /129/ Sasaki, S., Iguchi, I. S.:
Russarme fette Verbrennung mit Niedertemperatur-Oxidation in Diesel Motoren
9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000
- /130/ Binder, K.:
Einfluß des Einspritzdruckes auf Strahlausbreitung, Gemischbildung und Motor-kennwerte eines direkt einspritzenden Dieselmotors
Dissertation, Technische Universität München, 1992
- /131/ Holzer, I. B.:
Einsatz der Data Envelopment Analysis zur effizienteren Dimensionierung von Einlaßkanalgeometrien, um Durchfluß- und Drallzahl zu optimieren
Diplomarbeit, Technische Universität Wien, durchgeführt bei der DaimlerChrysler AG, 1999
- /132/ Maigaard, P., Mauss, F., Kraft, M.:
Homogeneous Charge Compression Ignition Engine: A Simulation Study on the Effects of Inhomogeneities
ASME Paper No. 2000-ICE-275, 2000
- /133/ Amano, T., Morimoto, S., Kawabata, Y.:
Modeling of Effect of Air/Fuel Ration and Temperature Distribution on HCCI Engines
SAE-Paper 2001-01-1024

-
- /134/ Noda, T., Foster, D. E.:
A Numerical Study to Control Combustion Duration of Hydrogen-Fueled HCCI by
Using Multi-Zone Chemical Kinetics Simulation
SAE-Paper 2001-01-0250
- /135/ Aceves, S. M., Flowers, D. L., Westbrook, C. K., Smith, J. R., Pitz, W., Dibble, R.,
Christensen, M., Johansson, B.:
A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions
SAE-Paper 2000-01-0327
- /136/ Aceves, S. M., Flowers, D. L., Martinez-Frias, J., Smith, J. R., Westbrook, C. K.,
Pitz, W., Dibble, R., Wright, J. F., Akinyemi, W. C., Hessel R. P.:
A Sequential Fluid-Mechanic Chemical-Kinetic Model of Propane HCCI Com-
bustion
SAE-Paper 2000-01-1027
- /137/ Kong, S.-C., Ayoub, N., Reitz, R. D.:
Modeling Combustion in Compression Ignition Homogeneous Charge Engines
SAE-Paper 920512
- /138/ Kong, S.-C., Reitz, R. D.:
Use of Detailed Chemical Kinetics to Study HCCI Engine Combustion with
Consideration of Turbulent Mixing Effects
ASME Paper No. 2000-ICE-306, 2000
- /139/ Kong, S.-C., Marriott, C. D., Reitz, R. D., Christensen, M.:
Modeling and Experiments of HCCI Engine Combustion Using Detailed Chemical
Kinetics with Multidimensional CFD
SAE-Paper 2001-01-1026
- /140/ Spicher, U., Kröger, H.:
Erfassung von Klopfvorgängen mittels Schlieren- und Lichtleitermesstechnik
Tagungsband zum Kolloquium des SFB 224 „Motorische Verbrennung“, S. 166-
184, 1990
- /141/ Spicher, U., Kröger, H., Ganser, J.:
Detection of Knocking Combustion Using Simultaneously High-Speed Schlieren
Cinematography and Multi Optical Fiber Technique
SAE-Paper 912312
- /142/ König, G., Sheppard, C. G. W.:
End Gas Autoignition and Knock in a Spark Ignition Engine
SAE-Paper 902135
- /143/ König, G., Maly, R. R., Bradley, D., Lau, A. K. C., Sheppard, C. G. W.:
Role of Exothermic Centres on Knock Initiation and Knock Damage
SAE-Paper 902136

- /144/ Hultqvist, A., Christensen, M., Johansson, B., Franke, A., Richter, M., Aldén, M.:
A Study of the Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Process
by Chemiluminescence Imaging
SAE-Paper 1999-01-3680
- /145/ Yamasaki, Y., Iida, N.:
Numerical Simulation of Auto-Ignition and combustion of n-Butane and Air
Mixtures in a 4 Stroke HCCI Engine by Using Elementary Reactions
SAE-Paper 2000-01-1834
- /146/ Warnatz, J.:
Resolution of Gas Phase and Surface Combustion Chemistry into Elementary
Reactions
24th Symposium (International) on Combustion, pp.553 – 579, The Combustion
Institute, Pittsburgh, 1992
- /147/ Chevalier, C., Louessard, P., Müller U. C., Warnatz, J.:
A Detailed Low-Temperature Reaction Mechanism of n-Heptane Auto-Ignition
Proceedings of the 2nd Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in
Reciprocating Engines, Comodia 90: 93-97, Japan, 1990
- /148/ Chevalier, C., Warnatz, J., Melenk, H.:
Automatic Generation of Reaction Mechanisms for the Description of the Oxida-
tion of Higher Hydrocarbons
Berichte der Bunsen-Gesellschaft für Physikalische Chemie 94, 1362-1367, 1990
- /149/ Glassman, I.:
Combustion, Third Edition
Academic Press, San Diego, 1996
- /150/ Müller, U. C.:
Reduzierte Reaktionsmechanismen für die Zündung von n-Heptan und iso-Oktan
unter motorrelevanten Bedingungen
Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- /151/ Griffith, J. F., Barnard, J. A.:
Flame and Combustion, Third Edition
Chapman Hall, London, 1995
- /152/ Chevalier, C.:
Entwicklung eines detaillierten Reaktionsmechanismus zur Modellierung der
Verbrennungsprozesse von Kohlenwasserstoffen bei Hoch- und Niedertemperatur-
bedingungen
Dissertation Universität Stuttgart, 1993
- /153/ Kraft, M., Maigaard, P., Mauss, F., Christensen, M., Johansson, B.:
Investigation of Combustion Emissions in a Homogeneous Charge Compression
Injection Engine: Measurements and a New Computational Model
Proceedings of the Combustion Institute, Volume 28, 2000/pp. 1195-1201

-
- /154/ Oppenheim, A. K.:
The Knock Syndrome – Its Cures and Its Victims
SAE-Paper 841339
- /155/ Meyer, J. W., Oppenheim, A. K.:
On the Shock-Induced Ignition of Explosive Gases
13th Symposium (International) on Combustion, pp.1153-1164, The Combustion
Institute, Pittsburgh, 1971
- /156/ Vermeer, D. J., Meyer, J. W., Oppenheim, A. K.:
Auto-Ignition of Hydrocarbons Behind Reflected Shock Waves
Combustion and Flame 18, 327 – 336, 1972
- /157/ Furutani, M., Ohta, Y., Komatsu, K.:
Onset Behavior of Low-Temperature Flames Caused by Piston Compression
JSAE Review 14 No. 2, p. 12–18, April 1993 (JSAE 9303429)
- /158/ Fieweger, K.:
Selbstzündung von Kohlenwasserstoff/Luft-Gemischen unter motorischen
Randbedingungen
Dissertation, RWTH Aachen, 1996
- /159/ Fieweger, K., Blumenthal, R., Adomeit, G.:
Self-Ignition of S. I. Engine Model Fuels: A Shock Tube Investigation at High
Pressure
Combustion and Flame 109: 599 – 619, 1997
- /160/ Warnatz, J.:
Hydrocarbon Oxidation at High Temperatures
Berichte der Bunsen-Gesellschaft für Physikalische Chemie 87, 1008-1022, 1983
- /161/ Richter, M., Engström, J., Franke, A., Aldén, M., Hultqvist, A., Johansson, B.:
The Influence of Charge Inhomogeneity on the HCCI Combustion Process
SAE-Paper 2000-01-2868
- /162/ Westbrook, C. K.:
Chemical Kinetics of Hydrocarbon Ignition in Practical Combustion Systems
Proceedings of the Combustion Institute, Volume 28, 2000/pp. 1563 – 1577

- /163/ Westbrook, C. K., Curran, H. J., Pitz, W. J., Griffiths, J. F., Mohamed, C.,
Wo, S. K.:
The Effects of Pressure, Temperature, and Concentration on the Reactivity of
Alkanes: Experiments and Modeling in a Rapid Compression Machine
27th Symposium (International) on Combustion, pp.371 – 378, The Combustion
Institute, Pittsburgh, 1998
- /164/ Breitbach, H.:
Experimentelle Untersuchung zu den Ursachen von Materialschäden bei klopfen-
der Verbrennung
Dissertation, RWTH Aachen, 1996
- /165/ Wofrum, J.:
Bildung von Stickoxiden bei der Verbrennung
Chemie Ing. Techn. 44 Jahrg 1972 / Nr. 10
- /166/ Malte P. C., Pratt, D. T.:
Measurement of Atomic Oxygen and Nitrogen Oxides in Jet-Stirred Combustion
15th Symposium (International) on Combustion, pp. 1061-1070, The Combustion
Institute, Pittsburgh, 1974
- /167/ Drake, M. J., Ratcliffe, J. W., Blint, R. J., Carter, C. D., Laurendeau, N. M.:
Measurements and Modeling of Flamefront NO Formation and Superequilibrium
Radical Concentrations in Laminar High-Pressure Premixed Flames
23th Symposium (International) on Combustion, pp. 387-395, The Combustion
Institute, Pittsburgh, 1990

A Anhang

A.1 Berechnung der Sauerstoffkonzentration im zugeführten Luft-Abgas-Gemisch bei Abgasrückführung

Die Sauerstoffkonzentration im zugeführten Luft-Abgas-Gemisch bei Abgasrückführung wird aus der standardmäßig im Abgas gemessenen O₂-Konzentration berechnet. In Bild A.1 ist die Abgasrückführung schematisch mit den bei der Rechnung verwendeten Indices dargestellt.

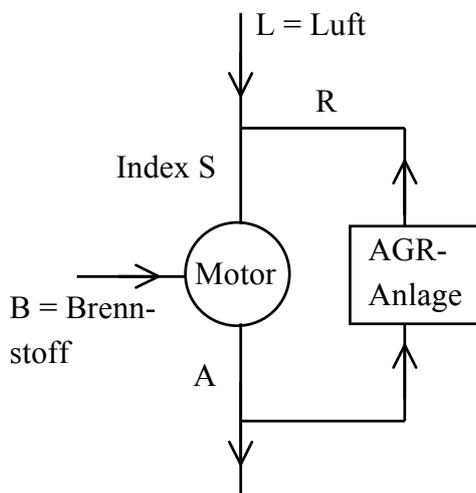


Bild A.1: schematische Darstellung der Abgasrückführung

Die Bestimmung der AGR-Rate beruht auf der Messung der CO₂-Konzentration im Abgas und im Saugrohr. Zunächst wird die Gleichung zur Bestimmung der AGR-Rate hergeleitet, wobei eine Wasserabscheidung im rückgeführten Abgas vernachlässigt wird. Dazu wird die folgende Definition der AGR-Rate

$$AGR = \frac{n_R}{n_R + n_L} \quad , \quad (A.1)$$

mit n_R als Molmenge des rückgeführten Abgases und n_L als Molmenge der zugeführten Luft, verwendet, die sich von der massenbezogenen Definition $AGR = m_R / (m_R + m_L)$ bei unterschiedlicher Molmasse von Luft und rückgeführtem Abgas unterscheidet. Bei vollständiger Verbrennung ist der Unterschied beider Molmassen und damit der AGR-Definitionen jedoch minimal (28,965 kg/kmol für trockene Luft bzw. 28,905 kg/kmol für Abgas mit $\lambda = 1$ und Kraftstoff mit einem C/H-Verhältnis von 0,5 /9/).

Für den Molanteil CO₂ im Saugrohr $x_{CO_2,S}$ und im rückgeführten Abgas $x_{CO_2,R}$ gilt:

$$x_{CO_2_S} = \frac{n_{CO_2_S}}{n_R + n_L} \quad (A.2)$$

$$x_{CO_2_R} = \frac{n_{CO_2_R}}{n_R} \quad (A.3)$$

Vernachlässigt man eine Wasserabscheidung, gilt:

$$x_{CO_2_R} = x_{CO_2_A} \quad (A.4)$$

mit $x_{CO_2_A}$ als Molanteil CO_2 im Abgas.

Da die zugeführte Frischluft fast kein CO_2 enthält, gilt für die Molmengen folgende Bilanz:

$$n_{CO_2_S} = n_{CO_2_R} \quad (A.5)$$

Setzt man die Gleichungen (A.2) und (A.3) mit Gleichung (A.4) in Gleichung (A.5) ein, ergibt sich die Gleichung zur Bestimmung der AGR-Rate:

$$\frac{x_{CO_2_S}}{x_{CO_2_A}} = \frac{n_R}{n_R + n_L} = AGR \quad (A.6)$$

Gleichungen (A.2), (A.3) und (A.4) gelten analog für Sauerstoff. Mit der Bilanz der Molmengen für Sauerstoff ($n_{O_2_R}$ ist die Molmenge O_2 im rückgeführten Abgas, $n_{O_2_L}$ die Molmenge O_2 in der Luft und $n_{O_2_S}$ die Molmenge O_2 im Saugrohr)

$$n_{O_2_S} = n_{O_2_R} + n_{O_2_L} \quad (A.7)$$

ergibt sich:

$$x_{O_2_S} = \frac{n_R}{n_R + n_L} x_{O_2_A} + \frac{n_{O_2_L}}{n_R + n_L} \quad (A.8)$$

Mit Gleichung (A.1) und dem Sauerstoffanteil in der Luft $n_{O_2_L}/n_L = 0,21$ folgt nach einigen Umformungen eine Gleichung, die die Berechnung des Sauerstoffanteils im Gemisch aus zugeführter Luft und rückgeführtem Abgas bei gemessener Sauerstoffkonzentration im Abgas $x_{O_2_A}$ ermöglicht:

$$x_{O_2_S} = AGR x_{O_2_A} + 0,21 (1 - AGR) \quad (A.9)$$

Das Sauerstoffverhältnis

$$\lambda_{O_2} = \frac{n_{O_2_S}}{n_{O_2st}} = \frac{n_{O_2_S}}{O_{stm} n_B} \quad (A.10)$$

beschreibt das Verhältnis von im Gemisch aus Frischluft und rückgeführtem Abgas vorhandener Sauerstoffmenge $n_{O_2_S}$ zu der für die stöchiometrische Verbrennung notwendigen Sauerstoffmenge n_{O_2st} . Darin ist n_B die Molmenge des zugeführten Brennstoffs und $O_{stm} = n_{O_2st}/n_B$ das stöchiometrische molare Sauerstoff-Kraftstoff-Verhältnis. Mit

$$n_{O_2_S} = x_{O_2_S} (n_R + n_L) \quad (\text{A.11})$$

und der Molmenge des zugeführten Brennstoffs

$$n_B = \frac{n_L}{\lambda L_{stm}} \quad , \quad (\text{A.12})$$

wobei $L_{stm} = n_{Lst}/n_B$ das stöchiometrische molare Luft-Kraftstoff-Verhältnis bedeutet, und Gleichung (A.1) ergibt sich

$$\frac{n_{O_2_S}}{n_B} = x_{O_2_S} \lambda L_{stm} \left(\frac{1}{1 - AGR} \right) \quad . \quad (\text{A.13})$$

Mit Gleichung (A.10) folgt:

$$\lambda_{O_2} = \lambda x_{O_2_S} \frac{L_{stm}}{O_{stm}} \left(\frac{1}{1 - AGR} \right) = \lambda x_{O_2_S} 4,762 \left(\frac{1}{1 - AGR} \right) \quad (\text{A.14})$$

Die Sauerstoffkonzentration $x_{O_2_S}$ und das Sauerstoffverhältnis λ_{O_2} können bei Annahme vollständiger Verbrennung auch direkt aus der AGR-Rate und dem Luftverhältnis λ berechnet werden, wofür im Folgenden eine Gleichung hergeleitet wird.

Das Luftverhältnis beträgt:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_B L_{st}} \quad (\text{A.15})$$

Das Sauerstoffverhältnis beträgt:

$$\lambda_{O_2} = \frac{m_{O_2_S}}{m_B O_{st}} \quad (\text{A.16})$$

mit $L_{st} = m_{Lst}/m_B$ und $O_{st} = m_{O_2st}/m_B$.

Die O_2 -Masse im Abgas $m_{O_2_A}$ ergibt sich bei vollständiger Verbrennung als Differenz der insgesamt zugeführten Sauerstoffmasse $m_{O_2_S} = \lambda_{O_2} m_B O_{st}$ und der für stöchiometrische Verbrennung notwendigen Sauerstoffmasse $m_B O_{st}$ zu

$$m_{O_2_A} = (\lambda_{O_2} - 1) m_B O_{st} \quad . \quad (\text{A.17})$$

Vernachlässigt man eine Wasserabscheidung, ist der Massenanteil des Sauerstoffs im rückgeführten Abgas $w_{O_2_R}$ gleich dem Massenanteil im Abgas $w_{O_2_A}$

$$w_{O_2-R} = \frac{m_{O_2-R}}{m_R} = w_{O_2-A} = \frac{m_{O_2-A}}{m_A} \quad . \quad (A.18)$$

Weiter gelten für Sauerstoff und für die Gesamtmasse folgende Massenbilanzen:

$$m_{O_2-S} = m_{O_2-L} + m_{O_2-R} \quad (A.19)$$

$$m_A = m_L + m_R + m_B \quad (A.20)$$

Setzt man (A.17) und (A.20) in (A.18) ein, ergibt sich

$$w_{O_2-A} = \frac{m_{O_2-A}}{m_A} = \frac{(\lambda_{O_2} - 1) m_B O_{st}}{m_L + m_R + m_B} = \frac{m_{O_2-R}}{m_R} \quad .$$

Mit dieser Gleichung und (A.19) und (A.16) folgt:

$$\lambda_{O_2} = \frac{m_{O_2-L}}{O_{st} m_B} + \frac{m_R}{m_L + m_R + m_B} (\lambda_{O_2} - 1)$$

Daraus folgt mit der massenbezogenen Definition der AGR-Rate $AGR = m_R/(m_R+m_L)$, mit der Sauerstoffmasse in der zugeführten Luft $m_{O_2-L} = w_{O_2-L} m_L$, mit Gleichung (A.15) sowie $O_{st}/L_{st} = w_{O_2-L}$ nach einigen Umformungen

$$\lambda_{O_2} = \frac{\lambda - X}{1 - X} \quad \text{mit} \quad X = \frac{AGR}{1 + \frac{1 - AGR}{\lambda L_{st}}} \quad . \quad (A.21)$$

Bei gleichem Druck und gleicher Temperatur ist die mit und ohne Abgasrückführung dem Zylinder zugeführte Molmenge an Gas konstant. Gleiches gilt für die zugeführte Masse, wenn die Gaskonstante, das heißt, die Molmasse von Luft und Abgas gleich ist. Daraus ergibt sich sowohl mit AGR als molbezogener AGR-Rate als auch mit AGR als massenbezogener AGR-Rate, im letzten Fall unter der Voraussetzung gleicher Molmasse für Luft und Abgas, sowie mit Gleichung (A.12) bzw. (A.15) und der Definition der AGR Rate, folgende Formel:

$$\lambda = \lambda_{ohneAGR} (1 - AGR) \quad (A.22)$$

Dabei ist $\lambda_{ohneAGR}$ das Luftverhältnis, das ohne AGR bei gleichem Druck und gleicher Temperatur vorliegen würde. Mit dieser Gleichung sowie Gleichung (A.21) und Gleichung (A.14) kann berechnet werden, wie sich das Luftverhältnis, das Sauerstoffverhältnis und die Sauerstoffkonzentration im Saugrohr ändern, wenn die AGR-Rate variiert wird (Bild A.2).

* Wird als Definition der AGR-Rate $AGR = m_R/(m_L + m_R + m_B)$ verwendet, vereinfacht sich Gleichung (A.21) zu $\lambda_{O_2} = (\lambda - AGR)/(1 - AGR)$.

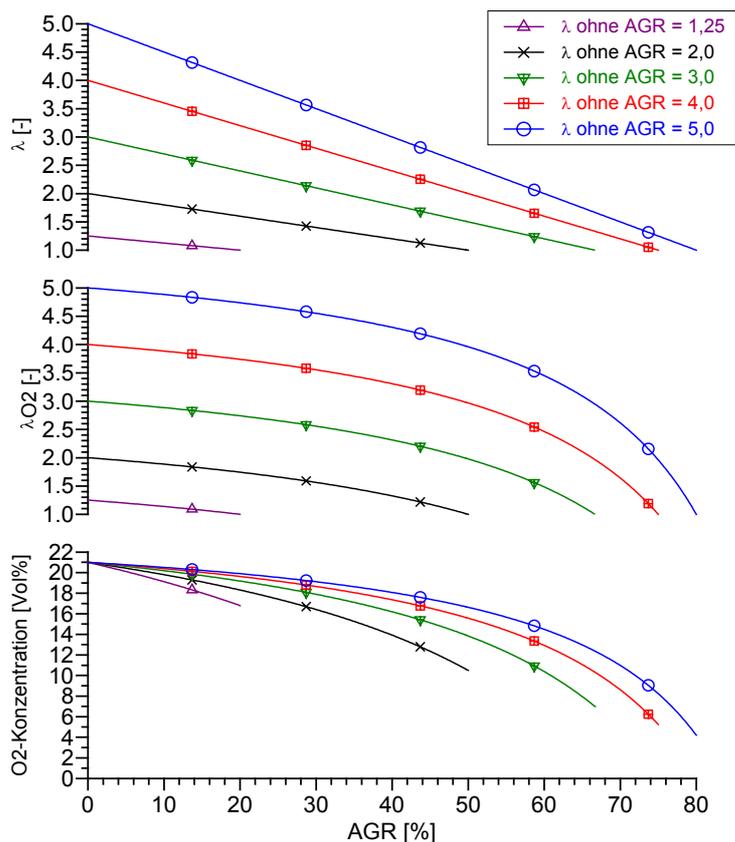


Bild A.2: Einfluss der Abgasrückführung auf das Luftverhältnis, das Sauerstoffverhältnis und die Sauerstoffkonzentration im Saugrohr

A.2 Berechnung der Zündtemperatur

Zur Berechnung der Zündtemperatur für die Cool- und die Hot-Flame-Verbrennung wird zunächst aus dem Heizverlauf jeweils der Kurbelwinkel und damit das Brennraumvolumen ermittelt, bei dem die Cool- und die Hot-Flame-Verbrennung beginnen. Die Berechnung der Zündtemperatur erfolgt aus dem gemessenen Druckverlauf für das jeweilige Brennraumvolumen bei Zündbeginn mit der Gleichung für das ideale Gas

$$T = \frac{p V}{R m} \quad . \quad (\text{A.23})$$

Die Gaskonstante berechnet sich wie in Kapitel 5.5 beschrieben. Dabei wird berücksichtigt, dass bei der Cool-Flame-Zündung ein Gemisch aus Luft und Kraftstoff vorliegt, wobei allerdings der Unterschied zu reiner Luft gering ist (1,4% bei $\lambda = 3,5$). Für die Berechnung der Zündtemperatur der Hot-Flames trifft der Ansatz aus Kapitel 5.5 nicht mehr zu, so dass die Unsicherheit für die Zündtemperatur der Hot-Flames größer ist. Es ist nämlich nicht bekannt, wie stark sich die Gaskonstante bei der Cool-Flame-Verbrennung ändert (bei geänderter Molmasse M ändert sich die Gaskonstante entsprechend $R=R/M$, mit R als universeller Gaskonstante).

Die Gasmasse m setzt sich ohne Abgasrückführung zusammen aus der zugeführten Frischluftmasse m_L (Messung Luftuhr), aus der eingespritzten Kraftstoffmasse (aus der Kraftstoffverbrauchsmessung) und aus der Restgasmasse. Für die Restgasmasse wird näherungsweise angenommen, dass sie der Masse entspricht, die sich ergibt, wenn das Kompressionsvolumen mit Abgas mit der gemessenen Abgastemperatur bei dem gemessenen Druck im Gaswechsel-OT gefüllt ist.

Für die Versuche mit Abgasrückführung (Kapitel 6.4) wurde die Zündtemperatur nicht mit Hilfe der Gleichung für das ideale Gas berechnet, da zur Bestimmung der Gesamtmasse auch die bei Abgasrückführung rückgeführte Masse $m_R = AGR/(1-AGR) m_L$ benötigt wird, die nicht mit der für diesen Fall hinreichenden Genauigkeit bestimmt werden konnte, da dies eine Messung der AGR-Rate mit einer Genauigkeit im Bereich von unter 2% erfordert hätte. Die Berechnung der Zündtemperatur für die Cool-Flame-Verbrennung erfolgte hier durch Bestimmung des Polytropenexponenten n zwischen 140° v. OT und dem Zündbeginn aus dem gemessenen Druckverlauf mit Hilfe der Gleichung

$$n = \frac{\ln(p_0/p)}{\ln(V/V_0)} \quad (\text{A.24})$$

und der anschließenden Berechnung der Temperatur mit diesem Polytropenexponenten mit

$$T = T_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^{n-1} \quad (\text{A.25})$$

Die Temperatur T_0 (bei 140° v. OT) wird für den Fall ohne AGR aus Gleichung (A.23) bestimmt. Es wird angenommen, dass mit AGR sich diese Temperatur nicht ändert, da die Temperatur im Saugrohr (nach Vermischen von Luft und rückgeführtem Abgas) konstant gehalten wurde sowie die Abgastemperatur und damit die Restgastemperatur sich fast nicht geändert hat. Auf die Bestimmung der Zündtemperatur der Hot-Flame-Verbrennung wurde hier verzichtet, da Gleichungen (A.24) und (A.25) wegen der Cool-Flame-Verbrennung nicht mehr angewandt werden können.

A.3 Berechnung des Umsetzungsgrads

Der Umsetzungsgrad η_U kennzeichnet die Vollständigkeit der Verbrennung. $1-\eta_U$ gibt an, welcher Anteil der zugeführten Kraftstoffenergie in den Produkten der unvollständigen Verbrennung im Abgas enthalten ist:

$$1 - \eta_U = \frac{\sum m_i H_{u_i}}{m_B H_u} \quad (\text{A.26})$$

mit m_i Masse und H_{u_i} Heizwert der im Abgas vorhandenen Komponente der unvollständigen Verbrennung (HC, CO, Partikel (Ruß), H_2). Hier werden nur HC und CO berücksichtigt, woraus folgt

$$\eta_U = 1 - \left(\frac{\dot{m}_{HC}}{\dot{m}_B} \frac{Hu_{HC}}{Hu} + \frac{\dot{m}_{CO}}{\dot{m}_B} \frac{Hu_{CO}}{Hu} \right) \quad (\text{A.27})$$

mit $Hu_{CO} = 10.1 \text{ MJ/kg}$ und $Hu_{HC} \approx Hu$ (unterer Heizwert des Kraftstoffs) nach /3/.

A.4 Berechnung der Brenndauer

Als Brenndauer wird in dieser Arbeit der Kurbelwinkelbereich zwischen 20 und 90% Energiefreisetzung definiert. In der Literatur wird demgegenüber für die Beschreibung der konventionellen Verbrennung oft ein Bereich ab 5% oder 10% Energiefreisetzung zugrunde gelegt. Der Bereich 20 – 90% Energiefreisetzung wurde hier gewählt, damit die Cool-Flame-Verbrennung nicht mehr in der Brenndauer enthalten ist. Der Wert für die Brenndauer soll die Geschwindigkeit der Hauptenergiefreisetzung (Hot-Flame-Verbrennung) charakterisieren und nicht durch die langsame Cool-Flame-Verbrennung und die Pause zwischen Cool- und Hot-Flame-Verbrennung beeinflusst werden.

Lebenslauf

Name: Eckart Schloz

Geburtsdatum/-ort: 14.10.1971 in Stuttgart

Familienstand: ledig

Schulbildung: 8/78 – 7/82 Grundschule in Marbach
8/82 – 6/91 Gymnasium in Marbach
6/91 Abitur

Studium: 10/91 – 9/93 Grundstudium des Maschinenwesens an der Universität Stuttgart
9/93 Vordiplom
10/93 – 3/98 Hauptstudium des Maschinenwesens an der Universität Stuttgart
Hauptfächer:
„Verbrennung und Verbrennungsmotoren“
„Materialprüfung, Werkstoffkunde und Festigkeitslehre“
3/98 Diplom

Berufstätigkeit: 6/98 – 7/01 Doktorand bei der DaimlerChrysler AG in Stuttgart, Bereich Motorenforschung, Nfz-Motorenversuch
ab 9/01 Mahle GmbH, Motorenversuch in Stuttgart