

Frank Altschmidt

Grundsatzuntersuchungen zu einem ottomotorischen
Brennverfahren mit Direkteinspritzung und Aufladung

2005

Grundsatzuntersuchungen zu einem ottomotorischen Brennverfahren
mit Direkteinspritzung und Aufladung

Zur Erlangung des akademischen Grades
eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

von der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Karlsruhe (TH)
genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Frank Altenschmidt
aus Biberach an der Riß

Tag der mündlichen Prüfung:	12.05.2005
Hauptreferent:	Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Konstantinos Boulouchos

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Entwicklungsingenieur in der PKW-Motorenentwicklung der DaimlerChrysler AG.

Ich danke der DaimlerChrysler AG für die Erlaubnis, Ergebnisse aus meiner Tätigkeit für diese Dissertation verwenden zu dürfen.

Herrn Professor Dr.-Ing. U. Spicher danke ich für die wissenschaftliche Betreuung, hilfreichen Anregungen und guten Zusammenarbeit.

Herrn Professor Dr.-Ing. K. Boulouchos danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferats.

Für seine große Unterstützung bin ich Herrn Professor Dr.-Ing. K. Binder zu besonderem Dank verpflichtet.

Den Herrn Dipl.-Ing. B. Heil, Dipl.-Ing. A. Waltner und Dipl.-Ing. R. Kemmler danke ich für die Förderung dieser Arbeit innerhalb der DaimlerChrysler AG.

Ferner möchte ich mich bei meinen Kollegen Dipl.-Ing. M. Dohn, Dipl.-Ing. F. Etzler, Dipl.-Ing. H. Schwitalla, Dr.-Ing. W. Eissler, Dr.-Ing. D. Voigtländer und Dr.-Ing. D. Bertsch für die gute Zusammenarbeit bedanken.

Weiterhin gilt mein Dank all denen, die mich während der Entstehungsphase dieser Arbeit in vielfältiger Weise unterstützt haben, sei es durch wertvolle Anregungen und Diskussionen oder im Versuch den Fehlerteufel zu besiegen.

Mein ganz besonderer Dank gilt jedoch meinen Eltern, die mir mit der Ermöglichung des Maschinenbaustudiums den Grundstein für diese Arbeit legten.

*Überall geht ein frühes Ahnen
dem späteren Wissen voraus.*

Alexander von Humboldt

Gewidmet meinen Eltern Helga und Werner Altschmidt

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Formelzeichen	III
1. Einführung und Aufgabenstellung	1
2. Stand der Technik	3
2.1 Einspritzung und Gemischbildung	5
2.2 Brennverfahren	10
2.3 Verbrauchspotential	18
3. Schadstoffemissionen bei Benzin-Direkteinspritzung	19
3.1 Schadstoffbildung	20
3.2 Maßnahmen zur Rohemissionsverringerng bei Benzin-Direkteinspritzung (BDE)	26
4. Grundlegende Überlegungen zu einem Brennverfahren für einen aufgeladenen Motor mit Benzin-Direkteinspritzung	29
5. Versuchsträger und Vorgehensweise	41
5.1 Versuchsträger	42
5.2 Vorgehensweise	47
6. Untersuchungen zur Brennverfahrensentwicklung	49
6.1 Brennverfahren mit luftunterstütztem Einspritzsystem	50
6.2 Brennverfahren mit Hochdruckeinspritzsystem	78
6.3 Vergleich der Brennverfahren	97
7. Schlußfolgerungen	102
8. Zusammenfassung	106

9. Literaturverzeichnis	109
10. Anhang	118
10.1 Prüfstands Aufbau	118
10.2 Technische Daten des Versuchsmotors	120
Lebenslauf	121

Abkürzungen und Formelzeichen

A	Querschnitt, Zylinderbohrung	[m ²]
AGR	Abgasrückführrate, Abgasrückführung	[%]
AÖ	Auslaßventil öffnet	[°KW]
AS	Auslaßventil schließt	[°KW]
ASP	Arbeitsspiel	
AV	Auslaßventil	
BDE	Benzin-Direkteinspritzung	
b_e	spezifischer Verbrauch	[g/kWh]
b_i	indizierter spezifischer Verbrauch	[g/kWh]
b_{i_hom}	b_i im Homogenbetrieb	[g/kWh]
b_{i_strat}	b_i im Schichtladebetrieb	[g/kWh]
CFD	computational fluid dynamics	
CO	Kohlenmonoxid	
CO ₂	Kohlendioxid	
CO _i	indizierte spezifische CO-Emission	[g/kWh]
Δ	Delta	
dA	Querschnittsänderung	[m ²]
dD	Tropfendurchmesser	[m]
dφ	Kurbelwinkelintervall	[°KW]
dQ _h	Brennverlauf	[J/°KW]
dQ _n	Durchbrennfunktion	[-]
DE	Direkteinspritzung	
Drz _{UT}	Drallzahl bei UT	[-]
\dot{dV}	Volumenstrom	[m ³ /s]
D _{Zylinder}	Zylinderdurchmesser	[m]
D ₃₂	Sauterdurchmesser	[μm]
ε	Verdichtung	[-]
EÖ	Einlaßventil öffnet	[°KW]
EOI	Einspritzende (end of injection)	[°KW]
ES	Einlaßventil schließt	[°KW]
EV	Einlaßventil	
FAD	Fuel Air Delay	[ms]
FUP	Einspritzdruck (fuel pressure)	[bar]
GOT	Gaswechsel OT	
H ₂ O	Wasser	
HC	Kohlenwasserstoff	
HC _i	indizierte spezifische HC-Emission	[g/kWh]
HC _{i_strat}	HC _i -Emission im Schichtladebetrieb	[g/kWh]

HDE	Hochdruckeinspritzung	
KW	Kurbelwinkel	[°KW]
L_{st}	stöchiometrische Luftbedarf	[-]
LUE	luftunterstützte Einspritzung	
λ	Luftverhältnis	[-]
\dot{m}	Massenstrom in den Zylinder	[kg/s]
m_{be}	Kraftstoffverbrauch	[mg/ASP]
m_{Kr}	zugeführte Kraftstoffmasse	[kg]
m_{Kr_Luft}	zugeführte Luft- und Kraftstoffmasse	[kg]
\dot{m}_L	Luftmassenstrom	[kg/h]
m_{Luft}	zugeführte Luftmasse	[kg]
MPI	Multi Port Injection	
n_{Flr}	Flügerraddrehzahl	[1/s]
n	Drehzahl	[1/min]
n. OT	nach dem oberen Totpunkt	
NEFZ	neuer europäischer Fahrzyklus	
NO	Stickstoffmonoxid	
NO ₂	Stickstoffdioxid	
NOx	Stickoxide	
NOx _i	indizierte spezifische NOx-Emission	[g/kWh]
O ₂	Sauerstoff	
OH ⁻	Hydroxidion	
OT	oberer Totpunkt	
p	Druck	[bar]
p_{Kr}	Kraftstoffdruck im LUE-System	[bar]
p_{Luft}	Luftdruck im LUE-System	[bar]
p_{me}	effektiver Mitteldruck	[bar]
p_{mi}	mittlerer indizierter Druck	[bar]
p_{mi_HD}	mittlerer indizierter Druck Hochdruck	[bar]
p_{mi_LW}	mittlerer indizierter Druck Ladungswechsel	[bar]
PS	Pferdestärken	[PS]
r_{Flr}	Flügelradradius	[m]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
$\rho_{Zylinder}$	Luftdichte im Zylinder	[kg/m ³]
s_E	Ausdehnung der Gemischwolke	[m]
SMD	Sauterdurchmesser	[μ m]
SO ₂	Schwefeldioxid	
SOI	Einspritzbeginn (start of injection)	[°KW]
σp_{mi}	Zyklusstreuung	[bar]
SZ	Schwärzungszahl	[-]
t_{abgr}	Abgastemperatur	[°C]

t_{ansr}	Ansauglufttemperatur	[°C]
t_i	Einspritzzeit	[ms]
t_{iair}	Einspritzzeit mit LUE System	[ms]
t_{i_Kr}	Einspritzzeit Kraftstoff	[ms]
$t_{i_Kr_Luft}$	Einspritzzeit Kraftstoff + Luft	[ms]
T_m	Massenmitteltemperatur	[K]
TSDI	Tumble Supported Direct Injection	
T_{ZUT}	Tumblezahl	[-]
v	Geschwindigkeit	[m/s]
v. OT	vor dem oberen Totpunkt	
v_a	Axialgeschwindigkeit	[m/s]
VB	Verbrennungsbeginn	[°KW]
VD	Verbrennungsdauer	[°KW]
V_h	Hubvolumen	[cm ³]
v_k	Kolbengeschwindigkeit	[m/s]
VSP	Verbrennungsschwerpunkt	[°KW n.OT]
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit Krafstoff-Luft	[m/s]
v_t	Tangentialgeschwindigkeit	[m/s]
We	Weberzahl	[-]
We_{krit}	kritische Weberzahl	[-]
ω_{Drall}	Winkelgeschwindigkeit Flügelradanemometer	[1/s]
ω_{Motor}	Winkelgeschwindigkeit Motor	[1/s]
ZOT	Zünd OT	
ZZP	Zündzeitpunkt	[°KW]

1. Einführung und Aufgabenstellung

Durch die zunehmende Industrialisierung und den dadurch verursachten Anstieg der Verkehrsdichte in den letzten Jahrzehnten hat sich die Belastung der Umwelt durch Abgasemissionen von Verbrennungsprozessen deutlich erhöht. Die hierdurch entstandenen Umweltschäden und die Beeinträchtigung der Lebensqualität wurden und werden von der Gesellschaft immer weniger toleriert. Dies veranlaßt die Politik zu internationalen Abkommen, um dieser Entwicklung entgegen zu wirken. Neben der Schonung der nicht erneuerbaren Ressourcen steht die Reduktion der Kohlendioxid-Emissionen (CO_2) im Vordergrund, um den möglicherweise damit verbundenen Treibhauseffekt abzumildern beziehungsweise die globale Erwärmung der Erde zu vermeiden.

Der Gesetzgeber zwingt die Automobilindustrie zusätzlich, ihren Beitrag zur Minimierung der Abgasschadstoffe zu leisten, indem er immer strengere gesetzliche Abgasnormen aufstellt. Hinzu kam die freiwillige Zusage der Kraftfahrzeughersteller, den Flottenverbrauch von 1990-2005 um 25% zu senken. Dies veranlaßt die Hersteller, vermehrt in kleine Fahrzeugmodelle und in sparsamere Motoren zu investieren. Bei PKW-Dieselmotoren wurde vor ca. 10 Jahren die Direkteinspritzung eingeführt, wodurch der Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen deutlich verringert werden konnten. Aufgrund der Qualitätsregelung (vollständig entdrosselter Betrieb) ist beim Dieselmotor der Prozeßverlust durch den Ladungswechsel gering, was in Verbindung mit dem Magerbetrieb und der gegenüber dem Ottomotor höheren Verdichtung zu besseren Wirkungsgraden führt.

Ottomotoren, die mittels Quantitätsregelung betrieben werden, haben im gesamten Teillastbereich wegen der erforderlichen Drosselung relativ hohe Ladungswechselverluste. Verfahren mit reduzierten Drosselverlusten bei homogener Gemischbildung, wie die voll variable Ventilsteuerung ($\lambda=1$) oder Magerkonzepte ($\lambda>1$), verringern diese. Eine vollständige Entdrosselung wie beim Dieselmotor ist jedoch nur mit der Benzin-Direkteinspritzung (BDE) und geschichteter Brennraumladung möglich. In diesem sogenannten Schichtladebetrieb ($\lambda \gg 1$) wird bei voll geöffneter Drosselklappe der Kraftstoff in der Kompressionsphase in den Brennraum eingespritzt und anschließend nach Abschluß der Einspritzung möglichst kurz vor dem oberen Totpunkt (OT) gezündet. Das gewünschte Drehmoment wird mittels der einzuspritzenden Kraftstoffmasse geregelt. Diese Art der Lastregelung entspricht der vom Dieselmotor bekannten Qualitätsregelung.

Bereits in den 30er Jahren wurden die ersten Versuche mit BDE zur Leistungssteigerung von Ottomotoren an Flug- und Rennmotoren durchgeführt und hierfür geeignete Einspritzsysteme verwirklicht, welche der damals bekannten und

zur Verfügung stehenden Dieseltechnologie entsprachen. Schichtladebetrieb war mit diesen Systemen und Brennraumkonfigurationen nicht möglich, weil die zur Verfügung stehenden Komponenten weder die nötige Flexibilität in den Regelmöglichkeiten boten noch die nötige Einspritzstrahlqualität darstellen konnten. Erst durch Einführung von elektronisch geregelten Common-Rail Einspritzsystemen ist es möglich geworden, die notwendige Strahlqualität und entsprechende Einspritzstrategien für den Schichtladebetrieb zu verwirklichen.

Heutige in Serie befindliche BDE-Motoren bedienen sich ausschließlich wandgeführter Brennverfahren mit ungünstigen Brennraumformen (siehe Kapitel 2: Stand der Technik), die zuverlässigen Schichtladebetrieb gestatten, wobei sich jedoch im Homogenbetrieb und insbesondere im Vollastbetrieb Nachteile ergeben können. Neueren Veröffentlichungen /1/ ist daher zu entnehmen, daß bei wandgeführten BDE-Motoren sogar Verbrauchsnachteile im realen Fahrbetrieb zu beobachten sind.

Da die Verdampfung des bei hohen Lasten in den Saughub eingespritzten Kraftstoffes eine starke Innenkühlung des Zylinderinhalts bewirkt, können BDE-Motoren sowohl höher verdichtet als auch stärker aufgeladen werden. Zusätzlich bewirkt die Innenkühlung eine Abnahme der Klopfneigung, die es ermöglicht, mittlere indizierte Drücke (p_{mi}) zu erreichen, die denen heutiger aufgeladener Dieselmotoren entsprechen.

Ziel dieser Arbeit ist es, ein neues Brennverfahren mit Aufladung und luftunterstütztem Einspritzsystem (LUE) oder Hochdruckeinspritzsystem (HDE) darzustellen und grundlegend zu untersuchen. Dabei sollen im gesamten Lastbereich, einschließlich der Vollast, bei der der Motor homogen betrieben wird, Verbrauch, Drehmoment und Leistung guter heutiger Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung erreicht und zusätzlich im Schichtladebetrieb geringerer Verbrauch und geringere Schadstoffemissionen verwirklicht werden.

In der Vollast werden sowohl mittlere indizierte Drücke bei einer Drehzahl von $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=17,1$ bar sowie bei einer Drehzahl von $n=4000$ 1/min und $p_{mi}=19,4$ bar bei akzeptablen Verbrennungsschwerpunktlagen (VSP) von $< 20^\circ$ Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt ($^\circ$ KW n. OT) als auch Schwärzungszahlen nach Bosch (SZ), die bei $p_{mi}<16$ bar kleiner als eins sind, gefordert.

Die im Rahmen dieser Arbeit angestrebten Zielwerte für Teillast im Homogenbetrieb und im Schichtladebetrieb sind in Kapitel 5 in Tabelle 5.2 aufgeführt.

2. Stand der Technik

Über erste Versuche und Einsätze der Benzin-Direkteinspritzung wurde schon in den 30er Jahren berichtet /2/. Die Hauptaktivität der Entwicklungsarbeiten fand an Flugmotoren mit dem Ziel statt, die bis dahin eingesetzten Vergaser zu ersetzen, um das Laufverhalten der Motoren unabhängig von der Fluglage zu verbessern. Erst zwei Jahrzehnte später führten 1952 Guthbrod und Goliath bei ihren Zweitakt-Benzinmotoren und 1954 auch Mercedes-Benz erstmalig an einem Viertakt-Benzinmotor des Modells 300 SL die BDE ein.

Moderne Ottomotoren mit Kanal- beziehungsweise Saugrohreinspritzung haben heute einen Entwicklungsstand erreicht, der bei konventionellem Aufbau eine Verbesserung hinsichtlich Abgas und Verbrauch nur noch in engen Bereichen zulässt. Ebenfalls lassen sich die thermodynamischen Verluste sowie die Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb nur sehr schwer weiter verringern.

Abbildung 2.1 zeigt den grundlegenden Unterschied zwischen äußerer und innerer Gemischbildung bei Ottomotoren.

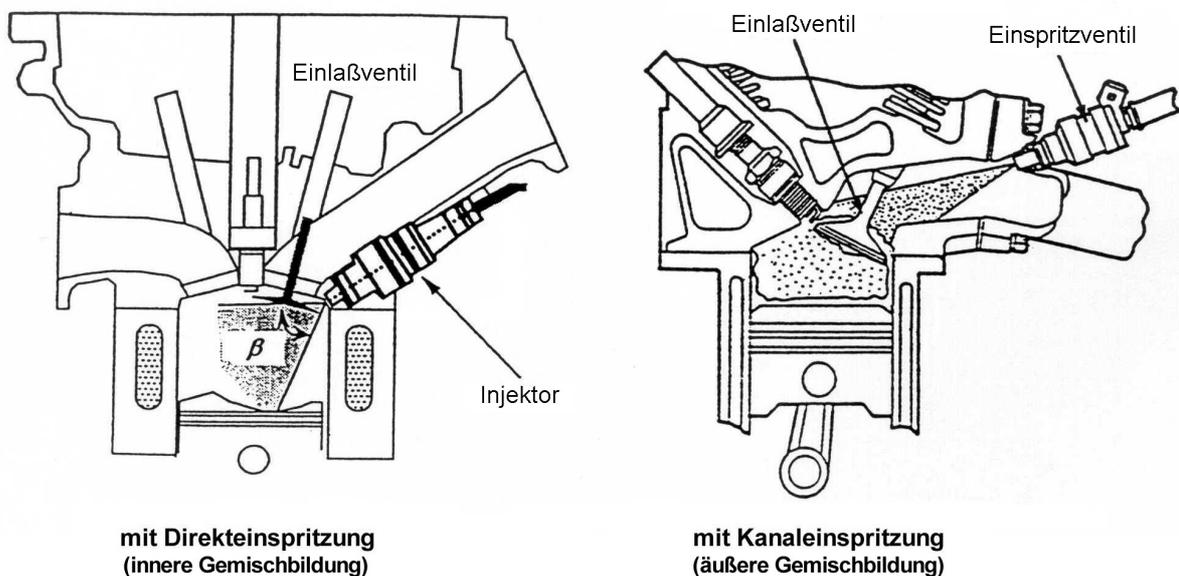


Abb. 2.1: Ottomotoren /3/

BDE-Motoren haben theoretisch das Potential, den Wirkungsgrad von Ottomotoren weiter zu verbessern. Dies kann wie folgt zusammengefaßt werden /3, 4/:

Aufgrund der direkten Einspritzung von Kraftstoff in den Brennraum kommt es nicht zur Wandfilmbildung, die speziell beim Kaltstart und Instationärbetrieb auftritt und die genaue Bestimmung der in den Zylinder gelangenden Kraftstoffmasse erschwert. Daraus ergibt sich eine genauere Regelung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses und damit wiederum eine Verringerung der Kohlenwasserstoff- (HC) und Kohlenmonoxid-Emission (CO).

Die innere Gemischbildung bewirkt eine Abkühlung der Zylinderladung und erlaubt daher, das Verdichtungsverhältnis der BDE-Motoren ca. 1-1,5 Einheiten über dem der Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung zu wählen. Zusätzlich kann aufgrund des günstigeren Klopfverhaltens die Zündung auch in der Vollast zu thermodynamisch günstigeren Werten verschoben werden, was den Wirkungsgrad des Motors steigert.

Eine weitere Verbesserung des Wirkungsgrades wird mit dem Schichtladebetrieb erzielt. Die Entdrosselung des Motors in der Teillast reduziert deutlich die Ladungswechselperluste; gleichzeitig verringern sich die Wärmeverluste, da die mittlere Ladungstemperatur deutlich niedriger als im $\lambda=1$ Betrieb ist, und die Ladungsschichtung die Reaktionszone von der Zylinderwand zum Teil isoliert.

Die momentan zur Verfügung stehenden Einspritzkomponenten und Abgaskatalysatoren sind in ihrem jetzigen Entwicklungsstand hinsichtlich der Zuverlässigkeit, Dauerhaltbarkeit und Effizienz jedoch noch weit von ihrem Optimum entfernt, so daß hier ein erheblicher Forschungs- und Entwicklungsbedarf besteht.

Speziell die Entwicklung von geeigneten Katalysatoren für den Mager- und Schichtladebetrieb stellt beim heutigen Stand der Entwicklung eine große Herausforderung dar, da die bis heute entwickelten Katalysatoren eine geringe Temperaturbeständigkeit, geringe NO_x -Speicherfähigkeit und eine extreme Empfindlichkeit gegenüber Schwefel beziehungsweise Schwefelverbindungen im Kraftstoff und damit auch im Abgas aufweisen.

2.1 Einspritzung und Gemischbildung

Dieselmotoren mit Direkteinspritzung, die wie BDE-Motoren im Schichtladebetrieb völlig entdrosselt betrieben werden, haben aufgrund der Qualitätsregelung einen vergleichbaren Ablauf im Gemischbildungsprozeß. Der Kraftstoff wird direkt in den Brennraum eingespritzt, verdampft und bildet mit der Luft ein Gemisch. Liegen an einem Ort im Brennraum für die Selbstzündung benötigte Temperatur- und Druckverhältnisse sowie zündfähige Gemischanteile vor, kommt es zur Selbstzündung mit anschließender Verbrennung, die weitestgehend als Diffusionsverbrennung abläuft. Die Qualität der Verbrennung wird einerseits durch den Kraftstoffverbrauch (Wirkungsgrad des Prozesses) und andererseits durch die dabei entstehenden schädlichen Abgasemissionen wie HC, CO, NO_x und Ruß beurteilt.

Dagegen soll beim BDE-Motor die Gemischbildung soweit abgeschlossen sein, daß das Gemisch nach der Zündung nicht als Diffusions-, sondern als Vormischflamme verbrennt. Im Schichtladebetrieb sollte daher die gesamte eingebrachte Kraftstoffmasse bereits vor der Zündung vollständig verdampft sein, und es muß zum Zündzeitpunkt im Elektrodenbereich der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch vorliegen. Gelingt dies nicht, kommt es zu Verbrennungsaussetzern und somit zu erhöhter HC-Emission.

Damit es nicht zu Aussetzern kommt, muß das Einspritzsystem komplexe, frei wählbare Regelungsmöglichkeiten bieten. Für die Stabilität der Verbrennung und für geringe Abgasemissionen ist sowohl die freie Wählbarkeit des Einspritzdrucks und des Einspritzzeitpunktes (vor allem des Einspritzendes) als auch die Zerstäubung des Kraftstoffs entscheidend. In Serie befindliche Common-Rail-Einspritzsysteme bieten die dafür benötigten Freiheitsgrade.

Die an Injektoren gestellten Anforderungen und erwarteten Eigenschaften sind /3/:

- kleine Abmessungen
- geringes Totvolumen vor dem Dichtsitz der Injektornadel (Sacklochvolumen)
- geringes Öffnungs- und Schließgeräusch
- möglichst kurze Öffnungs- und Schließzeiten (Kleinstmengenproblematik)
- gut reproduzierbare und genaue Kraftstoffdosierung
- gute Zerstäubungseigenschaften, Sauterdurchmesser (SMD) kleiner als 25 µm
- großer nutzbarer Einspritzdruckbereich
- geringe Verkokungsneigung, unabhängig von der Kraftstoffqualität
- Temperaturbeständigkeit (dies ist besonders bei aufgeladenen Motoren wichtig)

Die derzeit für BDE-Motoren verwendbaren Einspritzsysteme werden nachfolgend näher beschrieben.

Luftunterstützte Einspritzsysteme

Luftunterstützte Einspritzsysteme werden von dem australischen Unternehmen Orbital Engine Company entwickelt /5/. Das Unternehmen Mercury Marine setzt zum Beispiel Injektoren dieser Firma in ihrem 200 PS starken V6 2-Takt Außenbordmotor ein. Bisher ist jedoch kein Serieneinsatz in 4-Takt Motoren bekannt. Abbildung 2.2 zeigt den prinzipiellen Systemaufbau.

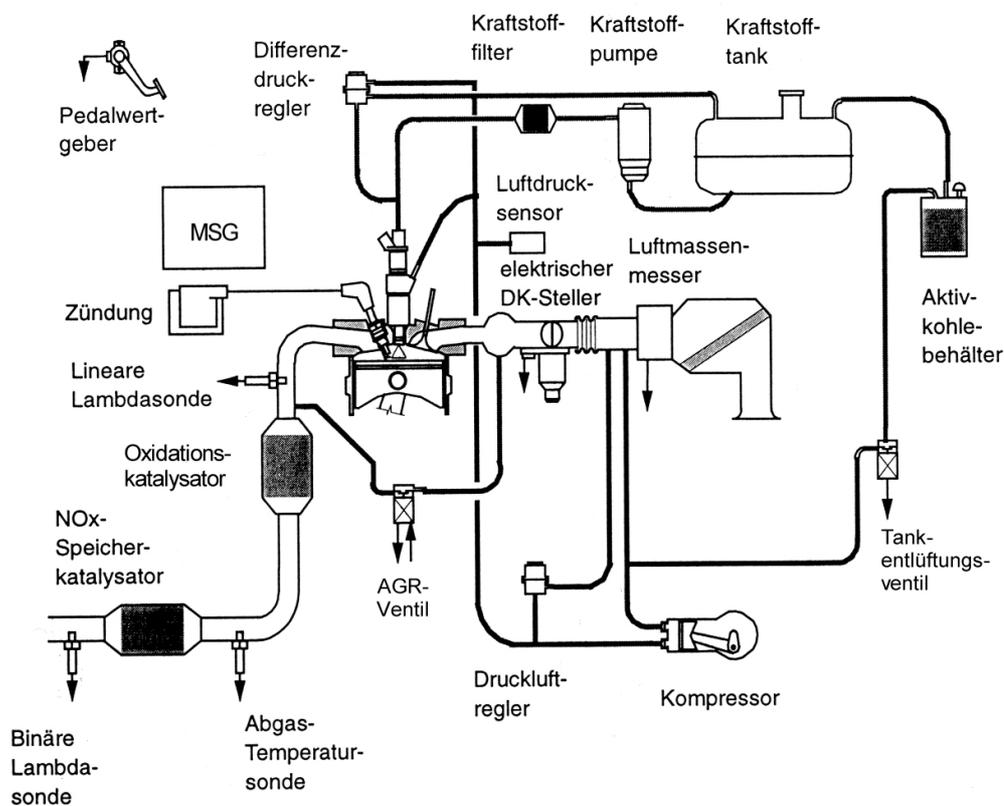


Abb. 2.2: Systemdarstellung eines luftunterstützten Einspritzsystems /5/

In Abbildung 2.3 sind ein Injektor und ein Ablaufdiagramm der Ansteuerzeiten des Injektors im Schichtladebetrieb für einen 4-Takt Ottomotor mit Direkteinspritzung dargestellt.

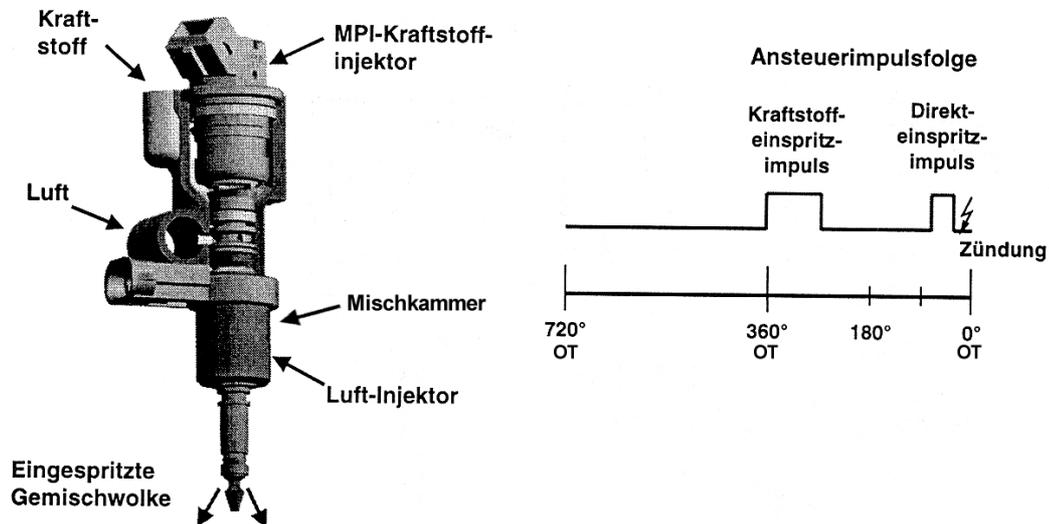


Abb. 2.3: Luftunterstützter Injektor mit Ansteuerzeiten /5/

Funktionsprinzip: Der Kraftstoff wird mittels einer für Motoren mit Saugrohreinspritzung üblichen Einspritzdüse (MPI-Injektor; Kraftstoffdruck ca. 7,5 bar relativ zum Umgebungsdruck) in die Mischkammer des Injektors eingespritzt und vorgelegt. Die Injektornadel wird elektromagnetisch betätigt und öffnet nach außen. Während des Öffnungsvorgangs entspannt sich die komprimierte Luft in der Mischkammer, worauf infolge der Relativgeschwindigkeiten beider Komponenten und den damit auftretenden Scherkräften der Kraftstoff vorzerstäubt wird. Mit konstant anliegender Druckluft von 6,5 bar relativ zu Umgebungsdruck wird das Kraftstoffluftgemisch in den Brennraum eingeblasen. Beim Aufprall der Kraftstofftröpfchen auf den Mischkammerboden findet eine weitere Zerstäubung statt, worauf ein fein zerstäubter und zunächst hohlkegelförmiger Kraftstoff-Luft-Strahl den Injektor am ringförmigen Düsenschlitz verläßt. Mit Hilfe des Kegelstumpfs (Projection genannt) wird dem Strahl die für luftunterstützte Injektoren charakteristische Säulenform aufgeprägt (Abbildung 2.5). Abbildung 2.4 zeigt die Tröpfchengrößenverteilung dieses luftunterstützten Injektors im Vergleich mit einem Hochdruckinjektor für flüssigen Kraftstoff /5/. Das luftunterstützte Einspritzsystem hat eine breitere Kraftstofftröpfchenverteilung und die Zerstäubung ist in der Summe wesentlich feiner. In Veröffentlichungen, zum Beispiel in /6, 7/, wird gefordert, daß Injektoren für Ottomotoren mit Direkteinspritzung möglichst kleine Tröpfchengrößen erzeugen sollen, was nach Abbildung 2.4 durch luftunterstützte Systeme besser als bei Hochdruckeinspritzsystemen erfüllt wird.

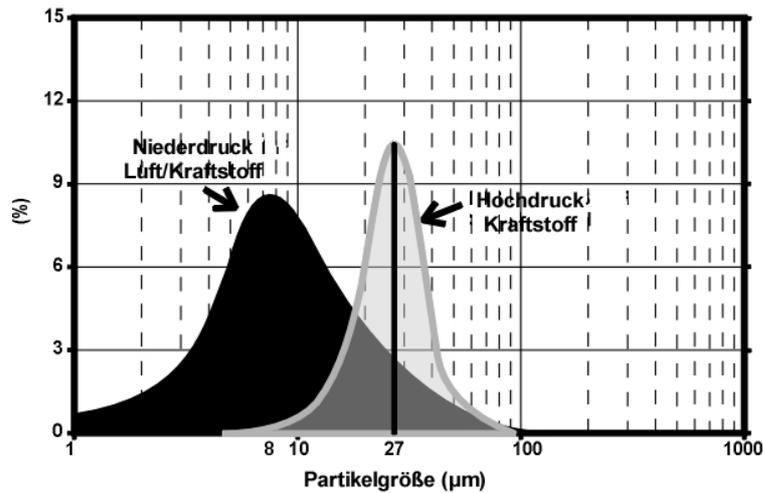


Abb. 2.4: Vergleich der Tröpfchengrößenverteilung /5/

Speziell im Schichtladebetrieb mit kurzer Aufbereitungszeit für die Gemischbildung sind kleine Tröpfchen von besonderem Vorteil.

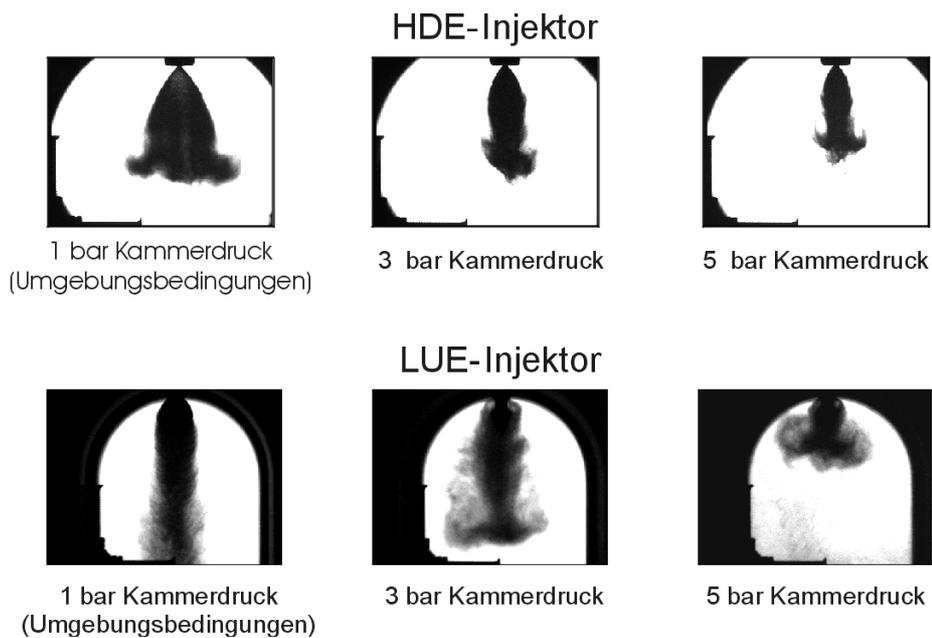


Abb. 2.5: Strahlcharakteristik eines Hochdruckinjektors (HDE) und eines luftunterstützten Injektors (LUE) /1/

Die Aufnahmen in Abbildung 2.5 zeigen, bezogen auf den Einspritzbeginn, zum jeweils gleichen Zeitpunkt das unterschiedliche Einspritzverhalten von HDE- und LUE-Injektoren. Besonders auffällig ist, daß sich die Einspritzstrahlen annähernd umgekehrt verhalten: Während beim LUE bei höheren Gegendrücken die ursprüngliche Zylinderform zum kurzen breiten Kegel wird, wird beim HDE der breite Kegel

schmäler. Die ausgeprägte Sensitivität der Strahleindringtiefe auf die Erhöhung des Kammerdrucks resultiert aus dem niedrigen Systemdruck des LUE-Systems und dem sich daraus ergebenden geringen Differenzdruck zwischen Einspritz- und Kammerdruck.

Hochdruckeinspritzsysteme

In Abbildung 2.6 ist der prinzipielle Aufbau eines Hochdruckeinspritzsystems dargestellt. Mittels einer Hochdruckpumpe wird der Kraftstoff auf bis zu 120 bar oder mehr komprimiert und mit einem Injektor direkt in den Brennraum eingespritzt. Solche Systeme werden in BDE-Motoren zum Beispiel von Nissan, Toyota, Mitsubishi und Volkswagen eingesetzt.

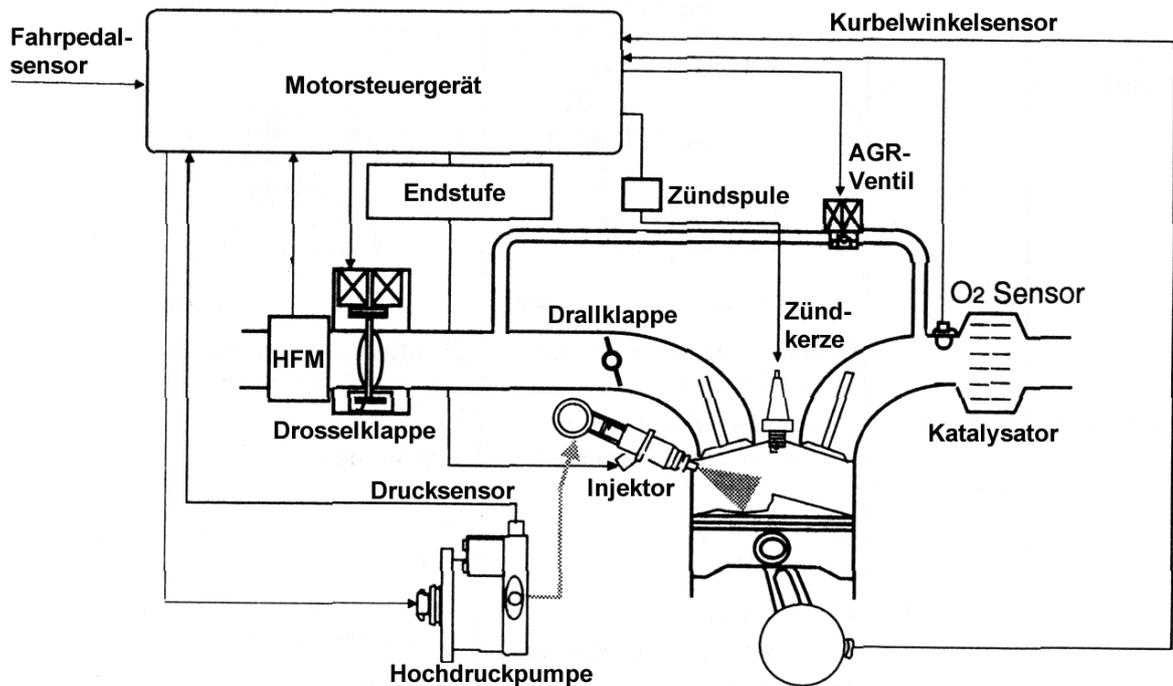


Abb. 2.6: Hochdruckeinspritzsystem /8/

Die Hochdruckinjektoren werden entsprechend der Öffnungsrichtung der Düsennadel in nach „außen öffnende“ (A-Düse) und nach „innen öffnende“ Injektoren (I-Düse) unterschieden. Beim Austritt des Kraftstoffs aus dem Injektor wird dieser durch die schlagartige Entspannung zerstäubt. Um einen definierten Strahlkegelwinkel und eine noch bessere Zerstäubung zu erhalten, wird der Kraftstoff zusätzlich im Injektor mittels eingebauter Drallplatte in Rotation versetzt /9/. In Abbildung 2.7 ist dieser Vorgang prinzipiell dargestellt.

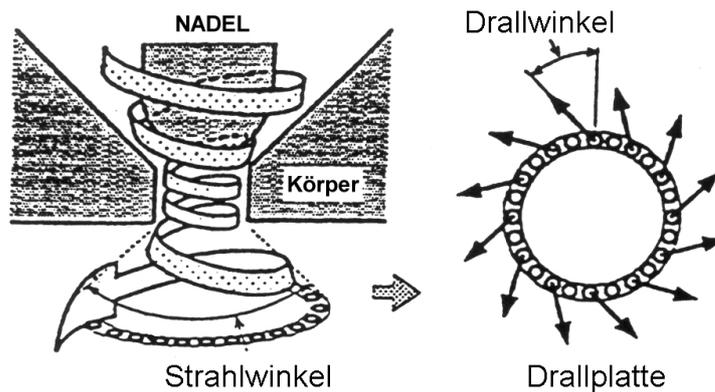


Abb. 2.7: Strahlkegelwinkelerzeugung I-Düse /9/

Durch den entstehenden Unterdruck im Strahlkegel findet eine sogenannte Strahlkontraktion statt, wobei insbesondere die kleineren Tröpfchen in das Innere des Kegelstrahls gezogen werden /10, 11/. Die Abhängigkeit der Strahlausbreitung vom Kammerdruck ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Mit steigendem Kammerdruck verringert sich die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs in radialer wie auch in axialer Richtung aus dem Injektor, was zu einer Verringerung der Strahleindringtiefe und des Strahlkegelwinkels führt.

Nach außen öffnende Injektoren, deren Strahlinneres nur wenig Kraftstoff enthält, arbeiten nach dem gleichen Prinzip und neigen zu geringerer Strahlkontraktion /12/.

Insbesondere nach innen öffnende Injektoren neigen speziell im Bereich des Sacklochvolumens zum Verkoken durch Kraftstofftropfen, die vor der Ankunft der Flammenfront am Injektor nicht mehr verdampfen. Eine verkockte Düsenöffnung führt bei nachfolgenden Einspritzungen zu unregelmäßigen Strahlausbreitungen. Nach außen öffnende Injektoren haben kein Totvolumen im Nadelsitzbereich und werden in diesem Bereich durch den Kraftstoffstrahl gereinigt.

2.2 Brennverfahren

Die aktuellen BDE-Brennverfahren werden in wand- und strahlgeführte Verfahren unterteilt, wobei wandgeführte Verfahren je nach Führung der Zylinderinnenströmung noch in Drall- und Tumbleverfahren unterteilt sind. Wandgeführte Brennverfahren haben im gesamten Homogenbetriebsbereich thermodynamische Nachteile, da sie sehr zerklüftete Brennräume mit schwereren Kolben besitzen, deren Oberfläche um

ca. 30-40% größer ist als bei Flachkolben, wodurch sich eine größere Wärmeabfuhr, längere Brenndauer und höhere HC-Emissionen ergeben.

Wandgeführte Brennverfahren

Sie benötigen in der Regel eine exzentrisch angeordnete Kolbenmulde, um zündfähiges Gemisch unter Ausnutzung einer induzierten Zylinderinnenströmung zur Kerze zu führen.

Ein Drallströmungsfeld (siehe Abbildung 2.8) ist senkrecht zur Zylinderachse angeordnet und rotiert somit annähernd parallel zur Kolbenoberfläche. Drall wird in der Ansaugphase generiert und ist über den gesamten Ansaug- und Kompressionstakt des Motors relativ robust und behält aufgrund der Kolbenform (Mulde) weitestgehend seine Struktur bis zum Zündzeitpunkt bei.

Ein Tumbleströmungsfeld ist durch eine um eine senkrecht zur Zylinderachse liegende Achse drehende Walzenströmung gekennzeichnet, wird während der Ansaugphase generiert und zerfällt aufgrund der Aufwärtsbewegung des Kolbens in der Kompressionsphase in feinballige Turbulenz.

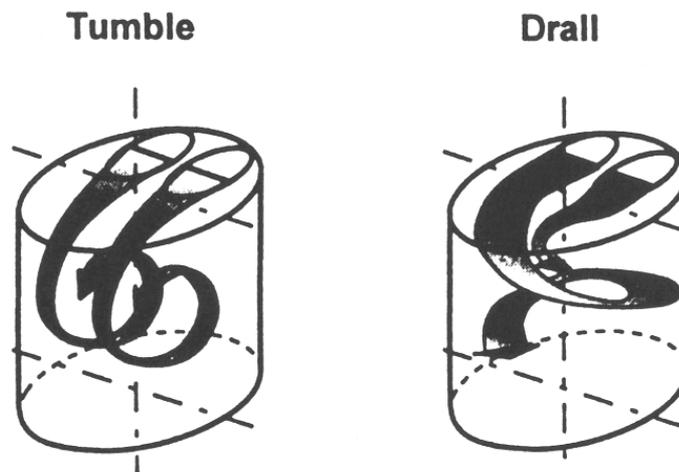


Abb. 2.8: Vergleich Tumble- und Drallströmung /14/

Bei dem von Mitsubishi vorgestellten Brennverfahren handelt es sich um ein wandgeführtes Verfahren mit einer „reverse tumble“ Strömung. Darunter versteht man die Umkehr der Strömungsrichtung im Brennraum im Vergleich zu der bekannten Strömungsrichtung konventioneller Vierventilmotoren. Hierzu wird der Einlaßkanal fast senkrecht gestellt, womit die Drehrichtung der Tumbleströmung im Vergleich zu konventionellen Konstruktionen (siehe zum Beispiel Abbildung 2.12)

umgedreht wird und sich damit die in Abbildung 2.9 dargestellte Tumbleströmung ausbildet. Abbildung 2.10 zeigt die Einspritzvorgänge für Homogen- und Schichtladebetrieb.

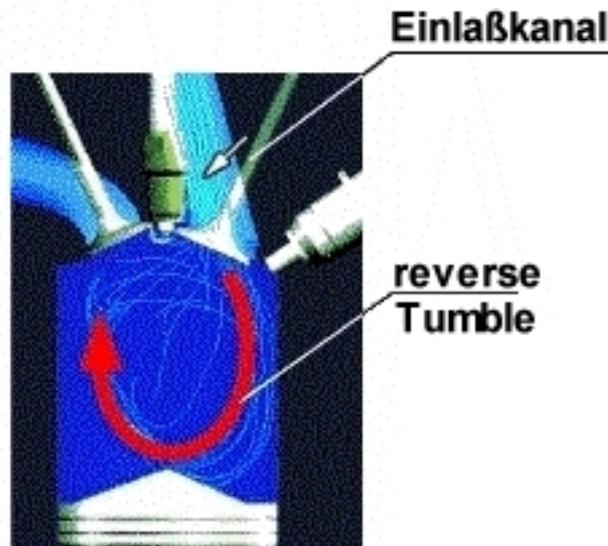


Abb. 2.9: Reverse Tumble (Mitsubishi) /16/

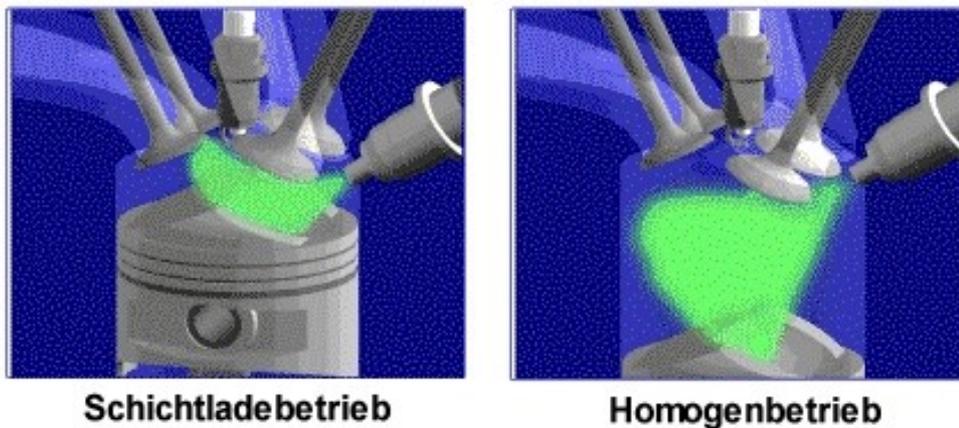


Abb. 2.10: Strahlausbreitung im Schichtlade- und Homogenbetrieb (Mitsubishi) /16/

Die „reverse tumble“ Strömung wird ausschließlich für den Schichtladebetrieb benötigt. In Abbildung 2.11 ist der Aufbereitungs- und Transportvorgang dargestellt. Der Kraftstoff wird in die Mulde gespritzt und benetzt die Kolbenoberfläche, anschließend beginnt der Kraftstoff zu verdampfen. Mit der „reverse tumble“ Strömung wird der Kraftstoff vom Kolbenboden wieder abgetragen, anschließend mit den nicht auf die Kolbenoberfläche aufgetragenen Kraftstofftröpfchen zusammen aufbereitet und zur Zündkerze transportiert. Danach erfolgt die Zündung der Gemischwolke.

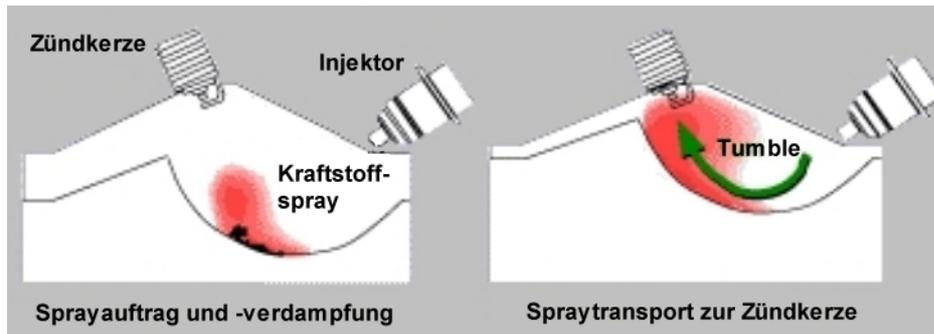


Abb. 2.11: Gemischführung im Schichtladebetrieb (Mitsubishi) /16/

Das Brennverfahren der Volkswagen AG /17/ basiert ebenfalls auf einer Tumbleströmung mit Wandführung. Der grundlegende Unterschied zum Mitsubishi-Verfahren ist der Mechanismus zur Ausbildung der Tumbleströmung. Die Einlaßkanäle sind vom Prinzip her konventionell gestaltet, wie aus Abbildung 2.12 zu ersehen ist.

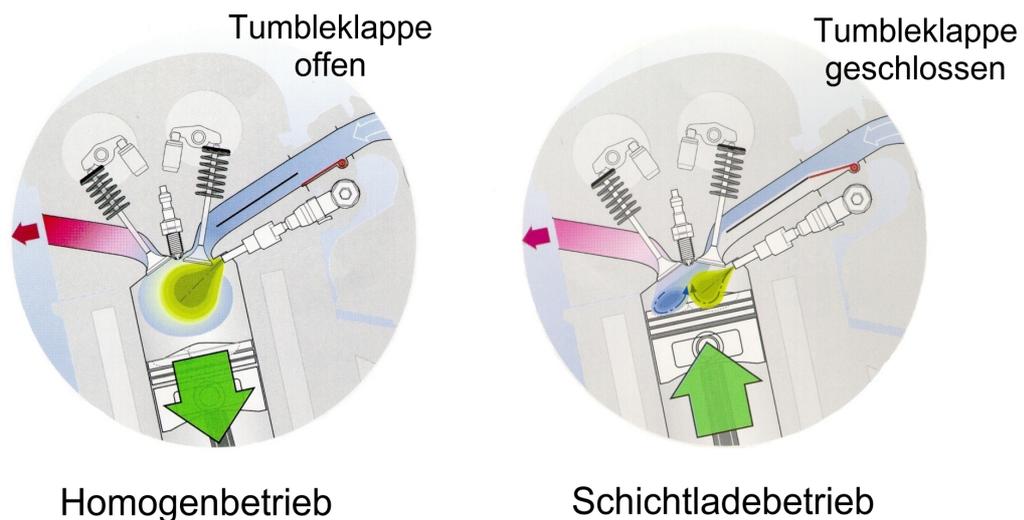


Abb. 2.12: Gemischführung BDE-Otto (Volkswagen AG) /17/

Der Einlaßkanal ist in der Mitte durch ein sogenanntes Tumbleblech geteilt. Im Homogenbetrieb funktioniert der Einlaßkanal wie ein konventioneller Tumbleeinlaßkanal, wobei die sich ausbildende Tumbleströmung gegen den Uhrzeigersinn rotiert.

Für den Schichtladebetrieb wird die untere Hälfte des Einlaßkanals mit einer sogenannten Tumbleklappe (Ladungsbewegungsklappe) verschlossen, um die Strömungsgeschwindigkeit im oberen Kanalteil zu erhöhen und um eine Intensivierung der Tumbleströmung zu erreichen. Jedoch erfordern die Platzverhältnisse im Zylinderkopf, den Injektor sehr flach zu positionieren und gleichzeitig den Einspritz-

strahl leicht nach unten zu neigen (Abbildung 2.12), um ein Benetzen des Brennraumdachs durch Kraftstoff zu verhindern. Der eigentliche Gemischtransport im Schichtladebetrieb unterscheidet sich vom Mitsubishi-Verfahren deutlich.

Der eingesetzte Kolben besitzt zwei Mulden, wobei die größere und dem Injektor zugeneigte zur Gemischführung dient (Abbildung 2.13). Mit dieser wird der Kraftstoffstrahl aufgefangen und zur Zündkerze hin abgelenkt. Der Kraftstoffstrahl darf für ein solches Brennverfahren nur eine sehr geringe Eindringtiefe haben, damit eine zu starke Kolbenbodenbenetzung vermieden wird.

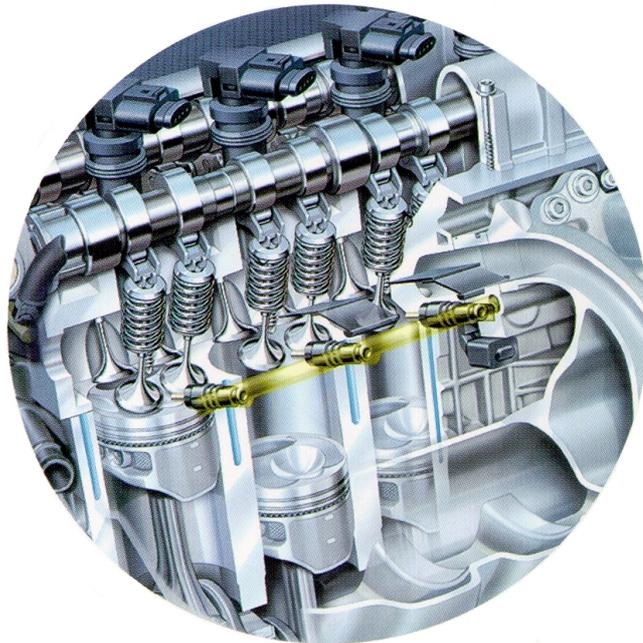


Abb. 2.13: Brennraumkonfiguration (Volkswagen AG) /17/

Zusätzlich muß die Sprayqualität so gut sein, daß die Kraftstofftröpfchen auch ohne gezielte Ladungsbewegung in der zur Verfügung stehenden Zeit ausreichend gut verdampfen. Die zweite und kleinere Mulde dient vor allem zur gezielten Beeinflussung der Tumbleströmung. Mit ihr wird die Luftbewegung so gerichtet, daß die entstehende Strömung den Transport der Gemischwolke zur Zündkerze unterstützt.

Eine andere Konfiguration für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung, bei dem der Drall zur Gemischaufbereitung und -führung genutzt wird, verwenden Toyota und Nissan.

Bei Toyota ist die Basis ein Vierventilmotor, bei dem ein Kanal zur Drallerzeugung mittels einer Klappe abgeschaltet werden kann. Der zweite Kanal ist als Drallkanal ausgebildet. Der Kolben besitzt eine große und tiefe Mulde, die die Eindringtiefe des Einspritzstrahls begrenzt. In diese wird im Schichtladebetrieb der Kraftstoff mit einer

seitlichen Neigung von ca. 30° in Drallrichtung eingespritzt. Mittels der generierten Drallströmung wird die Gemischwolke zur mittig angeordneten Zündkerze transportiert (siehe Abbildung 2.14).

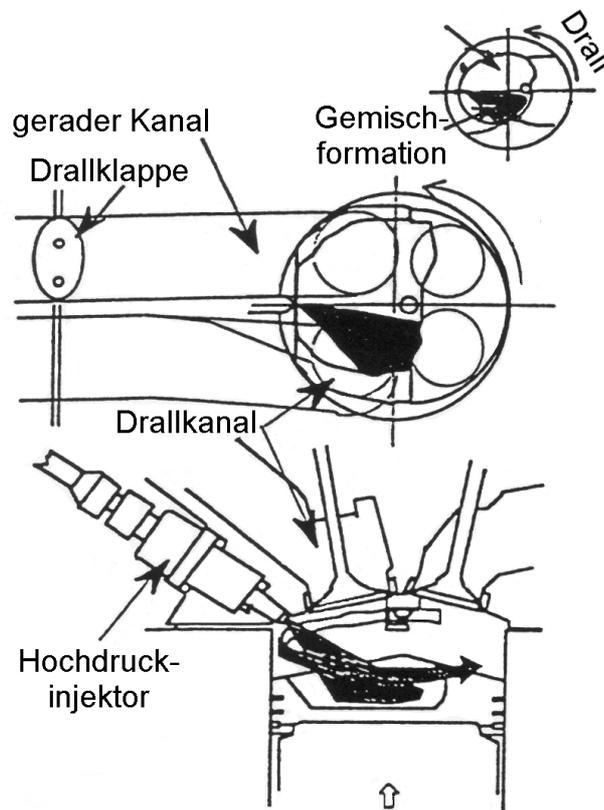


Abb. 2.14: Brennraumkonfiguration und Gemischführung (Toyota) /18/

Auch das Konzept von Nissan basiert auf einem konventionellen Vierventilkopf, jedoch mit zwei Tumblekanälen (Abbildung 2.15), wobei mittels Abschaltung eines Kanals eine Drallströmung erzeugt wird. Zur Erzeugung einer Tumbleströmung sind im Homogenbetrieb beide Einlaßkanäle geöffnet. Die dadurch erreichte gute Gemischaufbereitung führt sowohl zu einer effizienten Verbrennung als auch zu guten Abgasemissionswerten. Im Schichtladebetrieb wird ein Einlaßkanal geschlossen und die Drallströmung generiert. Der Einspritzstrahl wird in Richtung Brennraumzentrum eingespritzt und mit der Kolbenmulde aufgefangen. Mit Hilfe der Drallströmung wird der Kraftstoff aufbereitet und zur Zündkerze hin transportiert.

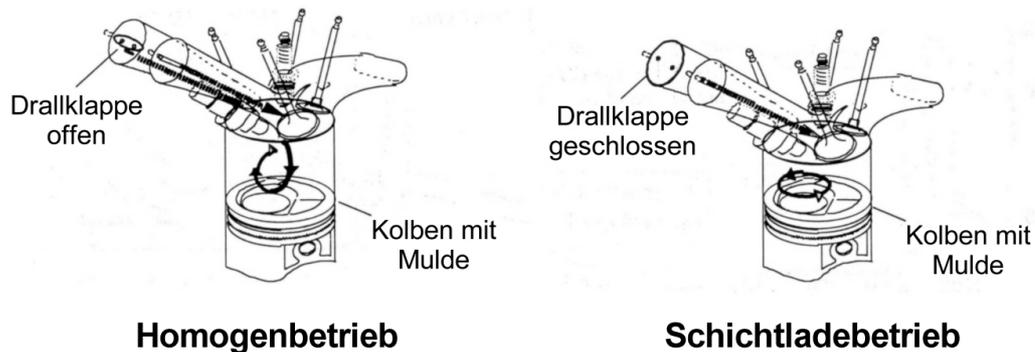
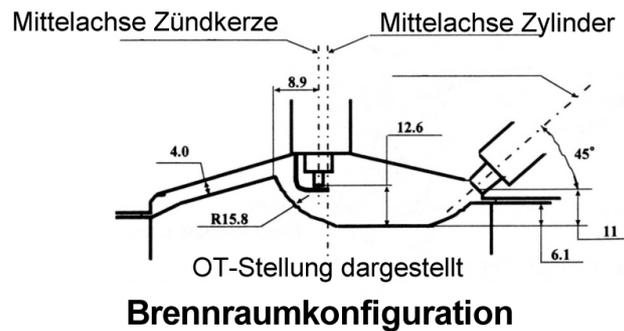


Abb. 2.15: Brennverfahren des Unternehmens Nissan /19/

Das Ziel der möglichst guten Gemischqualität an der Zündkerze wird bei allen vorgestellten wandgeführten Verfahren dadurch erreicht, daß eine Kolbenmulde zum Auffangen des Einspritzstrahls benutzt wird. Mit der entsprechenden Zylinderinnenströmung wird der Kraftstoff in der Kolbenmulde aufbereitet und zum richtigen Zeitpunkt dem Zündort zugeführt.

Strahlgeführte Brennverfahren

Die prinzipbedingten Nachteile der wandgeführten Brennverfahren (tiefe Mulden und damit zerklüftete Brennräume sowie geringe Schichtungsraten) sollen mit den strahlgeführten Brennverfahren vermieden werden.

Der grundlegende konstruktive Unterschied zu den wandgeführten Brennverfahren ist bei den bisher realisierten strahlgeführten Brennverfahren (zum Beispiel /20/) die zentrale Injektorlage. Die Zündkerze wird sehr nahe am Injektor positioniert. Der Kolben ist flach ausgeführt, da bei strahlgeführten Brennverfahren keine Wandführung vorgesehen ist.

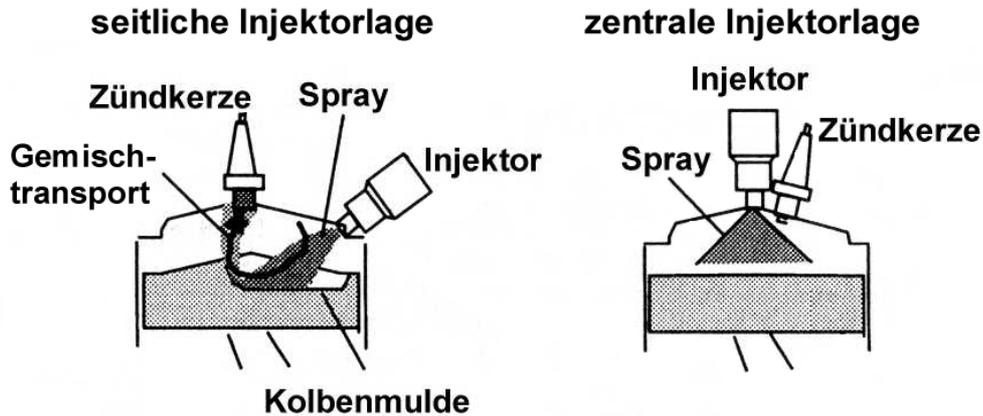


Abb.: 2.16: Injektorposition in wandgeführten und strahlgeführten Brennverfahren /8/

Daher stellt dieses Brennverfahren die höchsten Anforderungen an das Einspritzsystem. Die Zerstäubung muß sehr fein sein, was Einspritzdrücke deutlich über 100 bar erfordert. Die Injektorposition und der Strahlwinkel müssen so gewählt werden, daß der Kraftstoffstrahl im Schichtladebetrieb sehr nahe am Zündort vorbeistreicht, damit sich dort ein zündfähiges Gemisch ausbildet. Die Zündung erfolgt gegen Ende der Einspritzung /14/. Die Zerstäubung und Strahlgeometrie müssen im Strahlmantelbereich sehr gleichmäßig und reproduzierbar sein, denn für die Gemischaufbereitung steht nur eine sehr kurze Zeit zur Verfügung (Flugzeit eines Kraftstofftropfens vom Injektoraustritt bis zum Zündort). Der Injektor muß resistent gegen Verkokung sein, da eine geringe Ungleichmäßigkeit im Strahlbild zu Zünd- und Verbrennungsaussetzern führen kann.

Trotz prinzipieller Verbrauchsvorteile im Schichtladebetrieb sind solche Verfahren noch nicht in Serie, weil die bisher zur Verfügung stehenden Injektoren die technischen Anforderungen nicht erfüllen. Zusätzlich ist die sehr nahe Position von Injektor und Zündkerze zueinander problematisch, da es leicht zu einer Benetzung der Massen- und Mittelelektrode mit Kraftstoff kommen kann. Verdampft der Kraftstoff bis zum Zündzeitpunkt nicht, führt dies in der Regel zum Verkoken der Elektroden und damit zu einem vermehrten Auftreten von Gleitfunken.

2.3 Verbrauchspotential

Die bisher veröffentlichten Verbrauchsvorteile müssen sehr kritisch betrachtet werden, da sie stets auf einzelne ausgewählte Betriebspunkte und nicht auf den gesamten Last- und Drehzahlbereich des Motors bezogen sind. So gab zum Beispiel Mitsubishi bei der Markteinführung des GDI-Motors Verbrauchsverbesserungen von bis zu 40% an, was ausschließlich für den Leerlaufbetrieb korrekt war. Andere Veröffentlichungen /15, 18/ weisen nur bis zu 30% aus.

Generell kann gesagt werden, daß mit kleiner werdender Last der spezifische Verbrauch im Homogenbetrieb drastisch zunimmt. Daher ist das Verbesserungspotential im Schichtladebetrieb dort erheblich größer, zumal durch den ungedrosselten Betrieb der thermische Wirkungsgrad verbessert wird.

Im realen Fahrbetrieb werden heute maximal 15% Verbrauchsverbesserung aufgrund von Benzin-Direkteinspritzung ausgewiesen /1/. Unter Berücksichtigung der aktuellen Abgasnorm EU4 verringert sich dieses Potential auf ca. 8-10%. Grund hierfür ist das Aufheizen der Katalysatoren direkt nach dem Start und die Regenerierung der NO_x-Speicher-katalysatoren, die beide im Homogenbetrieb durchgeführt werden. Außerdem findet bisher jede größere Laständerung wegen der noch nicht ausgereiften Einspritzsysteme und des begrenzten Lastbereichs im Schichtladebetrieb mit homogener Gemischbildung statt.

Neue Entwicklungen, speziell bei der Einspritz- und Katalysator-technologie, lassen jedoch mehr Potential erwarten, da die oben aufgeführten Einschränkungen verringert werden.

3. Schadstoffemissionen bei Benzin-Direkteinspritzung

Jeder Verbrennungsvorgang ist eine Reaktion mit Sauerstoff, die Oxidation genannt wird; dies gilt auch für den Verbrennungsmotor, in dem Kraftstoffe (zum Beispiel Benzin oder Diesel) eingesetzt werden, die aus einer Vielzahl von Kohlenwasserstoffen bestehen. Die Emissionen der Abgasschadstoffe sind vom Gesetzgeber unterschiedlich reglementiert. Zur Zeit gelten die in der Europäischen Union festgelegten Abgasgrenzwerte EU4. Um diese einzuhalten, wird mit außer-motorischen Maßnahmen wie Lufteinblasung, Abgasrückführung und 3-Wege-Katalysatoren der schädliche Anteil der Abgasemissionen von Ottomotoren begrenzt.

Einen anderen Weg stellt die Vermeidung von Schadstoffen direkt im Verbrennungsprozeß dar. Hierzu müssen der Brennraum, die Gemischbildung und der Verbrennungsprozeß optimal aufeinander abgestimmt sein, um die Entstehung schädlicher Verbrennungsprodukte möglichst weit zu reduzieren beziehungsweise zu verhindern.

Ein Großteil der in einem Abgastest gemessenen Emissionen entsteht beim Start und während der Warmlaufphase. Kalte Motoren werden mit sehr fettem Gemisch betrieben, um Wandanlagerungen des Kraftstoffs im Saugrohr und Brennraum zu kompensieren. In diesem Betriebszustand kann der Katalysator noch nicht konvertieren, da er seine Anspringtemperatur noch nicht erreicht hat. Mit der Benzin-Direkteinspritzung kann dieses Problem zum Teil umgangen werden, da der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingebracht wird und eine Wandanlagerung im Brennraum nur in sehr geringem Maße stattfindet. Somit kann die Entstehung von HC während des Startvorgangs deutlich verringert werden.

Soll ein Motor bei gleichem Hubraum eine höhere Leistung abgeben, besteht die Möglichkeit, ihn mittels Abgasturbolader oder Kompressor aufzuladen. Die Güte der Zerstäubung am Düsenaustritt sowie die Strahleindringtiefe des Kraftstoffs ist vom Druckverhältnis Einspritzdruck/Brennraumdruck abhängig. Je höher der Einspritzdruck ist, desto geringer wird der Einfluß einer Änderung des Saugrohr- bzw. Brennraumdrucks auf die Zerstäubungsqualität. Somit kann mit einer Hochdruckeinspritzung die Gemischqualität gegenüber einer Niederdruckeinspritzung insbesondere bei Aufladebetrieb deutlich gesteigert werden. Bei Aufladebetrieb erhöht sich die Ladungsdichte im Brennraum, was zu einer Verringerung der Strahleindringtiefe und damit zu einer Verdichtung des Sprays führt. Hiermit werden die Verdampfungsbedingungen des Kraftstoffs verschlechtert, da eine Durchmischung mit der Ansaugluft behindert wird.

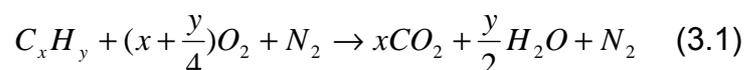
Mit steigender Leistung erhöhen sich die einzuspritzenden Kraftstoffmassen. Bei konventionellen Ottomotoren beträgt der Einspritzdruck ca. 3 bar, wodurch ein Großteil des Kraftstoffs im Ansaugkanal vorgelagert werden muß, da die Einspritzzeit zu lang ist, um den Kraftstoff saugsynchron durch das geöffnete Einlaßventil einzuspritzen. Bei Aufladebetrieb (speziell bei Kompressormotoren) kann es aufgrund des hohen Saugrohrdrucks und niedrigeren Abgasgedrucks im Bereich der Ventilüberschneidung (Einlaß- und Auslaßventil sind offen) zu einem unerwünschten Überspülen von Kraftstoff direkt in den Auspuff kommen, was unweigerlich zu erhöhten HC-Emissionen führt. Die höheren Einspritzdrücke der BDE-Systeme müssen dagegen deutlich kürzere Einspritzzeiten ermöglichen, die ein saugsynchrones Einspritzen gestatten, da hier nur in den Saughub eingespritzt werden sollte. Dies führt zu einer Verminderung der HC-Emission in diesem Lastbereich, da hier kein Überspülen von Kraftstoff in den Auspuff vorkommen kann.

Für den Schichtladebetrieb mit seiner Inhomogenität im Brennraum sind andere Reaktionen für die Schadstoffentstehung verantwortlich als im Homogenbetrieb, die unter anderem im folgenden Kapitel erläutert werden.

3.1 Schadstoffbildung

Kraftstoff besteht aus einer Vielzahl von verzweigten, ringförmigen und langkettigen Kohlenwasserstoffen. Werden diese vollständig und bei stöchiometrischem Kraftstoff/Luftverhältnis $\lambda=1$ verbrannt, entstehen nur Kohlendioxid (CO_2), Wasser (H_2O) sowie Stickstoff (N_2), welcher an der Verbrennung nicht teilnimmt.

Die Umsetzung findet nach folgender Reaktionsgleichung statt.



Bei der Verbrennung läuft die Oxidation dieser Moleküle über zahlreiche Zwischenreaktionen ab, wobei aufgrund örtlicher Inhomogenitäten (fette und magere Gemischbereiche) und unverdampften Kraftstofftröpfchen eine vollständige Umsetzung nicht möglich ist.

Zusätzlich entstehen die Schadstoffe Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x), Schwefeldioxid (SO_2), Partikel und Ruß.

Von entscheidender Bedeutung hinsichtlich der Schadstoffemission ist das Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ , wie Abbildung 3.1 zeigt.

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{Kr} \cdot L_{st}} \quad (3.2)$$

m_L tatsächlich zugeführte Luftmasse [kg]
 m_{Kr} zugeführte Kraftstoffmasse [kg]
 L_{st} stöchiometrische Luftbedarf; [kg Luft pro kg Kraftstoff]

Für die vollständige Verbrennung werden für 1 kg Diesekraftstoff ca. 14,6 kg Luft und für 1 kg Benzin ca. 14,2 kg Luft benötigt.

Um die drei schädlichen Abgaskomponenten Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC) und Stickoxide (NO_x) zu Wasser (H₂O), Kohlendioxid (CO₂) und Stickstoff (N₂) umzusetzen, werden 3-Wege-Katalysatoren verwendet. In Kombination mit einer λ-Regelung, die die Gemischzusammensetzung im Bereich $0,998 \leq \lambda \leq 1,002$ regelt, werden Konversionsraten weit über 90% erreicht. Bereits λ-Werte >1,01 senken die NO_x-Reduktion unter 25%.

Im Schichtladebetrieb liegt jedoch immer ein deutlich überstöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Verhältnis vor. Daher werden für die NO_x-Konvertierung statt der 3-Wege-Katalysatoren sogenannte De-NO_x-Katalysatoren (zum Beispiel Mitsubishi /15/, Toyota /8/) verwendet.

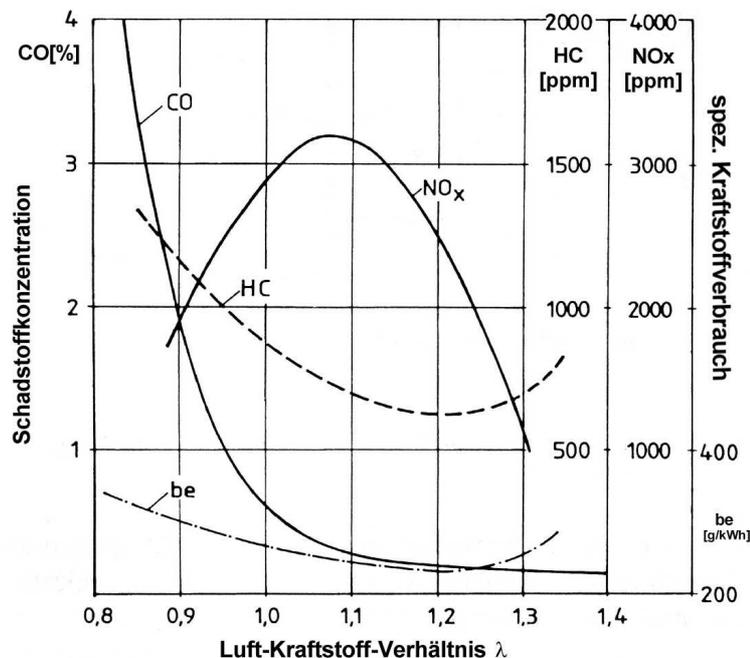


Abb. 3.1: Schadstoffkomponenten und spez. Kraftstoffverbrauch bei homogener Gemischbildung /24/

Kohlenmonoxid (CO)

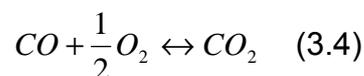
CO entsteht vorwiegend in Luftmangelgebieten ($\lambda < 1$), da in diesen nicht genug Sauerstoff für die vollständige Oxidation zu CO_2 zur Verfügung steht. CO ist ein farb- und geruchloses Gas, das sich stärker als der Luftsauerstoff an das Hämoglobin im Blut bindet. Dies hat zur Folge, daß schon bei geringen Mengen von CO Erstickungsgefahr besteht /21/.

Ein Teil der CO-Entstehung in Luftmangelgebieten $\lambda < 1$ läßt sich mit der Wasser-Gas-Gleichung beschreiben.



CO kann demnach infolge von Dissoziation entstehen, was durch Gleichung 3.3 verdeutlicht wird. Da dieser Vorgang in beiden Richtungen ablaufen kann, ist auch in Luftmangelgebieten eine Oxidation von CO unter hohen Temperaturen möglich.

In Zonen mit Luftüberschuß ist die CO-Konzentration relativ gering und wird auf lokale Inhomogenitäten zurückgeführt. Auch Reaktionen in der Nähe der Brennraumwand beenden die vollständige Oxidation, welche durch die Gleichung



beschrieben wird. Dieser Vorgang kommt insbesondere bei Schichtladebetrieb der BDE-Motoren vor und kann teilweise durch den hohen globalen Sauerstoffüberschuß durch Nachoxidation in der Expansionsphase verbessert werden.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

Kohlenwasserstoffe üben eine Reizwirkung auf die Schleimhäute aus. Sie besitzen eine mehr oder weniger ausgeprägte narkotische Wirkung und sind zum Teil cancerogen /24/.

Findet die Verbrennung unter optimalen Bedingungen statt, entstehen nur sehr geringe Mengen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Jedoch gibt es im Brennraum Bereiche, in die die Flamme nicht gelangen kann. Dies sind Spalte an den Ventilen, an der Zündkerze, im Feuerstegbereich (Spalt zwischen Kolben und Zylinderwand oberhalb des 1. Kolbenrings) und an ungünstig gestalteten Quetschflächen. Eine weitere Ursache für erhöhte HC-Emission ist das Erlöschen der Flamme in der Nähe der Brennraumwand durch zu große Wärmeabfuhr /22/, dies

wird als Quench-Effekt bezeichnet. Die minimale Distanz zwischen Flamme und Brennraumwand, ab der es zum Erlöschen der Flamme kommt, ist vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ abhängig. Mit steigendem λ vergrößert sich aufgrund der geringeren Gastemperaturen diese Distanz. Ist das Gemisch aufgrund von extremen Inhomogenitäten oder im Magerbetrieb nicht entflammbar, kommt es zu erheblichen HC-Emissionen.

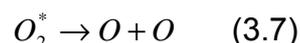
Teile des Wandölfilms mit unverbrannten HC (Öl und Kraftstoff) werden beim Ladungswechsel von der Zylinderwand abgetragen und direkt in den Auspuff transportiert /23/. Ist dort die Sauerstoffkonzentration hoch genug, wird ein Teil dieser HC nachverbrannt. Bei BDE-Motoren kann dies bei hohen Abgastemperaturen (zum Beispiel in der Vollast) aufgrund der zusätzlichen Exothermie zu unzulässig hohen Temperaturen in den De-NO_x-Katalysatoren führen, deren zulässige Maximaltemperatur ca. 200 K unter dem von herkömmlichen 3-Wege-Katalysatoren liegt.

Im Schichtladebetrieb können sehr magere Zonen in den Randbereichen der Gemischwolke nahe der Zündkerze zu Aussetzern führen. Kommt es jedoch zur Teilzündung dieser mageren Gemischbereiche, brennen diese nicht mehr vollständig durch. Aussetzer und Teilverbrennungen verursachen deutlich erhöhte HC-Emissionen.

Stickoxide (NO_x)

Bei der motorischen Verbrennung entstehen die Schadstoffprodukte Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO₂). Diese werden bei der Emissionsbewertung zu NO_x zusammengefaßt, wobei NO darin zu 90-98% enthalten ist. NO₂ ist ein rotbraunes Gas, das zur Reizung der Atemwege führt. NO dagegen ist ein farbloses Gas und schädigt die Lungenfunktion /24/.

Der größte Anteil bei der Bildung von NO_x fällt auf das thermische NO, dessen Entstehung der Zeldovic-Mechanismus beschreibt.



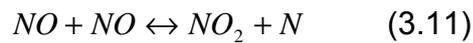
Hierin ist die Aufspaltung der Dreifachbindung des N₂ der geschwindigkeitsbestimmende Reaktionsschritt (Gl. 3.8) /25/.

Läuft die Reaktion im Brennraum bei $\lambda < 1,2$ ab, ist die von Heywood, Lavoie und Keck eingeführte Reaktionsgleichung



zusätzlich zu berücksichtigen /25/, welche die thermische NO-Bildung in der Flammenfront beschreibt.

Weitere Reaktionen wie zum Beispiel.



führen zur NO_2 -Bildung /25/. Hierin ist M ein beliebiges neutrales Molekül, welches als Stoßpartner wirkt und die Reaktion einleitet.

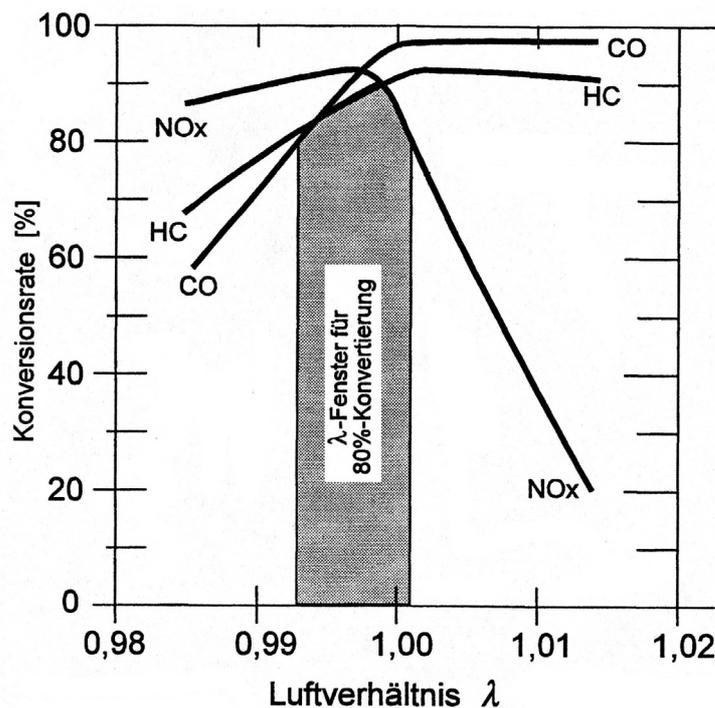


Abb. 3.2: Konvertierungsrate eines 3-Wege-Katalysators in Abhängigkeit von λ /24/

Die Menge entstehender Stickoxide steigt mit zunehmender örtlicher Verbrennungstemperatur, die mit steigender Last, höherem Verdichtungsverhältnis sowie mit frühen Zündzeitpunkten zunimmt. Die höchsten NO_x -Emissionen ergeben sich bei $\lambda = 1,05-1,1$, da hier hohe Temperaturen sowie ausreichender Sauerstoffüberschuß

vorliegen. Bei fetten Gemischen ist der Sauerstoffüberschuß geringer, bei mageren Gemischen ist die Verbrennungstemperatur niedriger.

Während für herkömmliche Ottomotoren die erhöhte NO_x -Bildung im Bereich $\lambda=1$ durch Einsatz des 3-Wege-Katalysators von geringer Bedeutung ist (Abbildung 3.2), kann diese Emission beim BDE-Motor im Schichtladebetrieb nur mit De- NO_x -Katalysatoren verringert werden.

Aufgrund der geringen NO_x -Speicherfähigkeit von De- NO_x -Katalysatoren wird im Schichtladebetrieb angestrebt, durch innermotorische Maßnahmen die NO_x -Bildung soweit wie möglich zu reduzieren. In der Regel geschieht dies mittels Abgasrückführung (AGR), mit der die NO_x -Emission deutlich abgesenkt werden kann.

Physikalische und thermodynamische Vorgänge dabei sind:

- Erniedrigung des Polytropenexponenten der Zylinderfrischladung, was zu einer leicht geringeren Verdichtungs- und deutlich abgesenkten Verbrennungstemperatur führt.
- Abnahme des Sauerstoffpartialdrucks, da Frischluft durch Abgas ersetzt wird.
- Absenkung der Verbrennungsgeschwindigkeit und damit niedrigere Gastemperatur.

Bei externer AGR wird ein durch das AGR-Ventil geregelter Teilstrom aus dem Abgasstrang entnommen und dem Motor im Saugrohr wieder zugeführt. Eventuell wird dieses zusätzlich gekühlt, um zu Beginn der Kompressionsphase das Temperaturniveau im Brennraum abzusenken.

Die zweite Möglichkeit ist die innere beziehungsweise interne AGR. Hier wird der Ladungswechsel des Motors über die Ventilsteuerzeiten so beeinflusst, daß die benötigte Restgasmenge im Brennraum verbleibt. Dies ist zum Beispiel mit Einlaß- und Auslaßnockenwellenverstellung oder einem voll variablen Ventiltrieb darzustellen. Jedoch ist die NO_x vermindernde Wirkung nicht so gut wie die der externen AGR, da das Temperaturniveau der im Brennraum verbleibenden Restgase sehr hoch ist.

Zur weiteren Absenkung der NO_x -Emission werden auf Iridium basierende Katalysatoren eingesetzt, die die im Abgas vorhandenen Kohlenwasserstoffe als Reduktionsmittel nutzen. Diese sind aufgrund ihrer schlechten Lightoff-Eigenschaften und des engen Arbeitstemperaturfensters zur Erfüllung der EU 4 Grenzwerte ungeeignet. Hierzu sind NO_x -Speicherkatalysatoren, die die im Abgas enthaltenen Stickoxide in Form von Nitraten einspeichern und diese im unterstöchiometrischen Betrieb zu

Stickstoff reduzieren, besser geeignet /26/. Jedoch führt der im Kraftstoff enthaltene Schwefel zu einer Sulfatbildung im Katalysator und somit zu einer langsamen Deaktivierung. Um diesen Prozeß abzumildern, beziehungsweise zu verhindern, muß der Katalysator in regelmäßigen Abständen desulfatisiert werden. Hierzu wird aufgrund der höheren chemischen Stabilität der Sulfate eine Entschwefelung bei $\lambda < 1$ im Temperaturbereich $> 650^\circ\text{C}$ durchgeführt /26, 27/. Um diese „Vergiftung“ der NO_x -Speicherkatalysatoren gering zu halten, werden BDE-Motoren mit „schwefelfreiem“ Kraftstoff (Schwefelgehalt < 10 ppm; z.B. heutiger Super plus Kraftstoff) betrieben.

Ruß und Partikel

Beim BDE-Motor kann es im Gegensatz zum herkömmlichen Ottomotor im Schichtladebetrieb zu erhöhter Partikelemission kommen. Dies tritt immer dann auf, wenn vor der Zündung eingebrachter Kraftstoff nicht rechtzeitig verdampfen kann und damit flüssige Kraftstoffteilchen während der Verbrennung vorliegen.

Wie beim Dieselmotor werden dabei die langkettigen HC-Moleküle unter Sauerstoffmangel nur in wasserstoffärmere HC-Strukturen thermisch gecrackt, was zur Rußentstehung führt.

Ruß kann in Verbindung mit angelagerten Kohlenwasserstoffen cancerogene Wirkung haben /24/.

3.2 Maßnahmen zur Rohemissionsverringerng bei Benzin-Direkteinspritzung (BDE)

In diesem Kapitel werden kurz allgemeine konstruktive Zusammenhänge dargestellt, mit denen die Rohemission eines Verbrennungsmotors mit Benzin-Direkteinspritzung verringert werden kann. Dabei müssen sowohl die Belange des Homogen- als auch des Schichtladebetriebs berücksichtigt werden.

Prinzipiell ist bei der konstruktiven Gestaltung des Brennraums darauf zu achten, daß es nicht zum „Flame-Quenching“ kommt. Daher ist auf eine möglichst kompakte Bauart der Brennräume zu achten, die zu einer geringen HC-Emission im Homogenbetrieb führt. Kleine Oberflächen/Volumenverhältnisse wirken sich positiv auf die HC-Emission aus, tragen jedoch - aufgrund einer durch die geringere spezifische Oberfläche verursachten erhöhten Verbrennungstemperatur - zu einer gesteigerten NO_x -Emission bei /24/. Wandgeführte Brennverfahren bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung sind jedoch gerade durch ihre zerklüfteten Brennräume charakterisiert, da

tiefe Mulden für eine zuverlässige Gemischführung zur Zündkerze im Schichtladebetrieb benötigt werden (siehe Kapitel 2).

Der gezielte Einsatz von Quetschflächen führt zu einer Steigerung der Turbulenz im Brennraum, die die Durchmischung der Zylinderladung fördert und hilft, die im Schmierfilm absorbierten HC wieder abzulösen. Die verbesserte Homogenisierung begünstigt eine vollständigere Verbrennung, wobei es zu einer Abnahme von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und CO, jedoch zu einer Erhöhung der NO_x-Emission kommt /24/. Quetschflächen können beim BDE-Motor im Schichtladebetrieb genutzt werden, um ein Überströmen der Gemischwolke aus der Mulde zu verhindern, indem eine Strömung in Richtung Mulde induziert wird.

Aus Verbrauchsgründen werden möglichst hohe Verdichtungsverhältnisse angestrebt. Das dabei entstehende größere Oberflächen/Volumenverhältnis des Brennraums führt zu einer ansteigenden HC-Emission, während die erhöhte Verbrennungstemperatur die NO_x-Emission ansteigen läßt /24/.

Um eine hohe spezifische Leistung zu erreichen, erfordert dies neben einem kompakten und wenig zerklüfteten Brennraum auch möglichst kurze Flammenwege, damit eine geringe Brenndauer (kein verschlepptes Brennende) mit geringem Wärmeverlust und damit hohem Wirkungsgrad erzielt wird. Dies wird durch eine zentrale Zündkerzenlage erfüllt, wobei mit einer Doppelzündung noch kürzere Flammenwege möglich sind /29/. Dies hat zusätzlich den Vorteil, daß das Gemisch sicherer entflammt wird. Um möglichst viel Frischgasmasse dem Zylinder zuführen zu können, sind große Ventilquerschnitte nötig. Die Vierventilanordnung mit zentraler Zündkerzenlage (Dachbrennraum) erfüllt dieses Kriterium sehr gut und hat sich daher bei leistungsstarken Motoren durchgesetzt. Mit einer Fünfventilanordnung könnte der Ventilquerschnitt zwar nochmals leicht vergrößert werden, jedoch ist diese Anordnung für BDE-Motoren ungünstig, da im Zylinderkopf kein Platz mehr für eine Positionierung des Injektors bleiben würde. Bei einer Vierventilanordnung ist es leicht möglich, den Injektor seitlich zwischen den Einlaßventilen zu plazieren (siehe Kapitel 2). Die hier beschriebenen Kriterien gelten im gleichen Maße für BDE-Motoren /30, 31/.

Hieraus ergibt sich, daß das Hub/Bohrungsverhältnis ebenfalls Einfluß auf die HC- und NO_x-Emissionen hat. Kurzhubige Motoren besitzen neben einem ungünstigen Oberflächen/Volumen-Verhältnis auch einen sehr flachen Brennraum. Die nicht von der Brennraumwand begrenzte freie Flammenfront (Reaktionszone) ist dann relativ klein, dagegen ist die von der verbrannten Zone erfaßte Brennraumoberfläche relativ groß. Aufgrund der damit verbundenen erhöhten Wandwärmeverluste ergibt sich eine langsamere Brenngeschwindigkeit, die bei den zusätzlich vorliegenden langen

Flammenwegen zu einer verschleppten Verbrennung führt. Hierdurch ergibt sich eine Erhöhung der HC-Emission und eine Reduzierung der NO_x-Emission.

Langhubige Motoren, deren Brennräume kompakter und wenig zerklüftet gestaltet sind, weisen ein höheres Potential hinsichtlich der Verbesserung des Verbrennungswirkungsgrads und der Absenkung der HC- und CO-Emissionen auf. Aus Untersuchungen von Gand und Bick /30, 31/ geht hervor, daß das Hubvolumen V_h ebenfalls einen Einfluß auf die HC-Emission hat. So sind die oben aufgezeigten Vorteile besonders bei V_h von 450-500 cm³ zu erwarten. Dieses Verhalten wurde jedoch nur bis $V_h=500$ cm³ untersucht.

Die Absenkung der CO₂-Emission wird ausschließlich über eine Verbesserung des Wirkungsgrads der Motoren erzielt. Im realen Fahrbetrieb sind die meisten Betriebspunkte Teillastbetriebspunkte, in denen der konventionelle Ottomotor gedrosselt betrieben wird, was relativ hohe Ladungswechselverluste und zusätzlich eine Verringerung der effektiven Verdichtung (Verdichtung beginnt bei Unterdruck) verursacht. Dies hat neben dem geringeren Verdichtungsdruck und der niedrigeren Verdichtungsendtemperatur, was sich negativ auf die Entflammung und die Schadstoffemissionen (nicht auf NO_x) auswirkt, auch eine generelle Verschlechterung des thermodynamischen Wirkungsgrads zur Folge /32/. Durch die BDE-Technologie erreicht man, daß das effektive Verdichtungsverhältnis auch beim Ottomotor in der Teillast vollständig genutzt werden kann, was im idealen Fall dem geometrischen Verdichtungsverhältnis entspricht. Gleichzeitig werden die Ladungswechselverluste minimiert. Die Wirkungsgradverbesserung unter Ausnutzung des Schichtladebetriebs und der damit einhergehenden CO₂-Reduktion hat jedoch erhöhte CO-, HC- und NO_x-Emissionen gegenüber dem Homogenbetrieb zur Folge. Die erhöhte Prozeßtemperatur in der Verbrennungszone ist für die NO_x-Emission verantwortlich und kann nur mittels interner beziehungsweise externer AGR direkt reduziert werden. Die im Schichtladebetrieb begrenzte Kraftstoffaufbereitungszeit und die problematische Ladungsschichtung mit daraus resultierenden Nachteilen im Verbrennungsablauf sind verantwortlich für die erhöhten CO- und HC-Werte. Daher muß erreicht werden, daß die Verbrennung möglichst schnell und vollständig in der Gemischwolke abläuft und damit eine Expansion der Verbrennungsgase weitestgehend vermieden werden kann. Aus diesem Grund werden im Schichtladebetrieb sehr frühe Zündzeitpunkte gewählt, damit das Gemisch im Bereich um OT, also bei konstantem Volumen, verbrannt wird. Setzt die Verbrennung erst später ein, führt die Kolbenbewegung zu einer Expansion und damit einer Abmagerung der Gemischwolke. Gelingt es nicht, diese schnell und vollständig zu durchbrennen, erfolgt speziell in den zuletzt von der Flamme erfaßten Randbereichen eine weitere Abmagerung, die wiederum zu einer Verlangsamung der Verbrennung und im ungünstigsten Fall zu einem Erlöschen der Flamme führt, bevor der Kraftstoff vollständig verbrannt ist. Die Folge ist eine erhöhte CO- und HC-Emission. Dieses

hier beschriebene Phänomen gilt sowohl für wand- als auch für strahlgeführte Brennverfahren mit Benzin-Direkteinspritzung.

4. Grundlegende Überlegungen zu einem Brennverfahren für einen aufgeladenen Motor mit Benzin-Direkteinspritzung

Um erfolgreich ein Brennverfahren mit Benzin-Direkteinspritzung für aufgeladene Ottomotoren zu realisieren, muß es gelingen, die Zylinderinnenströmung, die Brennraumgestalt und das Einspritzsystem optimal aufeinander abzustimmen. Der Zielkonflikt bei dieser Aufgabe besteht darin, daß neben einem aussetzerfreien Schichtladebetrieb gleichzeitig der Brennraum so gestaltet werden muß, daß in der Vollast keine Nachteile, wie zum Beispiel eine ungünstige frühe Klopfbegrenzung, auftreten. Sowohl im Schichtladebetrieb als auch in der Vollast hat die Zylinderinnenströmung erheblichen Einfluß auf den Ablauf der Gemischbildung. Wie sich der Kraftstoff verteilt und wie gut die Sprayqualität ist, wird vom Einspritzsystem bestimmt. In diesem Kapitel wird auf die Erzeugung und auf die Eigenschaften der Drall- und Tumbleströmung sowie auf Fragestellungen zur Einspritzstrategie eingegangen.

Gestaltung der Einlaßkanalgeometrie und Zylinderinnenströmung

Mit der Einlaßkanalgestaltung und der Ventilposition soll die Zylinderinnenströmung und Turbulenz so generiert werden, daß ein möglichst gut aufbereitetes Gemisch entsteht. Im Schichtladebetrieb darf die Gemischwolke nicht verweht werden, gleichzeitig sollte aber in ihr der Kraftstoff möglichst vollständig verdampft und gleichmäßig verteilt sein, damit keine zu fetten beziehungsweise zu mageren Bereiche entstehen.

Die laminare Brenngeschwindigkeit (ca. 4-6 m/s) hängt vor allem von der Temperatur und dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis ab und ist nicht groß genug, um das Gemisch im Brennraum in der zur Verfügung stehenden Zeit vollständig zu verbrennen. Speziell im Bereich maximaler Kolbengeschwindigkeit kann die Flamme in der Expansionsphase dem Kolben nicht mehr folgen. Daher ist eine entsprechende Turbulenz notwendig, die die Flammengeschwindigkeit erhöht. Mit Hilfe der Ladungsbewegung und der daraus resultierenden Turbulenz im Brennraum wird die Oberfläche der Flamme vergrößert. Der Quotient aus turbulenter und laminarer Brenngeschwindigkeit ist die Flammenfrontfaltung /33, 34/, welche die Vervielfachung der angenommenen sphärischen Flammenfrontoberfläche beschreibt /35/. Der Einfluß der Turbulenz auf die Brenngeschwindigkeit ist linear /36/.

Mit Turbulenz generierenden Maßnahmen lassen sich neben HC- und CO-Reduktion auch die Magerlaufeigenschaften eines Motors verbessern. Im Schichtladebetrieb kann je nach Brennverfahren (siehe Kapitel 2.2) eine zu hohe Turbulenz und eine zu starke Ladungsbewegung die Gemischwolke verwehen und damit die Gemischschichtung an der Zündkerze stören.

Um bei Vierventilmotoren die Einlaßströmungsgeschwindigkeit beziehungsweise die Turbulenz im Brennraum zu erhöhen, werden Drall- und Tumblekonzepte [37] angewandt, die im Folgenden beschrieben werden.

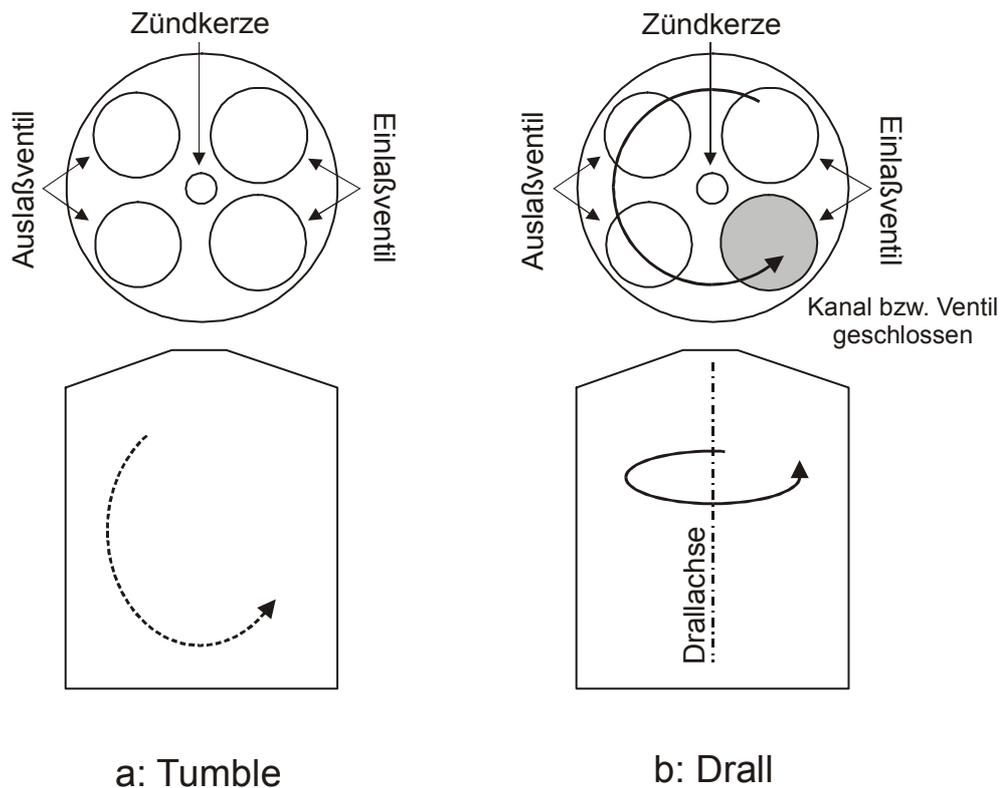


Abb. 4.1: Tumble- und Drallgenerierung bei Vierventilmotoren

Drallkonzept

Drall ist eine horizontale, sich um die Mittelachse eines Zylinders drehende Strömung. Die Strömung bildet sich großflächig aus und ist über den gesamten Ansaug- und Kompressionshub bis zum Zündzeitpunkt und darüber hinaus vorhanden. Die Drallströmung verlangsamt sich über den Kompressionshub nur gering und kann daher als robust bezeichnet werden [33]. Diese Robustheit bringt Vorteile in der Gemischführung bei wandgeführten Verfahren im Schichtladebetrieb, da der Drall gut über Drallklappen eingestellt werden kann.

Wie stark sich eine Drallströmung ausbildet, wird über die Drallzahl Drz_{UT} definiert. Ermittelt wird diese Kennzahl im Strömungslabor. Hierzu werden Flügelradanemometer im Zylinder in Strömungsrichtung ausgerichtet. In dieser Arbeit wird die Drallströmung im unteren Totpunkt (UT) des Kolbens gemessen. Die Drallzahl stellt das Verhältnis aus der Drehwinkelgeschwindigkeit des Flügelradanemometers, aufgeprägt durch die Zylinderinnenströmung im Brennraum, zu der Winkelgeschwindigkeit des Motors dar /37/.

$$Drz_{UT} = \frac{\omega_{Drall}}{\omega_{Motor}} \quad (4.1)$$

Darin sind:

Drz_{UT}	Drallzahl
ω_{Drall}	Winkelgeschwindigkeit Flügelradanemometer
ω_{Motor}	Winkelgeschwindigkeit Motor

Übliche Werte für Drz_{UT} liegen zwischen 0,5 und 2,5, wobei die Drallzahl von den Motorenherstellern mittels individueller Meßaufbauten ermittelt wird. Die generierte Drallgeschwindigkeit hängt von der Einströmgeschwindigkeit der Luft ab, die annähernd proportional der Motordrehzahl ist. Daher wird die zugrundeliegende Motordrehzahl zur Bestimmung der Drallzahl dem jeweiligen Massenstrom zugeordnet und ist daher nicht allgemein definiert.

Beim Vierventilmotor lassen sich unterschiedliche Drallkonzepte verwirklichen. So kann Drall bei einem gemeinsamen Saugkanal vor den Einlaßventilen durch Stilllegen eines Ventils und bei getrennten Kanälen in einer weiteren Variante durch Drallklappen erzeugt werden.

Damit keine Nachteile in der Füllung des Motors auftreten, sollte jedoch bei hohen Lasten und Drehzahlen keine Kanalabschaltung erfolgen. Läßt sich die Drallklappe kontinuierlich verstellen, kann je nach Drehzahl und Last ein Optimum an Drallintensität und Füllung eingestellt werden. Wird nur über einen Kanal angesaugt, erhöht sich die Einströmgeschwindigkeit deutlich und erzeugt die notwendige Drallströmung im Brennraum. Das Unternehmen AVL GmbH Graz schlägt eine Kombination aus Füllungs- (optimiert auf möglichst verlustfreies Ansaugen) und Drallkanal (Kanalform generiert Drallströmung) vor /24/. Der Füllungskanal wird hier mittels einer Drallklappe geschlossen. Die Ausbildung eines Kanals als Drallkanal stabilisiert die entstehende Drallströmung und richtet die Drallachse senkrecht im Brennraum aus (siehe Abbildung 4.1 b). Werden beide Kanäle als Füllungs- oder Tumblekanäle ausgebildet, kommt es zu einer Überlagerung der Drallströmung mit einer Tumblekomponente. Dies hat zur Folge, daß sich die Drallachse leicht in Richtung der Tumbleströmung geneigt ausbildet. Im Homogenbetrieb hat dies keine Auswirkungen, aber im Schichtladebetrieb kann dies zu Problemen in der Gemisch-

führung bei einem wandgeführten Verfahren führen. Sind beide Kanäle offen, wird der Einlaßströmung immer noch eine leichte Drallkomponente aufgeprägt. Die makroskopisch gerichtete und ohne größere Turbulenzen ausgebildete Drallströmung hat jedoch den Nachteil, daß zu fette Gemischbereiche im Brennraum mit der Strömung transportiert werden, deren Auflösung oder die Homogenisierung des Gemisches jedoch nicht immer erreicht werden kann.

Drallkonzepte führen vor allem bei wandgeführten Brennverfahren zu ausreichend guter Gemischbildung im Schichtladebetrieb. Wie bereits berichtet, lassen deren zerklüftete Brennräume, besonders bei aufgeladenen Motoren, Nachteile im Vollastbetrieb erwarten (siehe Kapitel 3). Es ist daher vorhersehbar, daß Drallkonzepte für einen aufgeladenen BDE-Motor eine eher ungünstige Konfiguration darstellen. Das in dieser Arbeit vorgestellte Konzept verzichtet daher bewußt auf eine Drallströmung zur Gemischaufbereitung sowie auf tiefe Mulden, um möglichst gute Voraussetzungen für den aufgeladenen Vollastbetrieb zu schaffen.

Tumblekonzept

Vierventilmotoren bilden aufgrund ihrer meist symmetrischen Kanal- und Ventilanordnung automatisch einen Tumble aus, d. h. eine Strömung, die sich um die Zylinderquerachse ausbildet (siehe Abbildung 4.1a). Die Stärke der Tumbleströmung wird über die Gestaltung der Einlaßkanäle gesteuert. Die Strömung reagiert sehr empfindlich auf geringste Änderungen im Ansaugkanal, und es ist in der Serienfertigung mit ihren unvermeidlichen Toleranzen äußerst schwierig, für jeden Motor die exakt gleiche Tumbleströmung darzustellen. Drallströmungen werden dadurch deutlich weniger beeinflusst. Tumblebleche variieren je nach Betriebspunkt die notwendige Stärke und Intensität des Tumbles (siehe Kapitel 2.2: Volkswagen AG). Diese Tumbleströmung kann durch entsprechende Kolbenformen auch zur Gemischführung im Schichtladebetrieb genutzt werden.

Charakterisierende Größe ist die Tumblezahl Tz_{UT} , die ebenfalls in einem Durchflußprüfstand ermittelt wird. Dazu wird die Tangentialgeschwindigkeit (v_t) der Zylinderladung mit Hilfe von Flügelradanemometern bestimmt und wie folgt berechnet /38/.

$$v_t = 2 \cdot \pi \cdot n_{Flr} \cdot r_{Flr} \quad (4.2)$$

mit v_t Tangentialgeschwindigkeit
 n_{Flr} Flügelradrehzahl
 r_{Flr} Flügelradradius

Die Axialgeschwindigkeit im Zylinder berechnet sich nach Gleichung (4.3).

$$v_a = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_{\text{Zylinder}}^2 \cdot \rho_{\text{Zylinder}}} \quad (4.3)$$

mit	v_a	Axialgeschwindigkeit im Zylinder
	\dot{m}	Massenstrom in den Zylinder
	D_{Zylinder}	Zylinderdurchmesser
	ρ_{Zylinder}	Dichte der Luft im Zylinder

Die Tumblezahl ergibt sich damit aus dem Quotienten von Tangentialgeschwindigkeit und Axialgeschwindigkeit.

$$Tz_{UT} = \frac{v_t}{v_a} \quad (4.4)$$

Eine wesentliche Eigenschaft der Tumbleströmung ist ihre deutliche Abschwächung während des Kompressionshubs. Dabei wandelt sich die Drehenergie stetig in turbulente Energie um. Der zunächst großvolumige makroskopische Wirbel wandelt sich zunehmend in kleine feinballige Wirbel (feinballige Turbulenz) um und löst sich gegen Ende der Kompression sogar fast völlig auf. Dadurch wird im Brennraum eine ungerichtete turbulente Strömung generiert. Die entstandene feinballige Turbulenz löst auch fette beziehungsweise schlecht homogenisierte Gemischbereiche auf und begünstigt die Flammenfrontfaltung, da sich nicht das gesamte Gemischvolumen im Brennraum gleichgerichtet bewegt. Durch die Vielzahl von kleinen Wirbeln wird der Gemischtransport in die Flammenfront verbessert.

Für aufgeladene Ottomotoren, insbesondere für BDE-Motoren, ist eine schnelle und gute Homogenisierung des eingespritzten Kraftstoffs Grundvoraussetzung für eine vollständige Verbrennung. Zusätzlich muß die Verbrennung mittels turbulenzgenerierenden Maßnahmen unterstützt werden, um ein schnelles und vollständiges Durchbrennen zu erreichen. Die Eigenschaften von Tumblekonzepten erfüllen offensichtlich obige Forderungen für einen aufgeladenen BDE-Motor besser als Drallkonzepte und werden daher bei der Konstruktion des Versuchsmotors berücksichtigt.

Benzin-Direkteinspritzung

Bei modernen Common-Rail Benzin-Direkteinspritz-Systemen können der Kraftstoffdruck und die Einspritzzeit in weiten Bereichen variiert werden, wogegen die „klassische“ Kanal- beziehungsweise Saugrohreinspritzung nur eine Variation im Vorlagerungswinkel zuläßt. Abbildung 4.2 zeigt die prinzipiell möglichen Zuordnungen der Einspritzzeit beider Einspritzsysteme.

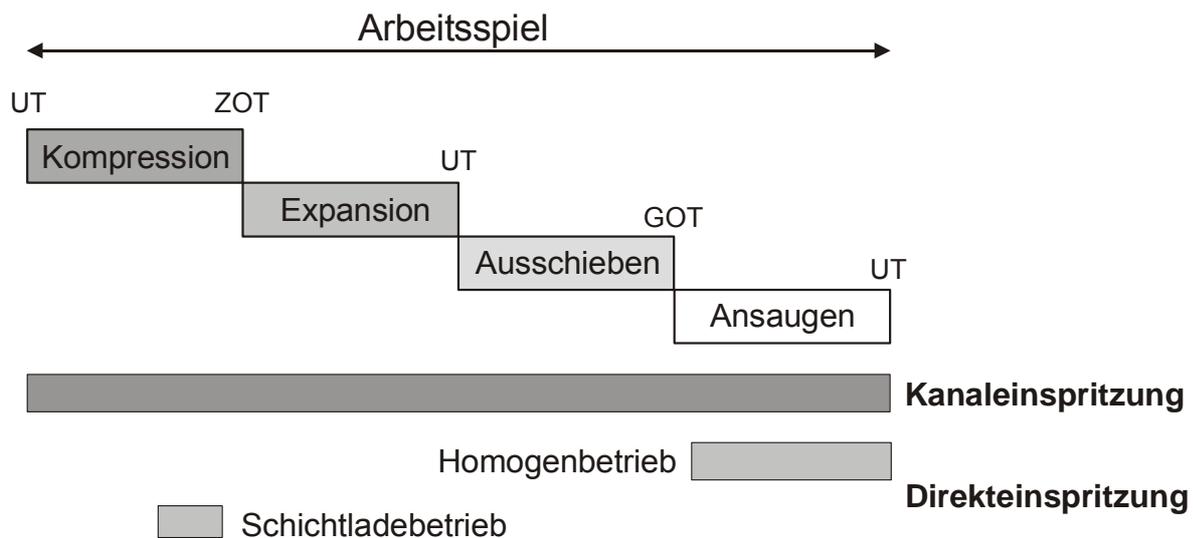


Abb. 4.2: Vergleich der Einspritzzeiten bei Kanal- und Direkteinspritzung

Im Extremfall kann bei Kanaleinspritzung das komplette Arbeitsspiel für den Einspritzvorgang genutzt werden, was nur bei großen Vollastmengen und hohen Drehzahlen vorkommt. Kleinere Kraftstoffmengen werden komplett im Ansaugkanal vorgelagert oder saugsynchron eingespritzt; auch Kombinationen sind möglich.

Die zur Verfügung stehenden Zeitintervalle für die direkte Einspritzung des Kraftstoffs in den Brennraum sind dagegen deutlich kürzer. Im Schichtladebetrieb wird der Kraftstoff erst in der Kompressionsphase eingespritzt, im Homogenbetrieb läßt sich nicht der komplette Ansaughub ausnutzen. Wird zu früh eingespritzt und gleichzeitig mit großen Ventilüberschneidungen gearbeitet, kann es zum direkten Kraftstofftransport in den Auslaßkanal kommen. Ferner besteht die Gefahr, daß nennenswerte Mengen

an Kraftstoff auf den Kolbenboden gespritzt werden, was zu unnötiger HC-Emission führt.

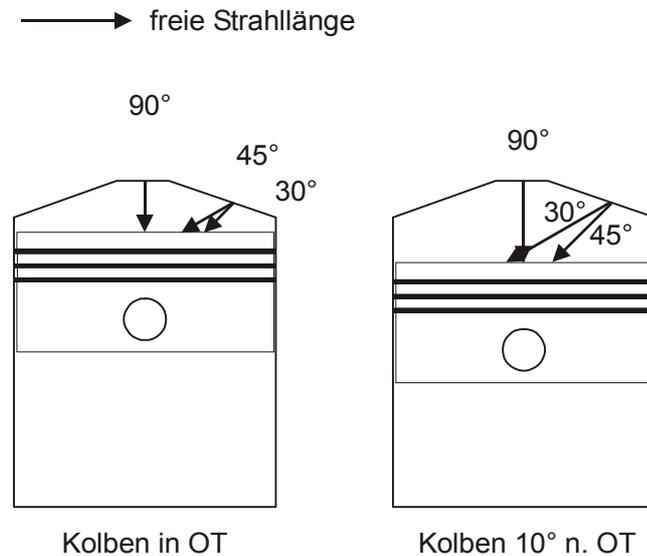


Abb. 4.3: Einfluß der Injektorlage auf die freie Strahllänge

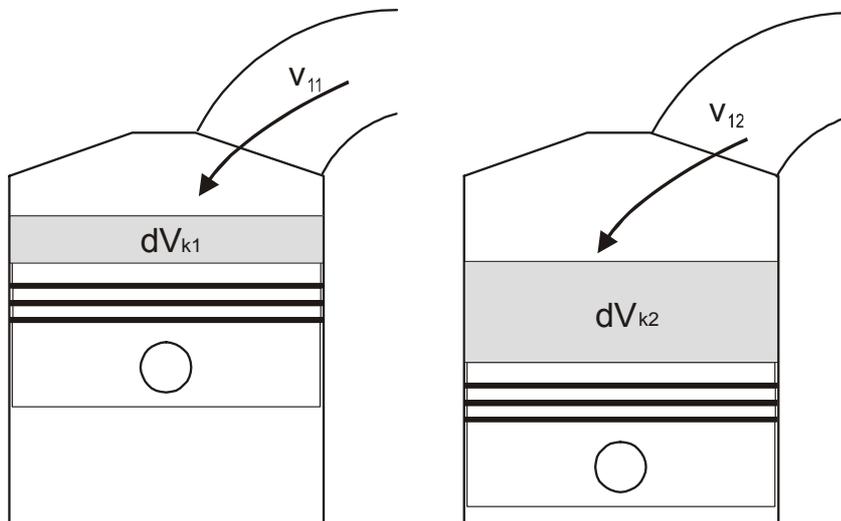
Die freie Strahllänge - d. h. der Abstand von der Düse zur Brennraumwand beziehungsweise zur Kolbenoberfläche - ist wesentlich von der Einbaulage des Injektors und dessen Spritzrichtung abhängig. Gegenüber einer zentralen Injektorlage und einer seitlichen Injektorlage mit 45° Strahlwinkel hat eine seitliche Lage mit 30° Spritzwinkel eine deutlich längere freie Strahllänge, insbesondere wenn der Spritzbeginn später als 10°KW nach dem Gaswechsel-OT (GOT) liegt.

Große freie Strahllängen sind für die Vollast besonders wichtig, da hier große Kraftstoffmengen eingespritzt werden, die mögliche Einspritzzeit aber durch das Ende der Ansaugphase begrenzt ist. Die Einspritzung sollte aus Emissionsgründen frühestens 10°KW n. OT beginnen (Start Of Injection-SOI) und spätestens am unteren Totpunkt beendet sein (End of Injection-EOI), weil einerseits die verbleibende Aufbereitungszeit für den am Schluß eingespritzten Kraftstoff bei Erreichen des Zündzeitpunkts (ZZP) zu kurz wird und andererseits die Strömungsunterstützung für die Kraftstoffaufbereitung nach UT fehlt. Bei sehr kleinen Tröpfchengrößen kann das Einspritzende auch etwas nach später verschoben werden. Für große Kraftstoffmengen ergibt sich damit ein Einspritzfenster von etwa 10° nach GOT bis UT, was einem Kurbelwinkelbereich (ΔKW) von 170 Grad entspricht. Für Vollast sollte der Einspritzbeginn allerdings so früh wie möglich gewählt werden.

Im Homogenbetrieb bei Teillast muß für das Einspritzintervall der richtige Kompromiß aus Verweildauer des Kraftstoffs im Brennraum und Verteilung des Kraftstoffs durch die Einlaßströmung gefunden werden. Eine sehr frühe Einspritzung findet in einem Zeitfenster mit geringer Kolbenbewegung statt und führt möglicherweise zu sehr inhomogener Gemischverteilung im Brennraum. Bei Einspritzung des Kraftstoffs während der Zeit mit sehr hoher Kolbengeschwindigkeit (v_k) führt die gleich lange Einspritzdauer zu einer Kraftstoffverteilung in einem deutlich größeren Volumen, wie Abbildung 4.4 zeigt.

Unter Annahme einer reibungsfreien und inkompressiblen Strömung ($\rho = \text{konst.}$) ist der Volumenstrom im Zylinder gleich dem in den Saugkanälen.

Vergleich des angesaugten Volumens bei gleicher Einspritzdauer; aber unterschiedlicher Kurbelwinkellage des Spritzbeginns.



$$dV_{k1} < dV_{k2}$$

$$v_{11} \ll v_{12}$$

Abb. 4.4: Einfluß der Lage des Einspritzintervalls auf die Kraftstoffverteilung

dV angesaugtes Volumen

v_1 Einströmgeschwindigkeit

Dieser Zusammenhang ist durch die Kontinuitätsgleichung (Gl. 4.5) definiert.

$$d\dot{V} = v \cdot dA = \text{const.} \quad (4.5)$$

Hierin sind

$d\dot{V}$ Volumenstrom

v Einströmgeschwindigkeit

dA Querschnittsänderung.

Führt man weiterhin die Größen

$d\dot{V}_1$	Volumenstrom im Ansaugkanal
$d\dot{V}_2$	Volumenstrom im Zylinder
A_1	Querschnittsfläche im Ansaugkanal
A_2	Zylinderbohrung
v_1	Strömungsgeschwindigkeit im Ansaugkanal
v_2	Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder

ein und nimmt beispielhaft an, daß der Ansaugkanalquerschnitt in der Summe $1/3$ des Zylinderquerschnitts ist, so kann man

$$A_2 = 3 \cdot A_1 \quad (4.6)$$

setzen.

Es gilt
$$d\dot{V}_1 = d\dot{V}_2 \quad (4.7)$$

$$v_1 \cdot dA_1 = v_2 \cdot dA_2 \quad (4.8)$$

und mit (4.6) ergibt sich

$$v_1 = 3 \cdot v_2 \quad (4.9).$$

Mit diesen Annahmen ergibt sich, daß die Einströmgeschwindigkeit im Ansaugkanal (v_1) das Dreifache der Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder (v_2) ist. Für die reibungsfreie, inkompressible Strömung ist v_2 gleich der jeweiligen aktuellen Kolbengeschwindigkeit.

Nimmt man weiter an, daß die in den Brennraum eingebrachten Kraftstofftröpfchen direkt von der Einlaßströmung mittransportiert werden und sich homogen im angesaugten Volumen verteilen, ergibt sich für die Ausdehnung der Gemischwolke folgender integrale Zusammenhang von SOI bis EOI.

$$s_E = \int_{t_{SOI}}^{t_{EOI}} 3 \cdot v_2(t) dt \quad (4.10)$$

Für eine Motordrehzahl von 3000 1/min, einen Hub von 85 mm, eine Pleullänge von 149 mm und eine Einspritzdauer von 1,5 ms ergeben sich für SOI=10°KW n.OT beziehungsweise SOI=64°KW n.OT (Bereich der größten Kolbengeschwindigkeit) die folgenden theoretischen längenmäßigen Ausdehnungen für die Gemischwolke:

SOI [°KW n.OT]	s_E [cm]
10	29
64	60

Tabelle 4.1: Ausdehnung der Gemischwolke bei unterschiedlichen SOI

In Realität ist der Ansaugvorgang jedoch ein stark instationärer und dynamischer Vorgang, und auch der Einspritzstrahl hat, abhängig vom gewählten Einspritzsystem, einen nicht zu vernachlässigenden Impuls. Die sich daraus real ergebende Eindringtiefe des Kraftstoffstrahls legt den frühest möglichen Einspritzbeginn fest. Für jede Drehzahl-Last-Kombination muß daher ein Kompromiß von Einspritzbeginn und -dauer gefunden werden, der eine möglichst effiziente Ausnutzung des Kraftstoffs bei gleichzeitig minimalen Schadstoffemissionen zuläßt. Aus der vereinfachten Rechnung ist zu schließen, daß sich die optimale Lage des Einspritzintervalls im Bereich höchster Kolbengeschwindigkeit befindet.

Erschwerend kommt die notwendige Mengenspreizung, die ein Einspritzsystem zuverlässig realisieren muß, hinzu. Für die Vollast ergibt sich wie oben ausgeführt ein maximales Einspritzintervall von 10°KW n. GOT bis UT. In Tabelle 4.2 sind die sich hieraus ergebenden maximalen Einspritzzeiten (t_i) für verschiedene Motordrehzahlen (n) aufgeführt.

Für eine festgelegte Einspritzdauer in [°KW] berechnet sich die Einspritzzeit in [ms] wie folgt:

$$t_i = \frac{\Delta KW \cdot 1000}{6 \cdot n} \quad (4.11)$$

n [1/min]	t _i [ms]
1000	28.33
2000	14.17
4000	7,08
6000	4.72

Tabelle 4.2: Einspritzzeiten für ein Einspritzintervall von 170°KW bei unterschiedlichen Motordrehzahlen

Aufgeladene Motoren mit einem Einzelzylinder-Hubvolumen von $V_h=450 \text{ cm}^3$, die mittlere indizierte Drücke (p_{mi}) von 18 bar und mehr erreichen, erfordern Einspritzmengen von mehr als 60 mg pro Arbeitsspiel (Asp). Um solche Mengen innerhalb von 4,7 ms einzuspritzen, sind Injektoren mit hohem Kraftstoffdurchfluß notwendig.

In Teillast- und schubnahen Betriebsbereichen können die einzuspritzenden Kraftstoffmengen dagegen sehr klein sein, und es muß hier sowohl Homogen- als auch Schichtladebetrieb berücksichtigt werden, wobei die minimale Kraftstoffmasse etwa 4 mg/Asp beträgt. Diese Mengenspreizung von 4-60 mg/Asp fordert vom Einspritzsystem größt mögliche Genauigkeit in der Kraftstoffzumessung. Insbesondere für Kleinstmengen ist ein Injektor mit geringem Durchfluß vorteilhaft, damit die minimal zulässige Öffnungszeit des Injektors nicht unterschritten wird beziehungsweise der Einspritzdruck nicht zu weit abgesenkt werden muß. Allerdings darf die Einspritzzeit bei Vollast mit hohen Drehzahlen dadurch nicht unzulässig lang werden.

Für die Auslegung von BDE-Einspritzsystemen ergibt sich somit ein Zielkonflikt zwischen größten und kleinsten Einspritzmengen in vorgegebener Zeit und notwendigem Kraftstoffdruck.

Die in Kapitel 3 und 4 diskutierten Randbedingungen werden bei der konzeptionellen Auslegung des Versuchsträgers berücksichtigt. Als maximaler Hubraum werden 450 cm^3 vorgesehen, mit etwa quadratischem Hub/Bohrungsverhältnis. Das Brennverfahren wird als Tumbleverfahren ausgelegt, da hiermit eine bessere Gemischaufbereitung im Vollastbetrieb zu erwarten ist, und außerdem kann auf den Einsatz einer Drallklappe verzichtet werden. Die Kolbenmulde wird möglichst flach ausgeführt, um eine unnötige Zerklüftung des Brennraums mit Nachteilen hinsichtlich

Klopfneigung und schädlichen Abgasemissionen zu vermeiden. Ebenso wird eine zentrale Zündkerzenposition vorgesehen, die eine seitliche und flache Injektorlage ermöglicht und damit stets eine große freie Strahllänge garantiert. Die Kolbenform wird auf die Strahleigenschaften der beiden zu untersuchenden Einspritzsysteme - ein luftunterstütztes Einspritzsystem (LUE) und ein Hochdruckeinspritzsystem (HDE) - abgestimmt. Das LUE arbeitet mit dem relativ niedrigem Einspritzdruck von 6,5 bar über Umgebungsdruck. Aufgrund des niedrigen Systemdrucks sind lange Einspritzzeiten mit den beschriebenen Nachteilen in der Gemischbildung erforderlich, wobei die sehr gute Sprayqualität dieser Systeme diesen Mangel weitestgehend ausgleicht.

Wie bereits beschrieben und in Abbildung 4.5 dargestellt, haben LUE-Injektoren große Strahleindringtiefen und eignen sich daher besonders für wandgeführte Verfahren, die das Spray im Schichtladebetrieb als kompakte Gemischwolke zur Zündkerze hin transportieren. Aufgrund der guten Sprayqualität sind auch mit diesem Konzept gute Emissions- und Verbrauchswerte zu erwarten. HDE-Injektoren mit den deutlich geringeren Strahleindringtiefen eignen sich dagegen besser für luftgeführte Brennverfahren. Somit erscheint es realistisch, daß allein durch die Ausnutzung der Zylinderinnenströmung die Gemischwolke im Schichtladebetrieb zur Zündkerze transportiert werden kann. Abbildung 4.5 zeigt prinzipiell beide Brennverfahren im Schichtladebetrieb.

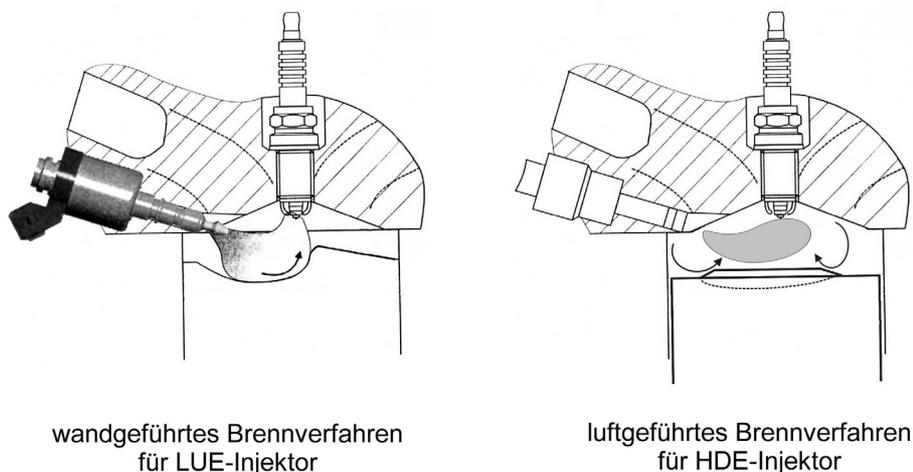


Abb. 4.5: Brennverfahren für LUE- und HDE-Injektor

Der Nachteil schlechter Sprayqualität im Vergleich zu LUE-Systemen kann durch kurze Einspritzzeiten der HDE-Systeme in der Vollast zumindest teilweise aufgehoben werden. In wie weit dies beim ausgeführten Versuchsträger zutrifft, zeigen die Versuchsergebnisse, die in Kapitel 6 diskutiert werden.

5. Versuchsträger und Vorgehensweise

Die in Kapitel 4 vorgestellten Brennverfahren werden am 1-Zylinderaggregat untersucht. Dabei soll nachgewiesen werden, ob sich damit in der Praxis sowohl im Homogenbetrieb als auch im Schichtladebetrieb sehr gutes Verhalten hinsichtlich Leistung, Drehmoment, spezifischem Verbrauch und Emissionswerten realisieren lässt. Hierzu werden zwei 1-Zylinderaggregate konstruiert, an denen die Untersuchungen für das luftunterstützte und für das Hochdruckeinspritzsystem durchgeführt werden.

Beide Brennverfahren müssen die nachfolgenden Forderungen erfüllen:

Vollast: Schwärzungszahl nach Bosch (SZ) <1 , bei $p_{mi} < 16$ bar

Minimal zu erreichender Mitteldruck p_{mi} :

n [1/min]	p_{mi} [bar]
2000	17,1
4000	19,4

Tabelle 5.1: minimales p_{mi} bei Vollast, $\lambda=0,9$

Teillast:

n [1/min]	p_{mi} [bar]	b_{i_strat} [g/kWh]	b_{i_hom} [g/kWh]	HC_{i_strat} [g/kWh]	SZ strat.
1000	4	230	278	15	$<0,25$
2000	2	262	330	25	$<0,1$
2000	3	228	284	13	$<0,1$
3000	4	225	265	13	$<0,4$

Tabelle 5.2: Teillastforderungen

mit den Abkürzungen:

p_{mi}	mittlerer indizierter Druck
b_i	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
$_{hom}$	Homogenbetrieb
$_{strat}$	Schichtladebetrieb
HC_i	indizierte Kohlenwasserstoffemission
SZ	Schwärzungszahl nach Bosch

Für NO_x werden keine Zielwerte festgelegt, da die NO_x -reduzierende Wirkung der Abgasrückführung bekannt ist und in dieser Arbeit nicht weiter untersucht wird.

5.1 Versuchsträger

Konstruktive Forderungen an das 1-Zylinderaggregat:

- Vierventilkonzept
- zentrale Funkenlage
- kompakter, wenig zerklüfteter Brennraum
- Tumblekonzept (Tumblezahl $T_{ZUT}=1,7$ oder höher)
- möglichst hohes Verdichtungsverhältnis
LUE: $\epsilon=9,5$; HDE: $\epsilon=10$
- quadratisch bis leicht langhubiges Hub/Bohrungs-Verhältnis
Bohrung=82 mm; Hub=85 mm
- kleines Hubvolumen
 $V_H=450 \text{ cm}^3$

Das Brennverfahren mit LUE-System wird im Gegensatz zu bisher bekannten wandgeführten Verfahren mit einer flachen Mulde ausgeführt, während für das HDE-System ein neues Brennverfahren entwickelt werden soll, welches insbesondere die Tumbleströmung zur Gemischaufbereitung und -führung ausnutzt. Nachfolgend wird dies als TSDI (Tumble Supported Direct Injection) bezeichnet.

Abbildung 5.1 zeigt das 1-Zylinderversuchsaggregat für das HDE-System mit dem zwischen den Einlaßventilen angeordneten Injektor, der zur Kopfebene 35° geneigt ist. Die Konstruktion des Aggregates für das LUE-System ist bis auf das Einspritzsystem mit diesem identisch, jedoch wurde hier zusätzlich eine Variante mit 30° Injektorneigungswinkel untersucht.

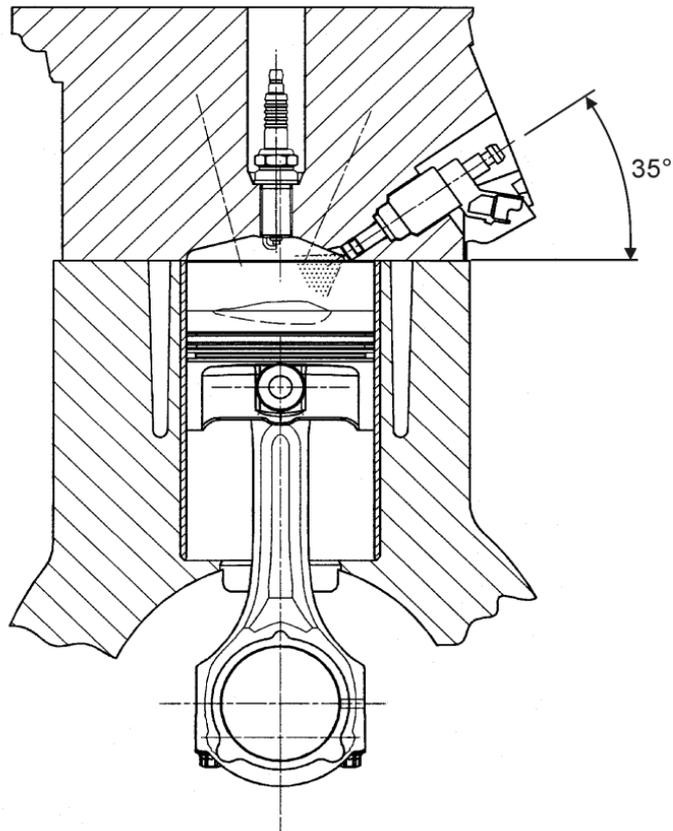


Abb. 5.1: Aggregat mit 35° Injektorneigung und Hochdruckeinspritzsystem

Abbildung 5.2 zeigt die Seitenansicht des Zylinderkopfes; Abbildung 5.3 die Unteransicht. Der Zylinderkopf ist als 4-Ventil-Kopf mit zentraler Zündkerzenlage und Dachbrennraum ausgeführt. Um ausreichend Platz für den Injektor und die Ansaugkanäle zu schaffen, ist der Winkel der Einlaßventilachse etwas größer als der Winkel der Auslaßventilachse.

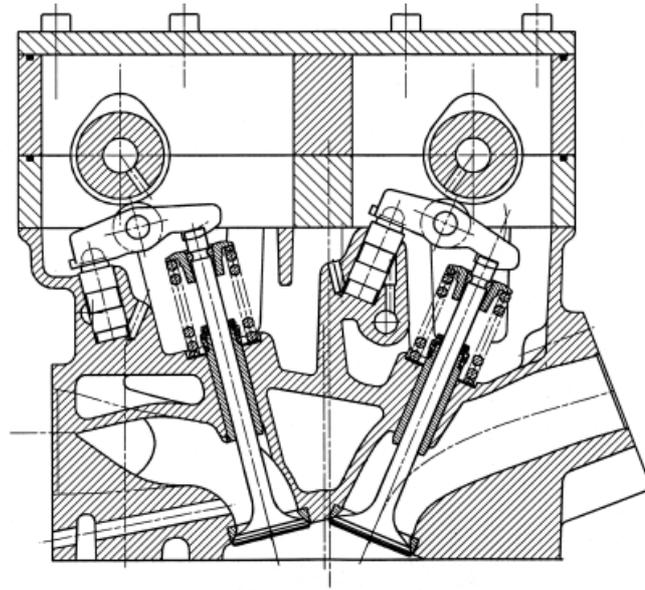


Abb. 5.2: Zylinderkopf – Ventil- und Kanalanordnung

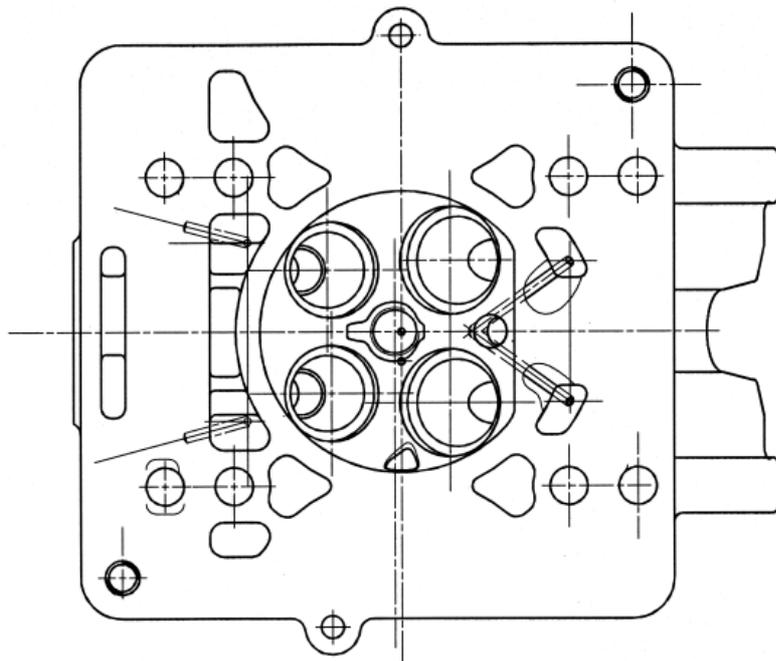


Abb. 5.3: Zylinderkopf – Unteransicht

In Abbildung 5.4 sind die Gaswechselorgane und die beiden untersuchten Kolbenformen für das Brennverfahren mit dem LUE-System als Flächenmodell dargestellt. Kolben L1 hat eine flache Mulde, die 6 mm hinter der Zündkerze endet, und mit deren Geometrie die Gemischwolke im Schichtladebetrieb zur Zündkerze

transportiert werden soll. Bei Kolben L2 wurde die Mulde etwas verbreitert, der seitliche Muldenrand erhöht und der hintere Muldenrand näher zur Zündkerze hin positioniert. Die seitliche Erhöhung der Mulde soll im Schichtladebetrieb einen seitlichen Übertritt von Gemisch aus der Mulde verhindern und die auslaßseitige Muldenwand einen weiter verbesserten Gemischtransport zur Zündkerze realisieren.

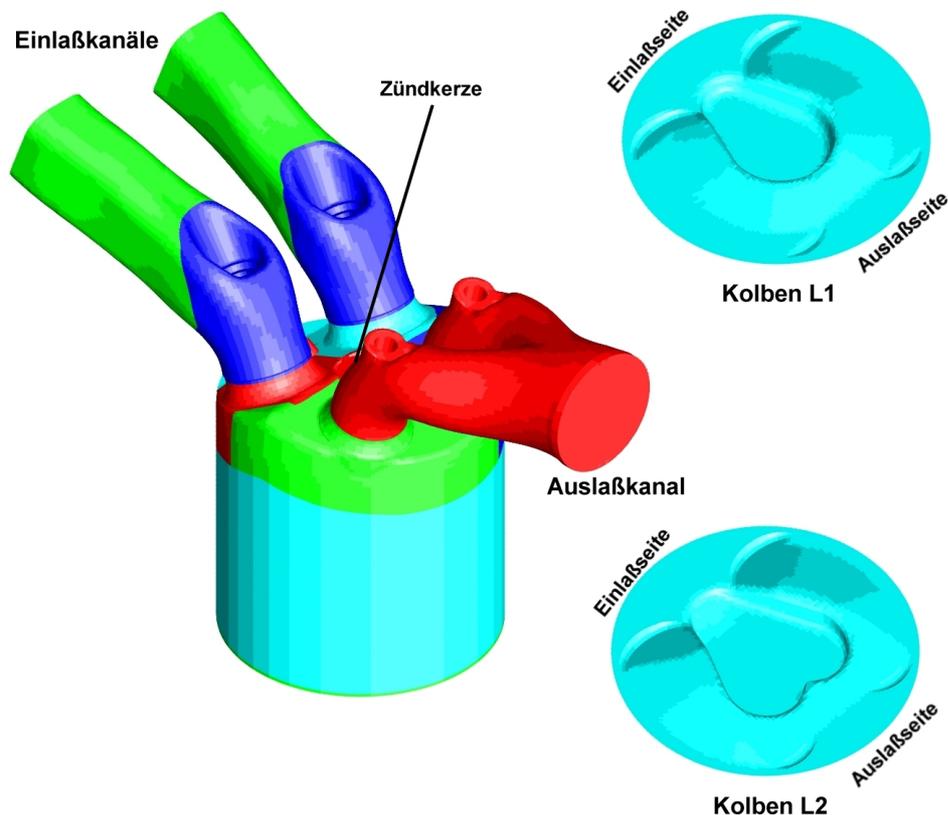


Abb. 5.4: Gaswechselorgane und Kolben für LUE-System

In Abbildung 5.5 ist der Kolben für das TSDI-Brennverfahren mit HDE-System dargestellt. Die Mulde ist so gestaltet, daß im Schichtlade- und im Homogenbetrieb möglichst kein Kraftstoffauftrag während der Einspritzung an die Brennraumwände erfolgt. Daher befindet sich der tiefste Muldenbereich unter dem Injektor. Im Schichtladebetrieb soll der seitliche Muldenrand die Expansion der Gemischwolke infolge der Verbrennung behindern und so ein vollständiges mit geringer HC-Emission verbundenes Durchbrennen der Gemischwolke unterstützen.

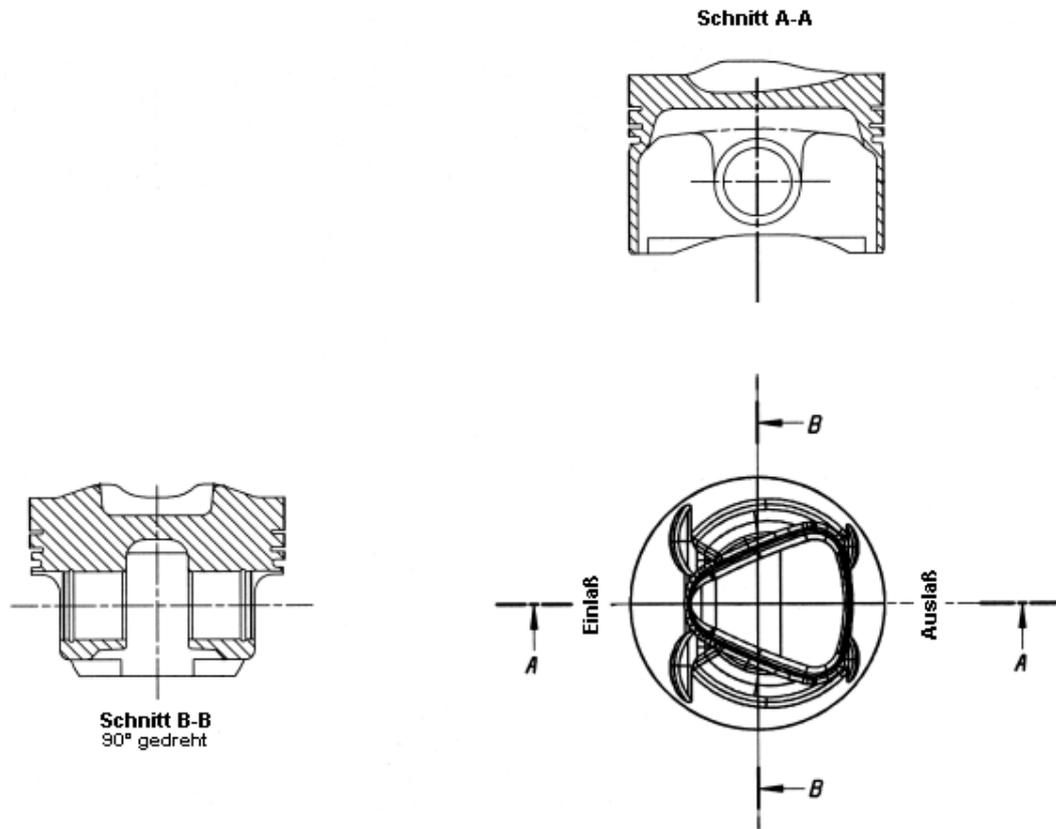


Abb. 5.5: Kolben H

Bei diesem Brennverfahren wird ganz bewußt auf eine Wandführung im Schichtladebetrieb verzichtet. Daher weist der Kolben H keine spezielle Muldenwand im Zündkerzenbereich auf, mit der das Gemisch zur Zündkerze hin umgelenkt werden könnte. Statt dessen wird der Zerfall der globalen Tumbleströmung in kleine ungegerichtete Wirbel im Verlauf der Kompressionsphase, wie in Abbildung 5.6 skizziert, zur Gemischaufbereitung ausgenutzt.

Weiterhin soll mit diesem Brennverfahren versucht werden, mit möglichst niedrigen Einspritzdrücken auszukommen, um die Anforderungen an das Einspritzsystem so gering wie möglich zu halten.

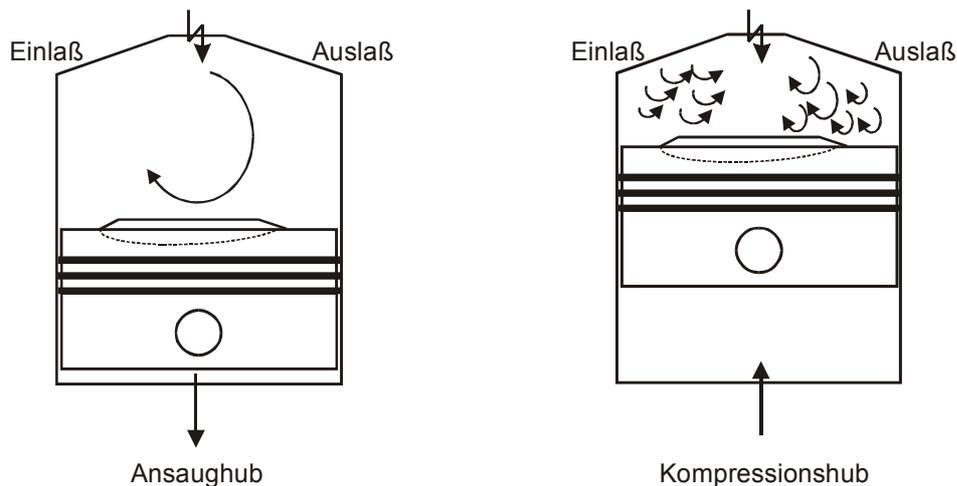


Abb. 5.6: Zerfall der Tumbleströmung im Kompressionshub

5.2 Vorgehensweise

Durch die Vielzahl möglicher Einstellparameter der zu untersuchenden Einspritzsysteme ist es in akzeptabler Zeit nicht möglich, für jeden in Tabelle 5.1 und 5.2 definierten Betriebspunkt eine optimierte Einstellung zu finden. Es wird daher versucht, durch geeignetes Vorgehen die Zahl notwendiger Versuche zu reduzieren.

Folgendes Vorgehen wird festgelegt. Zuerst müssen die in Tabelle 5.1 definierten Zielwerte in der Vollast erreicht sein. Werden die definierten Zielwerte verfehlt, wird die Ursache hierfür analysiert und die Grundkonfiguration durch geeignete Maßnahmen modifiziert, so daß die Zielwerte erreicht werden. Nur in diesem Fall werden die in Tabelle 5.2 definierten Teillastpunkte anschließend untersucht. Wird im Verlauf dieser Versuche ein Zielwert wiederum nicht erreicht, wird hierfür ebenfalls die Ursache untersucht und das Aggregat entsprechend konstruktiv verändert, um anschließend wieder mit den Vollastuntersuchungen zu beginnen.

Soweit möglich, wird für alle Lastpunkte im Homogenbetrieb eine Verbrennungsschwerpunktlage von 8°KW n.O.T angestrebt und eingestellt. Die klopfbegrenzten Vollastpunkte werden mit 2°KW Abstand zur Klopfgrenze betrieben. Im Schichtladebetrieb findet eine Optimierung des Zündzeitpunktes (ZZP), des Einspritzbeginns (SOI) und des Einspritzdrucks (FUP) im Hinblick auf geringsten spezifischen Kraftstoffverbrauch (b_i) und niedrige unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC_i) statt. Ein Motorlauf ohne Aussetzer wird hier vorausgesetzt. Im Vergleich bewertete Meßgrößen sind die Abgasemissionen (HC_i , SZ) sowie die Daten aus der Verbrennungsanalyse wie indizierter Mitteldruck (p_{mi}), Zyklenstreuung ($\sigma_{p_{mi}}$), die Verbrennungsschwerpunktlage (VSP) und die Brenndauer (VD).

Da Einzylindertriebwerke für die Brennverfahrensentwicklung meist keine auf geringe Reibung optimierten Triebwerke darstellen, empfiehlt es sich, für die zu untersuchenden Lastfälle den indizierten Mitteldruck p_{mi} und nicht den effektiven Mitteldruck p_{me} zur Bewertung der Versuche zu verwenden.

Das Meßprogramm gliedert sich somit in die folgenden Teilschritte:

Ladedruckvariation bei $n=2000$ und 4000 1/min, $\lambda=0,9$

Teillast homogen und geschichtet $n=2000$ 1/min, $p_{mi}=3$ bar

Teillast homogen und geschichtet $n=1000$ 1/min, $p_{mi}=4$ bar

Teillast homogen und geschichtet $n=2000$ 1/min, $p_{mi}=2$ bar

Teillast homogen und geschichtet $n=3000$ 1/min, $p_{mi}=4$ bar

Die eingesetzte Meßtechnik und Software (z. B. Druckverlaufsanalyse) ist in Kapitel 10 aufgeführt und beschrieben.

6. Untersuchungen zur Brennverfahrensentwicklung

Um die Auswirkungen der Einflußgrößen „Einspritzsystem“, „Injektorneigung“ und „Zylinderinnenströmung“ zu untersuchen, werden folgende Varianten definiert und anschließend kurz beschrieben:

Aggregat mit luftunterstützter Einspritzung (LUE-System):

- Ia Injektorneigung 30°, Kolben L1, Injektornadelhub=0,23 mm, Strahlwinkel 100°, Tumblezahl 1,7
- Ib wie Ia, jedoch Nadelhub=0,27 mm; Injektor 1,5 mm tiefer eingebaut,
- Ic wie Ib, jedoch Tumblezahl=2,4; 2,8; 3,1
- Id wie Ib, jedoch Tumblezahl=2,8; modifizierter Injektor mit 0,27 mm Nadelhub
- II Injektorneigung 35°, Kolben L2, sonst wie Id

Variante Ia ist die Ausgangskonfiguration für das LUE-System, aus der sich die anderen Varianten ableiten. In Variante Ib ist der Freigang der Strahloberkante zum Brennraumdach vergrößert. Um die Kraftstoffmenge in der Vollast in kürzerer Zeit einblasen zu können, wird ein Injektor mit vergrößertem Nadelhub eingesetzt. Der Einfluß der Ladungsbewegung und Turbulenz im Brennraum auf die Gemischbildung wird mit Variante Ic untersucht. Der in Variante Id eingesetzte Injektor ist hinsichtlich der Kraftstoffzuführung optimiert, um bei großen Kraftstoffmengen das Einflußverhalten des Kraftstoffs in den Injektor zu verbessern. Mit dieser Maßnahme sollen die Emissionswerte (SZ, HC) reduziert werden. Die steilere Neigung des Injektors in Variante II vergrößert den Freigang des Kraftstoffstrahls zum Brennraumdach und verbessert die Luftefassung bei Vollastbetrieb. Gleichzeitig soll im Schichtladebetrieb die Strahleindringtiefe in Richtung Brennraumzentrum verkürzt und eine bessere Gemischführung zur Zündkerze erreicht werden.

Aggregat mit Hochdruckeinspritzung (HDE-System):

- III wie II, jedoch Strahlwinkel 70°, 72° und 77° und Kolben H

Variante III entspricht in der Grundauslegung der Variante II, wobei ein HDE-System eingesetzt wird. Mit dieser Variante werden die Einflüsse des Einspritzsystems sowie des Strahlwinkels auf die Emissionen und den spezifischen Verbrauch im Vollast- und im Schichtladebetrieb untersucht.

Für die Einstellparameter der verwendeten Einspritzsysteme werden folgende Abkürzungen definiert:

- Beginn der Einspritzung (start of injection, SOI)
- Ende der Einspritzung (end of injection, EOI)
- Einspritzdauer (bei LUE: $t_{i_Kr_Luft}$; bei HDE t_i)
- Einspritzdruck (bei HDE: fuel pressure, FUP)
- Überschneidung von Einspritzung und Kraftstoffzumessung
(bei LUE: fuel air delay, FAD)

6.1 Brennverfahren mit luftunterstütztem Einspritzsystem

Ein Vorteil des LUE-Systems ist es, Komponenten eines Einspritzsystems für äußere Gemischbildung mit niedrigem Systemdruck verwenden zu können. Daher wird bei diesem System der Kraftstoff mit einem konventionellen MPI-Einspritzventil (Kraftstoffdruck $p_{Kr}=7,5$ bar relativ zum Umgebungsdruck) in der Mischkammer des Injektors vorgelagert und mit Preßluft (Luftdruck von nur $p_{Luft}=6,5$ bar relativ zum Umgebungsdruck) in den Brennraum eingeblasen. Wie in Kapitel 2 dargelegt und in Abbildung 6.1 veranschaulicht, ergibt sich folgender zeitlicher Ablauf. Der Kraftstoff wird zunächst in die Mischkammer des Injektors eingebracht, wobei dieser Vorgang bei einem Differenzdruck ($p_{Kr}-p_{Luft}$) von nur 1 bar stattfindet. Danach wird der Kraftstoff mit Luftunterstützung eingeblasen.

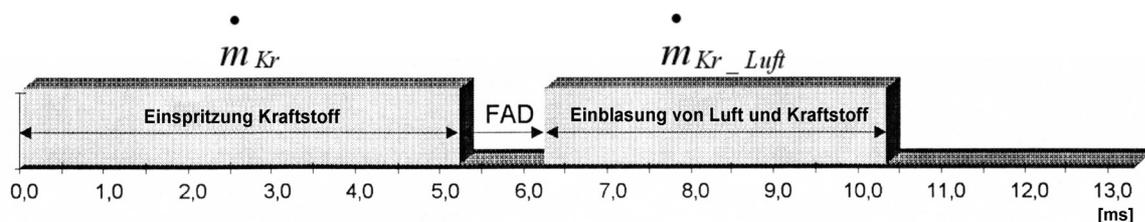


Abb. 6.1: Ablauf eines Einspritzvorgangs des LUE-Systems

In dem in Bild 6.1 gezeigten Beispiel ist der zeitliche Abstand zwischen der Kraftstoffeinbringung und dem eigentlichen Einspritzvorgang $FAD=1$ ms. In der Regel ist jedoch $FAD=0$ ms, d. h. zwischen dem Ende der Kraftstoffeinbringung in den Injektor und dem Beginn des Einblasens in den Brennraum tritt keine Verzögerung auf.

Dies führt bei sehr großen Kraftstoffmengen zu sehr langen Einspritzintervallen, was die folgende auf Messungen basierende Rechnung veranschaulicht.

Die Einspritzzeit t_i für ein beliebiges Medium ist definiert als der Quotient aus einzuspritzender Masse m und dem Massenstrom \dot{m} durch das Einspritzventil.

$$t_i = \frac{m}{\dot{m}} \quad (6.1)$$

Mit den angegebenen Randbedingungen für Einspritzdruck beziehungsweise Einblasedruck ergeben sich für das verwendete MPI-Einspritzventil bei Einspritzung des Kraftstoffs in den Injektor der Kraftstoffmassenstrom von $\dot{m}_{Kr} = 4,03 \frac{mg}{ms}$ und bei der Einblasung des Kraftstoff-Luft-Gemisches in den Brennraum der Massenstrom $\dot{m}_{Kr_Luft} = 7,44 \frac{mg}{ms}$.

Nimmt man weiterhin an, daß für den vorgegebenen indizierten Mitteldruck $p_{mi}=19$ bar und einem Hubraum $V_h=450$ cm³ eine Kraftstoffmasse $m_{Kr}=59$ mg nötig und die für die Gemischeinblasung benötigte Luftmasse $m_{Luft} \ll m_{Kr}$ ist, ergibt sich $m_{Kr_Luft} \approx m_{Kr}$. Somit errechnet sich die Einblasezeit für das Kraftstoff-Luft-Gemisch in den Brennraum nach der Beziehung 6.2.

$$t_{i_Kr_Luft} \approx \frac{m_{Kr}}{\dot{m}_{Kr_Luft}} \quad (6.2)$$

mit den Größen	$t_{i_Kr_Luft}$	Einblasezeit Kraftstoff-Luft-Gemisch [ms]
	m_{Kr}	Kraftstoffmasse [mg]
	\dot{m}_{Kr_Luft}	Kraftstoff-Luft-Gemischmassenstrom im Injektor [mg/ms]

Für die Einspritzzeit des Kraftstoffs in den Injektor ergibt sich somit $t_{i_Kr}=14,64$ ms und für die Zeit der Gemischeinblasung in den Brennraum $t_{i_Kr_Luft}=7,9$ ms.

Die sich daraus ergebenden Intervalle bei den Drehzahlen $n=2000$ 1/min und $n=4000$ 1/min sind in nachfolgender Tabelle 6.1 aufgelistet.

n [1/min]	Einspritzintervall Kraftstoff [°KW]	Einblaseintervall Kraftstoff-Luft- Gemisch [°KW]
2000	175,68	95,16
4000	351,36	190,32

Tabelle 6.1: Einspritzintervalle des LUE-Injektors bei Lader-Vollast

Diese Rechnung zeigt, daß schon bei einer Drehzahl von 4000 1/min die Einblasedauer für das Kraftstoff-Luft-Gemisch mehr als 180°KW beträgt. Wie aus Kapitel 2 bis 4 bekannt, sind im Homogenbetrieb ein Einspritzbeginn von 10°KW nach GOT und ein Spritzende im UT der Ansaugphase wünschenswert, welche mit einem LUE-System in Kombination mit einem Hubraum von 450 cm³ bereits ab einer Drehzahl von n=3600 1/min nicht mehr erreicht werden können. Die benötigte Kraftstoffmasse für einen definierten indizierten Mitteldruck p_{mi} steigt bei gleicher Konfiguration in guter Näherung proportional mit dem Hubraum an. p_{mi} ist vom Hubvolumen unabhängig, nicht jedoch die angesaugte Luftmasse bei konstantem Luftverhältnis λ und somit die Kraftstoffmasse. Damit die Vollastmenge im bevorzugten Intervall mit dem LUE-System eingespritzt werden kann, wird für diese Untersuchungen der Hubraum auf 400 cm³ verringert. Dazu wird der Hub von 85 mm auf 75 mm zurückgenommen, das Verdichtungsverhältnis mit $\varepsilon=9,5$ jedoch beibehalten.

Vor den eigentlichen Experimenten am Motorprüfstand wurde der eingesetzte Injektor auf seine Strahleigenschaften untersucht. Hierzu kam die Schattenrißmeßtechnik zum Einsatz, wobei der Kraftstoffstrahl von hinten beleuchtet wird, damit dieser als schwarzes Abbild (Schattenriß) mittels einer CCD-Kamera aufgenommen werden kann. Mit dieser Meßtechnik ist es jedoch nur möglich, die Flüssigphase des Kraftstoffsprays sichtbar zu machen. Abbildung 6.2 zeigt die Strahlausbreitung für eine Kraftstoffmasse von $m_{Kr}=15$ mg, was etwa einem Viertel der zu erwartenden Vollastmenge entspricht.

Die Einspritzdauer bei diesem Versuch betrug 2 ms, wobei die ersten fünf Bilder in Abständen von jeweils 0,2 ms das Öffnen des Injektors zeigen und die letzten drei Bilder in gleicher Zeitfolge den Schließvorgang.

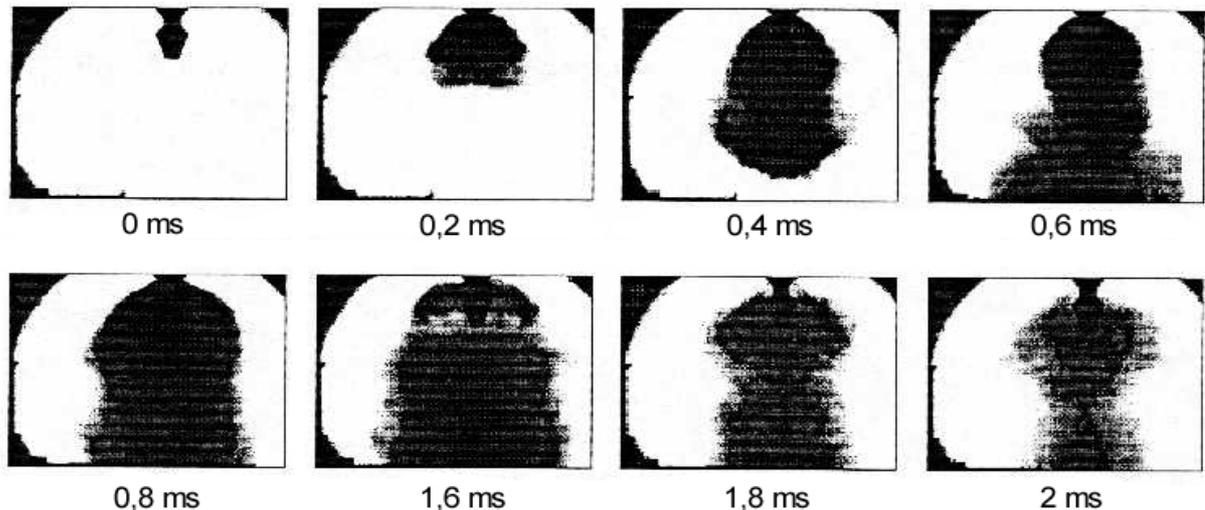


Abb. 6.2: Strahlausbreitung bei $m_{Kr} = 15 \text{ mg}$, $t_{i_Kr_Luft} = 2 \text{ ms}$ und Umgebungsdruck

Die generierte Sprayqualität ist von der Verteilung des Kraftstoffs in der Mischkammer des Injektors, der Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Preßluft sowie der Größe der Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoff-Luft-Gemisches aus dem Injektor abhängig. Mit ansteigender einzuspritzender Kraftstoffmasse füllt sich jedoch die Mischkammer des Injektors zunehmend mit Kraftstoff und der in Kapitel 2.1 beschriebene Prozeß zur Spraygenerierung kann nicht mehr optimal ablaufen. Aufgrund der mit Kraftstoff gefüllten Mischkammer des Injektors verringert sich die Durchmischung von Kraftstoff mit Luft, was zu einer Verringerung der Relativgeschwindigkeit beider Komponenten und einer geringeren Austrittsgeschwindigkeit aus dem Injektor während der Einblasung des Kraftstoff-Luft-Gemischs führt. Daher nimmt mit steigender Kraftstoffmasse der Tröpfchendurchmesser zu. Aus diesem Grund ergibt sich der in Abbildung 6.2 gezeigte breitere und schlechter homogenisierte Kraftstoffstrahl gegenüber dem in Abbildung 2.5 gezeigten. Zusätzlich zeigen die letzten drei Bilder in Abbildung 6.2 einen deutlich sichtbaren Nachstrahl. Dies veranschaulicht, daß der Schließvorgang des Injektors nicht optimal ist, denn die Düsennadel wird aufgrund von Druckpulsationen im System nochmals aufgedrückt und es kommt kurzzeitig zu einer weiteren Kraftstoff-Luft-Gemisch-Einblasung. Wird die einzuspritzende Kraftstoffmenge weiter vergrößert, füllt sich die Mischkammer des Injektors noch mehr mit Kraftstoff, was zu einer weiteren Verschlechterung der Kraftstoffzerstäubung führt. An dem zur Verfügung stehenden Einspritzprüfstand ist es nicht möglich, die zu erwartende Kraftstoffmasse in der Vollast von $m_{Kr} = 59 \text{ mg}$ in ihren Auswirkungen auf das Zerstäubungsverhalten des Injektors zu untersuchen, da die optischen Zugänge zu schnell mit Kraftstoff benetzt werden. Um das Verhalten bei reduzierter Kraftstoffaustrittsgeschwindigkeit dennoch zu untersuchen, werden mit verschiedenen Einblasedrücken Einspritzversuche durchgeführt. Die Abhängigkeit der Strahlausbreitung vom Einblasedruck ist in Abbildung 6.3 dargestellt.

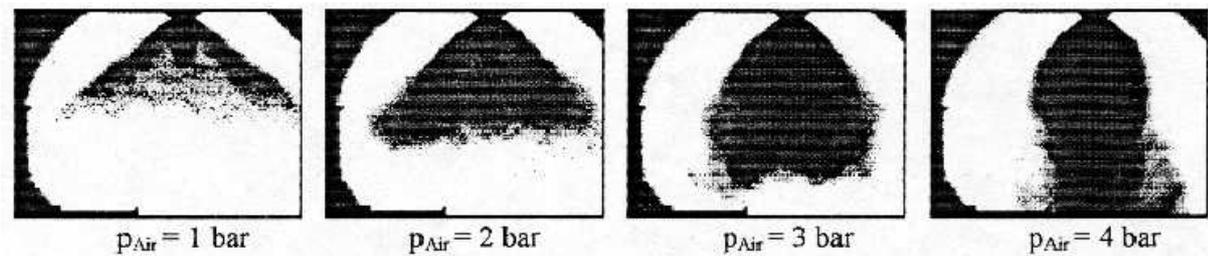


Abb. 6.3: Abhängigkeit der Strahlausbreitung vom Einblasedruck

Die Strahlaufnahmen zeigen, daß sich mit zunehmendem Einblasedruck ein Übergang vom Hohlkegel- zum Zylinderstrahl ergibt. Infolge des höheren Drucks steigt die Austrittsgeschwindigkeit an der Düse und es kommt zu einer besseren Sprayaufbereitung. Zusätzlich steigt der Unterdruck im Strahlkegel, wodurch sich dieser zu einem zylindrischen Strahl zusammenzieht /39/.

Die sich mit höherer Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs aus der Düse ergebende bessere Zerstäubung läßt sich mit Hilfe der Weberzahl erläutern. Sie stellt den Quotienten aus Trägheitskräften des umgebenden Mediums (hier Luft) und der Oberflächenkraft der Flüssigkeit (hier Kraftstoff) dar und ist wie folgt definiert /35/.

$$We = \frac{\rho \cdot v_{rel}^2 \cdot dD}{\sigma} \quad (6.3)$$

ρ	[kg/m ³]	Dichte
v_{rel}	[m/s]	Relativgeschwindigkeit Kraftstoff-Luft
dD	[m]	Tropfendurchmesser
σ	[N/m]	Oberflächenspannung

Die Weberzahl ist proportional dem Quadrat der Relativgeschwindigkeit von Luft und Kraftstoff. Die kritische Weberzahl We_{krit} , ab der ein Tropfenzerfall bei niedrig viskosen Ölen und auch Benzin eintritt, beträgt $We_{krit} \approx 12$ /40, 41, 42/. Mittels der Laserbeugungsspektroskopie wird die Tröpfchengröße der Kraftstofftropfen bei Einspritzversuchen bestimmt. Für die in Abbildung 6.3 dargestellten Sprays bei 1 bar und 4 bar Einblasedruck ergeben sich die Tropfendurchmesser (Sauterdurchmesser) zu $dD_{1bar} = 26 \mu m$ und $dD_{4bar} = 10 \mu m$. Die Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Luft wird gleich der Spray-Ausbreitungsgeschwindigkeit angenommen und kann aus den Strahlaufnahmen zu $v_{rel_1bar} = 54 \text{ m/s}$ und $v_{rel_4bar} = 96 \text{ m/s}$ ermittelt werden. Somit ergeben sich für 1 bar und 4 bar Einblasedruck die jeweiligen Weberzahlen zu $We_{1bar} \approx 12,6$ und $We_{4bar} \approx 15,4$. D. h. bei 1 bar Einblasedruck nähert sich die Weberzahl dem kritischen Wert von 12, ab dem kein Tropfenzerfall mehr auftritt.

Entsprechend schlechter ist die Zerstäubungsqualität bei 1 bar gegenüber 4 bar Einblasedruck.

Das untersuchte Strahlverhalten bei unterschiedlichen Kraftstoffmengen und Einblasedrücken des luftunterstützten Injektors zeigt, daß die Zerstäubungseigenschaften von der Kraftstoffmenge abhängig sind. Es ist davon auszugehen, daß bei den anstehenden Vollastversuchen die Sprayqualität nicht die in Abbildung 2.4 gezeigte Güte aufweist.

6.1.1 Einfluß des Einspritzintervalls und der Injektorlage

Wie in Kapitel 5 festgelegt, werden mit Aggregat Ia zuerst Versuche in der Vollast durchgeführt. In Abbildung 6.4 sind für die Drehzahlen 2000 1/min und 4000 1/min bei einem Luftverhältnis $\lambda=0,9$ die Schwärzungszahlen bei den jeweiligen zu erreichenden p_{mi} -Zielwerten dargestellt.

Die gemessenen Werte der Schwärzungszahl (SZ) sind um den Faktor 3 höher als die vorgegebenen Zielwerte. SZ-Werte in dieser Höhe lassen sich nur durch eine mangelhafte Gemischbildung im Brennraum erklären. Ursache hierfür können entweder mit Kraftstoff benetzte Brennraumwände und/oder eine stark ausgeprägte Inhomogenität des Gemischs im Brennraum sein.

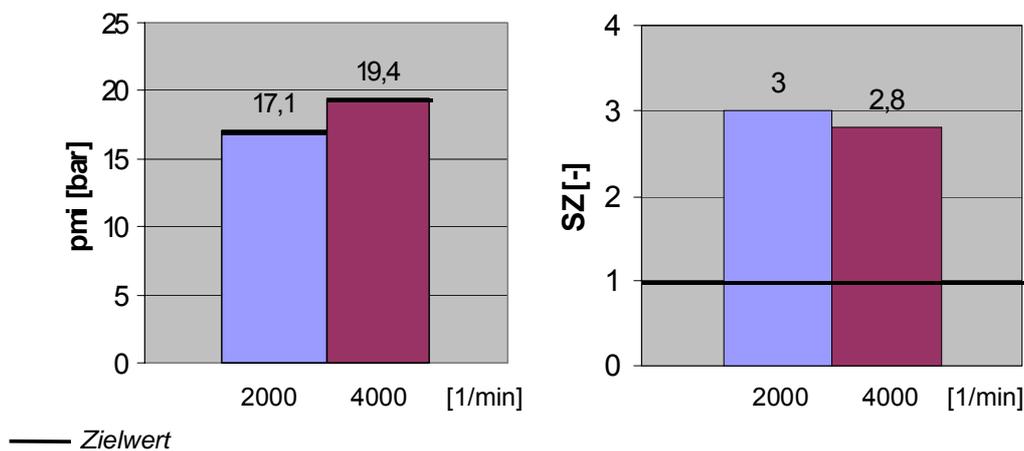


Abb. 6.4: SZ-Werte mit Aggregat Ia bei mindestens zu erreichendem Zielwert von p_{mi}

Einblick in den vorliegenden Gemischbildungsprozeß kann eine CFD-Simulation geben, die hier mittels der Software Star CD durchgeführt ist. Daher wird für den Lastpunkt $n=4000$ 1/min, $p_{mi}=19,4$ bar und $\lambda=0,9$ der Einspritzverlauf und der

Gemischbildungsprozeß simuliert, wobei das verwendete Strahlmodell anhand von Stahlaufnahmen an die Strahlcharakteristik des verwendeten Injektors angepaßt wurde. Die Ergebnisse dieser Simulation sind in Abbildung 6.5 dargestellt.

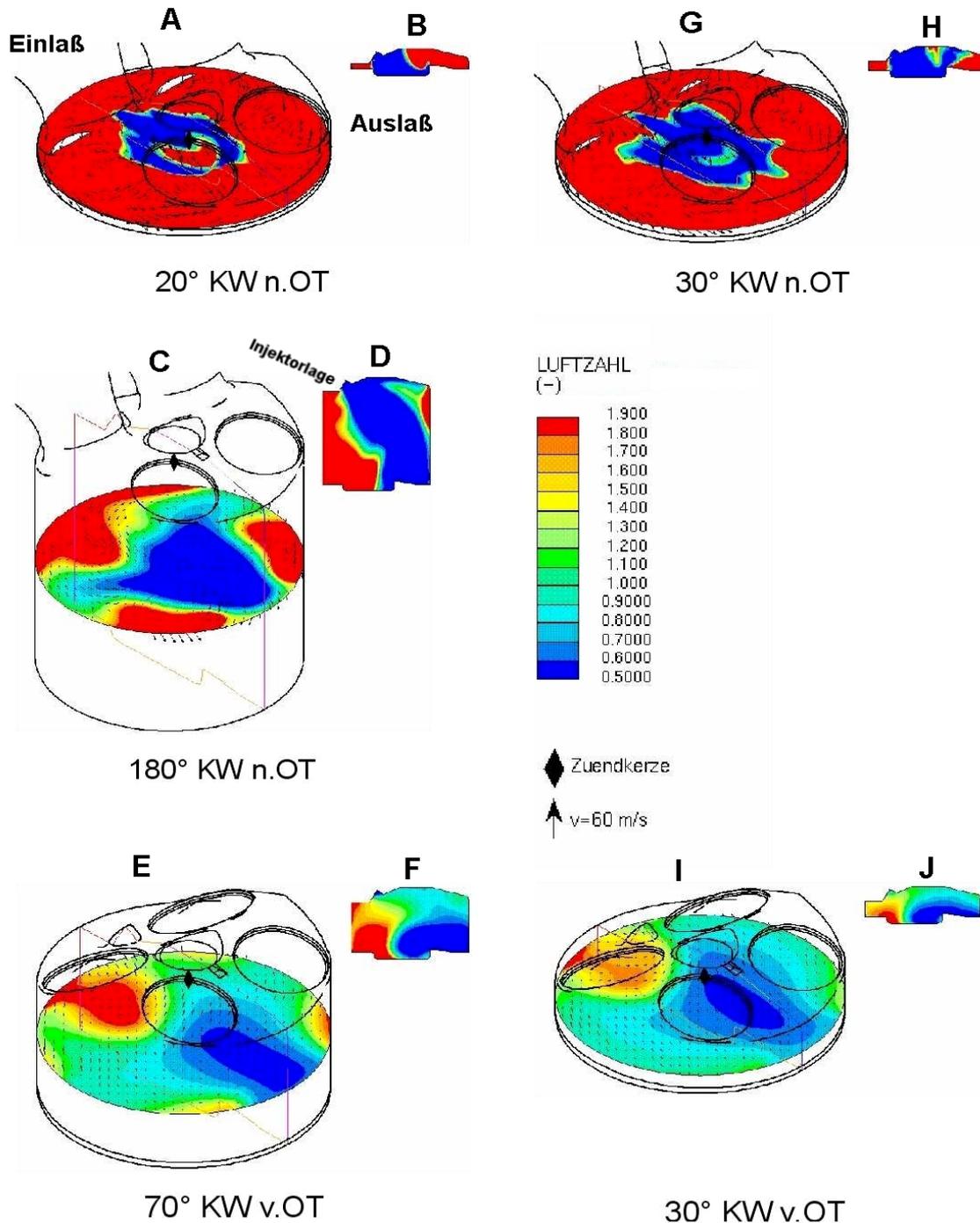


Abb. 6.5: λ -Verteilung bei Vollast 4000 1/min; $p_{mi}=19,4 \text{ bar}$ und $\lambda=0,9$

Wie bereits angenommen, sind zwei Mechanismen Ursache für die deutlich überhöhten SZ-Werte. Einerseits wird sehr viel Kraftstoff direkt auf den Kolben

gespritzt, wobei der Impuls des Sprays so groß ist, daß Kraftstoff in den Bereich zwischen der Zündkerze und den Auslaßventilen (im Folgenden Brennraumdach genannt) reflektiert wird, andererseits ergibt sich über das gesamte Arbeitsspielintervall eine ausgeprägte Inhomogenität, die bis zum ZZP erhalten bleibt.

Der in der Simulation berücksichtigte Spritzbeginn entspricht mit 20°KW n. OT dem während der experimentellen Untersuchungen eingestellten Applikationswert. Unmittelbar zu Beginn der Einspritzung (A+B) beginnt sich eine Zone mit sehr fettem Gemisch über die gesamte Zeit der Einspritzung am Brennraumdach bis hinter die Zündkerze auszubreiten. Außerdem wird das Spray vom Kolbenboden in der Mulde reflektiert (G+H) und benetzt das Brennraumdach zusätzlich mit Kraftstoff. Im Verlauf des gesamten Ansaugtaktes bis zum UT bildet sich im Bereich unter den Auslaßventilen eine Zone mit sehr fettem Gemisch aus (C+D).

Auf der den Einlaßventilen zugewandten Seite unter dem Injektor befindet sich dagegen fast kein Kraftstoff und es entsteht eine magere Gemischzone. Diese ausgeprägte Inhomogenität kann bis zum ZZP nicht wieder aufgelöst werden (E-F). Dadurch ergeben sich sehr fette Gemischzonen mit Werten $\lambda < 0,5$ in der Kolbenmulde und im Bereich unter den Auslaßventilen (I-J), die zu einer stark rußenden Verbrennung führen /35/.

Im Folgenden werden Maßnahmen zur Verbesserung der Gemischhomogenität untersucht, um die Rußemission deutlich zu verringern. Hierzu werden der Einbauort des Injektors und die Ladungsbewegungsintensität variiert, sowie der Injektor selber modifiziert.

Um die Benetzung des Brennraumdachs zu Beginn der Einspritzung zu reduzieren, wird der Injektor 1,5 mm tiefer in Richtung Brennraum eingebaut. Für die nachfolgende Einspritzbeginnvariation wird die eingespritzte Kraftstoffmasse halbiert, um die starke Benetzung der Brennraumwände soweit zu reduzieren, daß die Auswirkungen der tieferen Einbaulage auf die Gemischbildung und damit auf die Emissionen sichtbar werden. Der ZZP wird so eingestellt, daß sich eine thermodynamisch optimale Verbrennungsschwerpunktlage von 8°KW n.OT /48/ ergibt und somit die unterschiedliche Gemischbildung maßgebend als Ursache für differierenden Emissionen gelten kann. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.6 dargestellt.

Wie bereits in Kapitel 4 diskutiert, ergeben sich bei zu frühem Einspritzbeginn infolge der geringen freien Strahllänge und Kolbenbewegung im Gaswechsel-OT Probleme hinsichtlich Kraftstoffbenetzung des Kolbenbodens und einer ungenügenden Gemischverteilung im zur Verfügung stehenden Volumen. Erst ab 340°KW v.OT bis etwa 300°KW v.OT scheint sich eine ausreichend gute Gemischbildung einzustellen, was auf eine offensichtlich bessere Homogenisierung zurückzuführen ist. Dies wird

auch durch die Zurücknahme des Zündzeitpunkts für gleiche Verbrennungsschwerpunktlage bei gleichzeitig verkürzter hier nicht explizit dargestellt Brenndauer VD (0-95% Umsatz) um 12°KW belegt. Zusätzlich deutet dies auf eine schnellere Verbrennung ohne Ladungsschichtung mit verschlepptem Ausbrand hin.

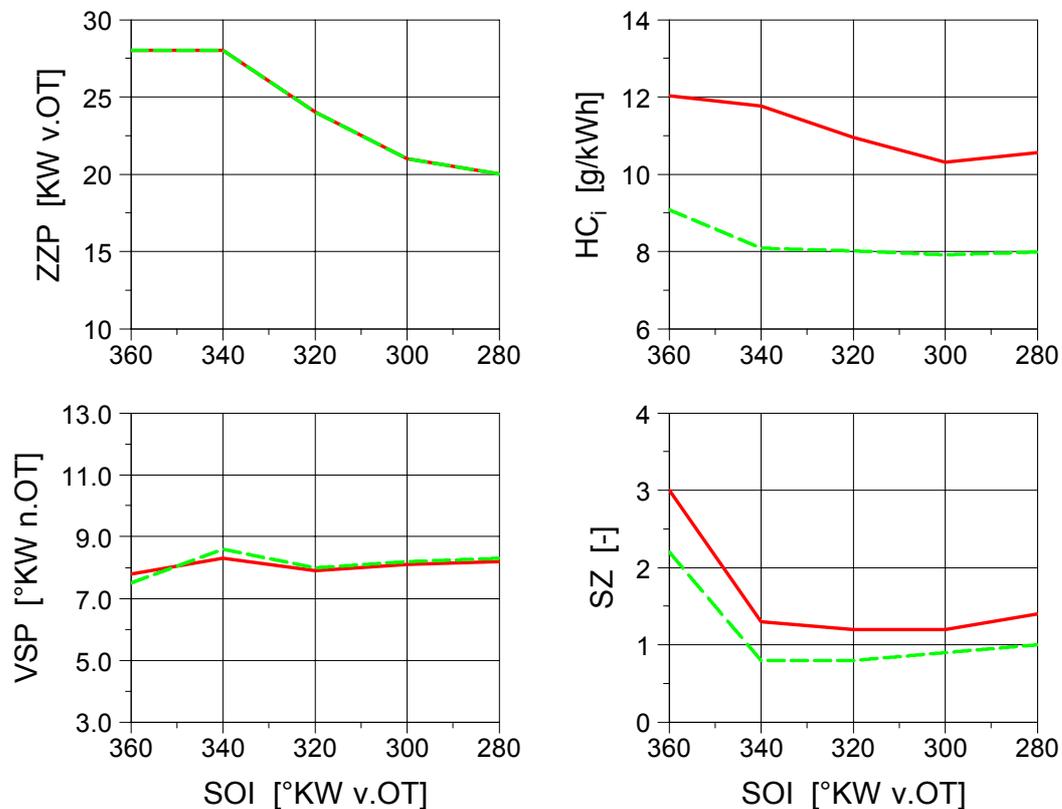


Abb. 6.6: Einfluß der Injektor Einbautiefe
 $n=2000$ 1/min; $m_{be}=26,4$ mg/Asp; $\lambda=0,925$;
 $FAD=0$ ms; $t_{i,air}=7,5$ ms
 — Ausgangsinjektorlage
 - - - Injektor 1,5 mm tiefer

Da die neue Lage des Injektors deutlich bessere Ergebnisse liefert, wird sie für alle anderen Versuche beibehalten, ohne nachfolgend ausdrücklich erwähnt zu werden. Um weitere Erkenntnisse zu gewinnen, wurde außerdem ein Injektor untersucht, der einen größeren Nadelhub aufweist und mit dessen 14% höherem Durchfluß auch die angestrebten 59 mg/ASP in kurzer Einspritzzeit erzielbar sind. Die Ergebnisse bei den Drehzahlen $n=2000$ 1/min und $n=4000$ 1/min zeigt die Abbildung 6.7. Dabei wird der Ladedruck mit einem externen Kompressor bereitgestellt und die Ansauglufttemperatur bei $T=30^\circ\text{C}$ konstant gehalten.

Die optimale Schwerpunktlage von 8°KW n.OT kann bei der Drehzahl $n=4000$ 1/min bis $p_{mi}\approx 18$ bar, bei $n=2000$ 1/min bis $p_{mi}\approx 13$ bar gehalten werden. Dies ist, verglichen mit kanaleinspritzenden Motoren gleicher Größe /43/, ein sehr gutes Ergebnis und deutet darauf hin, daß die Brennraumform hinsichtlich erzielbarer Motorleistung sehr gut ausgelegt ist. Aufgrund der sehr geringen Zyklenspreuung von $\sigma_{p_{mi}} < 0.3$ bar und der kurzen Verbrennungsdauer, beeinflußt die moderat ausgeführte Kolbenmulde die Verbrennung nicht negativ, sondern es liegt eine sehr stabile Entflammung vor.

Der neue Injektor mit seiner 14% kürzeren Einspritzzeit kann jedoch weder die Homogenisierung verbessern noch die Brennraumwandbenetzung verhindern. Es werden wiederum Emissionswerte erreicht, die noch weit von den Zielwerten entfernt sind. Wird bei $n=4000$ 1/min trotz geringerer Gemischbildungszeit eine wesentlich bessere Homogenisierung erreicht, so trifft dies bei der Drehzahl $n=2000$ 1/min nicht zu, weil durch den höheren Durchfluß, insbesondere in der Ansaugphase, zu viel Kraftstoff eingespritzt wird, der sich daher nur ungenügend im Brennraum verteilt; gleichzeitig reicht die Turbulenz hier nicht aus, um daß Gemisch nachträglich zu homogenisieren. Es kann daher davon ausgegangen werden, daß die Tumbleströmung besonders bei hohen Drehzahlen für die sichere Gemischbildung wichtiger ist als die zur Verfügung stehende Aufbereitungszeit.

Die erzielten Ergebnisse zeigen, daß mit den Varianten Ia und Ib die geforderten Zielwerte für p_{mi} problemlos erreicht werden, jedoch der Zielwert für SZ deutlich überschritten wird. Aufgrund der geringeren Rußemissionen bei $n=4000$ 1/min gegenüber $n=2000$ 1/min erscheint die erzeugte Turbulenz im Brennraum einen signifikanten Einfluß auf die Gemischbildung zu haben. Daher wird im Folgenden der Einfluß einer gesteigerten Turbulenz im Zylinder auf die Gemischbildung und damit auf die Verbrennung sowie auf die Emissionen untersucht.

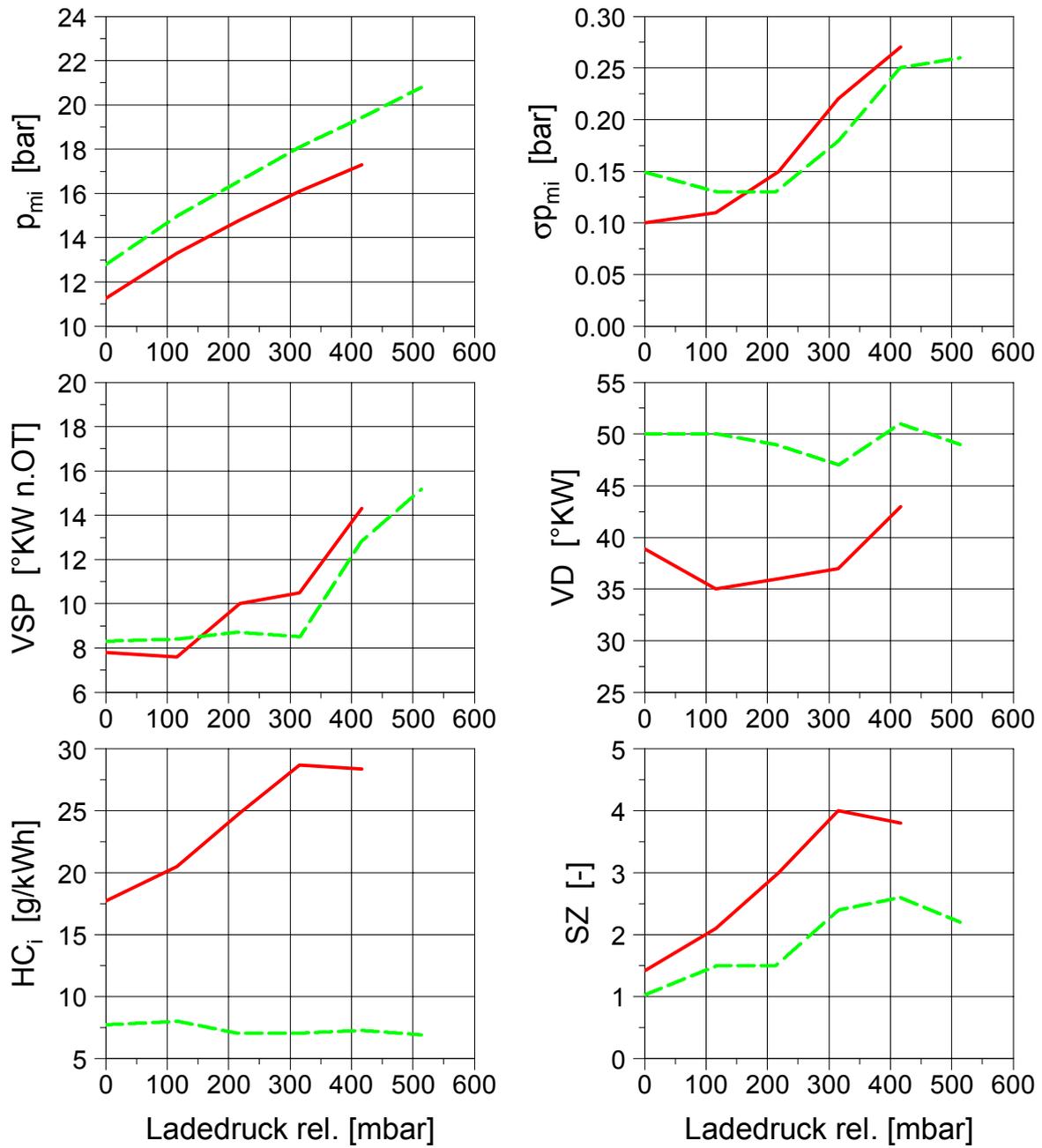


Abb. 6.7: Ladedrucksteigerung mit optimiertem SOI und $t_{i_{air}}$
 Vollast; $\lambda=0,9$; 2° KW Abstand zur Klopfgrenze
 — $n=2000$ 1/min
 - - $n=4000$ 1/min

6.1.2 Einfluß der Zylinderinnenströmung

Auf die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf haben die Zylinderinnenströmung und die darin vorherrschende Turbulenz einen entscheidenden Einfluß. Turbulenz ist eine lokal auftretende Geschwindigkeitsfluktuation im Strömungsfeld, die sowohl einer zeitlichen als auch einer örtlichen zufälligen Streuung unterliegt. Turbulenz nimmt bei gleicher Brennraum- und Einlaßkanalgeometrie mit steigender Strömungsgeschwindigkeit zu /35/ und ist unerlässlich für eine gute Gemischhomogenisierung bei Verbrennungsmotoren mit innerer Gemischbildung, da der Kraftstoff (Dampf und Tröpfchen) ohne sie nicht gleichmäßig im Brennraum verteilt wird. Eine gute Homogenisierung führt zu geringen Mitteldruckschwankungen und zu kurzen Brenndauern, da insbesondere magere Gemischbereiche vermieden werden. Jedoch kann zu große Turbulenz diese Vorteile auch umkehren, wenn die Gemischzusammensetzung und vor allem die Strömungsstruktur an der Zündkerze zum ZZZP dadurch zu starken Schwankungen unterworfen wird. In der Entflammungsphase ist die Flammenkernentstehung vor allem abhängig vom lokalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis und von der Turbulenz zum ZZZP. Liegen magere Gemischzonen am Zündort vor oder ist die Turbulenz zu diesem Zeitpunkt zu groß, kommt es zur Behinderung der Entflammung; in extremen Fällen aufgrund zu hoher Wärmeabfuhr sogar zum Erlöschen des Flammenkerns /37/. Dieser Effekt ist ein stark stochastisches Ereignis und daher verantwortlich für eine Erhöhung der Zyklenstreuung. Ob die positiven Effekte auf die Homogenisierung oder die negativen Einflüsse auf die Entflammungsphase überwiegen, oder sich eventuell kompensieren, hängt von den gegebenen Bedingungen im Brennraum ab.

Um diese Effekte an dem verwendeten Versuchsträger zu untersuchen, werden Einlaßkanäle entwickelt, die Zylinderinnenströmungen generieren, die durch die Tumblezahlen $T_z = 2,4, 2,8$ und $3,1$ charakterisiert sind. Hierzu wird das Kanaldach und vor allem der Kanalboden abgesenkt, wodurch einerseits die Einströmrichtung flacher wird, sich andererseits aber der wirksame Strömungsquerschnitt verringert, da der Hauptmassenstrom über den oberen Teil des Ventiltellers erfolgt, wie dies in Abbildung 6.8 dargestellt ist. Da mit höherer Tumblezahl der Durchfluß und damit die Durchflußkennzahl sinkt, steigen die Ladungswechselverluste und zum Erreichen eines definierten Mitteldrucks p_{mi} ist ein entsprechend höherer Ladedruck in der Vollast notwendig.

Um dieses Verhalten zu bestätigen, wird mit jeder Einlaßkanalvariante der erreichbare Mitteldruck bei den Drehzahlen $n=2000$ 1/min und $n=4000$ 1/min, sowie einem konstanten Ladedruck von 300 mbar ermittelt. Die Ergebnisse sind über der Tumblezahl T_z in Abbildung 6.9 dargestellt.

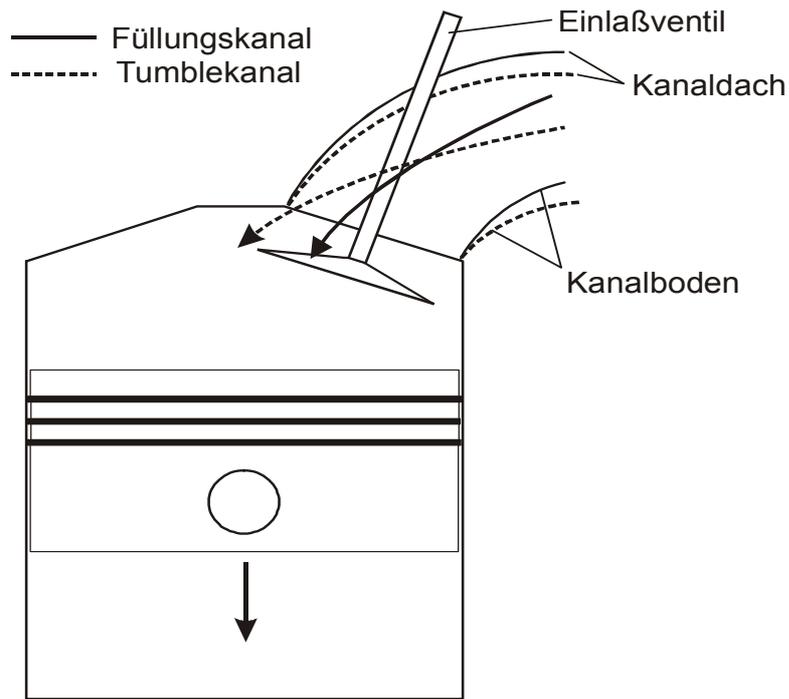


Abb. 6.8: Geometrie eines Füllungs- und Tumblekanals

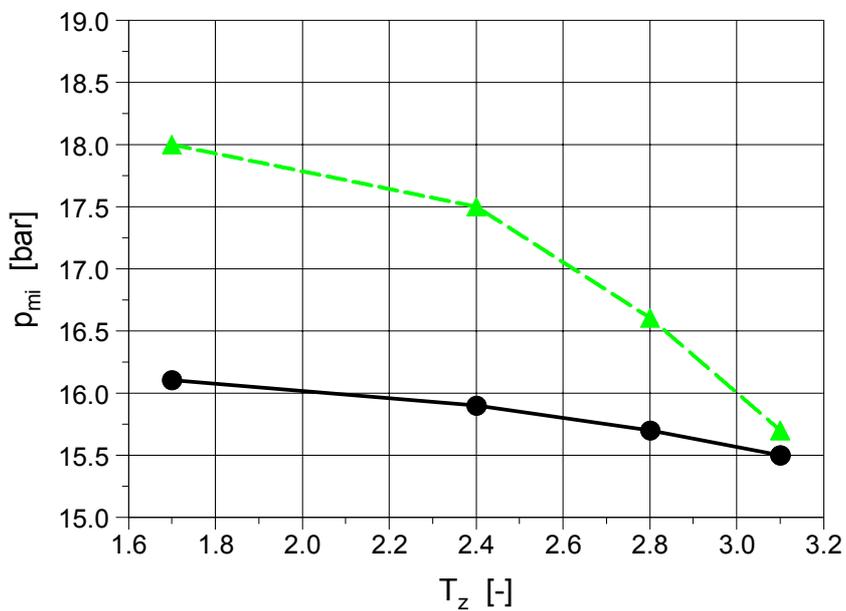


Abb. 6.9: p_{mi} in Abhängigkeit von der Tumblezahl (T_z) bei konstantem Ladedruck $p=300$ mbar und ZZP mit 2 °KW Abstand zur Klopfgrenze

- $n=2000$ 1/min
- - - $n=4000$ 1/min

Die Erhöhung der Tumblezahl hat wie bereits diskutiert bei konstantem Ladedruck eine Erhöhung der Ladungswechselverluste und damit eine Verringerung des indizierten Mitteldrucks zur Folge. Der Strömungswiderstand steigt proportional mit dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit im Einlaßkanal /23/. Daher ist dieser Effekt bei höheren Drehzahlen deutlicher ausgeprägt.

Um die Auswirkungen auf die Verbrennung und die Emissionen der drei neu entwickelten Einlaßkanäle gegenüber der Erstauslegung zu untersuchen, werden bei den Drehzahlen $n=2000$ 1/min und $n=4000$ 1/min Lastschnitte vermessen. Die Ergebnisse dieser Versuche sind für $n=2000$ 1/min in Abbildung 6.10 und für $n=4000$ 1/min in Abbildung 6.12 dargestellt. Zunächst soll nur auf die Drehzahl $n=2000$ 1/min eingegangen werden, da sich eine Tumblesteigerung hier deutlicher auswirken sollte als bei der Drehzahl $n=4000$ 1/min. Dort liegt aufgrund des größeren Massendurchsatzes ein höheres Grund-Turbulenzniveau vor.

In Abbildung 6.10 ist oben links der Zusammenhang zwischen Ladedruck und indiziertem Mitteldruck für die vier Tumblezahlen dargestellt. Mit zunehmendem Ladedruck steigt der Mitteldruck entsprechend an. Es ist zu erkennen, daß sich die vier Einlaßkanäle bei der Drehzahl $n=2000$ 1/min im Durchfluß sehr ähnlich verhalten. Der Einfluß der Tumblezahl auf die Verbrennungsschwerpunktlage VSP ist sehr gering, dagegen nimmt speziell bei hohen Lasten die Zyklenstreuung $\sigma_{p_{mi}}$ mit steigender Tumblezahl deutlich ab. Auch in der Verbrennungsdauer VD , der Schwärzungszahl SZ und der HC-Emission zeigt sich über den gesamten Lastbereich eine ausgeprägte Abhängigkeit. Mit steigender T_z nehmen die Schwärzungszahl und die HC-Emission deutlich ab, jedoch wird der Zielwert $SZ < 1$ bei $p_{mi} \leq 16$ bar verfehlt. Beim Übergang von $T_z=2,4$ auf $T_z=2,8$ verkürzt sich die Verbrennungsdauer deutlich, wobei zwischen der $T_z=1,7$ und $T_z=2,4$ sowie $T_z=2,8$ und $T_z=3,1$ nur ein geringer Unterschied vorliegt.

Die positive Auswirkung des gesteigerten Tumbelniveaus auf die Verbrennung und die Emissionen ist auf zwei grundlegende Effekte zurückzuführen. Um eine wirkungsgradgünstige Umsetzung des Kraftstoffs (Verkürzung der Brenndauer) zu erreichen, muß die turbulente Brenngeschwindigkeit /35/ erhöht werden. Dies wird durch eine Steigerung der Turbulenz während der Verbrennung erzielt. Zusätzlich muß die Homogenisierung des Gemisches durch eine großvolumige Verteilung im Brennraum verbessert werden, was direkt von der mittleren Einströmgeschwindigkeit abhängt. Mit steigender Tumblezahl erhöhen sich die Einströmgeschwindigkeit in der Ansaugphase und die Turbulenz während der Verbrennung /44/.

Die gezeigten Ergebnisse belegen, daß für eine gute Homogenisierung mit anschließend schnell ablaufender Verbrennung in der Vollast eine Mindestturbulenz

im Brennraum generiert werden muß, um geringe HC- und Rußemissionen zu ermöglichen.

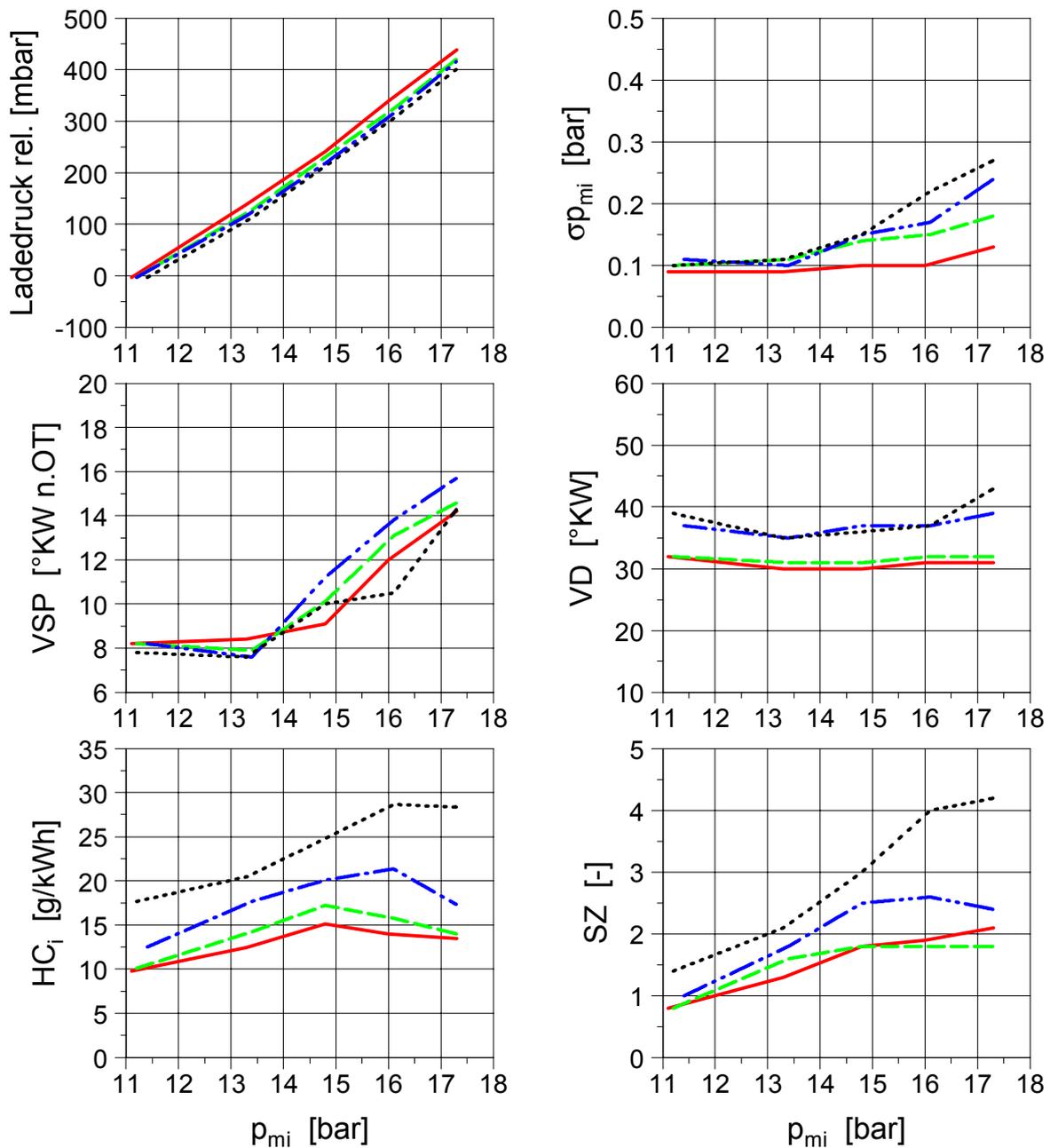


Abb. 6.10: Einfluß von T_z bei Vollast $n=2000$ 1/min; $\lambda=0,9$

— $T_z=3,1$; - - - $T_z=2,8$;
 - · - $T_z=2,4$; ····· $T_z=1,7$

Um den Einfluß der Tumbleströmung auf den Verbrennungsablauf zu diskutieren, sind für den Lastpunkt $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=13$ bar, bei dem für alle Tumblezahlen eine $VSP=8^\circ KW$ n. OT eingestellt werden konnte, exemplarisch Ergebnisse aus der

Brennverlaufsanalyse in Abbildung 6.11 dargestellt. Die Brennverläufe sind für alle Tumblezahlen ähnlich, daher ergeben sich aufgrund der gleichen Verbrennungsschwerpunktlage vergleichbare Resultate für den Spitzendruck und die maximale Verbrennungstemperatur. Die Entflammungsphase (Intervall ZZP-1% Umsatz) verkürzt sich mit steigender Tumblezahl $T_z=1,7-2,8$. Eine weitere Steigerung von T_z erbrachte keine zusätzliche Verkürzung der Entflammungsphase. Im weiteren Verlauf der Verbrennung sind die Dauern für 1%-5% und 5%-90% Umsatz für die $T_z=1,7-2,4$ und $T_z=2,8-3,1$ gleich. Die Werte sind in Tabelle 6.2 zusammengefaßt. Es wird deutlich, daß die Hauptverbrennung nur gering von der Tumblezahl beeinflusst ist, jedoch die Entflammungsphase mit steigender Turbulenz verkürzt wird und sich die Brenngeschwindigkeit zu Beginn der Verbrennung beschleunigt, wie dies der differenzierte Brennverlauf ($dQ/d\phi/d\phi$) deutlich aufzeigt. Dieses Verhalten wurde von Almstadt /45/ ebenfalls beobachtet.

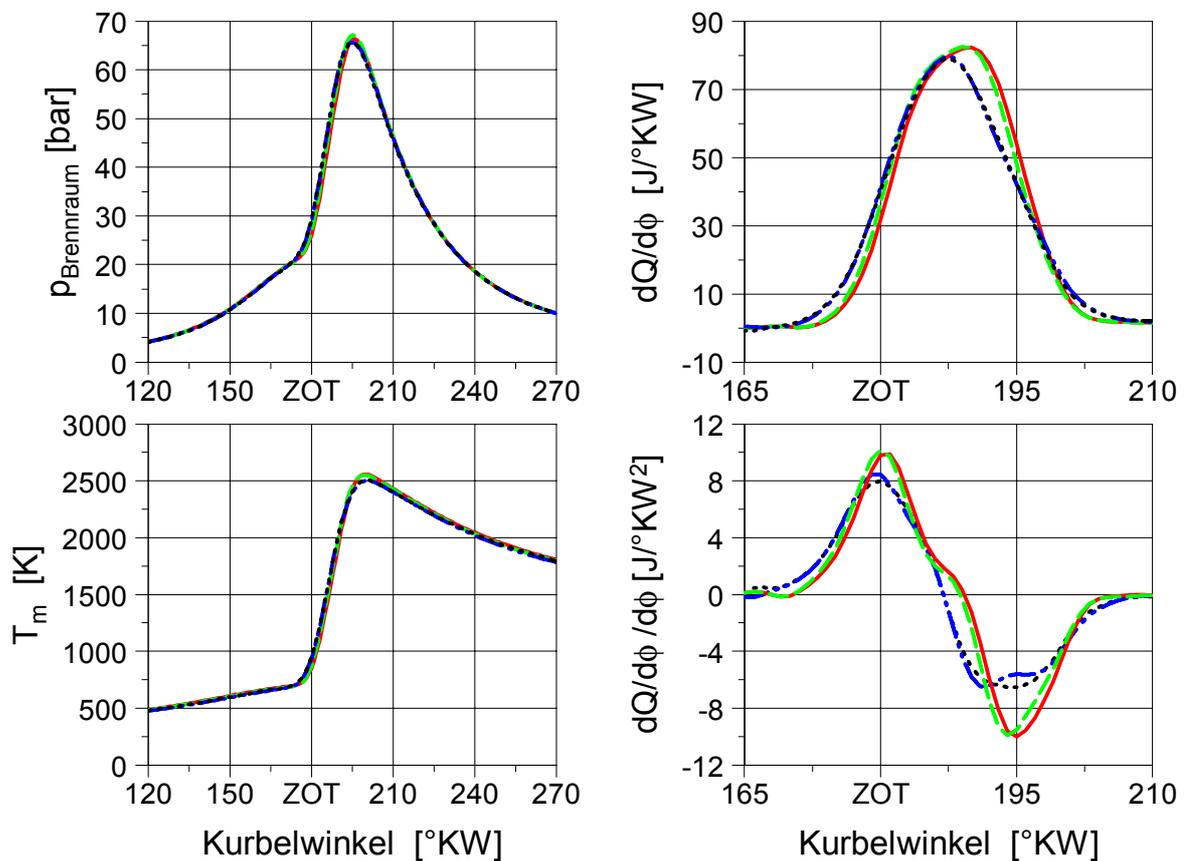


Abb. 6.11: Einfluß von T_z auf die Verbrennung; $n=2000$ 1/min; $\lambda=0,9$; $p_{mi}=13,3$ bar

— $T_z=3,1$; — $T_z=2,8$
 - - - $T_z=2,4$; ····· $T_z=1,7$

	Intervall		
	ZZP-1% [°KW]	1%-5% [°KW]	5%-90% [°KW]
$T_z=1,7$	10	5	22
$T_z=2,4$	9	5	22
$T_z=2,8$	7	3	19
$T_z=3,1$	7	3	19

Tabelle 6.2: Abhängigkeit der Entflammungsphase und der Hauptverbrennung von der Tumblezahl T_z

Wie zu Beginn des Kapitels beschrieben, erhöht sich die Turbulenz in einer Strömung bei gleicher Geometrie mit deren Geschwindigkeit /35/. Wird die Drehzahl eines Motors bei Vollast gesteigert, erhöht sich der Massendurchsatz und somit die Strömungsgeschwindigkeit in den Ansaugkanälen und damit auch die Einstromgeschwindigkeit in den Brennraum. Bei dem hier verwendeten Versuchsträger erhöht sich zum Beispiel der Luftmassendurchsatz von $\dot{m}_L = 50 \text{ kg/h}$ bei $n=2000 \text{ 1/min}$ auf $\dot{m}_L = 111 \text{ kg/h}$ bei $n=4000 \text{ 1/min}$. Somit ist davon auszugehen, daß bei $n=4000 \text{ 1/min}$ ein höheres Turbulenzniveau erzeugt wird, als bei $n=2000 \text{ 1/min}$. Der Einfluß der Tumblezahl auf den Verbrennungsablauf und damit auf die Emissionen bei $n=4000 \text{ 1/min}$ ist in Abbildung 6.12 dargestellt. Oben links ist die Abhängigkeit des nötigen Ladedrucks vom mittleren indizierten Druck für die vier Tumblezahlen dargestellt. Aufgrund des gesteigerten Luftmassenstroms wirken sich hier nun die unterschiedlichen Strömungswiderstände der verschiedenen Einlaßkanäle deutlich aus. Während die Kanäle mit $T_z=1,7$ und $T_z=2,4$ auf vergleichbarem Niveau liegen, werden bei $T_z=2,8$ und vor allem bei $T_z=3,1$ deutlich höhere Ladedrücke benötigt, um den gleichen indizierten Mitteldruck p_{mi} zu erreichen. Die Verbrennungsdauer verkürzt sich zwischen der Tumblezahl $T_z=2,4$ und $T_z=2,8$ wiederum deutlich. Die HC-Emissionen sind für alle Tumblezahlen bei $n=4000 \text{ 1/min}$ auf einem deutlich niedrigeren Niveau als bei $n=2000 \text{ 1/min}$, obwohl die Gemischbildungszeit um 50% kürzer ist. Dieses positive Ergebnis ist auf die gesteigerte Ladungsbewegung aufgrund der höheren Drehzahl zurückzuführen. Mit Erreichen der Klopfgrenze ab $p_{mi} \text{ ca. } 17 \text{ bar}$ steigt die Zyklenstreuung bei allen Varianten an. Die Ergebnisse für SZ ergeben ein sehr uneinheitliches Bild.

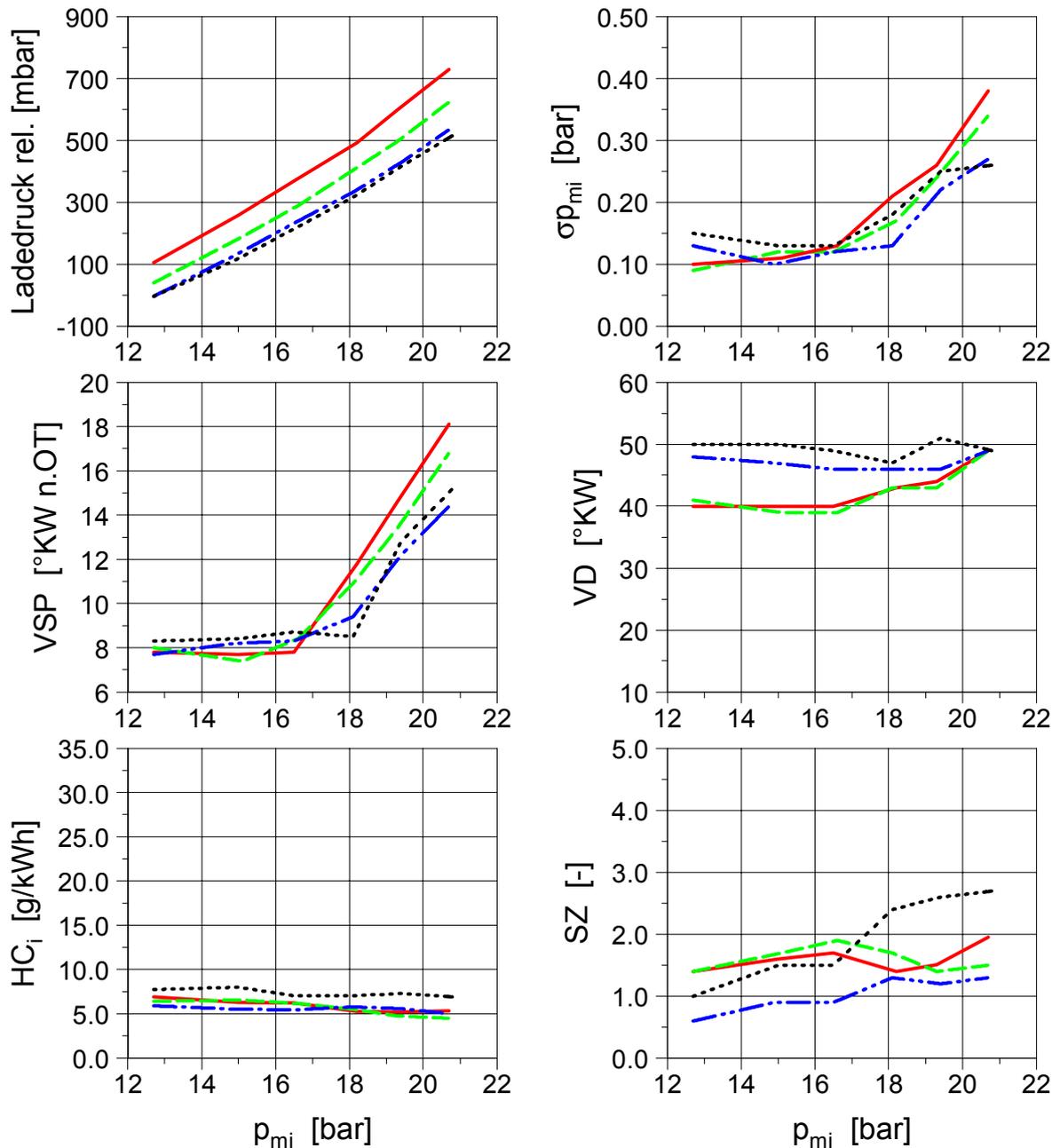


Abb 6.12: Einfluß von T_z bei Vollast $n=4000$ 1/min; $\lambda=0,9$

— $T_z=3,1$; - - - $T_z=2,8$
 ···· $T_z=2,4$; - · - · $T_z=1,7$

Bei Lasten $p_{mi} < 17$ bar ergeben sich für $T_z=2,8$ und $T_z=3,1$ unerwartet hohe SZ-Werte, die jedoch für $T_z=2,8$ mit weiter steigender Last wieder abnehmen. In Abbildung 6.3 wurde gezeigt, daß sich in der Kompressionsphase unter den Auslaßventilen eine sehr fette Gemischzone bildet. Die gesteigerte Tumbleströmung in Richtung Auslaß verstärkt diesen Effekt, was diese Resultate erklärt. Mit Erreichen der Klopfgrenze und damit späterem Zündzeitpunkt kann dieser fette Bereich mit Hilfe der einsetzenden Quetschströmung wieder in Richtung Brennraumzentrum

transportiert und homogenisiert werden. Bei $T_z=3,1$ gelingt dies jedoch nur bis zu einem Mitteldruck von $p_{mi}=18$ bar. Danach ist die eingebrachte Kraftstoffmasse zu groß, um diese Bereiche noch ausreichend homogenisieren zu können. Bei diesen hohen Mitteldrücken ist die mit der $T_z=1,7$ generierte Turbulenz generell zu gering, um eine ausreichende Homogenisierung zu erreichen, was die höchsten SZ-Werte zur Folge hat. Aufgrund des nicht zu hohen Durchflußwiderstandes und der allgemein guten Ergebnisse des Einlaßkanals mit $T_z=2,8$; insbesondere bei $n=2000$ 1/min; wird für die weiterführenden Versuchsvarianten dieser Einlaßkanal verwendet.

6.1.3 Einfluß der Injektorbauart

Die verbesserte Homogenisierung mittels erhöhter Ladungsbewegung reicht noch nicht aus, um den Zielwert von $SZ < 1$ zu unterschreiten. Eine weitere Verringerung der Schwärzungszahl soll durch eine Verbesserung der Sprayqualität erreicht werden. Die in Kapitel 6.1 dargestellten Strahlaufnahmen (Abbildung 6.2-6.3) zeigen, daß bei großen Kraftstoffmengen die Strömungsgeschwindigkeit im Injektor zu gering werden kann, um am Düsenaustritt einen ausreichenden Tropfenzerfall des Kraftstoffs zu gewährleisten. Die einzige Möglichkeit, den Strömungswiderstand im Injektor ohne tiefgreifende konstruktive Änderungen zu reduzieren, ist die Vergrößerung des Öffnungsquerschnitts an der Kraftstoffzuführung des Injektors, die sich unterhalb des MPI-Einspritzventils befindet und im Folgenden Injektorkappe genannt wird. Durch die Injektorkappe gelangt die komprimierte Luft und der Kraftstoff in den Injektor.

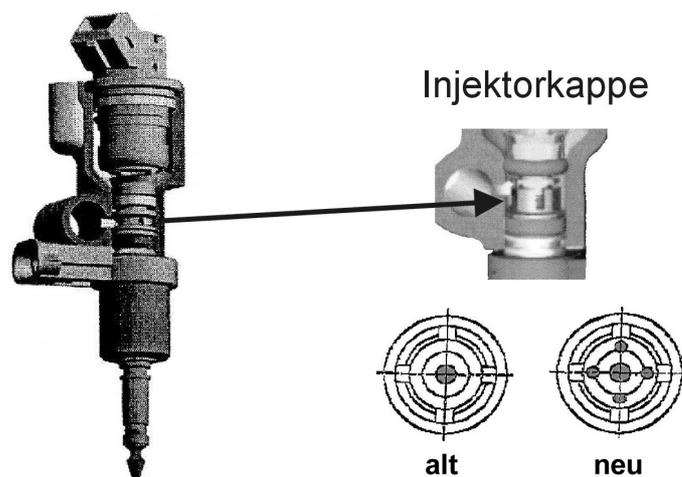


Abb. 6.13: Injektorkappe mit einzelner zentraler Bohrung (alt) und mit vier zusätzlichen Bohrungen (neu)

In der bisherigen Ausführung weist die Injektorkappe nur eine zentrale Bohrung auf, die modifizierte Ausführung besitzt dagegen zusätzlich vier weitere Bohrungen, die den Eintrittsquerschnitt auf das 2,5-fache vergrößern. In Abbildung 6.13 sind die alte und die neue Injektorkappe abgebildet. Mit dieser Modifikation soll das Einfließen des Kraftstoffs in und durch den Injektor bis zum Düsenaustritt verbessert werden. Die damit mögliche feinere Zerstäubung resultiert, wie bereits in Kapitel 6.1 erläutert, aus einer Erhöhung der Weberzahl /40/.

Die Auswirkungen dieser Modifikation (speziell auf die Emissionen) sind für den Lastschnitt $n=4000$ 1/min in Abbildung 6.14 dargestellt.

Aufgrund der neu gestalteten Injektorkappe kann die Gemischaufbereitung verbessert und damit sowohl die HC- als auch die Rußemissionen abgesenkt werden. Die Rußzahlen bleiben im gesamten Lastbereich in der Nähe des Zielwerts von $SZ < 1$, überschreiten diesen jedoch leicht.

HC_i wird im unteren und mittleren Lastbereich reduziert, dies führt dort zu leicht geringeren spezifischen Verbräuchen. Ab der Last $p_{mi}=19,4$ bar erreicht die eingespritzte Kraftstoffmasse jedoch einen Wert, der die Vorteile des vergrößerten Eintrittsquerschnitts unwirksam macht. Der Kraftstoff kann in der zur Verfügung stehenden Zeit nicht mehr im Injektor vorgelagert werden. Somit verschlechtert sich die Durchmischung von Kraftstoff mit Luft und es kommt in Folge dessen wieder zu einer Verminderung der Strömungsgeschwindigkeit am Düsenaustritt des Injektors. Damit verschlechtert sich die Sprayqualität erneut (siehe Kapitel 6.1, Abbildung 6.3). Die durchgeführte Modifizierung des Injektors hat auf den zeitlichen Ablauf der Verbrennung keinen nennenswerten Einfluß; sowohl die Verbrennungsschwerpunktlage als auch die -dauer bleiben nahezu unverändert.

Diese Ergebnisse zeigen, daß auch der modifizierte Injektor für die großen Einspritzmengen, wie sie beim aufgeladenen Versuchsmotor auftreten, nicht optimal ausgelegt ist.

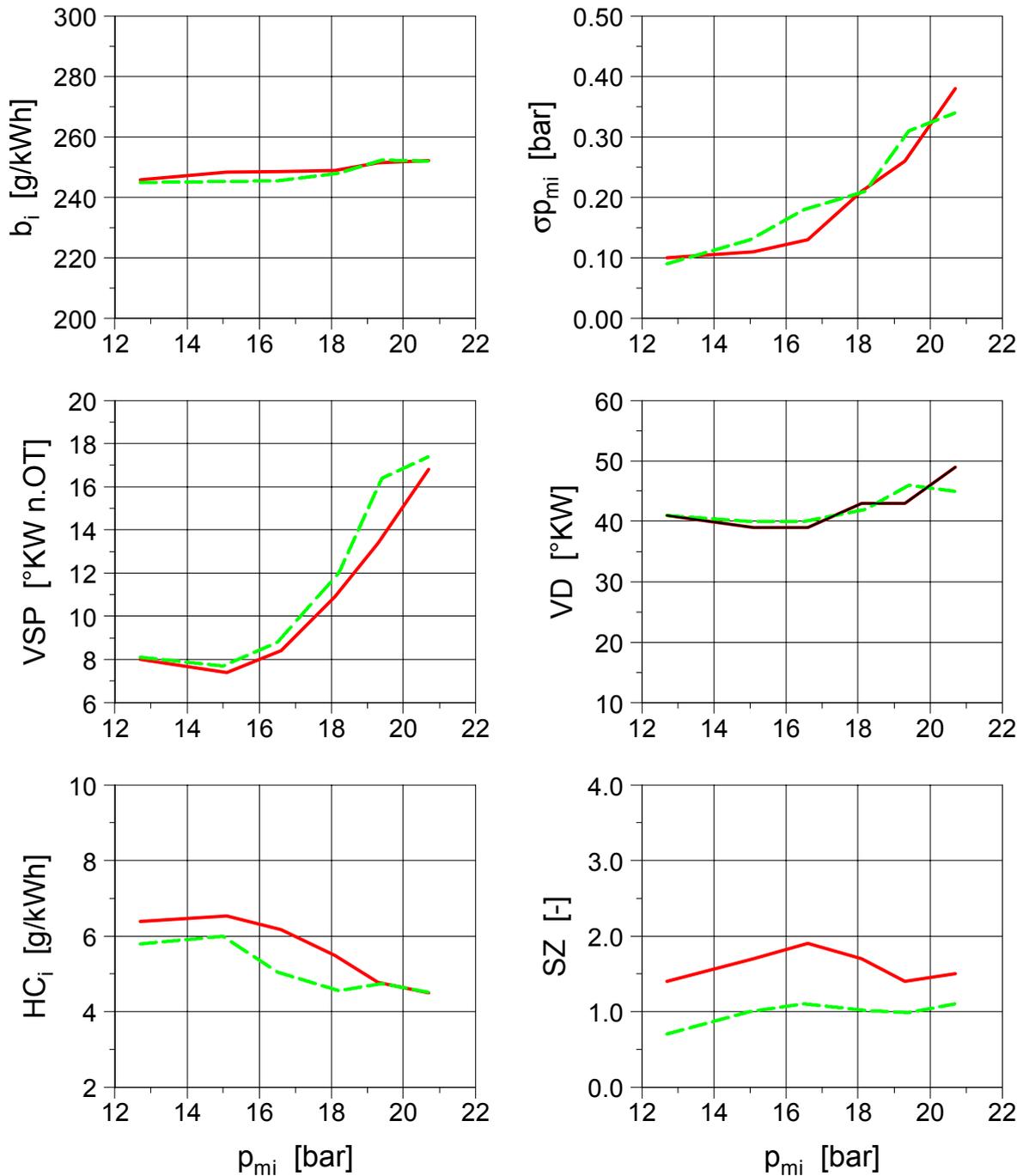


Abb. 6.14: Einfluß der Injektorkappe bei Vollast 4000 1/min; $\lambda=0,9$; $T_z=2,8$; Injektorneigung 30°

- Injektor unverändert
- - - Injektor mit modifizierter Injektorkappe

6.1.4 Einfluß der Injektorneigung

Alle bisher durchgeführten Modifikationen an Aggregat und Injektor hatten zum Ziel, die Gemischbildung mittels Ladungsbewegung und die Sprayqualität zu verbessern. Der Zielwert von $SZ < 1$ bei $p_{mi} < 16$ bar konnte jedoch nicht unterschritten werden. Um eine Verringerung der Schwärzungszahl zu erreichen, wird im Folgenden der Injektorneigungswinkel von 30° auf 35° vergrößert. Hiermit soll der Freigang des Einspritzstrahls zum Brennraumdach (Bereich zwischen Injektor und Auslaßventilen) vergrößert und damit das Benetzen mit Kraftstoff minimiert werden. Zusätzlich sollte sich aufgrund der geometrischen Verhältnisse eine geringere Strahleindringtiefe im Schichtbetrieb, bei gleichzeitig verbesserter Umlenkung der Gemischwolke in Richtung Zündkerze unter Ausnutzung der Kolbenmulde ergeben. Ein noch steileres Neigen des Injektors war nicht möglich, da sonst die Ansaugkanäle im Querschnitt verkleinert werden müßten, was wiederum eine Reduzierung des Luftmassenstroms für den Vollastbetrieb zur Folge gehabt hätte.

Verglichen wird in diesem Kapitel Variante Id mit 30° Injektorneigung und Variante II mit 35° Injektorneigung. Da diese Modifikation keinen Einfluß auf die Klopfgrenze hat (es ergeben sich bis auf $\pm 1^\circ$ KW die gleichen VSP-Lagen), wird auf eine grafische Darstellung verzichtet. Somit ist der Einfluß auf die Zyklenstreuung und die Emissionen rein auf die vergrößerte Injektorneigung zurückzuführen (Abbildung 6.15).

Auf die Verbrennungsdauer hat diese Modifikation des Versuchsträgers keinen Einfluß. Die Verbrennungsdauer ist bei beiden Varianten nahezu identisch; die Zyklenstreuung verringert sich nur leicht. Dagegen ergeben sich deutlich niedrigere Rußemissionen bei größerer Injektorneigung; jedoch verschlechtern sich die HC_i -Werte drastisch. Der Zielwert $SZ < 1$ bei $p_{mi} < 16$ bar wird mit dieser Variante erstmals deutlich unterschritten, die HC-Emissionen steigen jedoch stark an. Dieser unerwünschte Anstieg läßt sich wie folgt erklären. Wie Endres et al. /44/ zeigen, hat die Ladungsbewegung (generierte Turbulenz) auf die Brenngeschwindigkeit und die Zyklenstreuung signifikanten Einfluß. Diese Parameter sind hier jedoch nicht verändert worden. Liegen zum Zündzeitpunkt gute Entflammungsbedingungen vor, was die Ergebnisse für Zyklenstreuung und Verbrennungsdauer in Abbildung 6.15 belegen, können sich diese Größen auch nicht deutlich verändert haben. Anders verhält es sich mit den Emissionen, denn hier spielt die lokale Inhomogenität der Gemischzusammensetzung eine große Rolle. Lokale fette Zonen, eventuell noch mit flüssigen Kraftstoffanteilen, können zu hohen HC- und SZ-Werten beitragen. Abbildung 6.5 (30° Injektorlage) zeigt, daß sich sehr fette Zonen am Brennraumdach und in der Kolbenmulde bilden. Wird der Injektor 5° steiler gestellt, verringert sich der Kraftstoffauftrag am Brennraumdach, vergrößert sich jedoch der in der Kolbenmulde. Ruß entsteht vor allem dann, wenn es zu einer nennenswerten Kraftstoffbenetzung „kalter“ Brennraumwände kommt und der Kraftstoff bis zum Zündzeitpunkt nicht

wieder abdampft. Es kommt folglich zu einer Verbrennung von sehr fettem Gemisch in diesem Brennraumbereich, verbunden mit einer starken Rußbildung [35, 46]. Dieser Effekt wird mit der steileren Injektorlage vermindert. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe entstehen in sehr fetten Gemischzonen, da hier aufgrund des Sauerstoffmangels die Verbrennung nicht vollständig ablaufen kann [24]. Die steilere Injektorlage hat eine Verkürzung der freien Strahlänge in Richtung Kolbenboden zur Folge (siehe Abbildung 4.6), was zu einer stärkeren Benetzung des Kolbenbodens mit Kraftstoff führt. Aufgrund der höheren Bauteiltemperatur des Kolbens kann dieser Kraftstoff wieder abgedampft werden. Es entsteht jedoch eine Zone sehr fetten Gemisches, in der die Verbrennung nur unvollständig abläuft [47]. Hierin ist die hohe HC-Emission begründet.

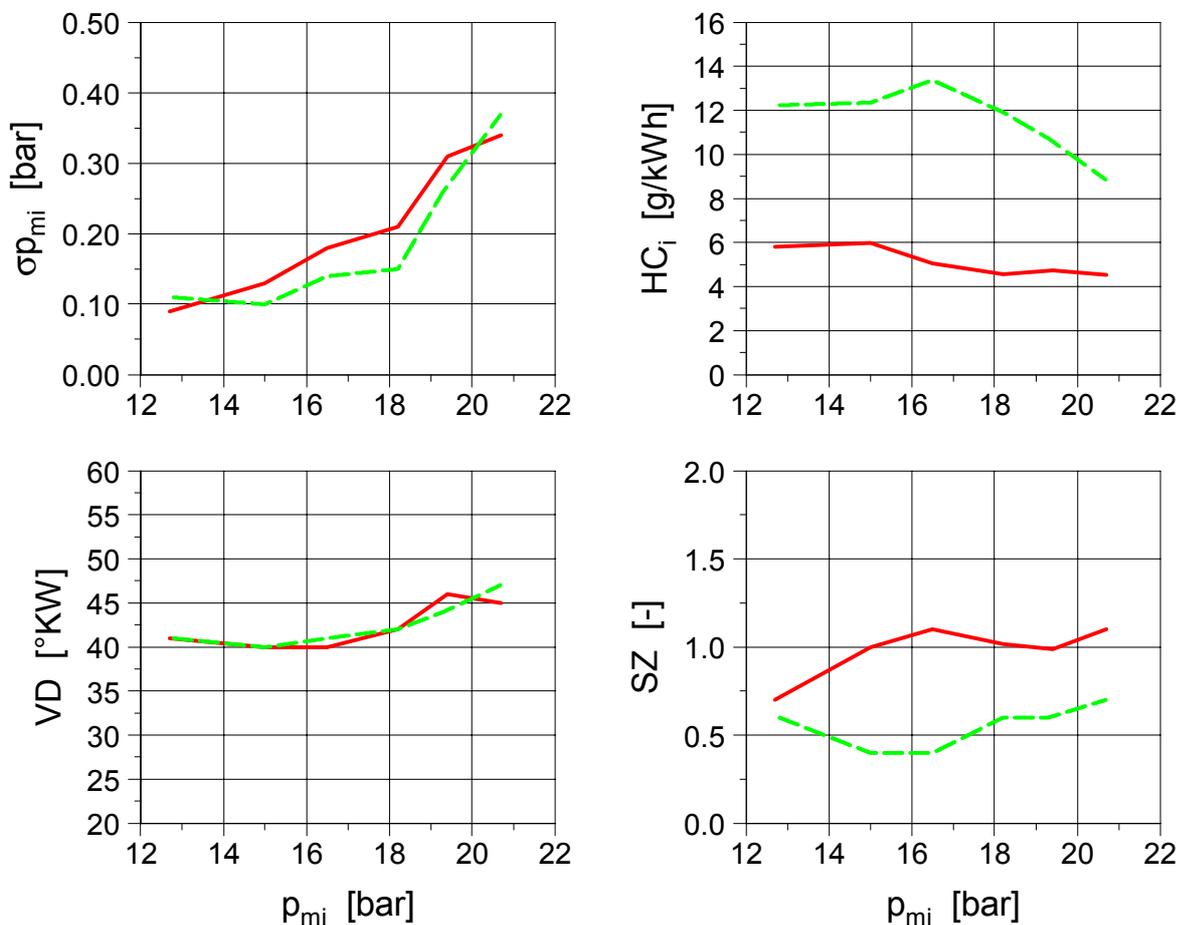


Abb. 6.15: Einfluß der Injektorneigung bei hohen Lasten; $n=4000$ 1/min; $\lambda=0,9$

- Injektorneigung 30°
- - - Injektorneigung 35°

Für die Drehzahl 2000 1/min ergibt sich für die 35° Injektorneigung ein ähnliches Ergebnis, wobei auf eine grafische Darstellung verzichtet wird. Der Zielwert für SZ wird auch beim Lastschnitt $n=2000$ 1/min unterschritten. Dabei ergibt sich eine

maximale Schwärzungszahl $SZ=0,72$ beim Mitteldruck $p_{mi}=17,4$ bar. Da mit der Injektorneigung 35° die Zielwerte bei Vollast ($SZ<1$ bei $p_{mi}\leq 16$ bar) erreicht werden, wird im Folgenden der Teillastpunkt $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=3$ bar im Schichtlade- und Homogenbetrieb mit dieser Konfiguration untersucht.

Abbildung 6.16 stellt die prinzipiellen Unterschiede im Arbeitsspiel des Homogen- und Schichtladebetriebs dar, wobei links ein komplettes Arbeitsspiel und rechts vergrößert die Ladungswechselphase dargestellt ist. Aufgrund der Entdrosselung und der frühen Verbrennungsschwerpunktlage im Schichtladebetrieb ergeben sich hier deutlich höhere Brennraumdrücke als im Homogenbetrieb. Durch die Entdrosselung reduziert sich der indizierte Ladungswechsel-Mitteldruck von $p_{mi_LW} = -0,42$ bar auf $p_{mi_LW} = -0,08$ bar. Die aus der Indizierung ermittelte Zyklenstreuung im Schichtladebetrieb beträgt $\sigma_{p_{mi}}=0,12$ bar und belegt, daß die Entflammungsbedingungen zum ZZP gut sind. Im Homogenbetrieb beträgt $\sigma_{p_{mi}}=0,08$ bar, was einen für diese Betriebsart üblichen Wert darstellt /43/.

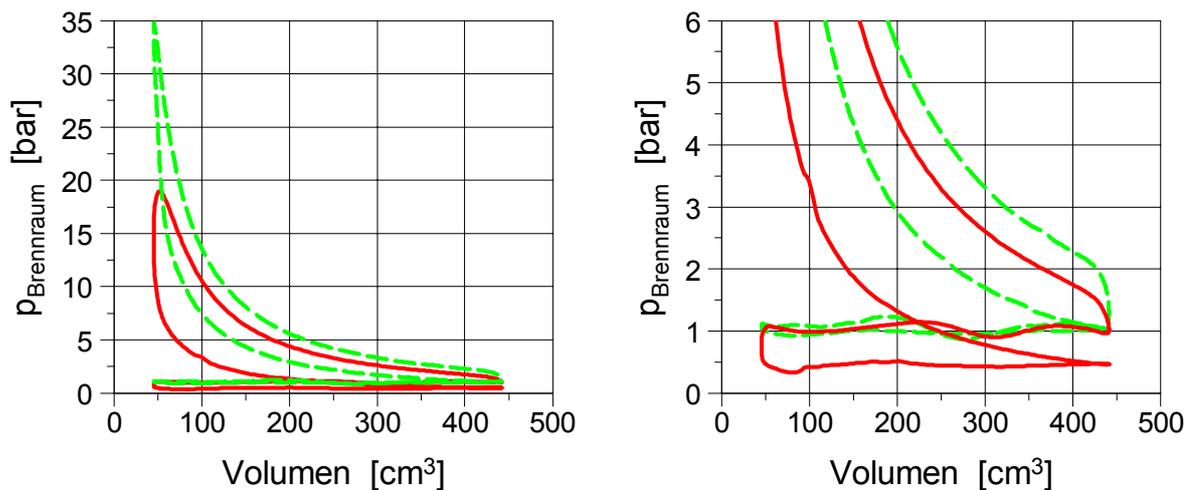


Abb. 6.16: Arbeitsspiel im Homogen- und Schichtladebetrieb;
 $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=3$ bar

- Homogenbetrieb $\lambda=1,0$
- - - Schichtladebetrieb $\lambda=3,4$

In Abbildung 6.17 sind der Brennraumdruck und der Brennverlauf für Schichtlade- und Homogenbetrieb dargestellt. Der Brennverlauf zeigt im Schichtladebetrieb keinen übermäßig verschleppten Ausbrand. Die Verbrennungsdauer (0%-95% Umsatz) beträgt dort 86°KW und die Verbrennungsschwerpunktlage liegt bei 5°KW v.OT; im Homogenbetrieb dagegen beim thermodynamischen Optimum von 8°KW n.OT /48/, was für diese Betriebsarten übliche Werte darstellen. Ernst /46/ zum

Beispiel gibt für das von ihm untersuchte strahlgeführte Brennverfahren beim gleichen Lastpunkt hinsichtlich Brenndauer und Verbrennungsschwerpunktlagen vergleichbare Werte an. Die dargestellte Durchbrennfunktion veranschaulicht nochmals, wie sich im Schichtladebetrieb die Verbrennung gegen Brennende zusehends verlangsamt. Aufgrund des hohen Luftüberschusses ist die Massenmitteltemperatur im Brennraum bei Schichtladebetrieb deutlich niedriger als bei Homogenbetrieb. Das für den Schichtladebetrieb charakteristisch verschleppte Verbrennungsende ergibt sich aufgrund der Kombination von niedriger Gastemperatur im Brennraum und steigendem λ in den Randbereichen der Gemischwolke, was zu einer unvollständigen Verbrennung und somit zu erhöhten HC-Emissionen führt.

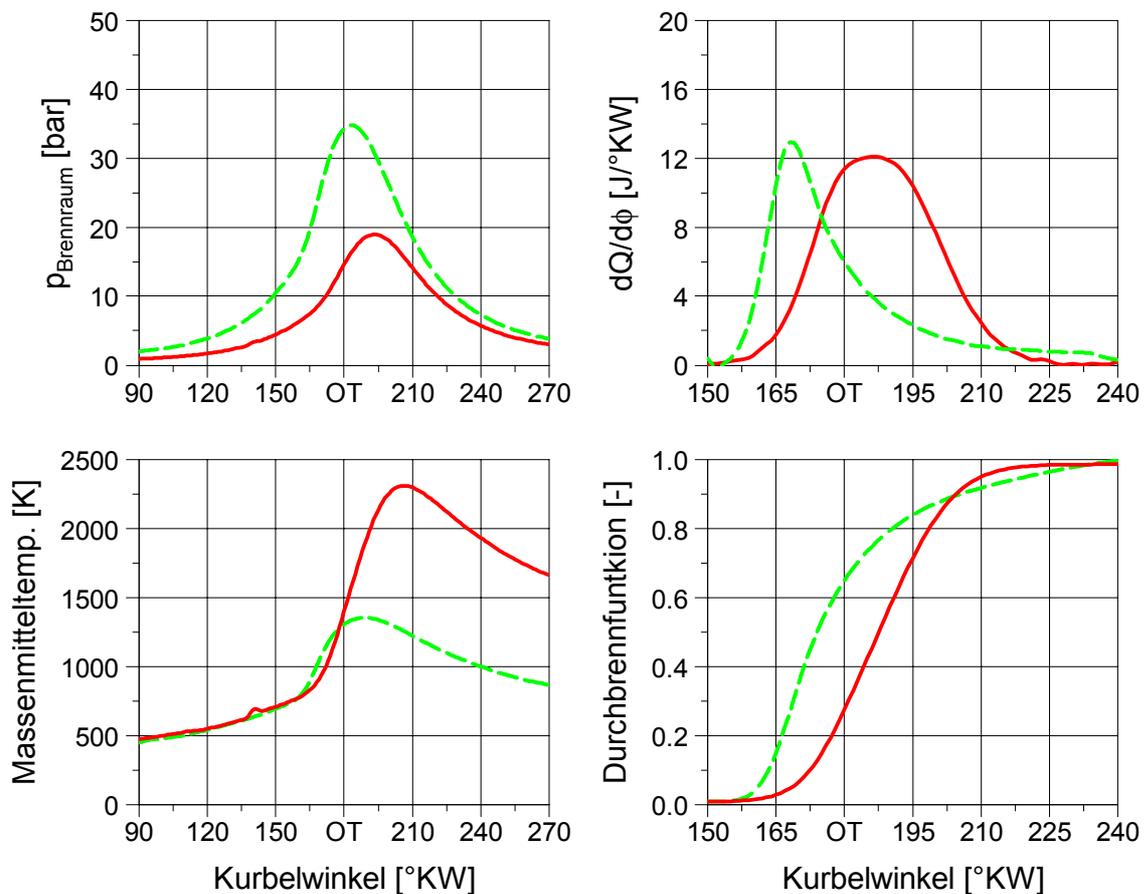


Abb. 6.17: Verbrennungsablauf im Homogen- und Schichtladebetrieb;
 $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=3$ bar
 — Homogenbetrieb $\lambda=1,0$
 - - - Schichtladebetrieb $\lambda=3,4$

Die Ergebnisse für die Schwärzungszahl, den spezifischen Verbrauch und die HC-Emissionen sind in Abbildung 6.18 dargestellt. Die Zielwerte im Schichtladebetrieb für die HC-Emissionen und den spezifischen Verbrauch werden deutlich verfehlt. Im Homogenbetrieb wird der Zielwert des spezifischen Verbrauchs dagegen erreicht.

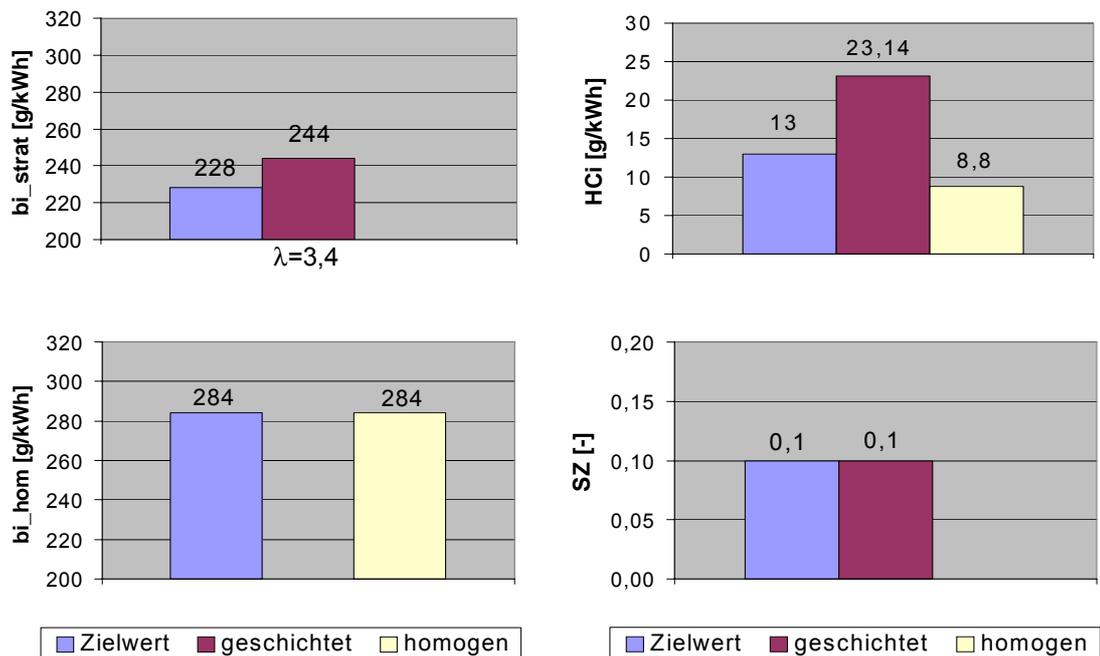


Abb. 6.18: Vergleich Homogen- und Schichtladebetrieb bei Teillast 2000 1/min; $p_{mi}=3$ bar

Nachdem die Brennverlaufsanalyse keine Erklärung für die hohen HC-Emissionen geben kann, wird der Einspritz- und der sich anschließende Gemischbildungsvorgang mittels der CFD-Simulation analysiert.

Die für diesen Lastpunkt durchgeführte CFD-Rechnung (siehe Abbildungen 6.19 und 6.20) gibt Aufschluß über die Ursache der hohen HC-Emission. Abbildung 6.19 zeigt einen Schnitt durch die Ebene Injektor-Zündkerze und Abbildung 6.20 einen Schnitt auf Höhe des Muldenrands. Aufgrund der großen Strahleindringtiefe, gekoppelt mit der flachen Strahlausbreitungsrichtung, wird der Kraftstoffstrahl nicht mit Hilfe der Kolbenmulde zur Zündkerze geführt. Es findet keinerlei Strahlumlenkung statt, sondern die Gemischwolke tritt über den Muldenrand in den Spaltbereich unter die Auslaßventile. Es entsteht eine sehr langgezogene, wenig kompakte Gemischwolke, was keine guten Voraussetzung für niedrige HC-Emissionen darstellt. Mit Einsetzen der Verbrennung werden die Randbereiche der Gemischwolke, die sich unter den Auslaßventilen befinden, aufgrund der Expansion der Verbrennungsgase in diesen Spaltbereich gedrückt. Dieser Teil des Brennraums entspricht einem „Scheibenbrennraum“ mit ungünstigem Volumen/Oberflächenverhältnis. Wie in Kapitel 3.2 bereits beschrieben, ist in solchen Brennräumen die freie Flammenfrontoberfläche gering und die Wärmeabfuhr aufgrund der großen Wandoberfläche hoch. Somit liegen gerade gegen Verbrennungsende sehr ungünstige Verhältnisse vor, die zu

einer unvollständigen, mit hohen HC-Emissionen verbundenen Verbrennung führen. Die Brennverlaufsanalyse bestätigt dies, denn ausgehend vom 95% Umsatzpunkt kann in weiteren 40°KW der eingespritzte Kraftstoff nicht mehr vollständig umgesetzt werden.

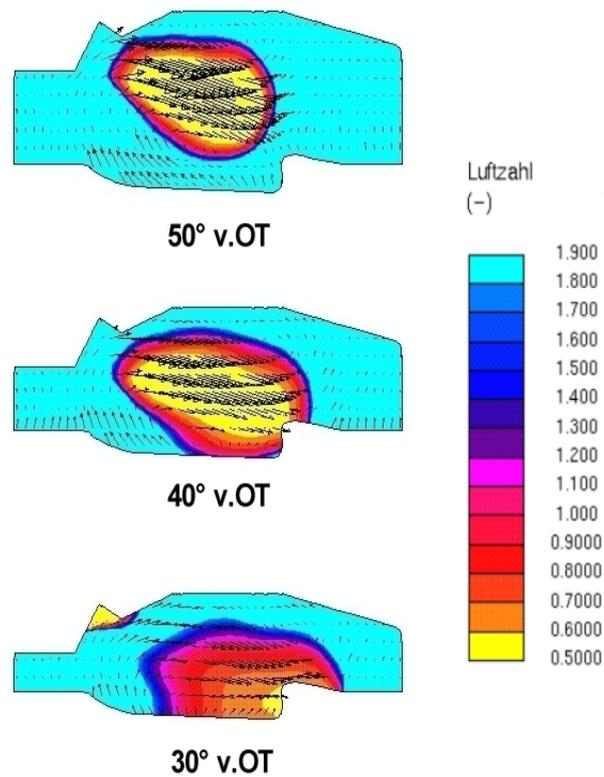


Abb. 6.19: Platzierung der Gemischwolke im Schichtladebetrieb LUE mit 35° Neigungswinkel bei $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=3$ bar

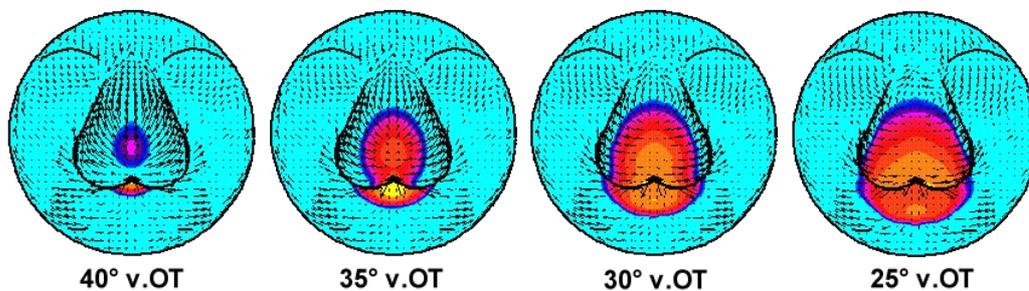


Abb. 6.20: Ausbreitung der Gemischwolke im Bereich der Kolbenmulde

Wie aus dem Diagramm 6.19 sehr gut ersichtlich ist, entspricht der Gemischtransport im Schichtladebetrieb nicht wie geplant einem wandgeführten Brennverfahren, sondern eher dem eines vorwiegend luftgeführten Brennverfahrens.

Alle mit der Aggregatevariante II durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, daß hiermit zwar die festgelegten Grenzwerte für SZ im Vollastbetrieb unterschritten werden können, nicht jedoch die Zielwerte für den spezifischen Verbrauch und die Schadstoffemissionen im Schichtladebetrieb. Diese werden deutlich verfehlt. Insbesondere die große Strahleindringtiefe läßt diesen Injektortyp in der verwendete Konfiguration ungeeignet erscheinen.

Daher wird im Folgenden das Versuchsaggregat auf das Hochdruckeinspritzsystem umgestellt.

6.2 Brennverfahren mit Hochdruckeinspritzsystem

Nachdem mit Variante II (LUE-System) die Zielwerte in der Vollast erreicht, jedoch im Schichtbetrieb deutlich verfehlt wurden, soll durch den Wechsel auf Aggregatevariante III (HDE-System) der Einfluß des Gemischbildners auf die Emissionen und den spezifischen Verbrauch untersucht werden.

Wie eingangs dargelegt, soll mit dieser Konfiguration ein luftgeführtes Brennverfahren realisiert werden. Somit ist für den Schichtladebetrieb zu berücksichtigen, daß je größer der Abstand zwischen Kraftstoffstrahl und Zündkerze ist, es schwieriger wird, zündfähiges Gemisch mittels Ladungsbewegung sicher zur Zündkerze zu transportieren. In Kapitel 4 und 6.1 wurde gezeigt, daß im Homogenbetrieb eine großvolumige mit wenig Wandanlagerung verbundene Kraftstoffverteilung von Vorteil ist. Der Strahlwinkel muß so gewählt werden, daß das Brennraumdach möglichst nicht mit Kraftstoff benetzt wird, um erhöhte Rußemissionen zu verhindern; dagegen muß die Gemischwolke im Schichtladebetrieb ausreichend nah an der Zündkerze platziert werden.

Für diese Arbeit stehen drei Injektoren mit Strahlwinkeln von 70° , 74° und 77° zur Verfügung. Abbildung 6.21 stellt die geometrische Strahlausbreitung für Strahlwinkel von 70° und 77° dar.

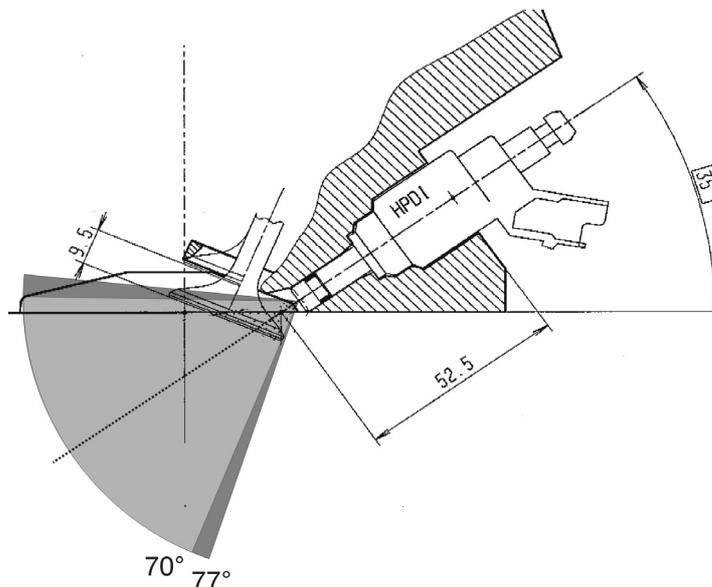


Abb. 6.21: Freie Strahllänge in Abhängigkeit des Strahlwinkels

Mit dem größten Strahlwinkel kann der Kraftstoff zwar auf das größte Volumen verteilt und sehr nahe an der Zündkerze plaziert werden, jedoch liegt hier die geringste freie Strahllänge an der Strahloberkante vor und es ist zu erwarten, daß mit diesem Injektor das Brennraumdach am stärksten mit Kraftstoff benetzt wird. Umgekehrt verhält es sich mit dem Strahlwinkel von 70° . Die Untersuchungen in Kapitel 6.1 haben eindeutig gezeigt, daß eine Benetzung des Brennraumdachs mit Kraftstoff verhindert werden muß, um hohe Rußemissionen zu vermeiden. Daher erscheint der Injektor mit dem Strahlwinkel von 70° die günstigste Auslegung für die gewählte Konfiguration zu sein. Ob diese Aussage zutreffend ist, wird später durch eine Ermittlung der Rußemission bei Saug- und Lader-Vollast überprüft.

Zunächst werden vor den eigentlichen Experimenten die Injektoren auf ihre Strahlcharakteristik untersucht, um sicher zu gehen, daß keine Strahldefekte vorliegen, die speziell im Schichtladebetrieb zu nicht plausiblen Versuchsergebnisse führen könnten. Die in Abbildung 6.22 dargestellten Strahlaufnahmen zeigen, daß zu Beginn der Einspritzung (0,7 ms) die Injektoren mit 70° und 74° Strahlwinkel einen deutlichen Vorstrahl aufweisen, der aufgrund seiner unzureichenden Zerstäubungsqualität große Tröpfchen enthält, die dem eigentlichen Spray weit vorausseilen, da die großen Tröpfchen nicht so stark vom umgebenden Medium abgebremst werden. Die Aufnahmen bei 1 ms und 1,2 ms verdeutlichen dieses Verhalten, wobei diese Tendenz mit größerem Strahlwinkel abnimmt. Der Injektor mit 77° Strahlwinkel bildet keinen Vorstrahl aus. Der Schließvorgang (1,5 ms) ist bei allen drei Injektoren durch einen deutlichen Nachspritzer charakterisiert, der aus ebenfalls unzureichend zerstäubtem Kraftstoff besteht.

Diese zu Beginn und Ende der Einspritzung eingebrachten Kraftstoffanteile können aufgrund der unzureichenden Sprayqualität und großen Eindringtiefe, vor allem im Schichtladebetrieb, zu erhöhten HC- und Rußemissionen beitragen. Wie in Kapitel 3.2 diskutiert, muß dies jedoch bei der hier gewählten Konfiguration aufgrund der großen freien Strahllänge, speziell in Spray-Mittelachse, nicht zwingend der Fall sein.

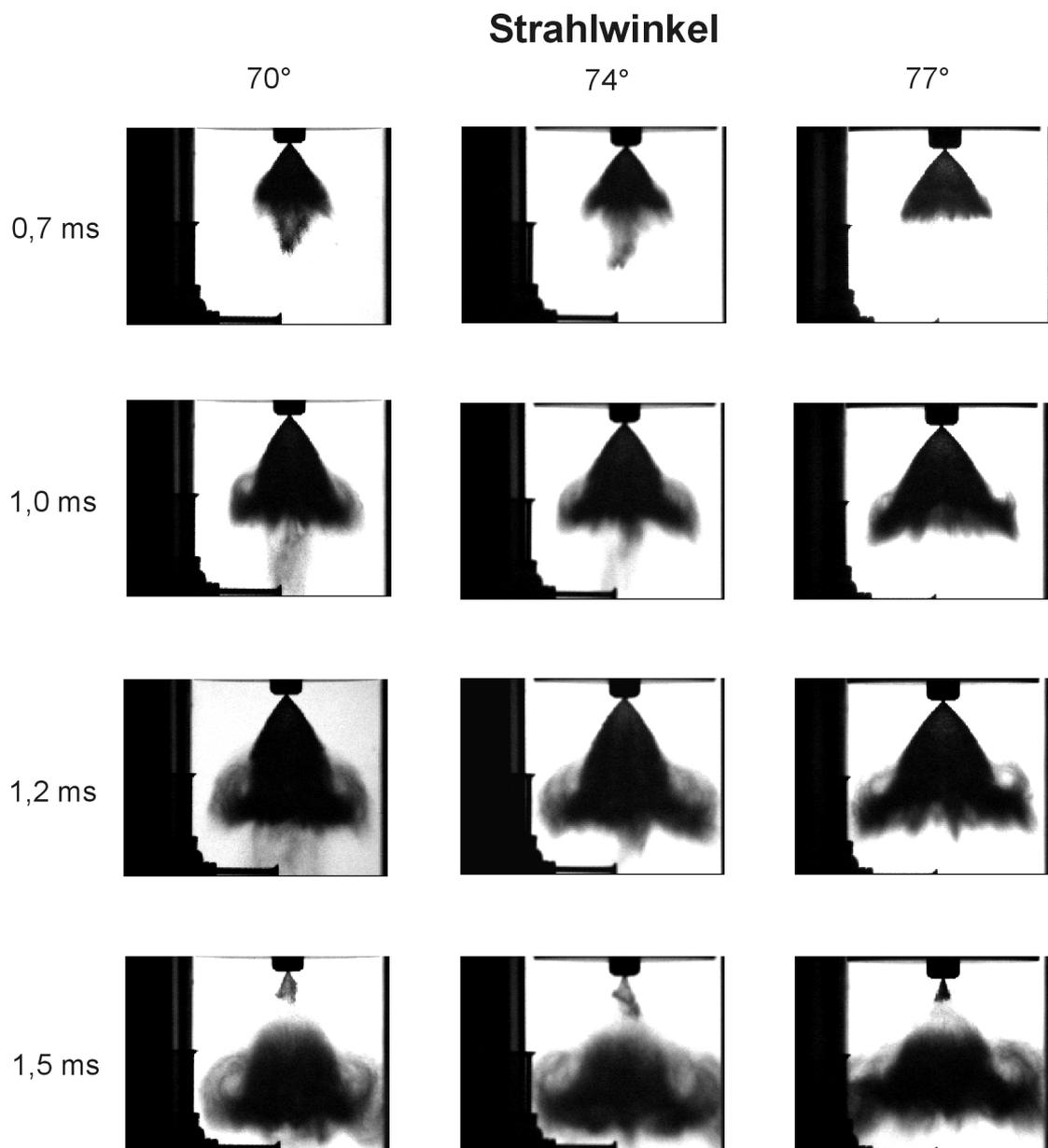


Abb. 6.22: Strahltaufnahmen der Injektoren mit 70°, 74° und 77° Strahlwinkel bei 100 bar Einspritzdruck

Einfluß des Strahlwinkels in der Vollast

Um die aufgestellte Annahme zu bestätigen, daß der Injektor mit 70° Strahlwinkel die günstigste Auslegung darstellt, wird zunächst mit allen drei Injektoren in der Saug- und Lader-Vollast der Einfluß des Strahlwinkels auf die Rußemission untersucht. Die Ergebnisse für Saug-Vollast sind in Abbildung 6.23 und für Lader-Vollast in Abbildung 6.24 dargestellt.

Saug-Vollast

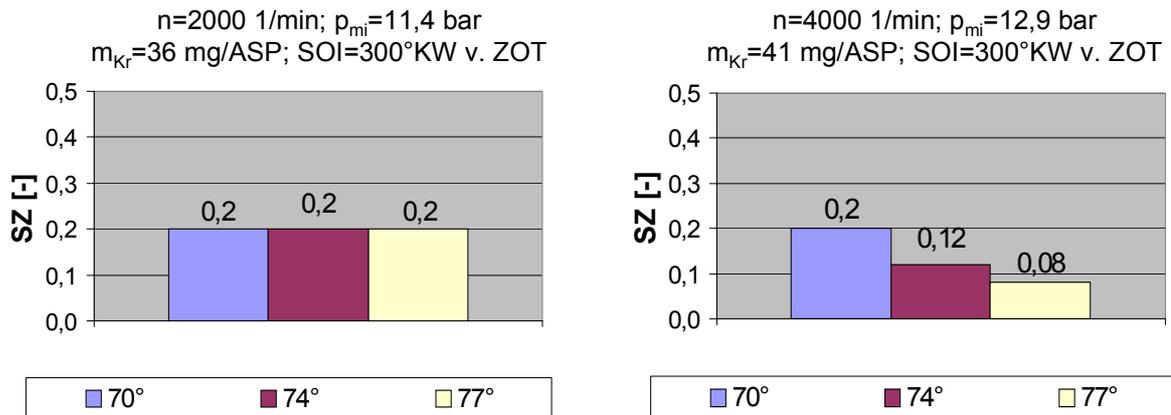


Abb. 6.23: Einfluß des Strahlwinkels auf die Rußemission bei Saug-Vollast; $\lambda=0,9$

Die sich ergebenden Schwärzungszahlen bei Saug-Vollast $n=2000$ 1/min sind vom Strahlwinkel unabhängig; bei $n=4000$ 1/min ergibt sich mit der Vergrößerung des Strahlwinkels eine leichte Abnahme der Rußemission, jedoch auf bereits niedrigem Niveau.

Die bei Lader-Vollast gemessenen Rußemissionen liegen deutlich über den Werten der Saug-Vollast und es ergibt sich ein deutlicher Zusammenhang zwischen Strahlwinkel und Rußemission. Mit zunehmendem Strahlwinkel steigt die Rußemission bei beiden Drehzahlen deutlich an. Diese Abhängigkeiten der gemessenen Schwärzungszahlen bestätigen unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus Kapitel 6.1.4 die eingangs aufgestellte Annahme, daß aufgrund der bei Lader-Vollast deutlich größeren eingespritzten Kraftstoffmasse, der maßgebende Effekt eine starke Benetzung des Brennraumdachs mit Kraftstoff ist. Dieser Kraftstoff sollte bis zum Einsetzen der Verbrennung von der Brennraumwand wieder abgedampft und gleichzeitig auch homogen im Brennraum verteilt sein. In wie weit die Wandbenetzung mit Kraftstoff wieder zurückgebildet wird, kann mittels der CFD-Rechnung nicht beantwortet werden, da die hier zur Verfügung stehenden Modelle das Verdampfen des Kraftstoffs an einer Brennraumwand unter Berücksichtigung der Verbrennung nicht nachbilden können. Der Einsatz von Aggregaten mit optischen Zugängen ist ebenfalls nicht möglich, da einerseits durch die zusätzlichen Zugänge im Zylinderkopf die Kühlung deutlich verschlechtert wird (zum Beispiel Einfluß auf die Brennraumoberflächentemperatur und Klopfgrenze) und sich somit andere thermische Zustände im Brennraum einstellen, zum anderen die optischen Zugänge der Belastung bei diesen hohen Lasten nicht standhalten. In jedem Fall zeigen die Ergebnisse, daß bis zum Einsetzen der Verbrennung bei zu großem Strahlwinkel die Wandbenetzung nicht mehr vollständig rückgängig gemacht werden kann, beziehungsweise eine starke Inhomogenität mit sehr fetten Zonen im Brennraum

vorliegen muß, die zu einer deutlichen Rußentwicklung /35/ und damit zu einem Überschreiten des Zielwertes $SZ < 1$ bei den Strahlwinkeln von 74° und 77° führt. Die besten Ergebnisse werden mit dem Strahlwinkel von 70° realisiert. Mit dieser Variation des Strahlwinkels wird sehr schön veranschaulicht, wie groß die Sensitivität des Brennverfahrens auf eine Strahlwinkelvergrößerung bei Lader-Vollast bezüglich der Rußemission ist. Unter den gewählten Randbedingungen senkt ein um nur 4° schmalerer Strahlwinkel die Rußemission nahezu um die Hälfte.

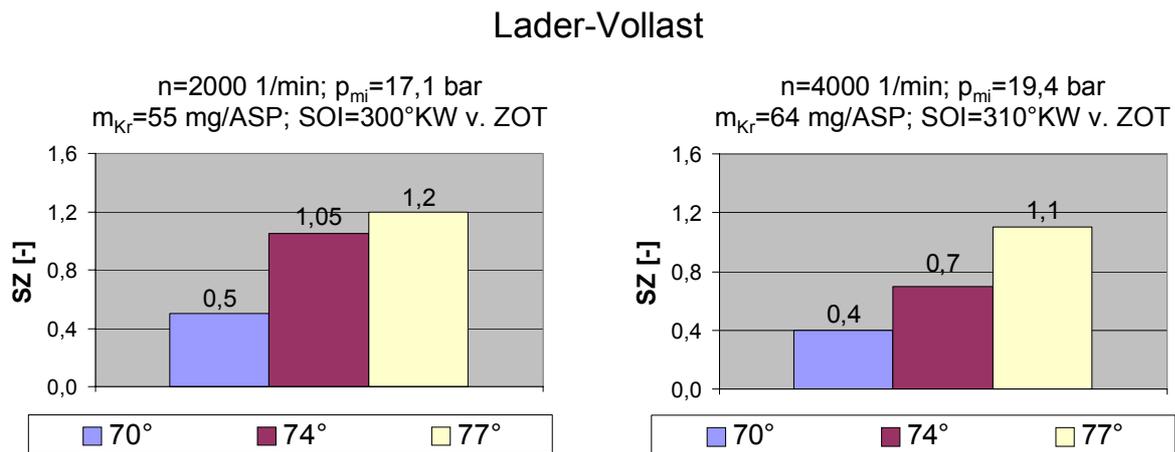


Abb. 6.24: Einfluß des Strahlwinkels auf die Rußemission bei Lader-Vollast; $\lambda=0,9$

Da nur mit einem Strahlwinkel von 70° der Zielwert für SZ deutlich unterschritten werden konnte, wird für die weiterführenden Untersuchungen dieser Injektor verwendet.

Im Folgenden werden die zwei Lastschnitte bei den Drehzahlen $n=2000$ 1/min und $n=4000$ 1/min vermessen. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 6.25 und 6.26 dargestellt.

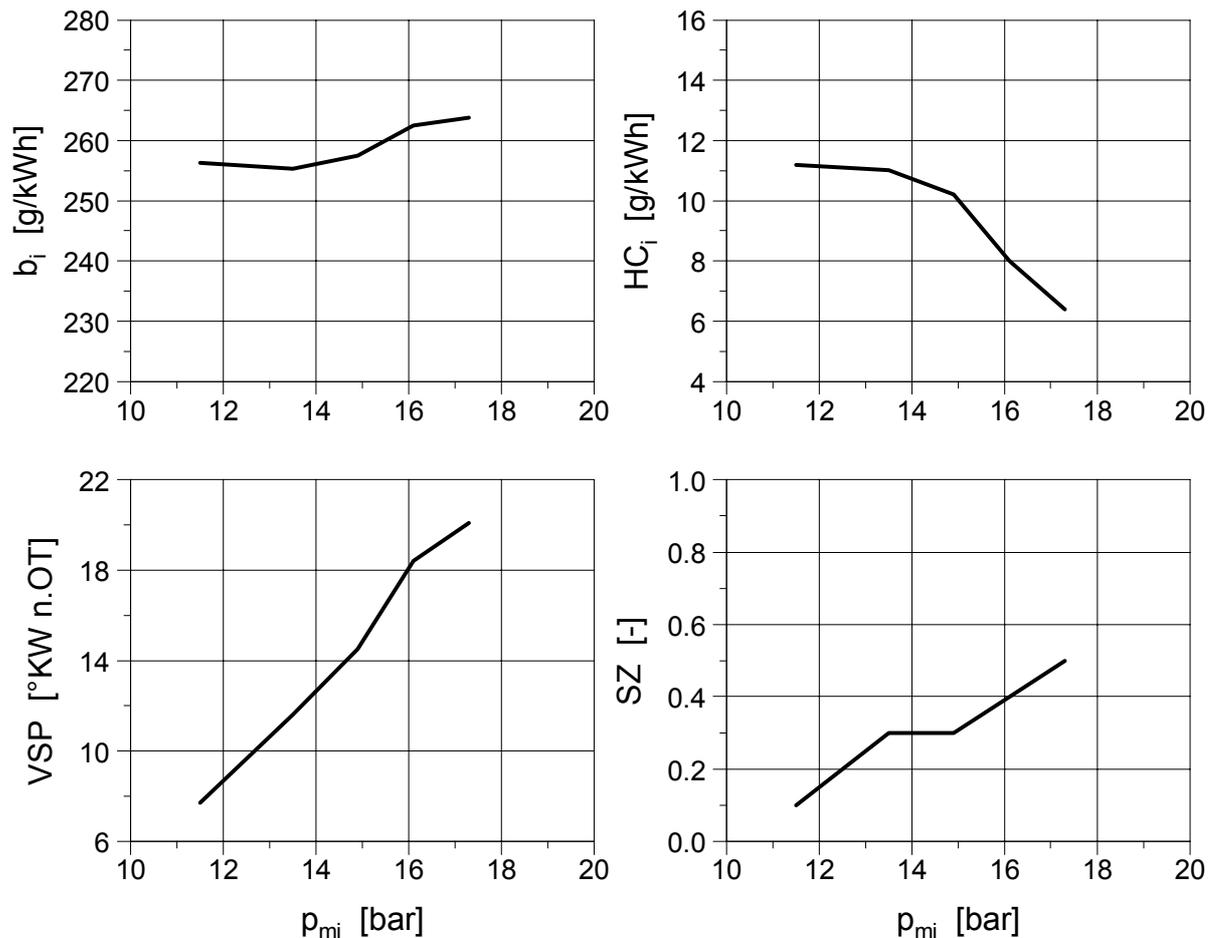


Abb. 6.25: Lastschnitt $n=2000$ 1/min; $\lambda=0,9$; $T_z=2,8$; Injektorneigung 35° ; Strahlwinkel 70°

Der Zielwert für die Rußemission $SZ < 1$ wird nicht nur bei $p_{mi}=16$ bar, sondern im gesamten Lastbereich und für beide Drehzahlen deutlich unterschritten. Die Schwärzungszahl steigt proportional mit der Last an, wogegen die HC_i -Emission abnimmt. Mit steigender Last vergrößert sich die eingespritzte Kraftstoffmasse stetig und der Kraftstoffanteil, der Brennraumwände benetzt, nimmt zu. Wie Ernst /46/ in seiner Arbeit zeigt, führt diese an der Brennraumwand ablaufende Verbrennung zur Rußbildung, was den Anstieg der SZ-Werte erklärt. Gleichzeitig erhöht sich mit steigender Last der Luftmassenstrom, was wiederum zu einem Anstieg der generierten Turbulenz im Brennraum führt und die Homogenisierung des eingebrachten Kraftstoffs unterstützt. Zusätzlich erhöht sich das Temperaturniveau im Brennraum mit steigender Last, was eine vollständige Verbrennung begünstigt. Daher nimmt die HC-Emission mit steigender Last ab.

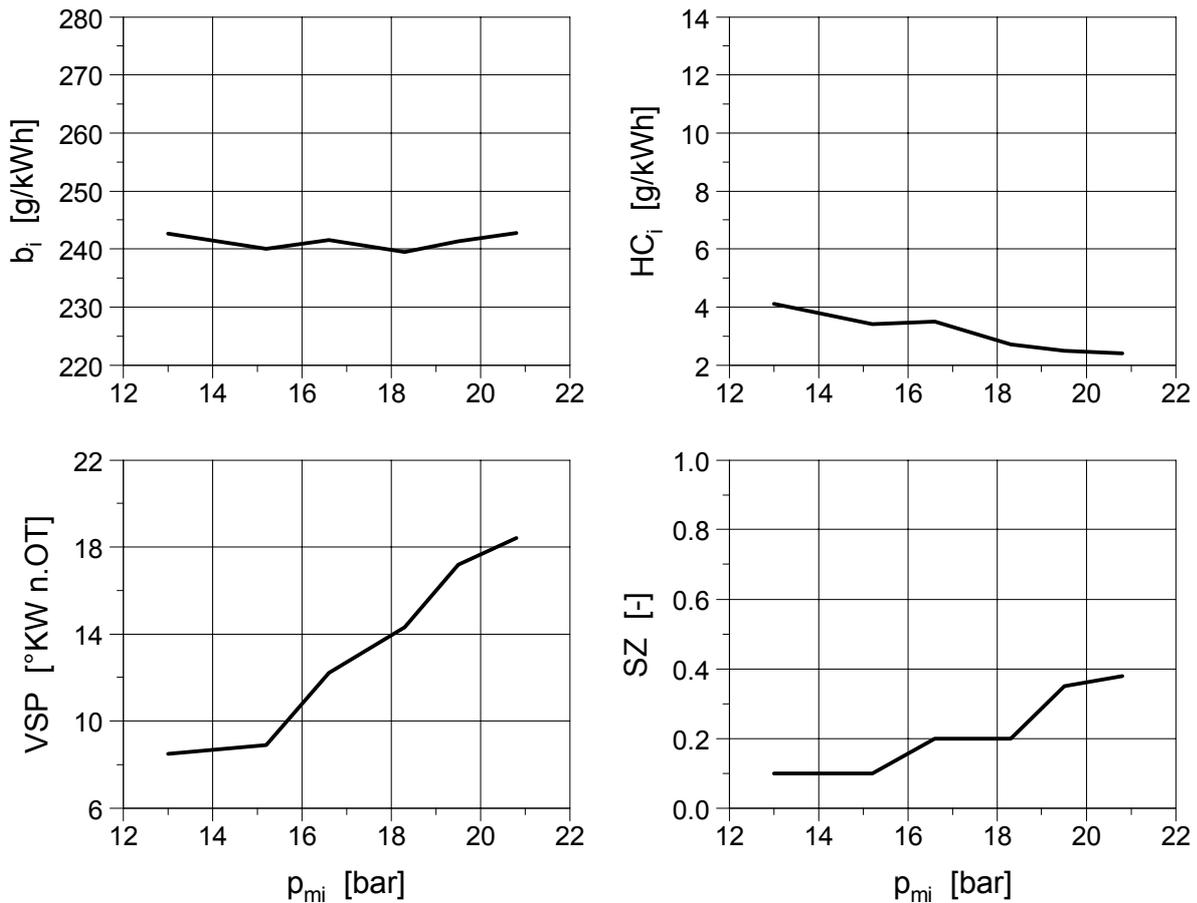


Abb. 6.26: Lastschnitt $n=4000$ 1/min; $\lambda=0,9$; $T_z=2,8$; Injektorneigung 35° ; Strahlwinkel 70°

Teillastuntersuchungen

Mit dem in Variante III dargestellte TSDI-Brennverfahren, soll nachgewiesen werden, daß mittels der Ladungsbewegung (Tumbleströmung) einerseits das Spray in sich gut homogenisiert und andererseits die Gemischwolke zur Zündkerze transportiert werden kann, um einen aussetzerfreien Schichtladebetrieb zu gewährleisten.

Wie bereits in Kapitel 5 definiert, werden im Folgenden beginnend mit dem Teillastpunkt $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=3$ bar die Teillastuntersuchungen fortgesetzt. In Abbildung 6.27 sind die Ergebnisse für den spezifischen Verbrauch, die Schwärzungszahl sowie die HC-Emission im Homogen- und Schichtladebetrieb dargestellt.

Die festgelegten Zielwerte für den spezifischen Verbrauch und die Emissionen werden unterschritten, wobei $b_{i_strat}=218$ g/kWh im Schichtladebetrieb einen besonders guten Wert darstellt. Zum Beispiel geben Ernst /46/ und Schänzlin /49/ für das in deren Arbeiten verwendete strahlgeführte Brennverfahren spezifische

Verbäuche von $b_{i_strat}=240$ g/kWh an, die somit über 10% höher liegen, als der mit dem TSDI-Brennverfahren erzielte Wert. Hervorzuheben ist, daß diese Ergebnisse, auch die geringe Rußemission, trotz des niedrigen Einspritzdrucks von nur 50 bar erzielt werden, bei dem das Aggregat hinsichtlich Aussetzer das beste Laufverhalten aufweist. Dieses Verhalten ist auf die Sensitivität der Strahlcharakteristik gegenüber unterschiedlichen Einspritz- und Brennraumdrücken zurückzuführen, das später dargestellt wird.

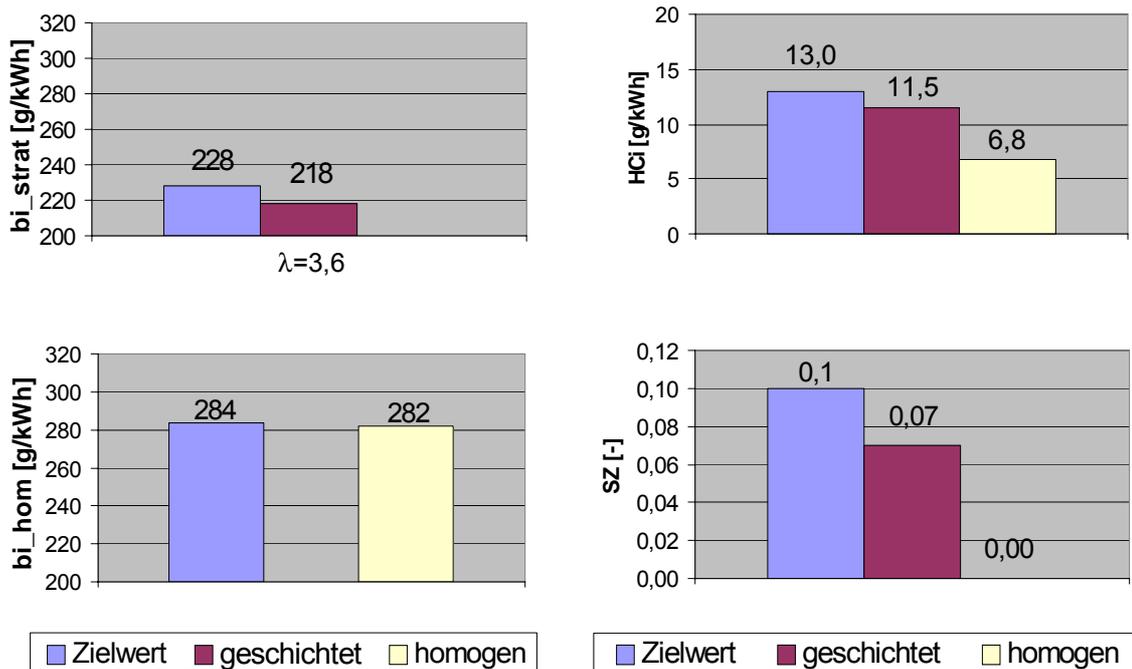


Abb. 6.27: Vergleich Homogen- und Schichtladebetrieb Teillast
 $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=3$ bar; FUP=50 bar

In Abbildung 6.28 sind die Brennraumdruckverläufe sowie die mittels der Brennverlaufsanalyse berechneten Brennverläufe beider Betriebsarten dargestellt. Im Homogenbetrieb ist die thermodynamisch optimale VSP-Lage von 8°KW n. OT eingestellt /48/, dagegen ergibt sich im Schichtladebetrieb der niedrigste spezifische Verbrauch bei einer VSP-Lage von 4°KW v. OT und damit ca. 12°KW früher. Im Schichtladebetrieb ist die Verbrennung vor OT sehr schnell, verlangsamt sich danach und es kommt zu dem für diese Betriebsart charakteristischen verschleppten Brennende in der Expansionsphase. Ursache hierfür ist, daß die bis zu Beginn der Expansion stabile Ladungsschichtung aufgrund der Abwärtsbewegung des Kolbens zerstört wird. Mit zunehmender Expansion verringert sich die Gastemperatur im Brennraum und es erhöht sich die Wärmeabfuhr aus der Verbrennungszone. Zusätzlich kommt es zu einer Abmagerung der Gemischwolke speziell in den

Randbereichen, verbunden mit einer sich verlangsamen und nicht mehr vollständig ablaufenden Verbrennung.

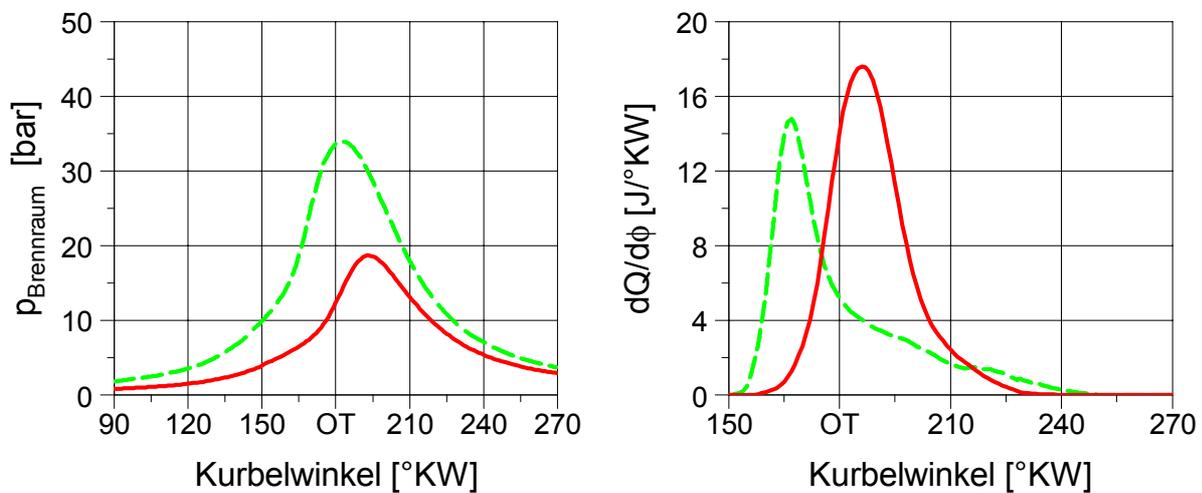


Abb. 6.28: Brennraumdruck- und Brennverlauf; $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=3$ bar

- Homogenbetrieb $\lambda=1,0$
- - - Schichtladebetrieb $\lambda=3,6$

Aus thermodynamischer Sicht wäre ein späterer Zündzeitpunkt wünschenswert; jedoch liegen bei späteren Zündzeitpunkten höhere Gegendrücke im Brennraum vor, die Tumbleströmung schwächt sich weiter ab und es ergeben sich andere geometrische Verhältnisse. Hierdurch ändert sich die Strahlausbreitung im Brennraum, eine zuverlässige Gemischführung zur Zündkerze wird erschwert und es ist nicht möglich, zu späteren Zündzeitpunkten und Einspritzintervallen einen aussetzerfreien Motorbetrieb darzustellen.

Um zu analysieren, warum sich bei einem Kraftstoffdruck von 50 bar der stabilste Motorlauf ergibt, werden im Strahlabor die Einflüsse des Kraftstoff- und des Kammerdrucks auf die Strahlausbreitung und Zerstäubungsgüte untersucht. Mittels der Schattenrißmeßtechnik wird die Strahlausbreitung analysiert und mittels der Laserbeugungsspektroskopie /50, 51/ der Sauterdurchmesser D_{32} /52/ bei unterschiedlichen Einspritzdrücken bestimmt.

Hierbei wurde eine Einspritzzeit von 0,8 ms und als Auswertzeitpunkt 1ms nach Einspritzende gewählt. Dies entspricht im Schichtladebetrieb bei $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=3$ bar dem Zeitpunkt der Zündung. Der Auswertebereich liegt hierbei 35 mm von der Düsenöffnung entfernt, was vergleichbar dem Abstand zwischen Zündkerze und Injektor im Versuchsaggregat ist. Wie aus Abbildung 6.29 ersichtlich ist, vergrößert sich der Sauterdurchmesser mit sinkendem Einspritzdruck.

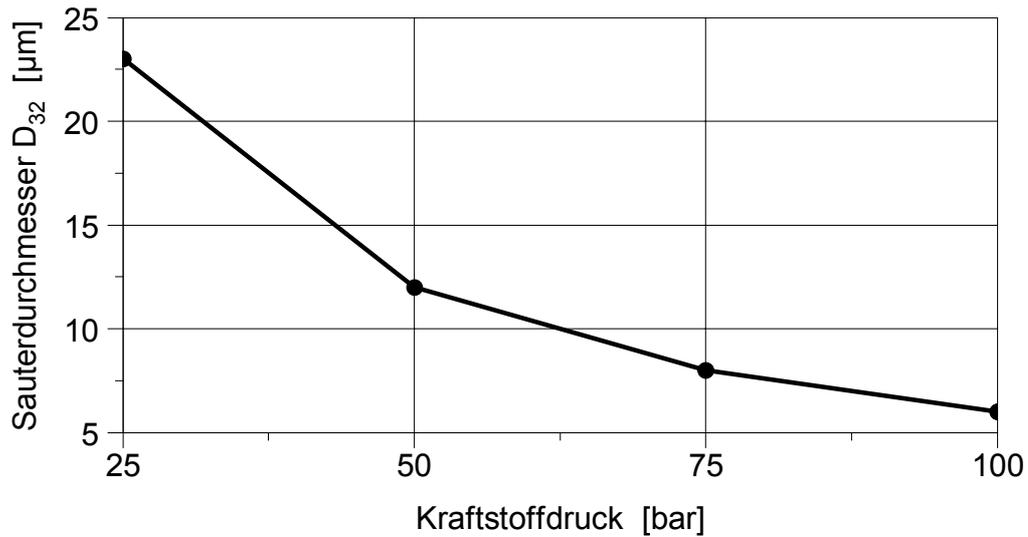


Abb. 6.29: Abhängigkeit des Sauterdurchmessers D_{32} vom Kraftstoffdruck; Einspritzzeit 1 ms; Aufnahmezeitpunkt 1 ms nach Einspritzende; Abstand zur Düsenöffnung 35 mm

Ob es trotz des niedrigen Kraftstoffdrucks und damit einem Sauterdurchmesser von $D_{32}=12 \mu\text{m}$ zu einer ausreichenden Homogenisierung kommt, wird in dieser Arbeit später mit Hilfe der CFD-Simulation und eines Aggregates mit optischen Zugängen untersucht.

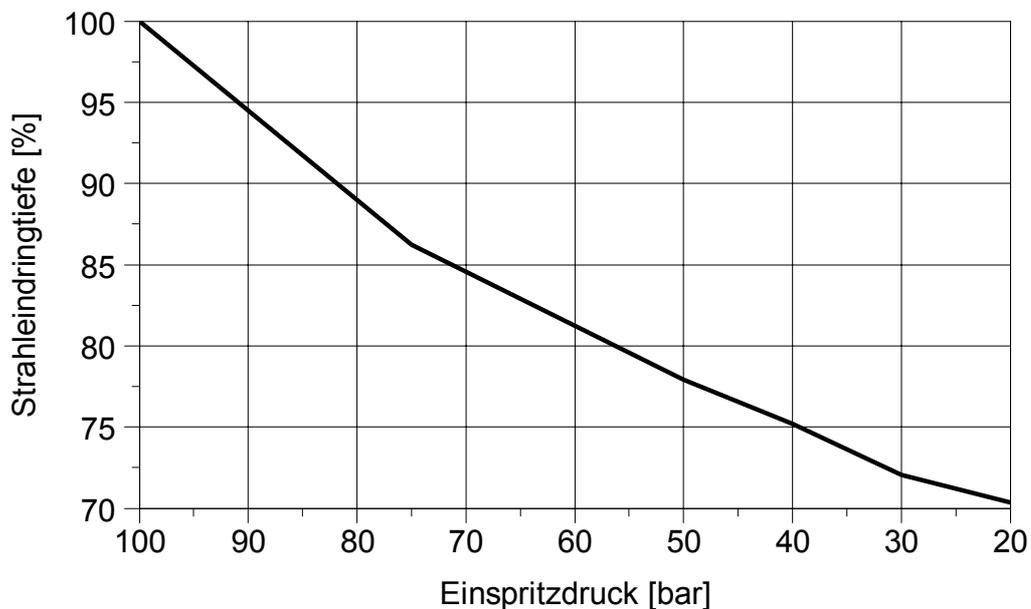


Abb. 6.30: Abhängigkeit der Strahleindringtiefe vom Einspritzdruck bei 1 bar Kammerdruck; Einspritzzeit 1 ms; Abstand zum Einspritzende 1 ms; Abstand zur Düsenöffnung 35 mm

Abbildung 6.30 zeigt die Abhängigkeit der Strahleindringtiefe vom Einspritzdruck. Mit sinkendem Einspritzdruck verringert sich annähernd proportional die Strahleindringtiefe. Der Strahlwinkel verändert sich über dem Einspritzdruck nicht; daher wird auf eine Darstellung verzichtet.

Aus Abbildung 6.31 ist ersichtlich, daß der Strahlwinkel jedoch mit steigendem Kammerdruck abnimmt, wie Frey et. al. /1/ ebenfalls für HDE-Injektoren berichten. Der Strahlwinkel wird ermittelt, indem mittels der Schattenrißmeßtechnik die Strahlgeometrie erfaßt wird. In einem definierten Abstand zur Düse (hier 10 mm) wird die Strahlflanke bestimmt und über trigonometrische Beziehungen der Strahlwinkel berechnet.

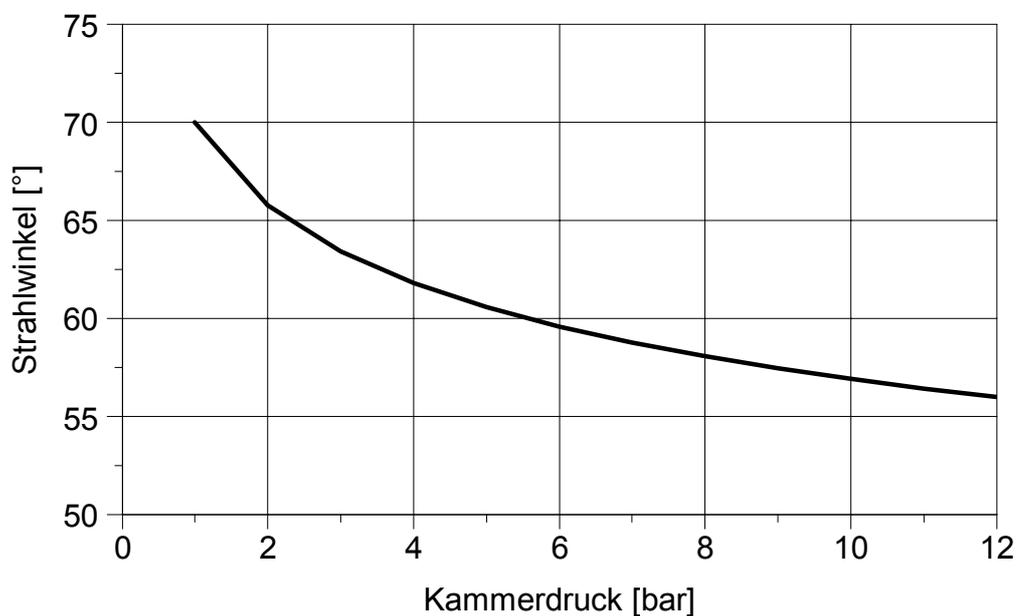


Abb. 6.31: Abhängigkeit des Strahlwinkels vom Kammerdruck bei 50 bar Einspritzdruck

Aus den Abbildungen 6.30 und 6.31 wird deutlich, daß sich im Schichtladebetrieb je nach Einspritzzeitpunkt (Änderung des Strahlwinkels) und gewähltem Einspritzdruck (Änderung der Eindringtiefe) eine unterschiedliche Strahlausbreitung vorliegt. Somit ist die Strahlausbreitung und die Gemischverteilung im Brennraum von den gewählten Einspritzparametern abhängig und es ergeben sich in Abhängigkeit dieser Parameter verschiedene Entflammungsbedingungen zum Zündzeitpunkt an der Zündkerze. Bei einem Einspritzdruck von 50 bar ergibt sich die günstigste Kombination aus Eindringtiefe und Strahlwinkel und eine sichere Entflammung ist möglich. Genaueren Aufschluß über den vorliegenden Gemischtransport bei $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=3$ bar im Schichtladebetrieb gibt die CFD-Simulation, deren Ergebnis in Abbildung 6.32 dargestellt ist. Das der Simulation zugrundeliegende Strahlmodell

wurde anhand von Einspritzstrahlaufnahmen verifiziert und das Rechennetz von Variante II übernommen. Somit entspricht die Kolbenbodengeometrie nicht dem Kolben H, sondern L2. Aufgrund der ähnlichen Kolbenbodengeometrie ohne extreme Konturen wird davon ausgegangen, daß sich zu vernachlässigende Unterschiede in der Zylinderinnenströmung ergeben, die durch den dominierenden Strahlimpuls überlagert werden. Wie zu sehen ist, findet eine Interaktion zwischen Kraftstoffstrahl und Kolbenboden erst ab 30°KW v. OT statt. Daher ist davon auszugehen, daß die reale Strahlausbreitung bis zum ZKP=30°KW v. OT beim Einsatz des Kolbens H durch die Kolbenform nicht beeinflußt wird.

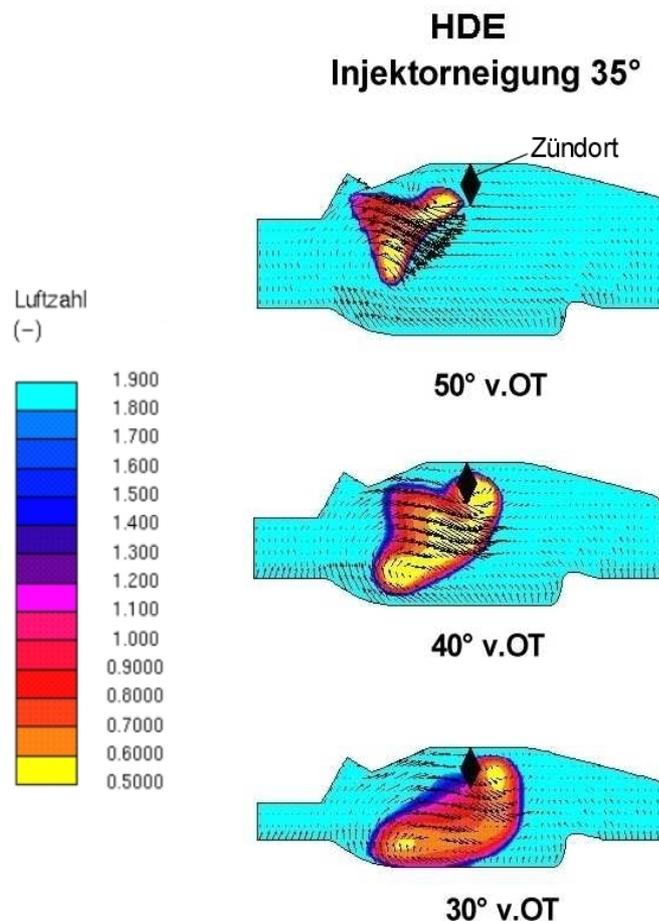


Abb. 6.32: Strahlausbreitung ab 50°KW v. ZOT im Schichtladebetrieb
 $n=2000$ 1/min, $p_{mi}=3$ bar

Die Simulation zeigt, daß eine sehr kompakte Gemischwolke ausgebildet wird, deren oberer Rand sich zur Zündkerze bewegt. Es ist zu sehen, daß die Ladungsbewegung den oberen Rand der Gemischwolke leicht von der Auslaßseite zur Zündkerze drückt (Darstellung bei 30° v.OT) und sich über ein Kurbelwinkelintervall von ca. 10° zündfähiges Gemisch an der Zündkerze befindet. Die Gemischwolke weist jedoch im Zentrum lokal sehr fette Zonen auf, die sich aber nicht negativ auf die Emissionen

auswirken. Diese sehr kompakte Gemischwolke ist der Grund für den niedrigen spezifischen Verbrauch und die geringe HC-Emission im Schichtladebetrieb. Es befindet sich kein Kraftstoff in Randbereichen des Brennraums, somit kann nach Einsetzen der Zündung das Gemisch vollständig verbrennen, ohne dass es zum „Flame-Quenching“ kommt, wie dies auch die Verbrennungsanalyse (Abbildung 6.28) zeigt. Die in Kapitel 4 aufgestellte Theorie, daß mit dem gezielten Einsatz von Turbulenz im Brennraum eine ausreichende Gemischaufbereitung und ein zur Zündkerze gerichteter Gemischtransport ohne Wandführung erreicht werden kann, wird mit diesen Untersuchungen bestätigt.

Um einen Eindruck über die reale Strahlausbreitung, Gemischaufbereitung und den Anteil an Diffusionsverbrennung mit dem charakteristischen Rußleuchten zu erhalten, wird ein Zylinderkopf mit optischen Zugängen zur Brennraumendoskopie gefertigt. Die Konstruktion ist nicht für Vollastuntersuchungen geeignet und kann daher dort nicht eingesetzt werden. Die Messungen werden mit einem AVL Engine Video System durchgeführt.

Abbildung 6.33a zeigt den sichtbaren Brennraumbereich durch das Endoskop.



Abb. 6.33a: Blick durch das Endoskop in den Brennraum bei 58°KW v. ZOT

Die Endoskope für die Kamera und die Beleuchtung sind in einem Winkel von 20° zueinander angebracht und befinden sich in Firstnähe unter einem Winkel von ca. 20° zur Horizontalen. Über eine Hülsenkonstruktion mit Quarzglasfenstern, die bündig den Brennraum gegen die Umgebung abschließen, werden die Endoskope vor den Verbrennungsgasen geschützt. Aufgrund der maximalen Aufnahme­frequenz

von 10 Hz kann kein durchgängiges Arbeitsspiel aufgenommen werden, sondern nur ein Bild pro Arbeitsspiel. D. h. die Aufnahmen geben nicht einen kontinuierlichen Vorgang wieder, sondern sind Einzelbeobachtungen aus jedem zweiten Arbeitsspiel, wobei sich der Aufnahmezeitpunkt jeweils um die zeitliche Auflösung verschiebt und die Einzelbilder zu einem kontinuierlichen Ablauf zusammengefügt werden.

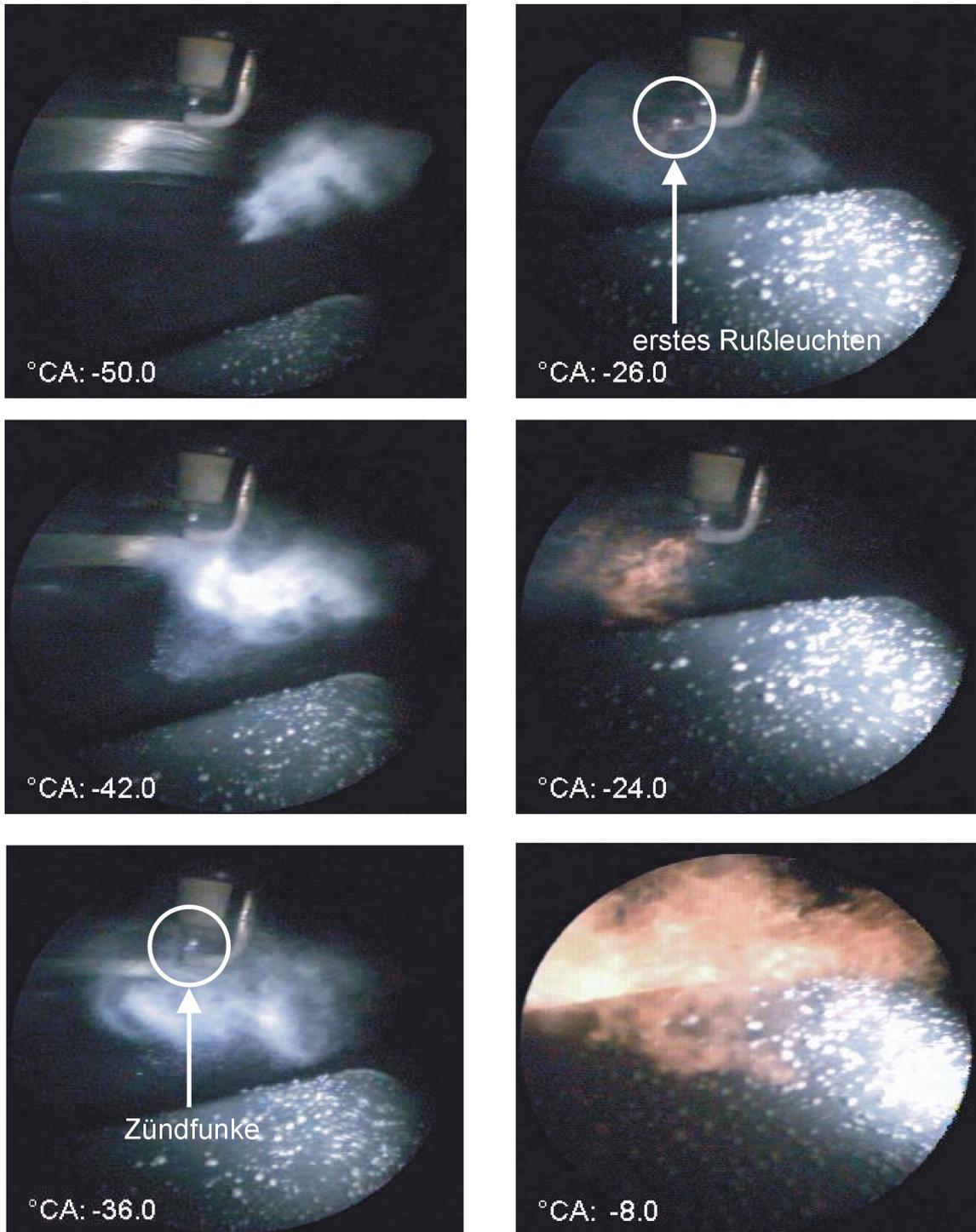


Abb. 6.33b: Endoskopieaufnahmen der Strahlausbreitung und sichtbaren Verbrennung

Die Bilderfolge (Abbildung 6.33b-6.33c) beginnt bei -50°KW n. ZOT. Die Einspritzung hat bereits begonnen und das Spray breitet sich in Richtung Brennraumzentrum aus. Bei -42°KW n. OT ist die Einspritzung beendet und es ist deutlich zu sehen, wie am oberen Rand des Einspritzstrahls Kraftstoffnebel zur Zündkerze getragen wird, der Kernstrahl jedoch deutlich unterhalb der Zündkerze zu liegen kommt. Dieses Verhalten korreliert sehr gut mit der CFD-Simulation. Zum Zündzeitpunkt (36°KW v. ZOT) liegt immer noch flüssiger Kraftstoff vor. Die erste sichtbare Verbrennung ist 10°KW später bei -26°KW n. ZOT auf den Aufnahmen zu erkennen, wobei immer noch Kraftstoffnebel sichtbar ist.

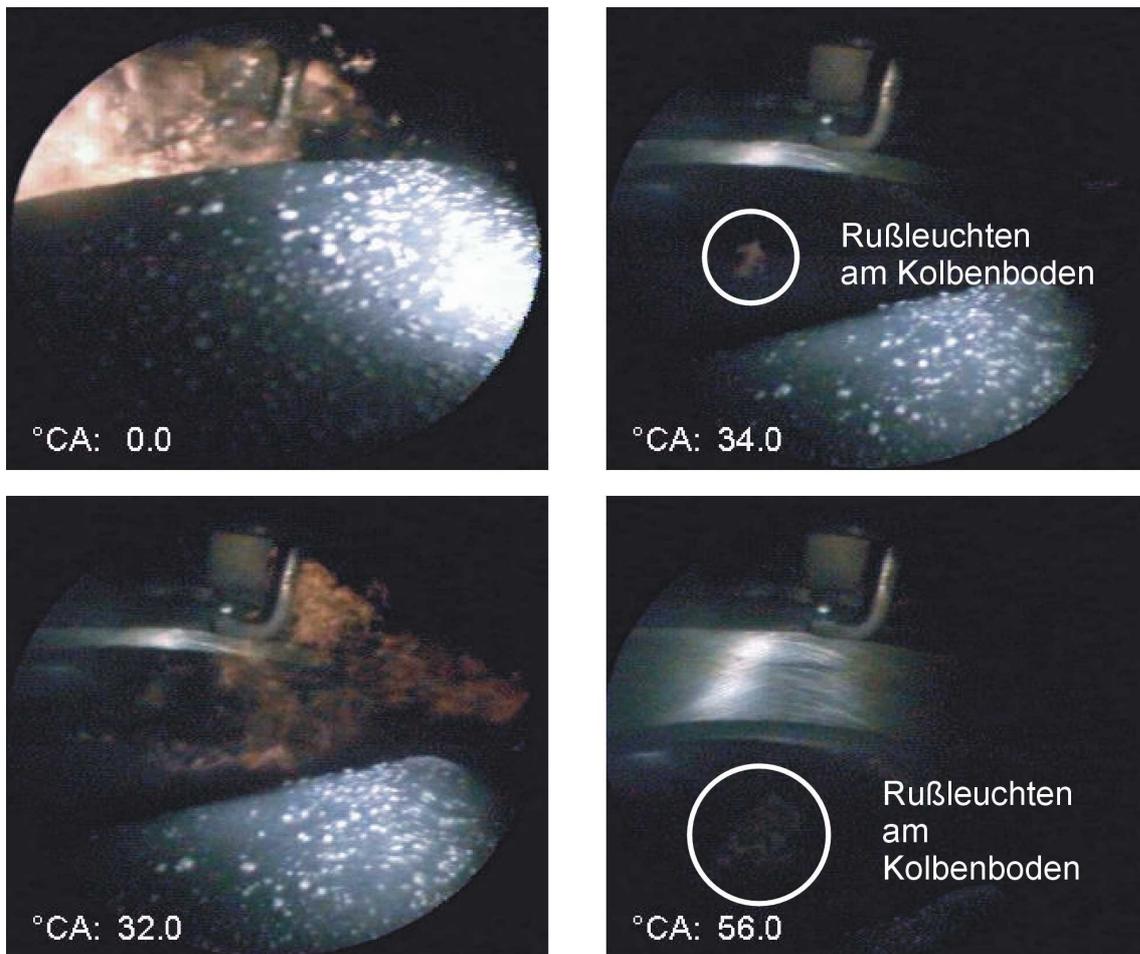


Abb. 6.33c: Endoskopieaufnahmen der sichtbaren Verbrennung

Im weiteren Verlauf der Verbrennung ist starkes Rußleuchten zu sehen, was auf sehr fette Gemischbereiche oder auf Diffusionsverbrennung hindeutet. Dies ist ein Indiz dafür, daß die Gemischzusammensetzung in der Gemischwolke nicht homogen, sondern sehr inhomogen ist, was eine gute Übereinstimmung mit der CFD-Simulation ergibt, die ebenfalls sehr fette Zonen in der Gemischwolke zeigt. Bis

56°KW n. ZOT kann auf dem Kolbenboden sichtbare Verbrennung beobachtet werde. In diesen Bereichen weist die CFD-Simulation eine Benetzung des Kolbenbodens mit Kraftstoff aus, womit wiederum gezeigt ist, daß die Benetzung von Brennraumwänden zu einer verschleppten wandnahen Verbrennung führt. Aufgrund der sehr intensiven Rußstrahlung würde man erwarten, auch hohe Rußemissionen zu messen. Dies ist jedoch nicht der Fall und somit muß der gebildete Ruß bis zum Öffnen des Auslaßventils überwiegend oxidiert worden sein, wie dies u. a. in /46, 49, 53/ beschrieben ist.

Die Rückbildung des Rußes bei der dieselmotorischen, wie auch bei der ottomotorischen Verbrennung bei $\lambda \gg 1$ gelingt nur, wenn hohe Temperaturen und hoher Luftüberschuß vorliegen. Ebenso wie beim Dieselmotor, ist die λ -Verteilung im Schichtladebetrieb des Ottomotors mit Direkteinspritzung sehr inhomogen. Die Verbrennung läuft dabei je nach Güte der Gemischaufbereitung in der Gemischwolke nach dem Reaktionsmechanismus einer Vormischflamme ab (vollständige Verdampfung des Kraftstoffs) oder hat auch Anteile einer Diffusionsverbrennung (unverdampfte Kraftstoffteile liegen noch vor). In /49/ wird gezeigt, daß mit einem Zwei-Zonen-Rechenmodell die Temperatur in der verbrannten Zone recht gut mit den mittels der Zweifarbenmethode gemessenen Rußtemperaturen übereinstimmt. Für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung werden Rußtemperaturen im Schichtladebetrieb von 2300-2500 K /54/ beziehungsweise 2000-2600 K /55/ angegeben. Um das hier vorliegende Temperaturniveau zu bestimmen, wird mittels einer Zwei-Zonen-Brennverlaufsrechnung die Temperatur in der unverbrannten und verbrannten Zone berechnet, wobei in der Rechnung ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda=0,85$ in der Verbrennungszone angenommen wird, wie es die CFD-Simulation in weiten Bereichen der Gemischwolke ausweist. In Abbildung 6.34 sind die Verläufe dargestellt.

Als maximale Temperatur in der verbrannten Zone ergibt sich 2512 K, was gut mit den Werten aus /54, 55, 56/ übereinstimmt. Nach /57/ wird beim Dieselmotor 90% des gebildeten Rußes wieder oxidiert, was aufgrund der ähnlichen Bedingungen im Brennraum auf den Ottomotor im Schichtladebetrieb übertragen werden kann. Somit kann davon ausgegangen werden, daß nennenswert Ruß nachoxidiert wird und die niedrige gemessene Rußemission erklärt.

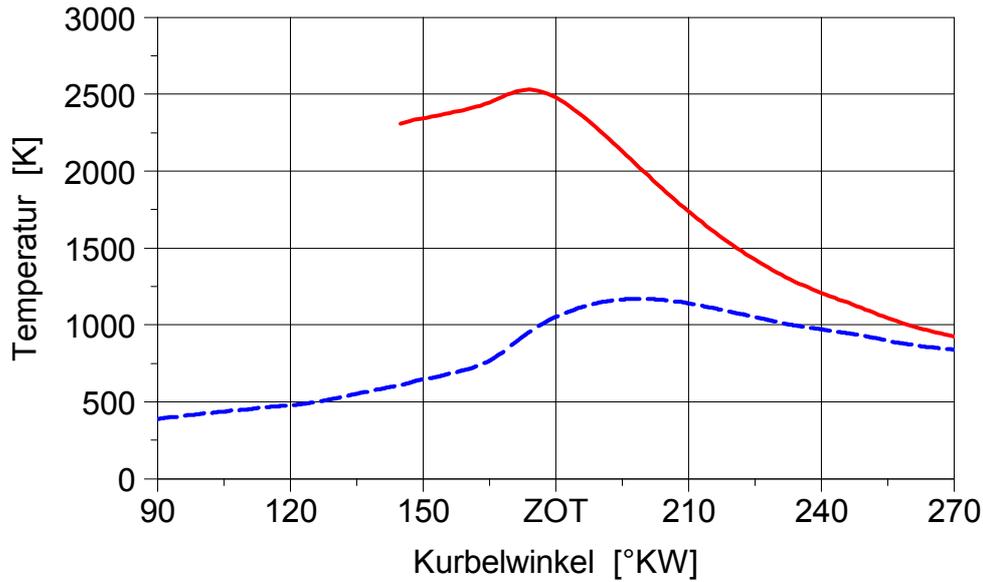


Abb. 6.34: Schichtladebetrieb $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=3$ bar; $\lambda=3,6$

— Temperatur verbrannte Zone
 - - - Temperatur unverbrannte Zone

Da die Zielwerte für den Lastpunkt $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=3$ bar erreicht sind, werden folgend die restlichen in Kapitel 5 definierten Lastpunkte untersucht. Die Wirkmechanismen zur Gemischbildung und Verbrennung, wie sie für den vorigen Lastpunkt herausgearbeitete wurden, gelten auch für die nun folgenden Lastpunkte.

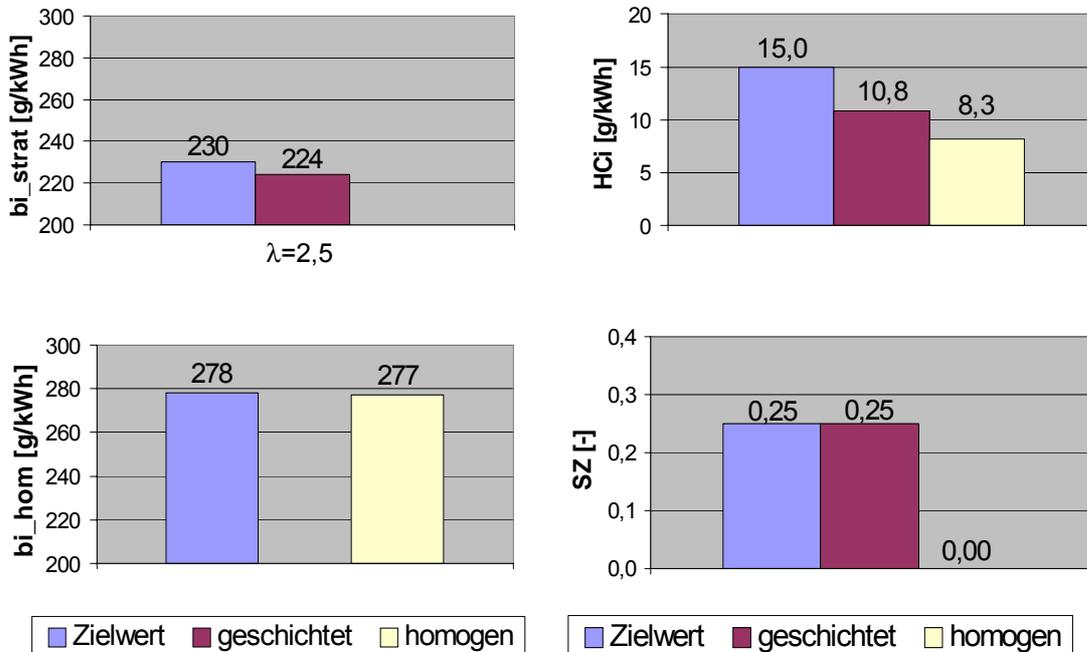


Abb. 6.35: Vergleich Homogen- und Schichtladebetrieb Teillast
 $n=1000$ 1/min; $p_{mi}=4$ bar; FUP=50 bar

Für alle dargestellten Betriebspunkte mit homogenem Gemisch, ist der Zündzeitpunkt so eingestellt, daß sich die thermodynamisch optimale Verbrennungsschwerpunktlage von 8°KW n. ZOT ergibt.

Abbildung 6.35 stellt die Ergebnisse für den Lastpunkt 1000 1/min und $p_{mi}=4$ bar dar. Der Zielwert für den spezifischen Verbrauch wird im Homogenbetrieb leicht, im Schichtladebetrieb werden die Zielwerte für b_i und HC_i dagegen deutlich unterschritten, wogegen die Rußemission dem Zielwert entspricht. Im Schichtladebetrieb ergibt sich der geringste spez. Verbrauch bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von $1,7^{\circ}\text{KW}$ v. OT.

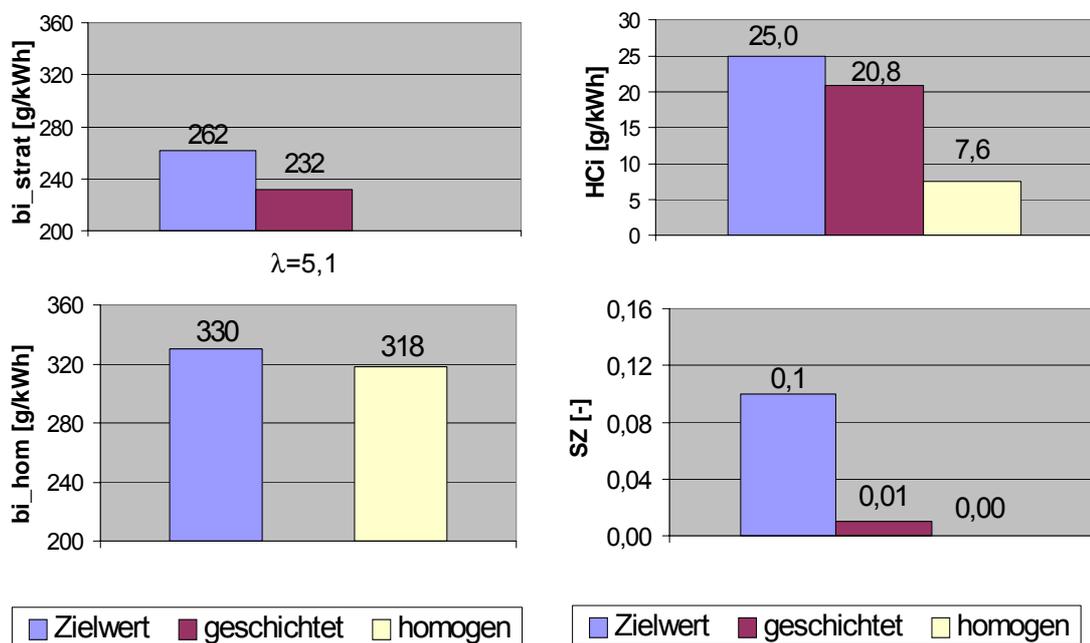


Abb. 6.36: Vergleich Homogen- und Schichtladebetrieb Teillast
 $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=2$ bar; FUP=50 bar

Beim Betriebspunkt $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=2$ bar (Abbildung 6.36) werden ebenfalls alle Zielwerte erreicht. Im Schichtladebetrieb ergibt sich der geringste spezifische Verbrauch bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von 10°KW v. OT, was einen außerordentlich frühen Wert darstellt. Ein späterer Zündzeitpunkt war aufgrund von Aussetzern nicht möglich.

Mit dem Lastpunkt $n=3000$ 1/min und $p_{mi}=4$ bar werden die Teillastuntersuchungen abgeschlossen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.37 dargestellt. Auch hier werden alle Zielwerte unterschritten. Bei diesem Lastpunkt ergibt sich im Schichtladebetrieb der geringste spezifische Verbrauch bei einer Verbrennungsschwerpunktlage von 7° KW v. OT.

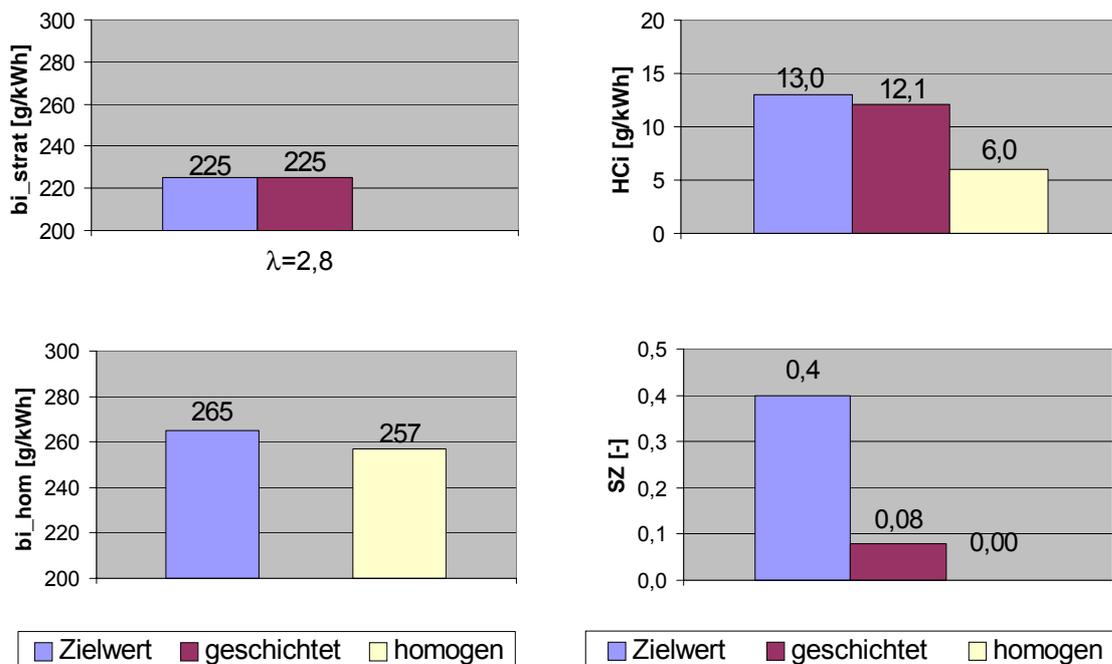


Abb. 6.37: Vergleich Homogen- und Schichtladebetrieb Teillast
 $n=3000$ 1/min; $p_{mi}=4$ bar; FUP=50 bar

Die Versuche am Motorprüfstand, die CFD-Simulation sowie die Untersuchungen am Einspritzprüfstand zeigen, daß die Kombination von Injektorneigungswinkel= 35° verbunden mit einem Strahlwinkel von 70° eine Konfiguration ergibt, mit der im Schichtladebetrieb durch Ausnutzung von Turbulenz eine sehr kompakte Gemischwolke im Brennraum plaziert werden kann. Dies ist Grundlage für eine schnelle, vollständige und mit geringer HC-Emission verbundenen Verbrennung. Mit dem TSDI-Brennverfahren gelingt es, die vorgegebenen Zielwerte zu erreichen und teilweise sogar deutlich zu unterschreiten. Somit konnte gezeigt werden, daß es möglich ist, ein Brennverfahren für einen Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung darzustellen, das nicht nur im Schichtladebetrieb sehr gute Resultate erzielt, sondern zusätzlich auch die Potentiale der Benzin-Direkteinspritzung im Vollastbetrieb erschließt.

6.3 Vergleich der Brennverfahren

Die vorgestellten Versuchsergebnisse und deren Analyse haben gezeigt, daß nicht nur der Optimierung der Brennraumkonfiguration für eine gute Verbrennung, verbunden mit geringen Schadstoffemissionen /58, 59, 60/ große Bedeutung zukommt, ferner muß der Gemischbildner für die jeweilige Aufgabenstellung geeignet sein. Dies gilt insbesondere bei Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung, die speziell im Schichtladebetrieb sehr hohe Anforderungen an den Injektor stellen /13/. Zusätzlich wurde aufgezeigt, daß auch im Homogenbetrieb, insbesondere in der Vollast, die Auswahl des Injektors entscheidenden Einfluß auf die schädlichen Emissionen hat. Um den Einfluß des Injektors auf das Brennverfahren und damit auf die Verbrennungsgüte (Emissionen, Verbrauch) zu verdeutlichen, werden in diesem Kapitel die konstruktiv fast identischen Varianten II und III verglichen, wobei an dieser Stelle nur die Ergebnisse der Vollast, sowie der Teillastbetriebspunkt $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=3$ bar bei Homogen- und Schichtladebetrieb diskutiert werden.

6.3.1 Vollast

Die in Kapitel 6.1 und 6.2 am LUE- und HDE-Injektor durchgeführten Strahluntersuchungen haben signifikant unterschiedliche Strahleigenschaften aufgezeigt, die vor allem in der Strahleindringtiefe und der Sprayqualität liegen. Die sich daraus ergebenden Unterschiede in der Ruß- und HC-Emission sind in den Abbildungen 6.38 und 6.39 für die Drehzahlen $n=2000$ 1/min und $n=4000$ 1/min bei $p_{mi}=16$ bar dargestellt.

Die sich aus den Versuchen mit dem HDE-Injektor ergebende HC-Emission ist bei $n=2000$ 1/min um 45% und bei $n=4000$ 1/min um 73% niedriger als mit dem LUE-Injektor. Die Rußemission verbessert sich bei $n=2000$ 1/min um 42% und bei $n=4000$ 1/min um 55%. Diese Ergebnisse zeigen, wie wichtig die Auswahl des Injektortyps auch für die Vollast ist. Der eingesetzte Injektor muß in der Lage sein, große Kraftstoffmengen gut zerstäubt und in kurzer Zeit einzuspritzen. Kapitel 6.1 und 6.2 zeigen, daß der LUE-Injektor diese Forderung nicht erfüllt, der HDE-Injektor dafür sehr gut.

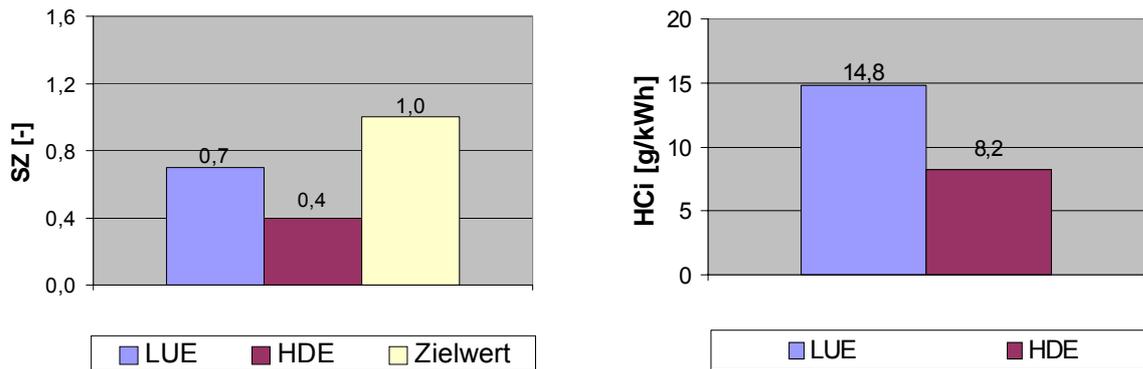


Abb. 6.38: Vergleich von LUE (Variante II) und HDE (Variante III)
bei $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=16$ bar; $\lambda=0,9$



Abb. 6.39: Vergleich von LUE (Variante II) und HDE (Variante III)
bei $n=4000$ 1/min; $p_{mi}=16$ bar; $\lambda=0,9$

6.3.2 Teillast

Während im Homogenbetrieb ($\lambda=1,0$) die Strahlqualität des Injektors sich vorwiegend auf die Emissionen auswirkt, ist die Strahlcharakteristik im Schichtladebetrieb zusätzlich entscheidend für einen aussetzerfreien Motorbetrieb. Zu große Strahl-eindringtiefen verhindern die Bildung einer kompakten Gemischwolke an der Zündkerze. Dies und eine ungenügende Homogenisierung der Gemischwolke führen zu deutlich erhöhten HC-Emissionen.

Homogenbetrieb

Abbildung 6.40 zeigt die Ergebnisse für den Teillastpunkt $n=2000$ 1/min, $p_{mi}=3$ bar. Obwohl die Unterschiede im spezifischen Verbrauch nur minimal sind, ergibt sich mit dem HDE-Injektor eine 23% niedrigere HC-Emission als mit dem LUE-Injektor, wobei der Unterschied aufgrund der deutlich geringeren Kraftstoffmasse kleiner ausfällt als in der Vollast.

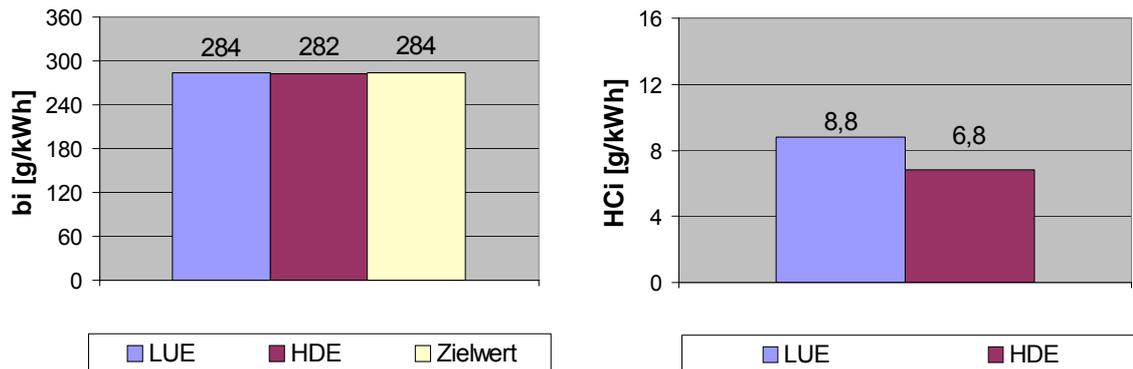


Abb. 6.40: Teillastergebnisse $n=2000$ 1/min, $p_{mi}=3$ bar, $\lambda=1,0$

Dieses Ergebnis zeigt, daß auch bei kleinen Kraftstoffmengen im Homogenbetrieb die Zerstäubungseigenschaften des Injektors einen Einfluß auf die HC-Emissionen haben.

Schichtladebetrieb

Im Schichtladebetrieb müssen hinsichtlich der Injektoreigenschaften vor allem folgende Gesichtspunkte berücksichtigt werden.

- geringe Strahleindringtiefe
- gute Kraftstoffzerstäubung
- kurze Einspritzzeiten

Sind diese Bedingungen erfüllt, gelingt es, eine ausreichend homogene und kompakte Gemischwolke zu generieren. Diese muß im Brennraum räumlich „nur noch“ so plaziert werden, daß zum Zündzeitpunkt zündfähiges Gemisch im Elektrodenbereich der Zündkerze vorliegt.

Wie in den Kapiteln 6.1 und 6.2 gezeigt wurde, weisen bei kleinen Kraftstoffmengen beide Injektortypen eine ausreichend gute Sprayqualität ($D_{32}<15$ μm) auf. Somit sind

bei diesem Vergleich die Strahleindringtiefe und die Einspritzzeit maßgebend für die Gemischbildung. Abb. 6.41 zeigt die Strahlausbreitung (CFD-Simulation) für den Lastpunkt $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=3$ bar. Die Simulation verdeutlicht, wie unterschiedlich die generierten Kraftstoffwolken sich im Brennraum ausbreiten.

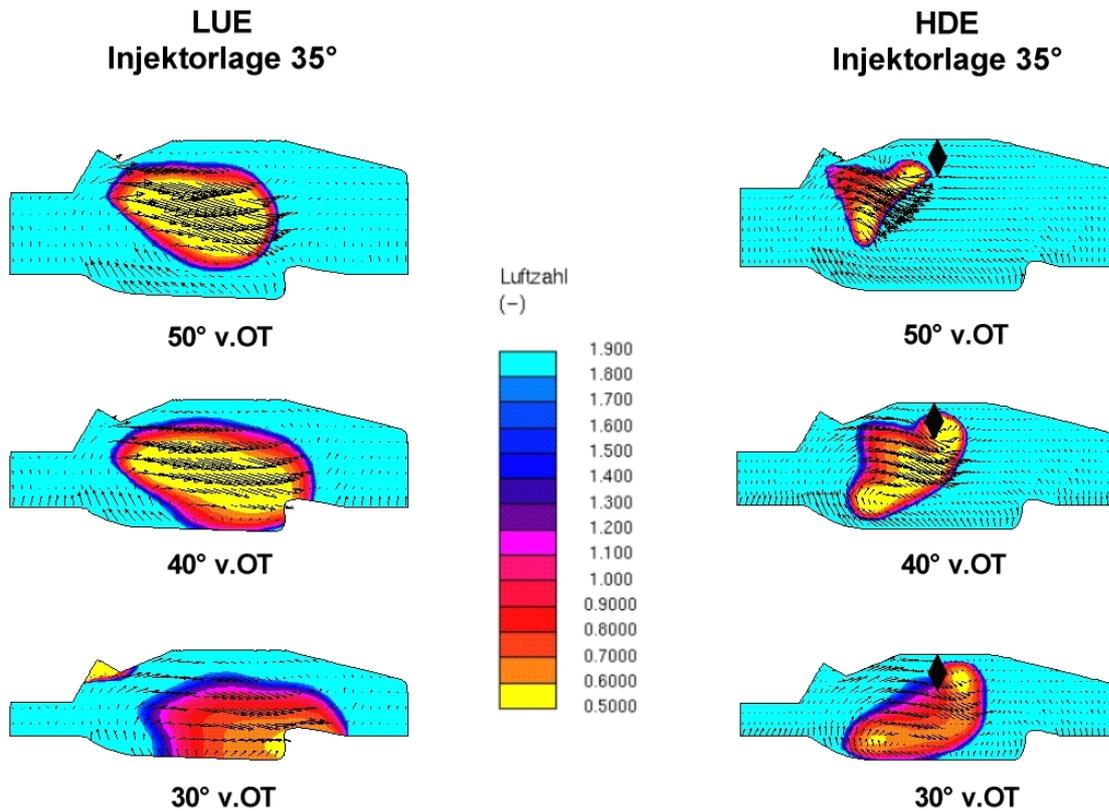


Abb. 6.41: Vergleich der Strahlausbreitung im Schichtladebetrieb;
 $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=3$ bar; $\lambda=3,6$

Die mit dem LUE-Injektor gebildete Gemischwolke dehnt sich weit im Brennraum aus und tritt sogar über den Muldenrand des Kolbens hinaus. Dagegen generiert der HDE-Injektor eine sehr kompakte Gemischwolke, die zum ZKP im Zentrum des Brennraums liegt. In diesem unterschiedlichen Ausbreitungsverhalten begründet sich die deutlich geringere HC-Emission und der geringere spezifische Verbrauch, der mit dem HDE-Injektor erzielt wird. Tabelle 6.5 faßt die Ergebnisse für Variante II und Variante III zusammen. Im Schichtladebetrieb wird beim Einsatz des HDE-Injektors eine ca. 50% geringere HC-Emission gemessen und der spezifische Verbrauch ist ca. 10% niedriger, als bei den Versuchen mit dem LUE-Injektor.

Variante	II (LUE)	III (HDE)	Zielwert
b_i [g/kWh]	244	218	228
b_i [%]	100	89,3	
HC_i [g/kWh]	23,14	11,5	13
HC_i [%]	100	49,7	
SZ [-]	0,1	0,07	<0,1
SZ [%]	100	70	

Tabelle 6.6: Schichtladebetrieb $n=2000$ 1/min; $p_{mi}=3$ bar; $\lambda=3,6$

Dieser Vergleich zeigt, daß die Auswahl des Injektortyps sehr sorgfältig getroffen werden muß, um möglichst niedrige Emissionen und einen geringen Verbrauch zu realisieren. Es wird deutlich, daß der LUE Injektor für den Einsatz in der hier gewählten Konfiguration ungeeignet, dagegen der HDE-Injektor sehr gut geeignet ist.

7. Schlußfolgerungen

Für Aggregate mit Benzin-Direkteinspritzung wie auch für Aggregate mit Saugrohr-beziehungsweise Kanaleinspritzung gelten die gleichen Auslegungskriterien hinsichtlich des Homogenbetriebs. So sind für eine hohe Leistungsausbeute eine zentrale Funkenlage und ein unzerklüfteter Brennraum von Vorteil. Andererseits muß bei der Gestaltung der Zylinderinnenströmung ein Kompromiß gefunden werden, der eine gute Gemischhomogenisierung im Homogenbetrieb ermöglicht und beim BDE-Motor die Ladungsschichtung im Schichtladebetrieb nicht behindert oder zerstört. Diese Forderung gilt es insbesondere dann zu erfüllen, wenn keine Drallklappen oder Tumblebleche zur Variation der Zylinderinnenströmung verwendet werden. Das Tumblekonzept dieser Arbeit eignet sich sehr gut, um einen schichtladefähigen aufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung darzustellen. Es sei nochmals auf die wichtige Eigenschaft der Tumbleströmung hingewiesen, die während der Kompressionsphase in feinkörnige Turbulenzen zerfällt /44/. Diese ungerichtete Strömung fördert die Homogenisierung der Gemischwolke, ohne dabei die Ladungsschichtung im Schichtladebetrieb zu zerstören.

Die Gemischhomogenisierung muß bei BDE-Motoren sehr sorgfältig optimiert werden. Im Homogenbetrieb muß innerhalb von etwa 160°KW der Kraftstoff in der Ansaugphase eingespritzt werden, damit bis zum ZZZP ca. weitere 160°KW für die Gemischverteilung und Homogenisierung zur Verfügung stehen. In der relativ kurzen Zeitspanne von 320°KW sollte der Kraftstoff eingespritzt und völlig verdampft werden, wobei speziell für den am Ende eingespritzten Kraftstoff nur sehr wenig Zeit zum Verdampfen bleibt. Wird dabei die Gemischbildung nicht ausreichend von der Zylinderinnenströmung unterstützt, ergeben sich durch die schlechte Gemischaufbereitung mit lokalen Inhomogenitäten erhöhte Schadstoffemissionen. Bei saugrohr- beziehungsweise kanaleinspritzenden Motoren, die den Kraftstoff im Saugrohr beziehungsweise Kanal vorlagern, stehen für die Gemischaufbereitung dagegen gut 700°KW zur Verfügung (siehe Abbildung 4.2). Im Schichtladebetrieb erhöht sich bei ungenügender Homogenisierung innerhalb der Gemischwolke vor allem die Rußemission. Die in dieser Arbeit durchgeführten motorischen Untersuchungen zeigen, daß mit Einlaßkanälen, die durch eine Tumblezahl von $T_z=2,8$ charakterisiert sind, für das entwickelte Einzylinderaggregat die günstigste Ladungsbewegung generiert wird. Sowohl im Homogen-, wie auch im Schichtladebetrieb ergibt sich eine gute Gemischqualität. Einlaßkanäle mit einer niedrigeren Tumblezahl führen infolge zu geringer Turbulenz in der Vollast zu einer ungenügenden Gemischhomogenisierung. Einlaßkanäle mit einer höheren Tumblezahl weisen einen größeren Durchflußwiderstand auf und es kommt trotz höherer Turbulenz zu keiner weiteren nennenswerten Absenkung der Emissionen. Die gesteigerte Turbulenz ist in diesem Fall bei höheren Drehzahlen ($n=4000\text{ 1/min}$) sogar zu stark und die

Entflammungsstabilität nimmt ab /58/. Im Schichtladebetrieb hat Turbulenz keinen Nachteil für die Ladungsschichtung, da die zu Beginn der Einspritzung noch vorhandene Tumbleströmung nur einen geringen Einfluß auf die Strahlausbreitung hat, jedoch die Homogenisierung in der Gemischwolke verbessert und die Verbrennung unterstützt /34, 35, 37/.

Die untersuchten Injektorneigungen (30° und 35°) zeigen, daß ein zu flacher Neigungswinkel (hier 30°) im Homogenbetrieb einen zu geringen Freigang des Kraftstoffstrahls zum Brennraumdach aufweist und damit die Rußemission über dem festgelegten Zielwert liegt. Die hier maximal mögliche Neigung des Injektors von 35° ermöglichte deutlich geringere Rußemissionen und es ist zu erwarten, daß ein noch steileres Anstellen des Injektors die Rußemission weiter absenkt. Die Strahleindringtiefe in Richtung Kolbenboden muß dabei jedoch abhängig vom Einspritzsystem optimiert werden, da sich die freie Strahllänge mit steilerem Neigungswinkel verringert und die HC-Emission ansteigen könnte.

Zusätzlich muß im Schichtladebetrieb die Strahlausbreitung auf die gewählte Konfiguration sorgfältig angepaßt werden. Die flache Injektorneigung macht es unmöglich, ein wandgeführtes Brennverfahren mit den zur Verfügung stehenden Injektoren darzustellen, da kein Gemischtransport über eine Interaktion Kraftstoffstrahl-Kolbenmulde stattfindet. Die vielversprechendste Möglichkeit, eine kompakte Gemischwolke zu generieren und am Zündort zu plazieren, ist die Verwendung eines Injektors mit geringer Strahleindringtiefe und Transport des Sprays über Ladungsbewegung. Mit dem LUE-System gelingt dies nicht, mit dem HDE-System sehr gut.

Unabhängig vom eingesetzten Einspritzsystem ist festzustellen, daß der vorliegende Gemischtransport im Schichtladebetrieb einem luftgeführten Brennverfahren entspricht. Die Kolbenmulde hat auf den Gemischtransport keinen Einfluß.

Der in dieser Arbeit dominierende Einflußfaktor auf den spezifischen Verbrauch und die schädlichen Emissionen ist die Strahlcharakteristik des Injektors. Wird ein Injektor verwendet, der bei großen Kraftstoffmengen nicht in der Lage ist, eine gute Sprayqualität zu erzeugen, gelingt es nur sehr schwer, geringe Emissionen zu erzielen. Ist die Strahleindringtiefe groß und die Einspritzzeit lang, ist es unmöglich eine kompakte Gemischwolke im Schichtladebetrieb zu erzeugen. Diese ungünstigen Eigenschaften liegen beim LUE-Injektor vor; daher ist dieser Injektor für die hier gewählte Konfiguration ungeeignet. Der HDE-Injektor hat die beschriebenen Nachteile des LUE-Injektors nicht. Die Sprayqualität ist unabhängig von der einzuspritzenden Kraftstoffmenge und die Sprayqualität bleibt auch bei reduziertem Einspritzdruck gut. Ferner ist die geringe Strahleindringtiefe und die kurze Einspritzzeit vorteilhaft für eine kompakte Gemischwolke im Schichtladebetrieb. Somit werden

mit dem TSDI-Brennverfahren sehr niedrige spezifische Verbräuche und geringe HC-Emissionen erzielt.

In /14, 21, 46, 49/ sind für strahlgeführte Brennverfahren spezifische Verbräuche von $b_i=228-240$ g/kWh beim Lastpunkt $n=2000$ 1/min und $p_{mi}=3$ bar angegeben. Diese Werte machen deutlich, daß der mit dem TSDI-Brennverfahren erzielte spezifische Verbrauch von $b_i=218$ g/kWh ein sehr gutes Ergebnis darstellt.

In Tabelle 6.7 ist die Gesamtbewertung aller untersuchten Varianten dargestellt. Die vielen leeren Felder beim LUE-System veranschaulichen, wie wenig dieses für die hier gewählte Konfiguration geeignet ist, wogegen das HDE-System alle Kriterien gut erfüllt.

Wie in Kapitel 2 beschrieben, werden für den Schichtladebetrieb beim Einsatz von HDE-Injektoren 100-200 bar Einspritzdruck angestrebt, wodurch eine gute Zerstäubung des Kraftstoffs mit entsprechend schneller Verdampfung erreicht werden soll. Eine schnelle Verdampfung muß bei Brennverfahren dann erreicht werden, wenn entweder eine Benetzung von Brennraumwänden (vor allem der Kolbenmulde) mit Kraftstoff vorliegt oder der zeitliche Abstand zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt sehr gering ist. Die erste Aussage trifft auf wandgeführte Brennverfahren, die zweite Aussage auf strahlgeführte Brennverfahren zu. Mit dem hier entwickelten luftgeführten Brennverfahren wird gezeigt, daß aufgrund des großen Abstands Injektor-Zündkerze und der fehlenden Wandführung des Gemisches auch mit deutlich geringerem Einspritzdruck eine zuverlässige Entflammung möglich ist und zusätzlich sehr gute Verbräuche und Emissionswerte erreichbar sind.

Strahlgeführte Brennverfahren, die ein großes Verbrauchspotential aufweisen, haben dagegen sehr hohe Ansprüche an die Sprayqualität und die Fluktuation in der Strahlausbreitung. Aufgrund des geringen Abstandes zwischen Strahl und Zündkerze darf der Strahlwinkel nur sehr gering schwanken. Hier besteht der Zielkonflikt, daß die Zündkerze bei zu geringem Abstand zum Strahl mit Kraftstoff benetzt werden kann und daher Gefahr von Gleitfunken und damit von Aussetzern besteht. Der Abstand darf jedoch auch nicht zu groß sein, da es sonst aufgrund von zu magerem Gemisch an der Zündkerze zu Mageraussetzern kommen kann. All diese Notwendigkeiten müssen im gesamten Kennfeldbereich des Schichtladebetriebs erfüllt sein. Wie in Kapitel 2 und Kapitel 6 gezeigt, erfüllen die momentan erhältlichen Injektoren diese Eigenschaften nicht. Ferner ist ein strahlgeführtes Brennverfahren auch kein Garant für geringe spezifische Verbäuche, wie aus /14, 21, 46, 49/ hervorgeht. Das in dieser Arbeit entwickelte TSDI-Brennverfahren zeigt auf, daß es möglich ist, ohne spezielle Tumble- beziehungsweise Drallklappen und mit geringen Anforderungen an den Injektor sehr niedrige spezifische Verbräuche und Emissionen

im Schichtladebetrieb zu erreichen. Somit stellt das TSDI-Brennverfahren eine kostengünstige Alternative zu in Serie befindlichen Brennverfahren dar.

-- Zielwert weit verfehlt - Zielwert verfehlt + Zielwert erreicht			Variante erreicht festgelegten Zielwert					
			LUE					HDE
			Ia	Ib	Ic	Id	II	III
Vollast	2000	p_{mi}	+	+	+	+	+	+
		SZ	--	--	--	-	+	+
	4000	p_{mi}	+	+	+	+	+	+
		SZ	--	--	--	-	+	+
Teillast (homogen)	1000/4	b_i						+
	2000/2	b_i						+
	2000/3	b_i					+	+
	3000/4	b_i						+
Teillast (geschichtet)	1000/4	b_i						+
		HC_i						+
		SZ						+
	2000/2	b_i						+
		HC_i						+
		SZ						+
	2000/3	b_i					--	+
		HC_i					--	+
		SZ					+	+
	3000/4	b_i						+
		HC_i						+
		SZ						+
Gesamtbeurteilung			--			-	+	

Leere Felder: Programm wird nicht fortgeführt, da vorige Zielwerte nicht erreicht sind.

Ia Ausgangskonfiguration: 30° Injektorneigungswinkel, $T_z=1,7$

Ib Injektor mit 14% größerem Durchfluß

Ic Steigerung der Ladungsbewegung auf $T_z=2,8$

Id Modifikation des Injektor zur Verbesserung der Sprayqualität

II Verbesserung der Homogenisierung durch 35° Injektorneigungswinkel

III Einfluß des Einspritzsystems

Tabelle 6.7: Gesamtbewertung der untersuchten Varianten

8. Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die Einflüsse der Ladungsbewegung, der Injektorposition und insbesondere des Einspritzsystems auf die schädlichen Emissionen und auf die Verbrennung im Homogen-, wie auch im Schichtladebetrieb untersucht.

Vielen BDE-Motoren ist gemein, daß der Brennraum auf den Schichtladebetrieb optimiert und der Homogenbetrieb nicht vorrangig betrachtet wurde. Daher weisen diese Motoren in der Regel eine zerklüftete Brennraumgeometrie auf, die für den Homogenbetrieb, insbesondere bei hohen Lasten, jedoch ungünstig ist. Um diesen Nachteil zu umgehen, sind neuere BDE-Motoren (z.B. Audi 3,2l FSI) ausschließlich als „Homogenmotor“ ausgelegt und verzichten gänzlich auf den Schichtladebetrieb. Im Unterschied zu vielen Arbeiten auf dem Gebiet der Benzin-Direkteinspritzung liegt das Hauptaugenmerk dieser Arbeit auf dem aufgeladenen Vollastbetrieb und erst im zweiten Schritt wird der Schichtladebetrieb untersucht. Mit diesem Ansatz wird ein Brennverfahren entwickelt, das im Homogenbetrieb die Emissionen eines Ottomotors mit Kanaleinspritzung erreicht, eine höhere Verdichtung zuläßt und zusätzlich gute Resultate im Schichtladebetrieb aufweist. Hierzu wurde ein spezielles Einzylinderaggregat entworfen und gebaut, welches die Untersuchung von zwei verschiedenen Einspritzsystemen sowie verschiedener Tumbelniveaus erlaubt. Die Konstruktion wurde so ausgeführt, daß die Ladungswechselorgane und der Brennraum für Aufladebetrieb geeignet sind und nicht speziell auf den Schichtladebetrieb mit den bekannten Nachteilen /65/ ausgelegt wurden. Das Einzylinderaggregat wurde nach folgenden Grundmerkmalen ausgelegt:

- zentrale Zündkerzenposition
- Vierventil-Anordnung mit möglichst großen Kanalquerschnitten
- seitliche, zwischen den Einlaßventilen liegende Injektorposition
- moderate Kolbenmulde, um keine Nachteile im Homogenbetrieb zu erhalten

Die untersuchten Varianten I-III ergaben, daß das Einspritzsystem mit der jeweiligen charakteristischen Strahlausbreitung und Tröpfchengrößenverteilung den größten Einfluß im Homogen-, als auch im Schichtladebetrieb auf die motorischen Ergebnisse hat. Die genannten Größen können zusätzlich mit turbulenzgenerierenden Maßnahmen beeinflußt werden. Im Detail ergeben sich folgende Zusammenhänge:

BDE-Motoren müssen im Homogenbetrieb den Kraftstoff innerhalb eines Intervalls von ca. 160°KW in der Ansaugphase einspritzen, um bis zum Zündzeitpunkt noch genügend Zeit zur Homogenisierung des Kraftstoff-/Luftgemischs zu haben. Die Gemischaufbereitungszeit kann mit gezielt eingesetzter Turbulenz verringert werden.

Die hier durchgeführten Untersuchungen belegen, daß zum Beispiel in der Vollast ($n=4000$ 1/min, $p_{mi}=19,4$ bar) durch eine Steigerung der Tumblezahl von $T_z=1,7$ auf $T_z=2,8$ bei sonst gleicher Konfiguration die Rußemission um 66% und die HC-Emission um 50% vermindert werden können. Ferner wird die Ladungsschichtung im Schichtladebetrieb durch die generierte Turbulenz nicht negativ beeinflusst, da bis zu Beginn der Einspritzung keine ausgeprägt gerichtete Zylinderinnenströmung mehr vorhanden ist, sondern zum großen Teil in feine Turbulenzen zerfallen ist. Daher wird der erzeugte Kraftstoffstrahl von der Ladungsbewegung nur gering beeinflusst, jedoch unterstützt die generierte Turbulenz die Gemischaufbereitung in der Gemischwolke.

Voraussetzung für eine gute durch Turbulenz unterstützte Homogenisierung ist ein minimaler Kraftstoffauftrag auf die Brennraumwände, welcher vom Strahlwinkel, der Strahleindringtiefe, der Tröpfchengröße und der Einbaulage des Injektors abhängig ist. Der Strahlwinkel und der Neigungswinkel des Injektors müssen so aufeinander abgestimmt sein, daß die Strahloberkante nicht das Brennraumdach trifft, um eine mit starker Rußemission verbundene wandnahe Verbrennung zu vermeiden. Ist die Strahleindringtiefe zu groß, wird bei sehr frühem Einspritzbeginn zusätzlich der Kolbenboden mit Kraftstoff benetzt, und bei zu hohem Strahlimpuls kann es zur Reflexion des Kraftstoffstrahls zum Brennraumdach mit einer zusätzlichen Benetzung dieses Bereichs kommen. Der auf dem Kolbenboden kondensierte Kraftstoff verdampft aufgrund der hohen Bauteiltemperatur besser als ein am Brennraumdach gebildeter Kraftstofffilm. Es bilden sich am Kolbenboden jedoch fette Gemischzonen, die zu einer unvollständigen Verbrennung mit erhöhter HC-Emission führen. Die Ergebnisse der Variante Id (30° Injektorneigungswinkel) und der Variante II (35° Injektorneigungswinkel) verdeutlichen den vorliegenden Zielkonflikt. Bei Variante Id wird aufgrund des flachen Winkels das Brennraumdach, bei Variante II vorwiegend der Kolbenboden mit Kraftstoff benetzt. Dies spiegelt sich in den Emissionswerten für Ruß und HC wider. Variante Id weist zwar eine um ca. 33% höhere Rußemission auf, dagegen ist die HC-Emission um ca. 55% niedriger. Prinzipiell muß jedoch jeglicher Kraftstoffauftrag an die Brennraumwände weitestgehend vermieden werden.

Das eingesetzte Einspritzsystem hat den größten Einfluß auf das Brennverfahren. Die in dieser Arbeit verglichenen Systeme (luftunterstütztes Einspritzsystem und Hochdruckeinspritzsystem) unterscheiden sich grundlegend in ihrer Funktionsweise. Während das LUE-System Druckluft mit 6,5 bar über Umgebungsdruck zur Spraygenerierung benötigt, wird der Kraftstoff beim HDE-System über Scherkräfte bei der Einspritzung mit bis zu 120 bar zerstäubt. Diese unterschiedlichen Mechanismen haben erheblichen Einfluß auf die Strahlform und auf die Tröpfchengrößenverteilung. Wie in dieser Arbeit gezeigt wird, ergibt sich beim LUE-System eine Abhängigkeit der Sprayqualität von der einzuspritzenden Kraftstoffmenge; beim

HDE-System dagegen nicht. Die verwendeten LUE-Injektoren sind für große Kraftstoffmengen, wie sie bei aufgeladenen Ottomotoren eingespritzt werden, nicht geeignet. Die Sprayqualität nimmt mit zunehmender Kraftstoffmasse ab und zusätzlich bedingt der niedrige Massenstrom in den Injektoren lange Einspritzzeiten, die wiederum zu hohen Emissionswerten in der Vollast beitragen. Aufgrund des hohen Strahlimpulses ist die Strahleindringtiefe bei diesen Injektoren sehr groß und es gelingt nicht, im Schichtladebetrieb eine kompakte Ladungsschichtung zu erzeugen. Dies spiegelt sich in hohen HC-Emissionen und schlechten spezifischen Verbräuchen in dieser Betriebsart wider.

Das vom HDE-System generierte Spray ändert seine Charakteristik nicht in Abhängigkeit von der einzuspritzenden Kraftstoffmasse und die geringere Strahleindringtiefe verhindert eine nennenswerte Benetzung der Brennraumwände mit Kraftstoff. Aufgrund des höheren Kraftstoffdurchflusses ergeben sich kurze Einspritzzeiten, die es im Schichtladebetrieb ermöglichen, eine kompakte Gemischwolke im Bereich der Zündkerze zu erzeugen. Diese Eigenschaften sind Grundlage dafür, daß sowohl in der Vollast als auch in der Teillast die geforderten Zielwerte erreicht werden.

Das entwickelte TSDI-Brennverfahren mit HDE-System kann überzeugend nachweisen, daß ein gezielt die Turbulenz im Brennraum ausnutzendes Brennverfahren in der Lage ist, mit relativ niedrigem Einspritzdruck von 50 bar gute spezifische Verbräuche und niedrige HC-Emissionen im Schichtladebetrieb zu erzielen. Vergleichbare Ergebnisse konnten bisher nur von strahlgeführten Brennverfahren mit deutlich höheren Ansprüchen an das Einspritzsystem und die Zündanlage erreicht werden. Beim TSDI-Brennverfahren ist der Abstand zwischen Injektor und Zündkerze deutlich größer als bei strahlgeführten Brennverfahren. Daher steht aufgrund des größeren zeitlichen Abstands zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt mehr Zeit zur Kraftstoffaufbereitung zur Verfügung. Aus diesem Grund sind die Anforderungen an die Sprayqualität hier nicht so hoch. Jedoch muß bei diesem Brennverfahren sicher gestellt werden, daß Einlaßkanäle innerhalb der Fertigungstoleranzen gleiche Zylinderinnenströmungen generieren, um eine ausreichende Gemischaufbereitung zu gewährleisten.

Aufgrund der erzielten Ergebnisse, stellt das TSDI-Brennverfahren eine interessante und kostengünstige Alternative zu den in Entwicklung befindlichen strahlgeführten Brennverfahren dar.

9. Literaturverzeichnis

- /1/ Der DE-Ottomotor: Quo Vadis-wohin führt der Weg?
Niefer, H. G.; Frey, J.; Karl, G; Krämer, S.
DaimlerChrysler AG, Stuttgart
20. Internationales Wiener Motorensymposium 1999
- /2/ Rückblick über 25 Jahre Benzin-Einspritzung in Deutschland.
Scherenberg, H.
MTZ 16 (1955) 9
- /3/ A Review of Mixture Preparation and Combustion Control Strategies for Spark-Ignited Direct-Injection Gasoline Engines
Zhao, F.-Q.; Lai, M.-C.; Wayne State University
Harrington D. L.; General Motors R&D Center
SAE 970627
- /4/ Mitsubishi Benzinmotor mit Direkteinspritzung (Werbeprospekt 1997)
- /5/ Spezifische Motorsteuerungsfunktion für ein luftunterstütztes Benzin-Direkteinspritzsystem.
Stocker, H.; Schürz, W.; Siemens AG Automobiltechnik
Houston, R. A.; Worth, D.; Orbital Engine Company
20. Internationales Wiener Motorensymposium 1999
- /6/ Development of Direct Injection Gasoline Engine-Study of Stratified Mixture Formation.
Tomoda, T.; Sasaki, S.; Sawada, D.; Saito, A.; Sami, H.,
SAE970539
- /7/ Development of Gasoline Direct Injection Engine.
Iwamoto, Y.; Noma, K.; Nakayama, O.; Yamauchi, T.; Ando, H.
SAE970541
- /8/ Gemischbildung, Verbrennung und Simulationstechnologie bei direkteinspritzenden Ottomotoren.
Nogi, T.; Shiraishi, T.; Nakayama, Y.; Sukegawa, Y.; Ohsuga, M.;
Hitachi Research Lab. Hitachi Ltd.
Hitachi Automotive Products Division, Hitachi Ltd.
20. Internationales Wiener Motorensymposium 1999

- /9/ Toyota Readies Direct-Injection Gasoline Engine for Production.
Yamaguchi, J.
Automotive Engineering, pp 74-76, November 1996
- /10/ Spray Characteristics of Direct-Injection Gasoline Engines.
Zhao, F.-Q.; Lai, M.-C.; Lui, Y.; Yoo, J.-H.; Zang, L. and Yoshida, Y.
ILASS-America, pp 150-154 (1996)
- /11/ Spray Dynamics of High Pressure Fuel Injectors for DI Gasoline Engines.
Zhao, F.-Q.; Yoo, J.-H.; Lui, Y.; Lai, M.-C.
SAE961925
- /12/ CFD-Aided Development of Spray for an Outwardly Opening Direct Injection
Gasoline Injector.
Min, Xu and Markle, L. E.; Delphi Automotive Systems
SAE980493
- /13/ Gasoline Direct Injection: Actual Trends and Future Strategies for Injection and
Combustion Systems.
Fraidl, G. P.; Piock, W. F. and Wirth, M.
SAE960465
- /14/ Untersuchung zur Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung beim
Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung.
Krämer, S.
Fortschr. Ber. VDI Reihe 12 Nr. 353. Düsseldorf: VDI Verlag 1998
- /15/ Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engines.
Kume, T.; Iwamoto, Y.; Iida, K.; Murakami, M.; Akishino, K. and Ando, H.
SAE 960600
- /16/ Homepage Mitsubishi-Motors Corp.
- /17/ Homepage Volkswagen Konzern
- /18/ Development of Direct Injection Gasoline Engine.
Harada, J.; Tomita, T.; Mizuno, H.; Mashiki, Z.; Ito, Y.; Toyota Motor Co.
SAE 970540
- /19/ Der neue Nissan L4 Direkteinspritzer-Ottomotor und CVT.
Kimio, Tomita, Nissan Motor CO.Ltd., Kanagawa, Japan
20. Internationales Wiener Motorensymposium 1999

- /20/ Analysis of a Direct Injected Gasoline Engine.
Karl, G.; Kemmler, M.; Bargende, M.; Abthoff, J.
SAE 970624
- /21/ Vorlesungsmanuskript Verbrennungsmotoren
Spicher, U.; Universität Karlsruhe (TH), 2001
- /22/ Reduzierung der Kohlenwasserstoff-Rohemission eines Otto-Motors beim
Kaltstart und bei der instationären Kaltabfahrt.
Schmidt, H.
Dissertation 1989, TH Braunschweig
- /23/ Vorlesungsmanuskript Verbrennungsmotoren; Pischinger, F.; RWTH Aachen,
1995
- /24/ Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von Pkw-
Verbrennungsmotoren.
Schäfer, S.; van Basshuysen, R.
Die Verbrennungskraftmaschine; neue Folge Band 7
Springer-Verlag Wien, New York, 1993
- /25/ Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-, NO₂- und CO-Bildung in
Ottomotoren.
Kleinschmidt, W.
Dissertation RWTH Aachen, 1974
- /26/ Das Emissionskonzept des Volkswagen Lupo FSI.
Krebs, R.; Pott, E.; Stiebels, B.
9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2000
- /27/ FSI-Ottomotor mit Direkteinspritzung im Volkswagen Lupo.
Krebs, R.; Pott, E.; Stiebels, B.
21. Internationales Wiener Motorensymposium 2000
- /28/ Entwicklungsreserven des Verbrennungsmotors zur Schonung von Energie
und Umwelt - Teil 1.
Förster, H. J.
ATZ 93 (1991)

- /29/ Thermodynamik der neuen Drei-Ventil Doppelzündungs V-Motoren.
Bargende, M.; Weining, H.-K.; Lautenschütz, P.; Altenschmidt, F.
2. Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren
18.-20. Februar 1997
- /30/ Einfluß des Hub-Bohrungs-Verhältnisses auf den Prozeßverlauf des
Ottomotors.
Gand, B.
Dissertation RWTH Aachen, 1986
- /31/ Einflüsse geometrischer Grunddaten auf den Arbeitsprozeß des Ottomotors
bei verschiedenen Hub-Bohrungs-Verhältnissen.
Bick, W.
Dissertation RWTH Aachen 1990
- /32/ Variable Steuerzeiten und variable Verdichtung beim Ottomotor.
Walzer; Adamis; Heinrich; Schumacher
MTZ 47 (1986)
- /33/ Abschlußbericht FVV Vorhaben Nr. 462, 1993
Ladungsbewegung und Verbrennung II
- /34/ Abschlußbericht FVV Vorhaben Nr. 610, 1997
Verbrennungsoptimierung Ottomotor
- /35/ Internal Combustion Engines Fundamentals
Heywood, John B.
McGraw-Hill, Inc., 1989
- /36/ The Nature of Turbulent Flame Propagation in a Homogeneous Spark-Ignited
Engine.
Groff, E. G.; Matekunas, F. A.
SAE 80233
- /37/ Comparision of the Effects of Intake-Generated Swirl and Tumble on
Turbulence Characteristics in a 4-Valve Engine.
Floch, A.; Frank, J. V.; and Ahmed, A.; Renault S. A.
SAE 952457
- /38/ 3D-Numerische Untersuchung der Tumble-Strömung im Ottomotor.
Bensler, H- P.; Sylvester, M.; Oberg, H.-J.; Volkswagen AG Wolfsburg
7. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ 1999

- /39/ CFD-Aided Development of Spray for an Outwardly Opening Direct Injection Gasoline Injektor.
Xu, M.; Markle, L. E.
SAE 980493
- /40/ Atomization and Sprays.
Lefebvre, A.
Hemisphere Publishing Corporation 1989
- /41/ Über Grundlagen der Zerstäubung und ihre Anwendung bei Vergasern von Ottomotoren.
Lenz, H. P.
VDI-Fortschrittsbericht Reihe 6 Nr. 14; 1967
- /42/ Über Zerstäubung von Flüssigkeiten und Anwendungen instationärer Hydrodynamik zur Brennstoff-Einspritzung bei Verbrennungsmotoren.
Lenz, H. P.
Dissertation Technische Hochschule Zürich 1966
- /43/ Neue Vierzylinder-Ottomotoren von Mercedes-Benz mit Kompressoraufladung.
Mikulic, L.; Heil, B.; Mürwald, M.; Bruchner, K.; Pietsch, A.; Klein, R.
MTZ 6/2002
- /44/ Entwicklung Tumble-unterstützter Brennverfahren mit Hilfe neuester Entwicklungsmethoden.
Endres, H.; Neußer, H.-J.; Wurms, R.
MTZ 10/1994
- /45/ Einfluß des Gemischzustandes an der Zündkerze auf die Entflammungsphase im Ottomotor.
Almstadt, K.; Dissertation 1985
Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig
- /46/ Untersuchungen zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren.
Ernst, J.; Dissertation 2001
Universität Karlsruhe (TH)

- /47/ The Effects of Piston Temperature on Hydrocarbon Emissions from a Spark-Ignited Direct-Injection Engine.
Frank, R. M.; Heywood, J. B.
SAE 830587
- /48/ Schwerpunktkriterium und automatische Klingelerkennung
Bargende, M.
MTZ 10/1995
- /49/ Experimenteller Beitrag zur Charakterisierung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteinspritzenden, strahlgeführten Ottomotor.
Schänzlin, K.
Fortschr.-Bericht VDI Reihe 12 Nr. 548, 2003
- /50/ Tröpfchengrößenmessung
Raida, H. J.
Studienarbeit, Lehrstuhl für angewandte Thermodynamik
RWTH Aachen 1992
- /51/ Entwicklung und Realisierung eines Verfahrens zur automatischen Auswertung ottomotorischer Einspritzstrahlen.
Rapp, M.
FHT Esslingen, Fachbereich Maschinenbau und Fahrzeugtechnik 1997
- /52/ Die Größenbestimmung von Brennstoffteilchen.
Sauter, J.
VDI-Verlag, Berlin 1926
- /53/ Zyklus aufgelöste Emissionsspektroskopie (ZES) am DI Dieselmotor – eine Erweiterung der integralen Lichtleit-Meßtechnik
Antoni, C.; Peters, N.; Institut für Technische Mechanik, RWTH Aachen
2. Indizier Symposium, Mainz 1996
- /54/ In-Cylinder Measurement of Temperature and Soot Concentration Using Two-Color Methode.
Li, X.; Wallace, J. S.
SAE 950848
- /55/ Luminosity and Laser-Induced Incandescence Investigations on a DI Gasoline Engine.
Block, B.; Oppermann, W.; Budack, R.
SAE 2000-01-2903

- /56/ Formation and Oxidation Processes of Soot Particulates in a D. I. Diesel Engine – An experimental Study via the Two-Color-Method.
Matsui, Y.; Kamimoto, T.; Matsuoka, S.
SAE 820464
- /57/ In Cylinder Measurements of Soot Production in a Direct Injection Diesel Engine.
Kittelson, D. B.; Phipo, M. J.; Ambs, J. L.; Luo, L.
SAE 880344
- /58/ Direkteinspritzung Ottomotor I
Spicher, U.; Roosen, P.; Spiegel, L.; Haug, M.
Abschlußbericht FVV Vorhaben Nr. 429, 1990
- /59/ Beurteilungskriterien für ottomotorische DI-Verbrennungskonzepte.
Eichseder, H.; Hübner, W.; Rubbert, S.; Sallmann, M.
Tagungsband: Direkteinspritzung im Ottomotor 1998
- /60/ Flammenkernbildung I
Herweg, R.; Ziegler, G. F. W.
Abschlußbericht FVV Vorhaben Nr. 349, 1988
- /61/ Die Messung des Flammenfortschritts in zerklüfteten Brennräumen von Ottomotoren.
Klütting, M.; Dissertation RWTH Aachen 1986
- /62/ Einfluß der Gemischzustandes auf die Entflammungsphase unter besonderer Berücksichtigung der Strömung bei DI-Ottomotoren.
Pischinger, S.; Grünefeld, G.; Ballauf, J.; Vogt, B.; Cramm, C.; Greis, A.
Abschlußbericht FVV Vorhaben Nr. 717, 2001
- /63/ Die Entstehung brennbarer, turbulenter Gemische durch elektrische Zündanlagen – Bildung von Flammenkernen.
Herweg, R.; Dissertation 1992
Universität Stuttgart
- /64/ NSDI: IFP Concept for GDI Engines.
Leduc, P; Chaouche, A.; Monnier, G; Pinchon, P.
Tagung „Direkteinspritzung im Ottomotor II“, 1999

- /65/ Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren: Konzept und Entwicklungstrends.
Stan, C.
Tagung „Direkteinspritzung im Ottomotor II“, 1999
- /66/ Untersuchungen an einem direkteinspritzenden Ottomotor mit luftgeführten
Brennverfahren.
Hertzberg, A.; Klenk, R.; Vent, G.
Tagung „Direkteinspritzung im Ottomotor II“, 1999
- /67/ Das BPI-Verfahren – ein neues Brennverfahren für die Benzin-
Direkteinspritzung.
Weng, V.; Gindele, J.; Töpfer, G.; Spicher, U.; Latsch, R.; Kuhnert, D.
Tagung „Direkteinspritzung im Ottomotor II“, 1999
- /68/ Entwicklungsrichtungen und Synergiepotentiale am Ottomotor mit
Direkteinspritzung.
Fraidl, G. K.; Mayerhofer, U.; Piock, W.; Wirth, M.
Tagung „Direkteinspritzung im Ottomotor II“, 1999
- /69/ Analysis of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in a Direct Injection Spark-
Ignition Engine.
Giovanetti, A. J.; Ekchian, J. A.; Heywood J. B.
SAE 830587
- /70/ The Effects of „Inclination Angle of Swirl Axis“ on Turbulence Characteristics in
a 4-Valve Lean-Burn Engine with SCV.
Furuno, S.; Iguchi, S.; Oishi, K.; Inoue, T.
SAE 902139
- /71/ A Study of Air Assisted Fuel Injection into a Cylinder.
Das, S; Dent, J. C.; Loughborough University of Technology
SAE 941876
- /72/ Untersuchung über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme
bei der ottomotorischen Verbrennung.
Spicher, U.; Dissertation RWTH Aachen 1982
- /73/ 2,2l ECOTEC DIRECT von Opel-Benzindirekteinspritzung.
Scholten, I.; Königstein, A.; Pöpperl, M.; Samstag, M.
Adam Opel AG, Rüsselsheim
9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2000

- /74/ Der neue PSA HPI 2 Liter GDI-Motor.
Herrenschmidt, T.; Souhaité, P.
PSA PEUGEOT CITROEN, La Garenne Colombes, France
9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2000
- /75/ Combustion in Spark Ignition Engines with Direct Injection.
Spicher, U.; Kölmel, A.; Kubach, H.; Töpfer, G.
SAE 2000-01-0649
- /76/ Investigation of the Transient In-Cylinder Flow Inside a Two Stroke Engine
with Particle-Image Velocimetry.
Nauwerck, A.; Gindele, J.; Spicher, U.
SAE 2000-01-0902
- /77/ Über den Einfluß außen erzeugter Ladungsbewegung auf das
Betriebsverhalten eines Hochverdichteten Ottomotors.
Quissek, F.
Fortschr.-Bericht VDI Reihe 6 Nr. 165, 1985

10. Anhang

10.1 Prüfstands Aufbau

Der schematische Aufbau des Einzylinderprüfstands ist in Abbildung 10.1 dargestellt.

Die Untersuchungen wurden mit einem luftunterstützten Einspritzsystem der Firma Orbital und einem Hochdruckeinspritzsystem der Firma Siemens durchgeführt.

Die Zündanlage und die Drosselklappe wurden von einem M160 (smart-Motor) übernommen, da diese Komponenten mit den Motorsteuergeräten beider Systemlieferanten problemlos angesteuert werden konnten.

Der Versuchsaufbau für das luftunterstützte Einspritzsystem ist Abbildung 10.1 zu entnehmen.

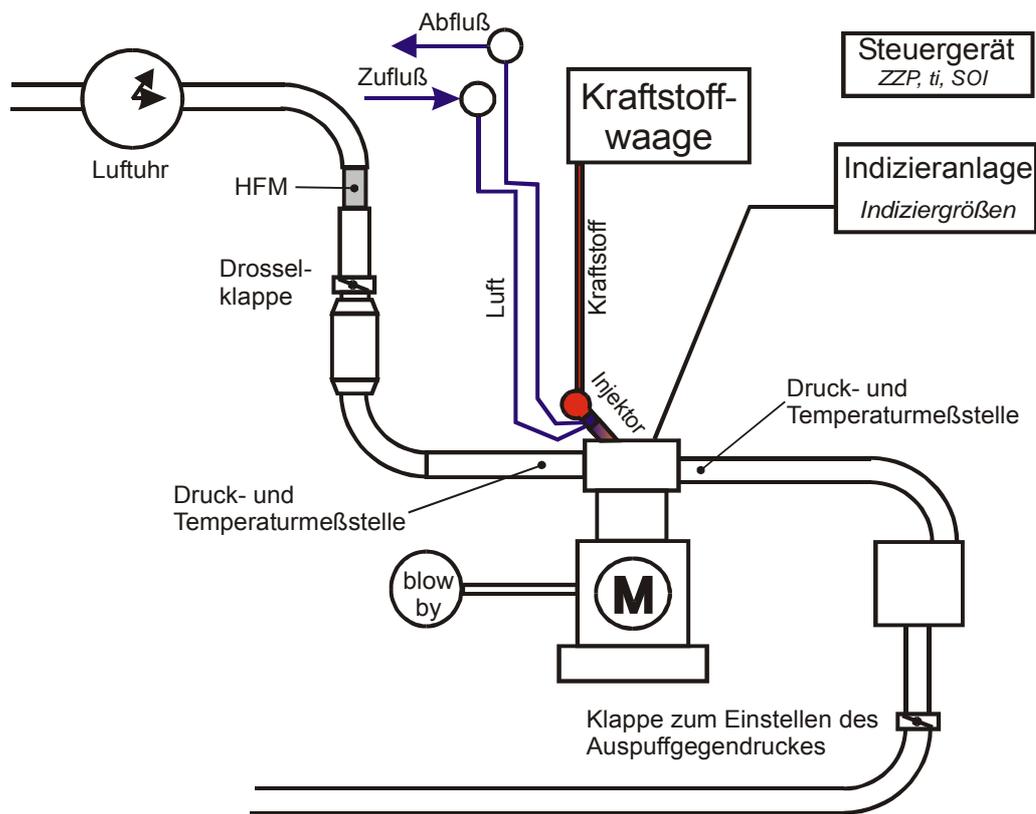


Abb. 10.1: Prüfstands Aufbau mit LUE System

Das LUE-System benötigt eine separate Luft- und Kraftstoffversorgung, das HDE-System dagegen nur eine Kraftstoffzufuhr, wobei zwischen der Kraftstoffwaage und

dem Injektor die Hochdruckpumpe eingefügt wurde, die den Systemdruck im Hochdruckteil zur Verfügung stellte. Zur Druckregelung wurde in der Hochdruckleitung ein Drucksteller mit Drucksensor integriert und der Einspritzdruck über das Steuergerät geregelt.

Der Prüfstand war mit einer Drehstrom-Asynchron-Maschine der Firma ATB ausgestattet, womit das Einzylinderaggregat auch geschleppt werden konnte.

Mit einer Kraftstoffwaage der Firma AVL List GmbH wurde der Kraftstoffverbrauch ermittelt. Die Abgasemissionen wurden mit einem Abgasanalysesystem der Firma Pierburg ermittelt, wobei die Meßzeit 60 Sekunden betrug. Die Abgase wurden über eine beheizte Leitung (190°C) der Abgasmeßanlage zugeführt, um die Abgasbestandteile CO, CO₂, HC, NO_x und O₂ zu messen. Die Schwärzungszahl ermittelte ein Smokometer der Firma AVL List GmbH.

Der Ladedruck wurde entsprechend den in Kapitel 5 definierten Lastpunkten (n und p_{mi}) eingestellt, wobei der Abgasgegendruck den Verhältnissen eines M271 im Fahrzeug entsprach. Die Lufttemperatur wurde auf 25°C (30°C Aufladebetrieb), die Kraftstofftemperatur auf 15°C vor der Hochdruckpumpe, die Öltemperatur auf 90°C und die Wassertemperatur ebenfalls auf 90°C konditioniert.

Die Indizierung erfolgte mittels einer von der DaimlerChrysler AG selbst entwickelten Indizieranlage. Für die Aufnahme des Brennraumdrucks wurde ein Druckaufnehmer Kistler 6061B mit Ladungsverstärker Kistler 5011 eingesetzt. Die Verbrennungsanalyse erfolgte mit dem Programmpaket IDEfix, das ebenfalls eine Eigenentwicklung der DaimlerChrysler AG ist.

Zur Bestimmung der Tröpfchengrößenverteilung wurde ein Laserbeugungsspektrometer der Firma Malvern/Insitac verwendet.

Die Brennraumendoskopie wurde mit einem Engine Video System 513 der Firma AVL List GmbH durchgeführt.

10.2 Technische Daten des Versuchsmotors

Hub [mm]:	85 (72 [*])	
Bohrung [mm]:	82	
Pleuellänge [mm]:	143,5	
Hubvolumen [cm ³]:	450 (400 [*])	
Verdichtung:	10 (9,5 [*])	
Ventilsteuerzeiten:	EÖ: 37 v. OT	ES: 62 n. UT
(0 mm Hub)	AÖ: 56 v. UT	AS: 62 n. OT
Ventilhub:	9,5 mm	

* Aggregat mit LUE-System

Für die Ventilsteuerzeiten werden folgende Abkürzungen verwendet:

EÖ	Einlaßventil öffnet
ES	Einlaßventil schließt
AÖ	Auslaßventil öffnet
AS	Auslaßventil schließt

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Name: Frank Altenschmidt
Geburtsdatum; 09.03.1966
Geburtsort: Biberach an der Riß
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: ledig

Schulbildung:

1972 – 1976 Birkendorf Grundschule, Biberach
1976 – 1982 Dollinger Realschule, Biberach
1982 – 1985 Technisches Gymnasium, Biberach
Abschluß: Allgemeine Hochschulreife

Wehrdienst:

1985 – 1986 Grundwehrdienst

Hochschulstudium:

1986 - 1991 Studium des Maschinenbaus an der Universität Stuttgart,
Abschluß: Diplom-Ingenieur

Berufliche Tätigkeit:

seit 09/1991 Entwicklungsingenieur im Bereich Entwicklung
PKW / Motor und Triebstrang der DaimlerChrysler AG