

HTW Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH)
Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik
Prof. Dr.-Ing. habil Ernstwendelin Bach

Universität Karlsruhe (TH)
Institut für Kolbenmaschinen
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Experimentelle und Numerische Untersuchungen zur Entwicklung des BPI-
Verfahrens für die Benzin-Direkteinspritzung unter Einsatz der
elektrostatisch unterstützten Einspritzung

Abschlussbericht über ein technisches Projekt,
gefördert unter dem Az: 17706 – 01/02, von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dipl.-Ing. U. Lienig
Dipl.-Ing. M. Kettner

April 2004

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	17706-01/02	Referat	24/0	Fördersumme	427.936,99 €
Antragstitel	Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Entwicklung des BPI-Verfahrens für die Benzin-Direkteinspritzung unter Einsatz der elektrostatisch unterstützten Einspritzung				
Stichworte	Energie, Motor, Ottomotor mit Direkteinspritzung, BPI-Verfahren, Kraftstoffeinspritzung, Elektrostatische Einspritzung				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
2 Jahre, 4 Monate	01.08.2001	31.12.2003	1		
Zwischenberichte	31.01.2002	29.12.2003			
Bewilligungsempfänger	Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH) Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik (FIF) Friedrich-List-Platz 1 01069 Dresden	Tel 0351/462-2781 Fax 0351/462-3476 Projektleitung Prof. Dr.-Ing. habil. E. Bach Bearbeiter Dipl.-Ing. U. Lienig			
Kooperationspartner	Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) der Fakultät Maschinenbau der Universität Karlsruhe (TH) Unternehmensberatung Automobiltechnik, Sinsheim				

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Zur **Senkung des Kraftstoffverbrauches und damit der CO₂-Emission** beim Ottomotor stellt die Einführung der **Direkteinspritzung** eine wirkungsvolle Maßnahme dar. Heute wird an wand-, luft- und strahlgeführten Brennverfahren gearbeitet. Eine Möglichkeit, die noch vorhandenen technischen Probleme dieser Brennverfahren zu reduzieren, wird in der Anwendung des BPI-Verfahrens (Bowl Prechamber Ignition) gesehen (Patent : DE 19714796A1). Für die Praxistauglichkeit dieses Brennverfahrens besitzt u.a. die Applikation einer flexiblen Einspritztechnik eine große Bedeutung. Wie aus Untersuchungen zur elektrostatisch unterstützten Kraftstoffzerstäubung hervorgeht, können unter bestimmten Bedingungen Strahlkegelwinkel und Tropfengrößen eines Kraftstoffstrahles durch die elektrische Aufladung des Kraftstoffes verändert werden. Die bedarfsgerechte Zu- und Abschaltung der elektrischen Hochspannung könnte die gewünschte Flexibilität im Einspritzprozess erbringen. **Das Projektziel besteht deshalb in der Entwicklung eines neuartigen Verfahrens für die Benzin-Direkteinspritzung unter Einbeziehung der elektrostatisch unterstützten Kraftstoffzerstäubung.**

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Ausgangspunkt der Untersuchungen bildet die Definition des zu verwendenden Injektortyps. Der Anforderungskatalog an den Elektrostatik-Injektor basiert auf Untersuchungen im IFKM (Druckkammer, Motorenprüfstand). Die Spraycharakteristik wird dabei über Laserlichtschnitttechnik und durch PIV ermittelt. Im FIF wird die elektrische Hochspannung unter der Bedingung einer optimalen Kraftstoffaufladung in den Injektor appliziert. Die Auswirkungen der elektrischen Hochspannung auf den Strahlerfall muss auch hier an einer Druckkammer mittels Laserlichtschnitt- und Schattenrissverfahren vorgenommen werden. Im Ergebnis dieser Iterationsschritte wird im FIF ein motortauglicher Elektrostatik-Injektor konstruiert und gefertigt. Dieser wird dann in die Prüfstandsuntersuchungen am IFKM, die auch das Austesten weiterer Einflussgrößen wie z.B. Kolbenmulden- und Vorkammergeometrie beinhalten, eingegliedert. Die Versuchsergebnisse basieren hier auf der Motorindizierung, der Anwendung von GEV und PIV. Zur Simulation bestimmter Phasen der Strahlausbreitung kommt u.a. die 3D-CFD zum Einsatz.

Ergebnisse und Diskussion

Ausgangspunkt für die Konzeptfindung eines Einspritzsystems, das die Anforderungen des BPI-Verfahrens erfüllt, war die elektrostatisch unterstützte Einspritzung. Durch die elektrostatische Aufladung des Kraftstoffes wird die Strahlgeometrie beeinflusst. Durch Voruntersuchungen wurde festgestellt, dass durch die Elektrostatik die Strahlgeometrie nicht in dem Maße beeinflusst werden kann, wie das für das BPI-Verfahren erforderlich ist.

Nach einer ausführlichen Recherche ergab sich, dass ein Einspritzsystem mit einer drallvariablen Düse das größte Potenzial zur Erfüllung der Anforderungen des BPI-Verfahrens bietet. Drallvariable Düsen sind aus der Verfahrenstechnik bekannt. Ihre Überführung in ein Einspritzsystem erforderte jedoch, neue Wege bei der Auslegung, Konstruktion und Fertigung zu gehen. Zusätzlich musste eine Möglichkeit vorgesehen werden, um die Drallvariabilität bei geschlossener Düsennadel und fehlendem Durchfluss aufrecht zu erhalten. Daher verfügt das Einspritzsystem mit drallvariablen Düse über einen zusätzlichen Rücklauf, der auch zwischen zwei Einspritzungen innerhalb eines Arbeitszyklusses geschlossen werden kann. Durch diese Eigenschaften des Einspritzsystems lässt sich die Strahlgeometrie von einem engen Strahlkegelwinkel mit einem Öffnungswinkel von 20° auf einen Winkel von 90° umschalten. Damit genügt dieses Einspritzsystem den Anforderungen des BPI-Verfahrens. Gleichzeitig besteht weiterhin die Möglichkeit, dem Grundsystem eine elektrostatische Aufladung hinzuzufügen und so die Tropfengrößen an den Bedarf anzupassen.

Auf Grund des anfänglich nicht verfügbaren Einspritzsystems für das BPI-Verfahren erhielt der Motor zwei Einspritzsysteme. Dabei wurde das Grundgemisch mit Hilfe einer äußeren Gemischbildung erzeugt. Die Einspritzung der Gemischanreicherung im Kompressionshub erfolgte durch Direkteinspritzung. Durch Optimierung der Brennraumform und der Lage der Direkteinspritzung konnte die Kraftstoffmenge für die Gemischanreicherung deutlich abgesenkt und auf 2-5% der Gesamtkraftstoffmenge vermindert werden. CFD-Analysen und FRFID-Messungen bestätigen, dass die Gemischanreicherung in der Kammer der Zündkerze gelingt. Optische Untersuchungen belegen, dass aus den Bohrungen der Zündkammer kräftige Fackelstrahlen austreten und das magere Grundgemisch ($\lambda=1,6$) schnell zum Durchbrennen bringen. Im Vergleich zu einem Ottomotor mit äußerer Gemischbildung ergibt sich ein erheblicher Verbrauchsvorteil bei gleichzeitig geringerer NO_x -Emission.

Nach dem das Einspritzsystem betriebsbereit war, wurde es in den BPI-Versuchsmotor eingebaut. Die Motorversuche zeigten, dass das Einspritzsystem die gestellten Anforderungen erfüllte und einen einwandfreien Betrieb ermöglichte. Durch die Realisierung einer vollständig inneren Gemischbildung (keine äußere Einspritzung mehr) sank die NO_x -Emission sehr stark (-70%), was mit einem geringeren Anstieg der HC-Emission (+30%) verbunden war. Ausgehend von dem noch nicht vollständig ausgeschöpften Optimierungspotenzial der Kombination aus BPI-Verfahren und drallvariablen Einspritzung ist eine weitere Verbesserung des Konzeptes zu erwarten.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Die Ergebnisse der Projektarbeiten wurden bisher auf verschiedenen Fachveranstaltungen vorgetragen. Unter den wichtigsten sind:

Kettner, M.; Fischer, J.; Nauwerck, A.; Spicher, U.; Velji, A.; Ein neues Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung, 9. Tagung: „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2003

Kettner, M.; Fischer, J.; Nauwerck, A.; Tribulowski, J.; Spicher, U.; Velji, A.; The BPI Flame Jet Concept to Improve the Inflammation of Lean Burn Mixtures in Spark Ignited Engines, SAE-Paper 2004-01-0035, 2004

Fazit

Das BPI-Verfahren erweist sich als vielversprechendes Konzept zur Steigerung des Wirkungsgrades moderner Verbrennungsmotoren. Das Einspritzsystem mit drallvariablen Düse bietet eine große Variabilität der Strahlgeometrie und erlaubt so eine optimale Anpassung der Gemischbildung an das BPI-Verfahren. Dadurch lassen sich die Vorteile des BPI-Verfahrens bei der Entflammung magerer Gemische mit den Vorteilen der inneren Gemischbildung verbinden. Bei sehr niedrigen NO_x -Rohemissionen nimmt beim bisher nicht vollständig optimierten Gesamtsystem die HC-Emission nur wenig zu. Das Optimierungspotenzial des Gesamtsystems bietet die Möglichkeit zu deutlichen Verbesserungen.

TITELBLATT	1
PROJEKTKENNBLATT	3
INHALTSVERZEICHNIS	5
VERZEICHNIS VON BILDERN	7
VERZEICHNIS VON TABELLEN	9
VERZEICHNIS VON TABELLEN	9
SYMBOLVERZEICHNIS	9
ZUSAMMENFASSUNG	10
EINLEITUNG	12
UMWELTRELEVANZ	12
STAND DER TECHNIK	13
ALLGEMEINE BETRACHTUNGEN	13
BENZIN-DIREKTEINSPRITZUNG	16
EINSPRITZSYSTEME FÜR DIE BENZINDIREKTEINSPRITZUNG	18
ZIELSETZUNG	20
AUFGABENSTELLUNG	20
HAUPTTEIL	22
1. VORGEHENSWEISE	22
1.1. FORSCHUNGSINSTITUT FAHRZEUGTECHNIK	22
1.1.1. Konzeptfindung	22
1.1.2. Dimensionierung des drallvariablen Einspritzventils	24
1.1.3. Fertigung der Einzelkomponenten	26
1.1.4. Aufbau der Kraftstoffversorgung	29
1.1.5. CFD-Strömungsanalyse	30
1.1.6. Untersuchungen in der Druckkammer	31
1.2. INSTITUT FÜR KOLBENMASCHINEN	32
1.2.1. Konstruktion des BPI-Motors	32
1.2.2. Fackelstrahlvisualisierung	34
1.2.3. Einspritzstrahlvisualisierung	35
1.2.4. 3D-CFD-Simulation	35
1.2.5. Motorische Untersuchungen	36
1.2.6. Wandbenetzung durch Kraftstoff	36

1.2.7.	Rußmessungen	37
1.2.8.	Untersuchung der Gemischzusammensetzung in der Vorkammerzündkerze	37
2.	ERGEBNISSE	37
2.1.	FORSCHUNGSINSTITUT FAHRZEUGTECHNIK	37
2.1.1.	Strömungssimulation	37
2.1.2.	Untersuchung der drallvariablen Einspritzdüse.....	40
2.1.3.	Variation des Volumenstromverhältnisses.....	43
2.1.4.	Variation der Rücklaufmenge.....	45
2.1.5.	Variation der Rücklaufmenge bei einem Kammerdruck von 10 bar	46
2.1.6.	Vergleich der Strahlparameter	48
2.2.	INSTITUT FÜR KOLBENMASCHINEN	51
2.2.1.	Fackelstrahlvisualisierung	51
2.2.2.	Einspritzstrahlvisualisierung	52
2.2.3.	3D-CFD Simulation.....	53
2.2.4.	Einfluss von Anordnung und Anzahl der Überströmbohrungen der Vorkammerzündkerzen.....	53
2.2.5.	Motorische Untersuchungen zum Abmagerungsverhalten.....	56
2.2.6.	Einfluss des Einspritzventils auf den Motorbetrieb	59
2.2.7.	Wandbenetzung durch Kraftstoff	60
2.2.8.	Rußmessungen	61
2.2.9.	Untersuchung der Gemischzusammensetzung in der Vorkammerzündkerze	62
2.2.10.	Bewertung des BPI-Verfahrens gegenüber der Direkteinspritzung beim strahlgeführten Verfahren	64
2.3.	GEMEINSAME ERGEBNISSE.....	65
2.3.1.	Motorversuche mit drallvariabler Einspritzdüse (DvD).....	65
3.	FAZIT	69
	LITERATUR	71

Verzeichnis von Bildern

- Bild 1.1:** Elektrostatik bei der Einspritzung mit Benzin
Bild 1.2: Unverdrallter und verdrallter Teil des Einspritzstrahls einer Dralldüse
Bild 1.3: Schematische Darstellung des Zu- und Rücklaufes bei drall- und drallfreiem Betrieb
Bild 1.4: Übersicht über die Hauptabmessungen der drallvariablen Düse
Bild 1.5: Konstruktive Anordnung der Drallkammer und der angrenzenden Bauteile
Bild 1.6: CAD-Konstruktion der drallvariablen Düse und Kraftstoffzuführung im Düsenkörper
Bild 1.7: Drallkammer nach der Laser-Bearbeitung der Innenkontur (Schlackerückstände) und nach der Fertigbearbeitung und Reinigung
Bild 1.8: Bauteile für die drallvariable Einspritzdüse
Bild 1.9: Vorbereitungen zur Applikation der elektrostatischen Aufladung
Bild 1.10: Hydraulisches Schaltbild der Kraftstoffversorgungsanlage
Bild 1.11: Aufbau der Kraftstoffversorgung und –steuerung mit Blick auf die Kraftstoffhochdruckpumpe
Bild 1.12: CFD-Berechnungsgitter der Drallkammer mit 250.000 Zellen
Bild 1.13: Prinzipschaltbild des Einspritzprüfstandes mit Druckkammer (links) und Darstellung des Versuchsaufbaus zur Einspritzvisualisierung (rechts)
Bild 1.14: CAD-Schnittmodell des BPI-Motors
Bild 1.15: BPI-Zylinderkopf - CAD-Konstruktion und gefertigte Motorkomponenten
Bild 1.16: BPI-Motor auf dem Prüfstand
Bild 1.17: Sprayvisualisierung in der Druckkammer
Bild 1.18: 4-Lochdüse und Vorkammerzündkerze für das BPI-Verfahren
Bild 1.19: Bewegtes Rechengitter für 3D CFD Simulation (60 °KW vor ZOT)
Bild 1.20: Vorkammer-zündkerze mit FRFID-Sonde
Bild 2.1: Randbedingungen und Auswertequerschnitte für die CFD-Simulation
Bild 2.2: Ergebnis der CFD-Simulationsrechnungen
Bild 2.3: Generierung der Aufnahmetrigger für die Visualisierung des Einspritzvorganges
Bild 2.4: Parameter der Einspritzstrahlauswertung
Bild 2.5: Strahlkegelentwicklung in Zeitschritten nach Spritzbeginn bei Umgebungsdruck in der Kammer
Bild 2.6: Abhängigkeit des Strahlkegelwinkels vom Volumenstromverhältnis r_{300}
Bild 2.7: Einspritzmengen in Abhängigkeit vom Volumenstromverhältnis r_{300}
Bild 2.8: Einspritzstrahlgeometrien bei veränderlichem Rücklauf und Umgebungsdruck in der Kammer
Bild 2.9: Einspritzstrahlgeometrien bei veränderlichem Rücklauf und einem Kammerdruck von 10 bar
Bild 2.10: Gegenüberstellung der Strahlkegelbilder in Abhängigkeit von der Zeit, dem Kammerdruck und der Rücklaufmenge
Bild 2.11: Strahlkegelwinkel bei Variation des Kammerdruckes und der Rücklaufmenge; 600 μ s nach Einspritzbeginn
Bild 2.12: Strahleindringtiefe bei variabler Rücklaufmenge und Umgebungsdruck in der Kammer
Bild 2.13: Strahleindringtiefe bei variabler Rücklaufmenge und 10 bar Kammerdruck
Bild 2.14: Einspritzmengen bei Variation des Kammerdruckes und der Rücklaufmenge
Bild 2.15: Visualisierung der Fackelstrahlen
Bild 2.16: Sprayvisualisierung in der Druckkammer
Bild 2.17: Dreidimensionale Simulation des Einspritzvorgangs im Kompressionshub
Bild 2.18: Verschiedene Konfigurationen von Vorkammerzündkerzen

- Bild 2.19:** Lokale Kraftstoffdampfverteilung bei verschiedenen Bohrungsanordnungen bei 30 °KW vor ZOT
- Bild 2.20:** HC_i-Emissionen verschiedener Vorkammerzündkerzen über dem Vorzündwinkel für p_{me} = 2 bar, n = 2000 1/min und λ = 1,5
- Bild 2.21:** Schematische Darstellung der Prozesse in der Vorkammerzündkerze
- Bild 2.22:** σ_{p_{mi}}, HC, Massenfluss, Konzentration und Fackelstrahlanzahl über dem Verhältnis von oberem zu unterem Strömungsquerschnitt A_O/A_U bei 30 °KW vor ZOT und λ = 1,5
- Bild 2.23:** Standardabweichung des Mitteldruckes σ_{p_{mi}} in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei p_{me} = 2 bar, n = 2000 1/min,
- Bild 2.24:** Spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei p_{me} = 2 bar, n = 2000 1/min
- Bild 2.25:** Spezifische NO-Emissionen in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei p_{me} = 2 bar und n = 2000 1/min
- Bild 2.26:** Spezifische HC-Emissionen in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei p_{me} = 2 bar bei n = 2000 1/min
- Bild 2.27:** Kraftstoffverbrauchseinsparung bei verschiedenen Betriebspunkten
- Bild 2.28:** Eingespritzte Kraftstoffmassen bei Drall- und Mehrlochdüse über der Ansteuerdauer
- Bild 2.29:** Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes σ_{p_{mi}} bei Drall- und 4-Lochdüse über der Einspritzmasse im Kompressionshub bei p_{me} = 2 bar und n = 2000 1/min
- Bild 2.30:** Gemessene Wandfilmmasse aus der Kolbenbenetzung durch Kraftstoff
- Bild 2.31:** Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes σ_{p_{mi}} und Rußemission über der Ansteuerdauer im Kompressionshub bei p_{me} = 2 bar und n = 2000 1/min
- Bild 2.32:** HC-Konzentration in der Vorkammerzündkerze bei unterschiedlichen globalen Luftkraftstoffverhältnissen bei p_{me} = 2 bar und n = 2000 1/min
- Bild 2.33:** HC-Konzentration in der Vorkammerzündkerze im BPI-Betrieb bei λ = 1,6 und im Homogenbetrieb (schwarz) bei fetter (λ = 0,85) und magerer (λ = 1,35) Zündgrenze bei p_{me} = 2 bar und n = 2000 1/min (SP2)
- Bild 2.34:** Vergleich der 3 Betriebsarten, konventionell stöchiometrisch, DI strahlgeführt und BPI bei p_{me} = 2 bar und n = 2000 1/min [16]
- Bild 2.35:** Komponenten des drallvariablen Einspritzsystems für die Motorversuche am Prüfstand des IfKM
- Bild 2.36:** Geometrische Verhältnisse am BPI-Motor mit Doppeleinspritzung durch Drallvariable Düse (DvD)
- Bild 2.37:** Einfluss des Rücklaufschliessens bei konstanter Rücklaufdauer von 2,5 ms auf NO_i und HC_i bei p_{me} = 2 bar, n = 2000 1/min und λ = 1,6
- Bild 2.38:** Vergleich der BPI-Betriebsart bei ersatzweisem Einsatz der Saugrohreinspritzung kombiniert mit der DI-4-Loch-Düse und Einsatz der drallvariablen Einspritzdüse für beide Einspritzungen bei p_{me} = 2 bar und n = 2000 1/min

Verzeichnis von Tabellen

Tabelle 1.1: Stoffparameter

Tabelle 1.2: Motorische Parameter

Tabelle 1.3: Erwartete Strahlkegelwinkel

Tabelle 1.4: Motordaten

Symbolverzeichnis

A_O/A_U	[-]	Verhältnis zwischen oberer zu unterer Bohrungsquerschnittsfläche
b_i	[g/kWh]	Spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch
BPI		Bowl Prechamber Ignition
DE		Direkteinspritzung
DvD		Drallvariable Einspritzdüse
FRFID		Fast Response Flame Ionisation Detector
FSN	[-]	Filter Smoke Number
HC		Kohlenwasserstoffe
HC_i	[g/kWh]	Spezifische indizierte Kohlenwasserstoffemission
m_{INJ}	[g]	Einspritzmasse
n	[U/min]	Motordrehzahl
NO_i	[g/kWh]	Spezifische indizierte Stickstoffmonoxidemission
NO_x		Stickoxide
p_{INJ}	[bar]	Einspritzdruck
p_K	[bar]	Kammerdruck
p_{me}	[bar]	Effektiver Mitteldruck
Q_{RL}	[l/min]	Volumenstrom Rücklauf
Q_{stat}	[l/min]	Statischer volumetrischer Düsendurchfluss
r_{150}	[-]	Volumenstromverhältnis der Kanalgruppe mit dem kleinen Querschnitt zum Rücklauf ($r_{150} = 1 - r_{300}$)
r_{300}	[-]	Volumenstromverhältnis der Kanalgruppe mit dem großen Querschnitt zum Rücklauf
R_t	[μ m]	Oberflächenrauheit
s_{edt}	[mm]	Strahleindringtiefe
SOI	[°KW]	Einspritzbeginn
SP		Spark Plug
T_{INJ1}	[ms]	Einspritzdauer der ersten Einspritzdauer
T_{INJ2}	[ms]	Einspritzdauer der zweiten Einspritzung
U	[kV]	Spannung (Elektrostatik)
ZOT	[°KW]	Obererer Totpunkt der Kolbenbewegung im Verdichtungs- und Verbrennungstakt
ZZP	[°KW]	Zündzeitpunkt
α	[°]	Spraykegelwinkel
λ	[-]	Luftverhältnis
σ_{pmi}	[bar]	Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes

Zusammenfassung

Zur Senkung des Kraftstoffverbrauches beim Ottomotor stellt die Einführung der Direkteinspritzung (DE) die Einzelmaßnahme mit dem höchsten Einsparpotential dar. Für die technische Umsetzung dieses Entwicklungsschrittes wird heute an wand-, luft- und strahlgeführten Brennverfahren gearbeitet. Dabei stellen sowohl die Zündstabilität, die Qualität und Konstanz der Gemischaufbereitung und die Erfüllung der Abgasgesetzgebung Schwierigkeiten dar, die einer breiten Markteinführung bisher entgegenstehen. Eine Möglichkeit, die technischen Probleme der bekannten DE-Brennverfahren wesentlich zu reduzieren, wird in der Anwendung des BPI-Verfahrens (Bowl Prechamber Ignition) gesehen. Das BPI-Brennverfahren stellt ein neuartiges Entflammungskonzept mit deutlichem Einfluss auf die Gesamtverbrennung für Ottomotoren mit Kraftstoffdirekteinspritzung dar. Dabei wird ein homogen mageres Grundgemisch durch eine Saughubeinspritzung erzeugt. Eine zweite Einspritzung im Kompressionshub platziert eine minimale Kraftstoffmenge am Zündort zur Gewährleistung optimaler Zündbedingungen. Nach erfolgter Zündung in einer Vorkammerzündkerze sorgen kräftige Fackelstrahlen für einen schnellen Umsatz des Grundgemisches.

Das Projektziel bestand in der Entwicklung des BPI-Verfahrens für die Benzin-Direkteinspritzung unter Einbeziehung eines Einspritzsystems mit variabler Strahlgeometrie. Zur Erreichung des Projektziels wurden beim Antragsteller (FIF) und beim Kooperationspartner (IFKM) folgende Arbeiten durchgeführt:

FIF:

- Auswahl eines geeigneten Einspritzkonzeptes
- Konstruktive Realisierung eines dem Konzept entsprechenden Einspritzsystems
- Grundlegende Untersuchungen zur Charakterisierung des Einspritzsystems

IFKM:

Parallel zu den Arbeiten am FIF wurden am IFKM folgende Arbeiten durchgeführt:

- Konzeptionelle und konstruktive Realisierung des BPI-Verfahrens unter ersatzweisem Einsatz eines herkömmlichen Einspritzsystems
- Optimierung der BPI-spezifischen Komponenten (Kolbenmulde, Vorkammerzündkerze)
- Ermittlung der optimalen Einspritzparameter (Einspritzmengenverhältnis und -zeitpunkt)

Ausgangspunkt für die Konzeptfindung war die elektrostatisch unterstützte Einspritzung. Durch die elektrostatische Aufladung des Kraftstoffes wird die Strahlgeometrie beeinflusst. Durch Voruntersuchungen wurde festgestellt, dass durch die Elektrostatik die Strahlgeometrie nicht in dem Maße beeinflusst werden kann, wie das für das BPI-Verfahren erforderlich ist.

Nach einer ausführlichen Recherche ergab sich, dass ein Einspritzsystem mit einer drallvariablen Düse das größte Potenzial zur Erfüllung der Anforderungen des BPI-Verfahrens bietet. Die Einspritzdüse verfügt dabei über eine Drallkammer, in die Drallkanäle mit unterschiedlichen Strömungsquerschnittsflächen einlaufen und eine Rückklaufführung, die den Drall auch bei geschlossener Düsennadel aufrechterhält. Durch Regelung des Drallniveaus in der Drallkammer durch Veränderung des Volumenstromverhältnisses zwischen den verschiedenen Kanälen kann sowohl der

Strahlkegelwinkel im Bereich von 20° bis ca. 90° verändert werden, als auch die Einspritzmenge bei konstanter Einspritzdauer variiert werden. Trotz der Beeinflussung der Einspritzmenge ist nur eine geringe Veränderung des Strahlkegelwinkels zu verzeichnen, wenn der Drall über eine Rücklaufmenge stets auf einem ausreichend hohen Niveau gehalten wird. Im Sinne des BPI-Verfahrens ermöglicht die Düse die Darstellung einer direkten Einspritzung zur Erzeugung eines homogenen Grundgemisches durch einen großen Strahlkegelwinkel. Wird die Düse so eingestellt, dass ein möglichst kleiner Strahlkegelwinkel entsteht, so kann mit dieser Piloteinspritzung Gemischanreicherung am Zündort erzeugt werden. Zur Durchführung der Untersuchungen wurde eine drallvariable Düse konstruiert und gefertigt, die sowohl für den Einsatz im Druckkammerprüfstand als auch im Motor geeignet ist. Die Variabilität der Strahlgeometrie konnte durch Versuche in der Druckkammer nachgewiesen werden. Die im Anschluss durchgeführten motorischen Untersuchungen bestätigten den Einfluss der Drallvariabilität auf den Motorbetrieb. Den Anforderungen an das Einspritzsystem entsprechend, sowohl einen großen als auch einen kleinen Strahlkegelwinkel innerhalb eines Arbeitsspielbereiches zu erzeugen, wurde der Rücklauf so beeinflusst, dass sich der gewünschte Strahlkegelwinkel einstellte. Die erzielten Ergebnisse zeigen, dass die drallvariable Düse sowohl eine gute Homogenisierung des Gemisches durch einen großen Strahlkegelwinkel im Saughub, als auch eine gezielte Einspritzung in die Kolbenmulde durch einen kleinen Strahlkegelwinkel im Kompressionshub ermöglicht.

Parallel zu den Untersuchungen am FIF wurden am IFKM motorische Untersuchungen durchgeführt. Zu Beginn des Projektes stand eine den Anforderungen des BPI-Verfahrens genügende Düse nicht zur Verfügung. Deshalb wurde das homogen magere Grundgemisch zunächst mit einer Saugroheinspritzung und die Gemischanreicherungsmenge durch eine Direkteinspritzung mit einer 4-Loch-Düse mit einem Kegelwinkel von $\alpha = 25^\circ$ erzeugt. Mit dieser Konfiguration wurde das Potenzial des BPI-Verfahrens durch Variation der Bauteile (Vorkammerzündkerze, Kolbenmulde) und Betriebsparameter (Einspritzmengenverhältnis und -zeitpunkt) ermittelt. Es wurde gezeigt, dass bei einer homogen mageren Hauptverbrennung bei hohem Teillast-Wirkungsgrad eine besonders geringe NO-Emission erreicht wird. Gleichzeitig bleibt die HC-Konzentration durch die geringe Kraftstoffwandanlagerung bis zu Luftverhältnissen von $\lambda < 1,4$ auf dem Niveau des homogenen Ottomotors. Bei höheren Luftverhältnissen ($\lambda > 1,4$) findet man beim jetzigen Entwicklungsstand des BPI-Verfahrens die aus der Literatur bekannten hohen Werte. Wandfilmuntersuchungen zeigen, dass durch eine gezielt eingespritzte Minimalmenge im Kompressionshub die Kraftstoffwandanlagerung auf dem Kolben vernachlässigbar ist. Mit der Gemischanreicherung durch eine Minimalmenge an der Zündstelle wird eine zuverlässige Entflammung erreicht, die insbesondere eine je nach Zielsetzung angepasste Optimierung der Hauptverbrennung erlaubt. Die Magerlaufgrenze des Motors konnte von $\lambda \approx 1,3$ im Homogenbetrieb auf $\lambda \approx 1,7$ im BPI-Betrieb erweitert werden, wobei das Verbrauchsminimum bei $\lambda = 1,6$ liegt. Beim Betriebspunkt $p_{me} = 2$ bar und $n = 2000$ 1/min sinkt der Kraftstoffverbrauch gegenüber dem stöchiometrischen Motorbetrieb um ca. 10 % bei gleichzeitiger NO-Reduktion um ca. 70 %.

Das Ergebnis der Teiluntersuchungen belegt, dass das neuartige Entflammungskonzept das Potenzial besitzt, magere Gemische sicher zu entflammen und schnell umzusetzen. Gleichzeitig konnte gezeigt werden, dass die drallvariable Düse die Anforderungen des BPI-Verfahrens an das Gemischbildungssystem erfüllt. In einem bei der DBU beantragten Folgevorhaben soll das BPI-Verfahren zusammen mit

dem neuen Einspritzsystem weiterentwickelt werden. Dabei steht die Ausweitung des Betriebsbereiches, in dem der Motor mager betrieben werden kann, im Vordergrund.

Einleitung

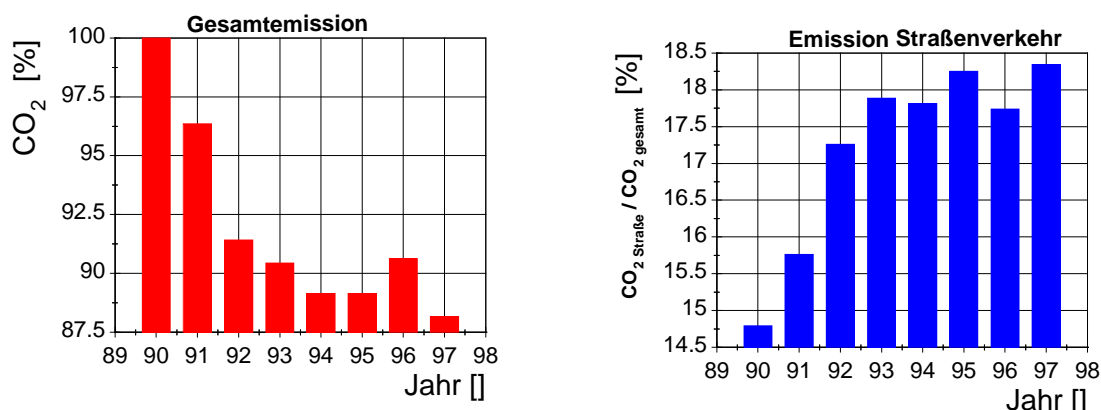
Umweltrelevanz

Aufgrund des direkten Zusammenhanges zwischen dem Kraftstoffverbrauch und der CO₂-Emission trägt die Einsparung von Kraftstoff sowohl zu einer effektiveren Nutzung der natürlichen Rohstoffreserven als auch zur Verringerung des Treibhauseffektes bei. Deshalb besitzen die verstärkten Forderungen nach Absenkung des Kraftstoffverbrauches, trotz einer bisher ausgebliebenen gesetzlichen Reglementierung des CO₂-Ausstoßes im weltweiten Straßenverkehr, eine überaus große Umweltrelevanz. Dieser Umstand soll durch die folgende Abbildung (Quelle : „Energiedaten 1999 vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie“) verdeutlicht werden. Der linke Teil enthält die Entwicklung der CO₂-Gesamtemission in Deutschland im Zeitraum zwischen 1990 und 1997 (100% entsprechen 1.014 Mio.t). Im rechten Teil ist der prozentuale Anteil des Straßenverkehrs am Gesamtausstoß dargestellt.

Trotz sinkender Gesamtemission nimmt der Anteil dieses Verkehrssektors zu. Die Zunahme ist in hohem Maße auf das Anwachsen des Fahrzeugbestandes zurückzuführen und zeigt, dass die Senkung der CO₂-Emission pro Fahrzeug eine wichtige Maßnahme zur Entlastung der Umwelt darstellt.

Die europäische Automobilindustrie und ihre Zulieferer haben sich deshalb freiwillig verpflichtet, die durchschnittliche CO₂-Emission neu zugelassener PKW bis zum Jahr 2008 um 25% gegenüber dem Stand von 1995 zu reduzieren. Unter dem Hintergrund steigender Neuzulassungen stellt diese Verpflichtung eine große Herausforderung dar. Beim Dieselmotor konnte mit dem Übergang zur Direkteinspritzung eine wesentliche Verbrauchsminderung erreicht werden. Ein ähnliches Potential für den ottomotorischen Sektor wird in der Benzin-Direkteinspritzung gesehen.

Die praktische Umsetzung maximaler Verbrauchsabsenkungen bei gleichzeitig niedrigster Emission im gesamten Kennfeld erfordert beim Otto-DE eine intensive Weiterentwicklung der Gemischbildungstechnik. Dabei kommt der Verbesserung der Einspritzung eine Schlüsselrolle zu. So sollte ein geeignetes Einspritzsystem sehr



schnell auf sich verändernde Randbedingungen für die Kraftstoffeinspritzung und – zerstäubung reagieren und darüber hinaus eine Variation des Einspritzverlaufes zulassen.

Im beantragten Vorhaben geht es um die Kopplung der elektrostatisch unterstützten Einspritzung mit dem BPI-Verfahren. Die Ergebnisse der Untersuchungen können zu einem zündstabilen Brennverfahren für den Otto-DE führen, dessen kurz- bzw.

mittelfristiger Einsatz einen Beitrag zur Senkung der CO₂-Emission bis 2008 leisten kann.

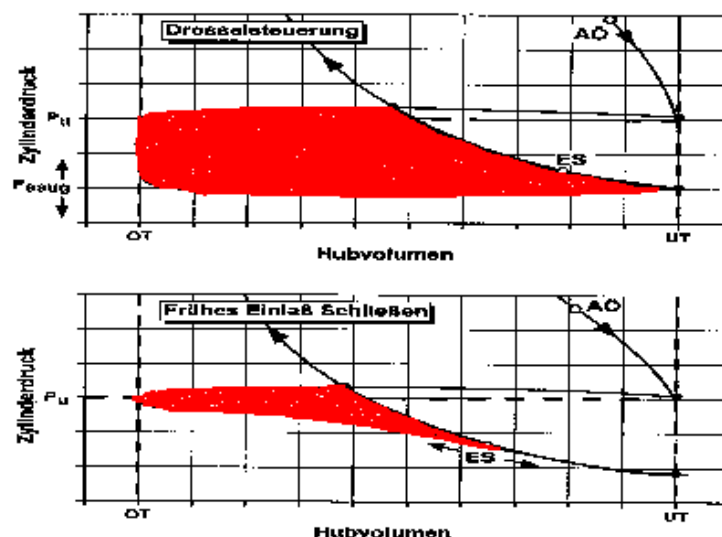
Stand der Technik

Allgemeine Betrachtungen

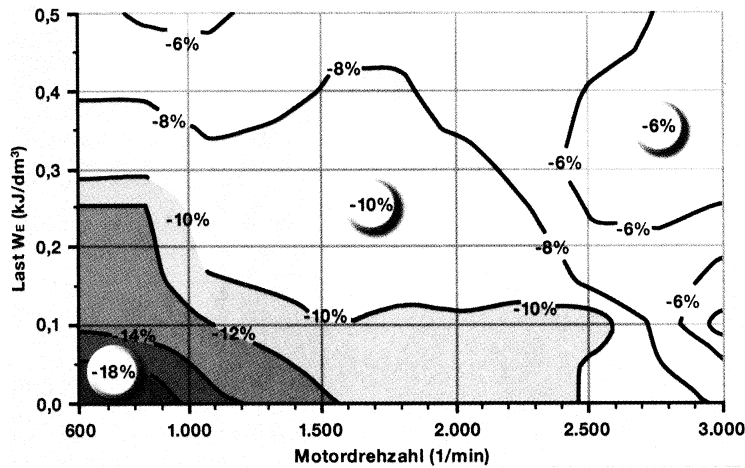
Die Hauptziele der Entwicklung von 4-Takt-Ottomotoren müssen auf die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und die Verringerung der Schadstoffemissionen fokussiert werden, ohne dabei Einbußen an Komfort und Lebensdauer zuzulassen.

Dafür bieten sich verschiedene Maßnahmen wie z.B. Vollvariable Ventiltriebe (VVT), selektive Zylinderabschaltung, Motor-Start/Stop-Automatik, Abgas-Turboaufladung, Thermomanagement, Reibungsminderung und nicht zuletzt die Benzin-Direkteinspritzung an. Derzeit werden speziell die Vollvariable Ventilsteuerung und die Benzin-Direkteinspritzung in intensiven Vorhaben untersucht.

Unter vollvariablen Ventiltrieben versteht man Ventilsteuerungssysteme, bei denen Öffnungsdauer, Phasenlage und Ventilhub variiert werden können. Mit vollvariablen Systemen können theoretisch für jeden Betriebspunkt die optimalen Ventilsteuerzeiten eingestellt und somit eine drosselfreie Laststeuerung ermöglicht werden. Wie in der untenstehenden Darstellung zu erkennen ist, können dadurch die Ladungswechselperluste deutlich reduziert werden.



Das in der folgenden Abbildung dargestellte Motorkennfeld gibt Auskunft über die Verbrauchsvorteile der mechanischen vollvariablen Ventilsteuerung "Valvetronic" von BMW. Bei Teillastpunkten beträgt die Verbrauchseinsparung ca. 10 % [21]. Im Leerlauf können 18% registriert werden.



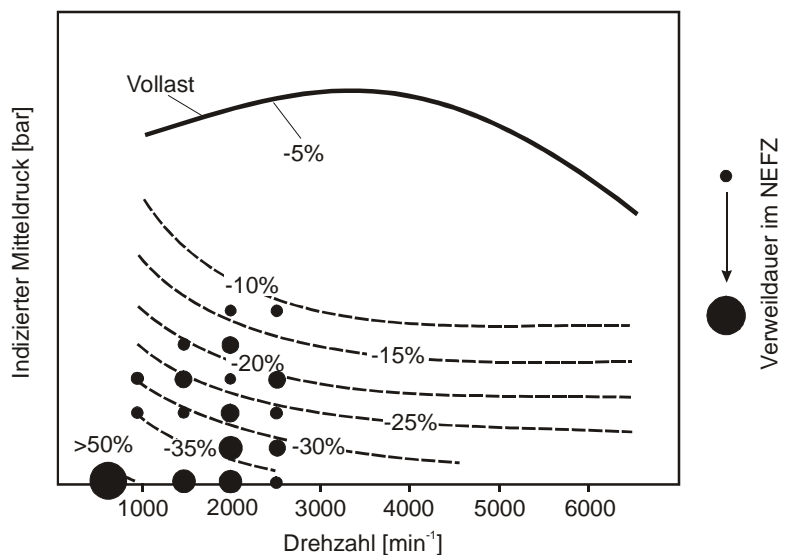
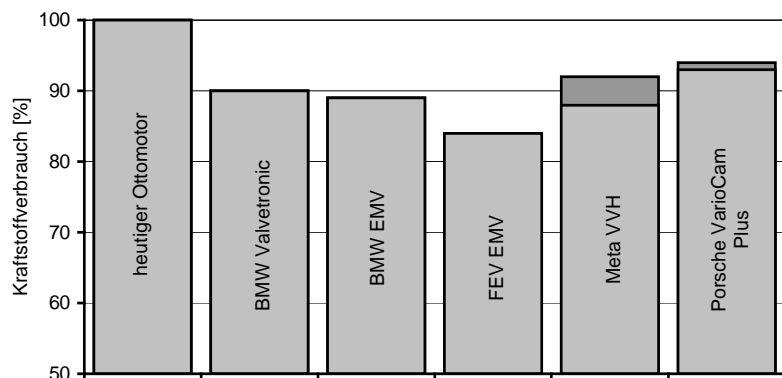
Im nebenstehenden Balkendiagramm sind die Einsparpotentiale verschiedener mechanischer und elektromechanischer VVT in einem testrelevanten Teillastpunkt gegenübergestellt.

Die FEV Motorenteknik gibt für die elektromechanische Ventilsteuerung, die derzeit die „high-end“ Technologie bei VVT darstellt, Verbrauchsvorteile von 16 % an [21].

Bei der Benzindirekteinspritzung, die im nachfolgenden Kapitel detaillierter erläutert wird, ergibt

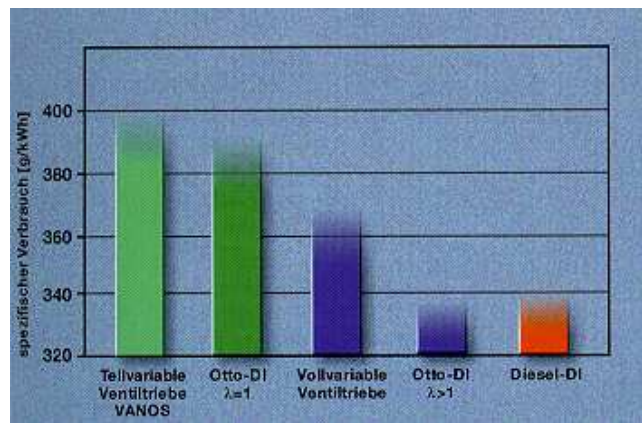
sich das hohe Einsparpotential in erster Linie durch den geschichteten Betrieb bei Teillast. Die prozentuale Verminderung des spezifischen Kraftstoffverbrauches durch die Direkteinspritzung gegenüber dem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung ist im nebenstehenden Kennfeld dargestellt [18]. Im Vergleich zum Kennfeld mit VVT ergibt sich insgesamt ein höheres Einsparpotential.

Dass der Ottomotor mit Direkteinspritzung die wirksamste Einzelmaßnahme zur Senkung des Kraftstoffverbrauches darstellt, wird auch durch andere, voneinander unabhängige, Untersuchungen zur Potentialabschätzung der Einzelmaßnahmen bestätigt. Dies wird insbesondere durch das Ergebnis einer Umfrage (MTZ 10/2000) unter 200 Entwicklungsleitern aus Automobil- und Zulieferindustrie untermauert, die in der Benzin-Direkteinspritzung die wichtigste Zukunftstechnik sehen.



Zur Verdeutlichung dieser Aussage dient das nebenstehende Bild (Quelle : MTZ 3/2000, stationärer Teillastbetrieb für den Kennfeldpunkt $w_e=0,2 \text{ kJ/dm}^3$, $n=2000 \text{ U/min}$).

Das günstige Instationär- und Vollastverhalten aufgrund des nahezu ungedrosselten Betriebes in Verbindung mit der Direkteinspritzung des Kraftstoffes in den Brennraum rundet die Vorteile dieses Verfahrens ab. Als Basiswerkzeug zur Erreichung der hochgesteckten Entwicklungsziele wird daher die Otto-DE angesehen.



Mögliche Kombinationen der obengenannten Einzelmaßnahmen mit der Benzin-Direkteinspritzung mit dem Ziel weiterer Verbrauchseinsparungen werden nachfolgend diskutiert.

Der Einsatz eines aufwändigen und derzeit sehr teuren vollvariablen Ventiltriebes in einem ungedrosselt betriebenen Benzin-Direkteinspritzmotor erscheint zur Zeit noch wenig lohnend, da die Haupteinsparung bei beiden Einzelmaßnahmen in der Reduktion der Drosselverluste liegt, die nur einmal eingespart werden können.

Langfristig ist jedoch der Einsatz der VVT zu weiteren Verfeinerungen in bestimmten Betriebspunkten hauptsächlich im Hinblick auf die Schadstoffemissionen denkbar. Kurzfristig ist die Verwendung einer teilvariablen Ventilsteuerung in Form einer Phasenverstellung der Nockenwelle sinnvoll. Aus dem verbesserten Füllungsgrad über weite Drehzahlbereiche folgt eine gute Drehmomentcharakteristik. Dies wird derzeit bei Otto-DE-Motoren von Toyota, Nissan [19] und VW (ATZ 11/2000) eingesetzt.

Die *selektive Zylinderabschaltung (ZAS)* wird derzeit nur bei Motoren mit mehr als acht Zylindern eingesetzt, da eine gleichmäßige Zündfolge beibehalten werden muß. Die ZAS führt ebenfalls zu einer Reduktion der Drosselverluste bei Teillast, indem die übrigen Zylinder weniger gedrosselt werden [MTZ 6/2000]. Da die Zahl an Vielzylindermotoren im Vergleich zur Gesamtzahl sehr klein ist, erscheint die Verbrauchseinsparung durch ZAS für den Flottenverbrauch als vernachlässigbar.

Erfolgversprechend erscheint die Kombination der Benzin-Direkteinspritzung mit der *Turboaufladung*. Durch die geringere Klopfempfindlichkeit von Otto-DE-Motoren können ungewöhnlich hohe Verdichtungsverhältnisse trotz Turboaufladung gewählt werden. Der Motor kann durch die erhöhte Ansaugluftmenge auch bei hohen Lasten geschichtet und dadurch mager betrieben werden. Mit der Leistungssteigerung aus der Turboaufladung bietet sich die Verwendung kleinerer Motoren mit vergleichbarer Motorleistung („Down-Sizing“) mit der Folge weiterer Verbrauchseinsparungen an [MTZ 7/8/2000]. Laut Untersuchungen zum Lean Boost System nach [20], das die Kombination von Direkteinspritzung, Magerbetrieb und Aufladung darstellt, sind Verbrauchsreduzierungen von 12–16 % im Vergleich zu heutigen Motoren mit Saugrohreinspritzung möglich.

Eine weitere erfolgversprechende Maßnahme für die Verbesserung von Wirkungsgrad und Schadstoffemissionen ist die Abgasrückführung (AGR). Diese kann sowohl intern (Ventilüberschneidung) als auch extern erfolgen. Mit Abgasrückführraten von bis zu 30 % lassen sich heute schon die NO_x -Rohemissionen deutlich senken. Weiterhin ist für die Zukunft eine Abgasschichtung denkbar, bei der der Motor durch das zurückgeführte Abgas möglichst immer im stöchiometrischen Luftverhältnis betrieben wird, so dass bei der Abgasnachbehandlung auf den bewährten 3-Wege-Katalysator zurückgegriffen werden kann [19].

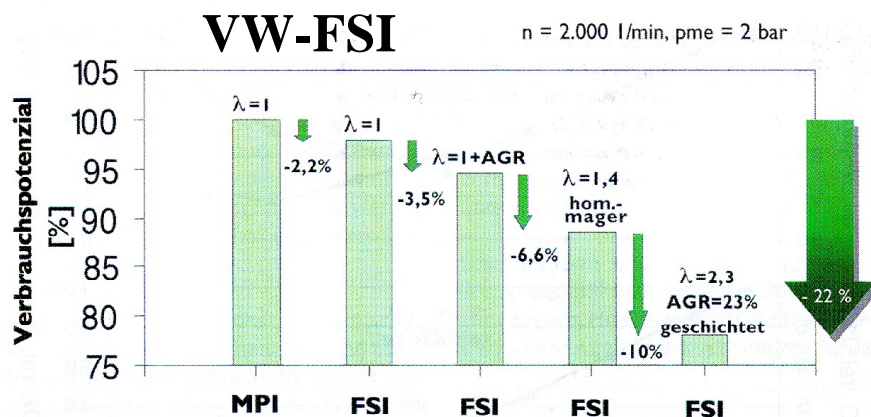
Aufgrund der herausgearbeiteten Bedeutung wird nachfolgend die Benzin-Direkteinspritzung detaillierter erläutert.

Benzin-Direkteinspritzung

Gelingt es, einen Ottomotor mit Direkteinspritzung im gesamten Kennfeld optimal abzustimmen, sind Verbrauchseinsparungen im Leerlaufbetrieb von bis zu 50%, im mittleren Last- und Drehzahlbereich von ca. 15% und im Vollastbereich von ca. 5% zu erwarten.

Das Verbrauchseinsparpotenzial von derzeit erhältlichen DE-Ottomotoren im Vergleich zu den jeweiligen Motoren mit Saugrohreinspritzung wird von den Herstellern wie folgt angegeben:

- Der GDI-Motor von Mitsubishi aus dem Jahre 1995, der nach dem wandgeführten Verfahren arbeitet, erzielt durch Verdichtungsanhebung und Schichtladung bei Teillast Verbrauchsvorteile von 15 bis 25 % bei $\lambda = 2,0 \dots 2,8$. Bei Leerlauf werden Verbrauchsvorteile von 40 % infolge der geschichteten Verbrennung und der Absenkung der Leerlaufdrehzahl angegeben [19].
- Der IDE von Renault verzichtet auf Magerbetrieb und verwendet die Direkteinspritzung mit einer homogenen Luft-Kraftstoff-Zusammensetzung von $\lambda = 1$. Durch die bei Direkteinspritzung mögliche erhöhte Abgasrückführmenge ergibt sich ein Verbrauchsvorteil von 5 % [MTZ 9/1999].
- Der VW Lupo FSI mit luft-/wandgeführten Verfahren erzielt Verbrauchsvorteile durch Verdichtungsanhebung, Abgasrückführung und homogenen und geschichteten Magerbetrieb abhängig vom Betriebspunkt. Bei Teillast ($n = 2000$ 1/min, $p_{me} = 2$ bar) folgt eine Verbrauchersparnis von 22 % durch Ladungsschichtung bei $\lambda = 2,3$ und einer AGR-Rate von 23 %. Für den Leerlauf wird eine Verbrauchsverbesserung von 44 % angegeben. Die einzelnen Einsparungen durch sinnvolle Kombination von Einzelmaßnahmen werden aus dem folgenden Diagramm ersichtlich [ATZ 11/2000].



- In einem unabhängigen Vergleichstest der Zeitschrift mot [1/2001] wurde der Lupo FSI dem Lupo 1.4 16V mit Saugrohreinspritzung gegenübergestellt. Der FSI zeigte sich dabei bei gemischter Fahrweise um ca. 19 % und bei ökonomischer Fahrweise um ca. 26 % sparsamer. Zu berücksichtigen ist dabei jedoch, dass der Lupo FSI mit einem automatisierten Schaltgetriebe versehen ist und ein um ca. 50 kg geringeres Leergewicht hat.

Die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs liegt in den folgenden Faktoren begründet [22]:

- Der Kraftstoff wird während oder erst gegen Ende der Kompressionsphase eingespritzt.

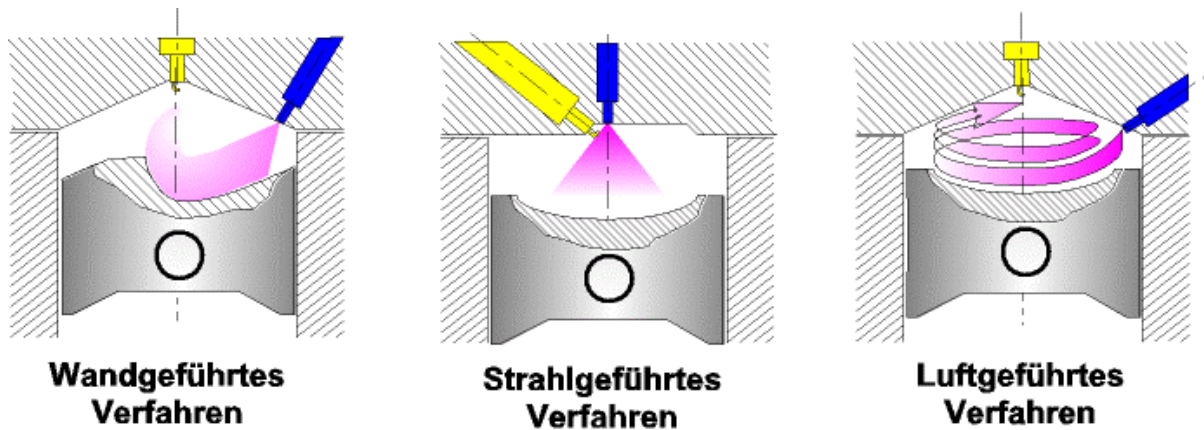
- Der Motor kann völlig oder weitgehend entdrosselt betrieben werden, wodurch die Ladungswechselverluste deutlich abnehmen.
- Wegen des hohen Luftüberschusses und der damit verbundenen abgesenkten Verbrennungstemperaturen nehmen die Wandwärmeverluste ab.
- DE-Ottomotoren können wegen verbesserter Innenkühlung ohne Klopfprobleme mit einem höheren Verdichtungsverhältnis betrieben werden. Dies führt zu einem höheren thermischen Wirkungsgrad.
- Infolge der bereits erwähnten Entdrosselung haben diese Motoren nur eine geringe interne Abgasrückführung, was sich besonders im leerlaufnahen Bereich stabilisierend auf die Verbrennung auswirkt. Dadurch kann die Leerlaufdrehzahl deutlich abgesenkt werden.
- Durch einen Verbrennungsverlauf mit stetig fortschreitender Flammenfront können hohe Druckgradienten als Ursache intensiven Verbrennungsgeräusches vermieden werden.
- DE-Ottomotoren weisen aufgrund des Wärmeentzugs durch die Kraftstoffverdampfung im Brennraum bei geöffneten Einlaßventilen höhere Liefergrade als Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung auf.

In höheren Lastbereichen muß der Ottomotor homogen bis hin zu $\lambda=1$ gefahren werden. Dies geschieht dann durch eine sehr frühe Einspritzung in den Saughub. Der Einspritzzeitpunkt muß somit kennfeldabhängig zwischen Einspritzung in den Saughub und Einspritzung gegen Ende des Verdichtungsaktes extrem variiert werden.

Bei der Realisierung eines solchen Mixbetriebs innerhalb des Motorkennfeldes stellt die Gemischbildung einen wesentlichen Aspekt dar. Sie muß drei entscheidende Anforderungen erfüllen:

- Der Ort der Zündung und Flammenkernbildung ist räumlich durch die Zündkerzenposition fixiert. Die räumliche Ausbreitung der Gemischwolke muß klar kontrollierbar und vor allem zyklisch reproduzierbar bleiben, um die Zündstabilität sicherzustellen.
- Der Zündzeitpunkt ist durch die Fremdzündung vorgegeben. Es besteht die Forderung nach einem optimalen zeitlichen Fortschritt des Gemischbildungsprozesses.
- Sowohl die Gemischwolke im Teillastbereich als auch das homogene Gemisch im Vollastbereich müssen in der zur Verfügung stehenden Zeit zündfähig aufbereitet werden.

Zur Darstellung der Benzin-Direkteinspritzung sind heute das wand-, luft- oder strahlgeführte Verfahren bekannt.



Aufgrund der extremen Ladungsschichtung mit hohem Luftüberschuß bietet das strahlgeführte Verfahren das höchste Einsparpotential. Es ist jedoch hinsichtlich Gemischaufbereitung und Verbrennung am schwierigsten beherrschbar.

Die volle Ausschöpfung der theoretisch möglichen Verbrauchsabsenkung stellt sich bis heute bei allen Verfahren als äußerst defizil dar. So sind mit gegenwärtig realisierten Benzin-Direkteinspritzmotoren nur moderate Kraftstoffeinsparungen zu erzielen.

Eine Hauptursache dafür liegt in der generell schwierigen Nachbehandlungsmöglichkeit von mageren Abgasen. Dadurch kann der verbrauchsgünstige Schichtladebetrieb nur auf einen kleinen Kennfeldbereich des Motors beschränkt werden. Die dafür notwendige Katalysatortechnik wird zur Zeit entwickelt und erprobt.

Ebenso werfen die hohen Rußpartikelemissionen im Teillastbetrieb bei den genannten Verfahren noch ungelöste Fragen auf. Die Rußbildung wird durch den Kontakt der Flammenfront mit noch unverbrannten kraftstoffreichen Bereichen, im Extremfall sogar mit flüssigen Kraftstofftropfen, hervorgerufen. Diese Situation kann bei den genannten Methoden verfahrensbedingt jedoch nicht ausgeschlossen werden.

Andere Ursachen sind in technischen Problemen bezüglich der Zünd- und Gemischbildungsstabilität insbesondere bei der Schichtladung zu finden [8,23]. Zur Lösung dieser Problematik werden die Brennverfahren stets neu überdacht und die Einzelkomponenten immer weiter verbessert. Eine Schlüsselrolle besitzt dabei das Einspritzsystem.

Einspritzsysteme für die Benzindirekteinspritzung

Die Aufgabe der Kraftstoffeinspritzung besteht darin, die Kraftstoffmenge in Abhängigkeit von der Last zuzumessen und aufzubereiten. Weiterhin muß eine dem Brennverfahren angepaßte Strahlausbreitung realisiert werden, die einerseits die angestrebte Schichtladung erlaubt, andererseits jedoch keine zu kompakte Kraftstoffwolke erzeugt, um Rußentstehung zu vermeiden.

Bei der Benzin-Direkteinspritzung im Ottomotor werden heute in erster Linie zwei Wege der Kraftstoffeinspritzung verfolgt. Diese sind die

- Hochdruck-Flüssigkeits-Einspritzung
- Niedrigdruck-Einspritzung mit Luftunterstützung

Beide Systeme werden bei den verschiedenen Entwicklungen sowohl für die homogene Gemischbildung (Einspritzung im Saughub) als auch für die Schichtladung (Einspritzung im Kompressionshub) eingesetzt.

Bei der Hochdruckeinspritzung wird der Kraftstoff unter hohem Druck (zwischen 50 bar und 120 bar) in den Brennraum eingespritzt und infolge des hohen Einspritzdruckes gut zerstäubt. Durch einen späten Einspritzzeitpunkt kann mit diesem Verfahren eine besonders gute Schichtung erreicht werden. Jedoch kann es durch die kurze Verweil-

zeit des Kraftstoffes im Brennraum zu einer ungünstigen Kraftstoffaufbereitung kommen, die hohe HC-Emissionen zur Folge hat.

Verstärkt wird daher auch an der Entwicklung einer luftunterstützten Niederdruck-Einspritzung gearbeitet. Hierzu ist die verdichtete Luft (Druck ca. 5 bar), die zur Unterstützung der Gemischbildung dient, entweder über einen extern angetriebenen Kompressor zur Verfügung zu stellen oder durch im Zylinder selbst während der Verbrennung freigesetzte Energie bereitzustellen. Dabei wird in einem als Speicher ausgebildeten Teil des Injektors nicht nur der erforderliche Einblasdruck (zwischen 10 bar und 20 bar), sondern auch eine zur Kraftstoffverdampfung ausreichende Wärmemenge zur Verfügung gestellt. Die Verdampfung erfolgt teilweise bereits im Speicher, wobei der Einspritzzeitpunkt (Einblaszeitpunkt) nur im Hinblick auf Schichtladungserfordernisse, nicht aber hinsichtlich Gemischaufbereitungsanforderungen, festgelegt wird.

Eine Möglichkeit, die technischen Probleme der bekannten DE-Brennverfahren wesentlich zu reduzieren, wird in der Anwendung des BPI-Verfahrens (Bowl Prechamber Ignition) gesehen. Durch gezielte Maßnahmen im Brennraum und am Einspritzsystem soll ein DE-Brennverfahren generiert werden, das unsensibler auf Schwankungen der Zylinderinnenströmung und Instabilitäten im Kraftstoffspray reagiert. Das Verfahrensprinzip, insbesondere der Einsatz einer Vorkammerzündkerze in Verbindung mit einer zentralen Kolbenmulde, geht auf den Vorschlag von Herrn Dr. Latsch zurück und ist durch seine Patentschrift DE19714796A1 [1] geschützt. Das Verfahren zeichnet sich dadurch aus, dass ein hauptsächlich homogenes mageres Gemisch verbrannt wird. Eine Gemischschichtung, die eine stabile Entflammung garantiert, findet mit einer minimalen Kraftstoffmenge von nur ca. 5 % der Gesamtmasse statt. Durch die hauptsächlich magere Verbrennung werden geringe NO_x-Emissionen bei gleichzeitig reduziertem Kraftstoffverbrauch erzielt [2]. Die Gemischbildung erfolgt mit einer zweifachen Direkteinspritzung. Durch eine Saughubeinspritzung (≈ 95 %) mit einem weiten Spraykegel wird das homogene Grundgemisch, mit einer Kompressionshubeinspritzung (≈ 5 %) mit engem Kegelwinkel in eine Kolbenmulde wird die Gemischanreicherung erzeugt. Daher verlangt das Verfahren nach einem variablen Einspritzventil, mit dem sowohl ein enger als auch ein weiter Strahlkegelwinkel generiert werden kann.

Der Strahlkegelwinkel heutiger im Verbrennungsmotor eingesetzter Einspritzdüsen ist im wesentlichen durch die Düsengeometrie, den herrschenden Einspritzdruck, die fluiddynamischen Eigenschaften des Kraftstoffes und den während der Einspritzung wirkenden Gegendruck bestimmt. Von diesen Parametern stehen bei herkömmlichen Düsen jedoch nur die Düsengeometrie und der Einspritzdruck zur Verfügung, um den Strahlkegelwinkel aktiv zu beeinflussen. Auf Grund der Bauraumverhältnisse im Verbrennungsmotor liegen die geometrischen Abmessungen jedoch fest und können im Betrieb nicht verändert werden. Versuche, die Düsengeometrie (z.B. Spritzloch) durch Einsatz von aktiven Bauteilen (etwa Piezokeramik) führten nicht zum Erfolg. Damit verbleibt nur noch der Einspritzdruck als Parameter. Seine Wirkung auf den Strahlkegelwinkel ist jedoch begrenzt. So kann durch einen größeren Einspritzdruck der Strahlkegelwinkel etwas vergrößert werden, gleichzeitig handelt man sich damit aber Probleme bei der Benetzung der Brennraumwände mit Kraftstoff ein. Die Benetzung führt unmittelbar zu einer Erhöhung des Schadstoffausstoßes, insbesondere der unverbrannten Kohlenwasserstoffe.

Um die gewünschte Veränderung des Strahlkegelwinkels zu erreichen müssen also zusätzliche Möglichkeiten geschaffen werden. Am Forschungsinstitut für Fahrzeugtechnik (FiF) der Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH) wurde bereits 1999 damit begonnen, durch elektrostatische Aufladung den Strahlkegelwinkel und die Zerstäubung an Dieseleinspritzdüsen zu verändern. Die Ergebnisse der

Untersuchungen finden sich in [3]. Durch die elektrostatische Aufladung lässt sich sowohl eine Vergrößerung des Strahlkegelwinkels erreichen als auch die Tropfengröße verringern. Die Wirkung der elektrostatischen Aufladung ist jedoch begrenzt, so dass weitere Möglichkeiten in Betracht zu ziehen sind.

Aus dem Anwendungsbereich von Ölbrennerdüsen (Heizanlagen) sind Dralldüsen bekannt, die durch die Verwendung von Drallkanälen mit unterschiedlichem Querschnitt einen variablen Durchsatz bei fast gleichbleibendem Strahlkegelwinkel erlauben. Im Bereich der Einspritzdüsen für Verbrennungsmotoren sind bisher nur Dralldüsen mit Drallkanälen eines Querschnittes bekannt. Ein Einsatz von Düsen mit variablem Drall kann daher zusätzliche Variationsparameter bereitstellen, mit denen es gelingt, eine große Änderung des Strahlkegelwinkels herbeizuführen. Da die konstruktiven Gegebenheiten der Drallkammer zusätzlich die elektrostatische Aufladung fördern (scharfe Kanten an den Drallkanaleintritten), bietet die drallvariable Düse eine ausgezeichnete Basis für die Erfüllung der Forderungen aus dem Brennverfahren.

Zielsetzung

Das Projektziel besteht in der Entwicklung eines neuartigen Verfahrens für die Benzin-Direkteinspritzung unter Einbeziehung eines bezüglich des Strahlkegelwinkels variablen Einspritzventils.

Aufbauend auf den Erfahrungen zum BPI-Verfahren aus vorangegangenen Arbeiten am Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) der Universität Karlsruhe (TH) solle ein geeigneter Versuchsmotor konstruiert und gefertigt werden. Durch Voruntersuchungen sind die für das Verfahren entscheidenden Elemente - der Einspritzvorgang in die Kolbenmulde und die Entflammung des Brennraumgemisches durch Fackelstrahlen - an geeigneten optischen Prüfständen zu untersuchen. Parallel dazu sind die Zylinderinnenströmung und Gemischbildung unter Einsatz der dreidimensionalen Strömungssimulation (CFD) in Abhängigkeit der geometrischen Bedingungen zu analysieren und hinsichtlich der Verfahrensoptimierung auszuwerten. Im Motorbetrieb ist die Funktionalität des entwickelten Verfahrens für die Benzin-Direkteinspritzung nachzuweisen und eine Potenzialabschätzung bezüglich Verbrauchseinsparung und Schadstoffreduzierung im Vergleich zu Ottomotoren mit Saugrohr- und Direkteinspritzung durchzuführen. Der Einsatz moderner Messtechniken wie des Fast Response Flame Ionisation Detectors (FRFID), der Verbrauchs- und Abgasmesstechnik sowie der Hochdruckindizierung erleichtert das Verständnis der bei diesem neuen Verfahren ablaufenden innermotorischen Vorgänge.

Ein wesentlicher Teil der Arbeiten am FIF besteht in der Konstruktion, Fertigung und Untersuchung eines Einspritzventils mit den für die Darstellung des BPI-Verfahrens notwendigen Eigenschaften. Dabei ist zu beachten, dass sich das Einspritzventil nicht nur zur Untersuchung auf einem Einspritzprüfstand eignet, sondern auch im Versuchsmotor eingebaut werden kann. Die Düse muss die für den Motorbetrieb notwendigen Betätigungsfrequenzen erlauben und darüber hinaus einen ausreichend großen Durchsatz gewährleisten, um in allen Betriebspunkten des Motors die notwendige Einspritzmenge zuzuführen.

Aufgabenstellung

Zur Senkung des Kraftstoffverbrauches beim Ottomotor stellt die Einführung der Direkteinspritzung (DE) die Einzelmaßnahme mit dem höchsten Einsparpotenzial dar. Für die technische Umsetzung dieses Entwicklungsschrittes wird heute an luft-, wand- und strahlgeführten Brennverfahren gearbeitet. Dabei stellen die Zündstabilität, die Qualität und Konstanz der Gemischaufbereitung und die Erfüllung der

Abgasgesetzgebung Schwierigkeiten dar, die einer breiten Markteinführung bisher entgegenstehen. Bei den Schadstoffemissionen stellen neben der Rußemission die hohe NO_x -Rohemission noch große Probleme dar, da diese wegen des Magerbetriebs aufwändige, den Wirkungsgrad verschlechternde Abgasnachbehandlungsstrategien verlangen.

Das BPI-Verfahren bietet die Möglichkeit, magere Benzin-Luftgemische durch die Erzeugung weit in den Brennraum reichender Fackelstrahlen sicher zu entzünden und ein schnelles Durchbrennen im gesamten Brennraum zu gewährleisten. Durch die besondere Prozessführung des BPI-Verfahrens ergeben sich niedrige HC- und NO_x -Emissionen bei gleichzeitig niedrigem Kraftstoffverbrauch.

Zur Erreichung des Projektziels führen der Antragsteller (FIF) und der Kooperationspartner (IFKM) folgende Arbeiten durch:

FIF:

- Auswahl eines geeigneten Einspritzkonzeptes
- Konstruktive Realisierung eines dem Konzept entsprechenden Einspritzsystems
- Grundlegende Untersuchungen zur Charakterisierung des Einspritzsystems

IFKM:

- Konzeptionelle und konstruktive Realisierung des BPI-Verfahrens unter ersatzweisem Einsatz eines herkömmlichen Einspritzsystems
- Optimierung der BPI-spezifischen Komponenten (Kolbenmulde, Vorkammerzündkerze)
- Ermittlung der optimalen Einspritzparameter (Einspritzmengenverhältnis und –zeitpunkt)

Ausgangspunkt für die Realisierung des BPI-Verfahrens sind der am IFKM vorhandene Einzylinder-Verbrennungsmotor ROTAX und die Einspritzdüse mit elektrostatisch unterstützter Zerstäubung. Beide Systeme sind im Hinblick auf die Erfordernisse des BPI-Verfahrens weiter zu entwickeln.

Bei dem elektrostatisch unterstützten Einspritzsystem ist zunächst das Potenzial zur Beeinflussung der Strahlgeometrie entsprechend den Forderungen des BPI-Verfahrens zu ermitteln. Dazu bilden die aus dem BPI-Verfahren abgeleiteten Einspritzzeitpunkte, die herrschenden Umgebungsbedingungen und die geforderte Lage und Geometrie des Einspritzstrahls den Ausgangspunkt. Weitere Einflussgrößen sind die notwendige Einspritzmenge für die Bildung des homogenen Grundgemisches und der Gemischanreicherung für die Zündkammer.

Zur Ermittlung der notwendigen Angaben zur Auslegung des Einspritzsystems und der erforderlichen Brennraumbeschaffenheit werden die Arbeiten am FiF und am IFKM zunächst relativ unabhängig voneinander begonnen. Durch intensiven Informationsaustausch in dieser Projektphase sind die Arbeiten mit dem Ziel einer erfolgreichen Zusammenführung beider Komponenten – Einspritzsystem und Motor – zu koordinieren. Schließlich sind das Einspritzsystem und der Versuchsmotor gemeinsam zu betreiben. Durch die Kopplung der beiden Systeme – BPI-Verfahren und Einspritzsystem – ist das Potenzial des Gesamtkonzeptes nachzuweisen.

Hauptteil

1. Vorgehensweise

1.1. Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik

Bereits in der Einleitung wird darauf hingewiesen, dass zur Darstellung des BPI-Verfahrens ein Einspritzventil benötigt wird, das eine große Variabilität des Strahlkegelwinkels bietet. Im Rahmen des Projektes fiel dem FiF die Aufgabe zu, ein Einspritzsystem zu realisieren, das je nach den Erfordernissen des Brennverfahrens und des jeweiligen Motorbetriebspunktes eine angepasste Einspritzstrahlgeometrie erzeugt. Bei der Realisierung des Einspritzsystems wurde die folgende Vorgehensweise gewählt.

- Konzeptfindung zur Erzeugung eines variablen Einspritzstrahls
- Dimensionierung der drallvariablen Düse
- Fertigung der Einzelkomponenten
- Aufbau der für das Einspritzsystem benötigten Kraftstoffversorgung
- Montage und Messungen in der Druckkammer

1.1.1. Konzeptfindung

Eine Möglichkeit besteht darin, die Wirkung der Elektrostatik auszunutzen, um die notwendigen Mittel zur Beeinflussung des Strahlkegelwinkels zur Verfügung zu haben. Am FiF fanden Voruntersuchungen zum Einfluss der elektrostatischen Aufladung auf den Strahlkegelwinkel statt.

Durch die Voruntersuchungen wurde festgestellt, dass mit der Elektrostatik allein keine ausreichende Variabilität des Spraykegelwinkels erreicht werden kann. **Bild 1.1** zeigt, dass die Aufweitung des Spraykegels mit zunehmendem Einspritzdruck abnimmt. Zur Sicherung des aus der Sicht des BPI-Verfahrens gewünschten Verhaltens des Einspritzventils, das durch ein ergänzendes Konzept die notwendige Variabilität des Strahlkegelwinkels bietet, kann die Elektrostatik jedoch beitragen.

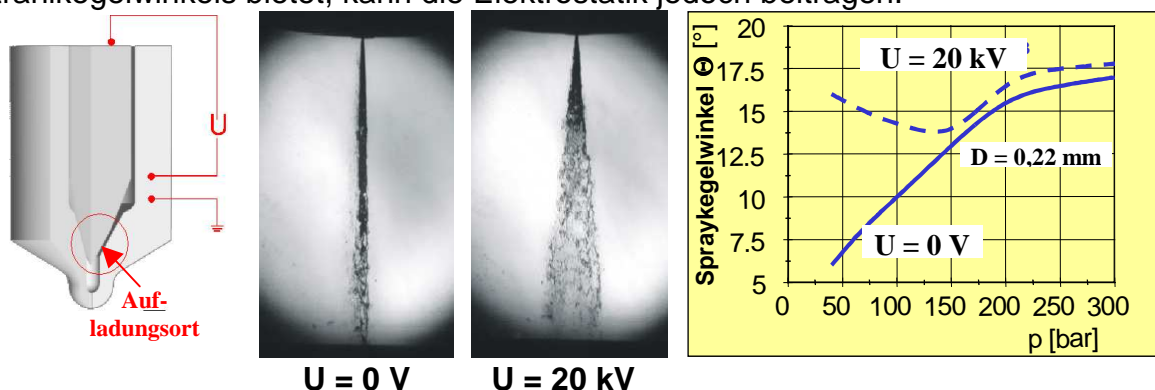


Bild 1.1: Elektrostatik bei der Einspritzung mit Benzin

Die elektrostatische Aufladung wirkt sich aber nicht nur auf den Strahlkegelwinkel aus, sondern verändert auch das Tropfengrößenspektrum [3]. Zur Erzeugung eines möglichst homogenisierten Gemisches kann die Elektrostatik daher einen wesentlichen Beitrag leisten, da insbesondere eine gute Homogenisierung des Grundgemisches eine wichtige Voraussetzung für eine schadstoffarme Verbrennung ist. Als Basiskonzept für

die Erzeugung eines variablen Strahlkegelwinkels reicht die elektrostatisch unterstützte Einspritzung nach diesen Ergebnissen allerdings nicht aus.

Unter den bekannten Zerstäubungskonzepten weisen Dralldüsen einen prinzipiell großen Strahlkegelwinkel auf. Der große Strahlkegelwinkel würde den Forderungen nach der Erzeugung eines gut homogenisierten Grundgemisches entgegenkommen. Im intermittierenden Betrieb zeigen sich aber einige Nachteile der Dralldüsen, insbesondere in der ersten Phase der Einspritzung.

In **Bild 1.2** ist beispielhaft das Verhalten einer herkömmlichen Dralldüse dargestellt. Da bei geschlossener Düsennadel kein Kraftstoff durch die Drallkammer strömt, befindet sich zum Öffnungszeitpunkt der Kraftstoff in der Drallkammer in Ruhe. Erst nachdem eine gewisse Kraftstoffmenge durch die Düse hindurchgeflossen ist, kann sich der Drall in der Drallkammer aufbauen. Durch den fehlenden Drall zu Beginn der Einspritzung tritt der Kraftstoff zunächst unverdrallt aus der Düse aus (linkes Bild in 1.2). Mit dem fehlenden Drall ist auch eine schlechte Zerstäubung und ein sehr kleiner Kegelwinkel verbunden. Nach dem Aufbau der Drallströmung in der Düse tritt der Kraftstoff mit einem durch die Geometrie der Drallkammer und der Düsenlochlänge gegebenen Winkel aus (rechtes Bild in 1.2).

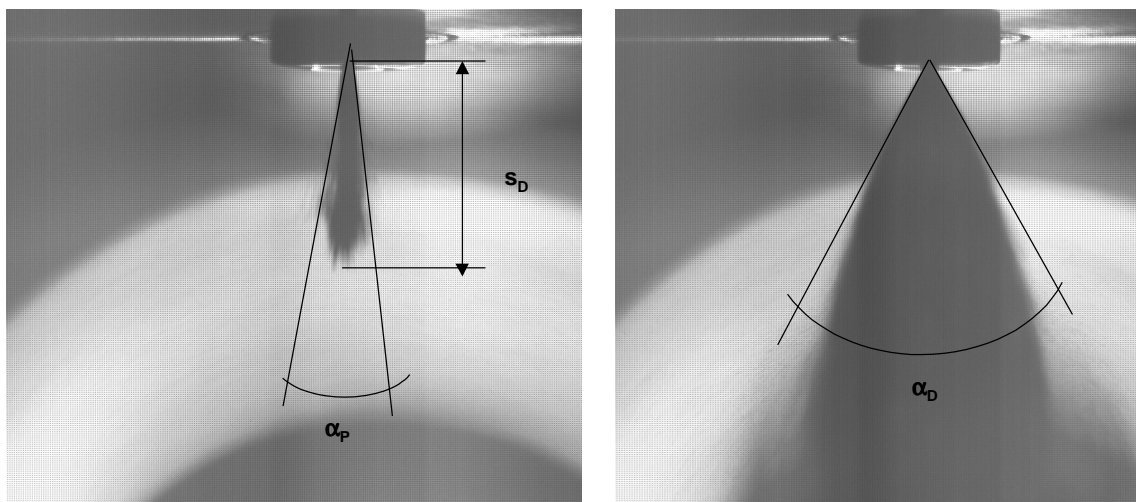


Bild 1.2: Unverdrallter und verdrallter Teil des Einspritzstrahls einer Dralldüse

Eine Erweiterung der Dralldüsen ist aus der Zerstäubertechnik unter dem Begriff der drallvariablen Düsen bekannt. Drallvariable Düsen weisen Drallkammern auf, in die Drallkanäle mit unterschiedlichem Querschnitt münden. Die Zahl der unterschiedlichen Drallkanäle richtet sich nach der gewünschten Drallintensität und dem erforderlichen Kraftstoffmassendurchsatz. Durch eine Veränderung des Volumenstromverhältnisses zwischen den Drallkanälen mit kleinem und großem Querschnitt ändert sich bei der drallvariablen Düse der Durchsatz und in geringerem Maße der Strahlkegelwinkel. Dadurch bietet die drallvariable Düse die Möglichkeit zur aktiven Beeinflussung des Strahlkegelwinkels. Drallvariable Düsen finden bisher vor allem im Bereich der kontinuierlichen Zerstäubung (Ölbrenner, Sprühtrocknung) Anwendung. Ein Einsatz für verbrennungsmotorische Anwendungen konnte nicht belegt werden.

Beim intermittierenden Betrieb weisen drallvariable Düsen aber prinzipiell das gleiche Verhalten auf, wie Düsen mit festem Drall. Durch den fehlenden Durchsatz muss sich nach dem Öffnen der Düsennadel erst der Drall aufbauen. Um diesen Nachteil zu umgehen, schlägt das Patent nach [4, 5] die Einführung eines Rücklaufes vor, der selbst bei geschlossener Düsennadel den Drall in der Kammer aufrechterhält. Eine schematische Darstellung des Kraftstoffzu- und -rücklaufes für die Betriebsart mit Rücklauf und ohne Rücklauf enthält **Bild 1.3**. Durch die Wahl des Volumenstromverhältnisses zwischen den Zufuhrkanälen kann der Kegelwinkel bereits

vor der Öffnung der Düsennadel festgelegt werden. In diesem Zustand würde der Drall in der Kammer aber nicht unter ein bestimmtes Niveau sinken, da immer die Drallkanäle durchströmt werden (Bild 1.3, links). Um mit dieser Düse auch einen kleinen Strahlkegelwinkel zu erzeugen, kann durch eine zusätzliche Modifikation der Zufuhr das Verhalten der Düse so umgestellt werden, dass kein Drall in der Drallkammer entsteht. Dazu erfolgt die Zufuhr über den sonst als Rücklauf wirkenden axialen Kanal, wodurch dem Kraftstoff keine Drallbewegung aufgeprägt wird (Bild 1.3, rechts).

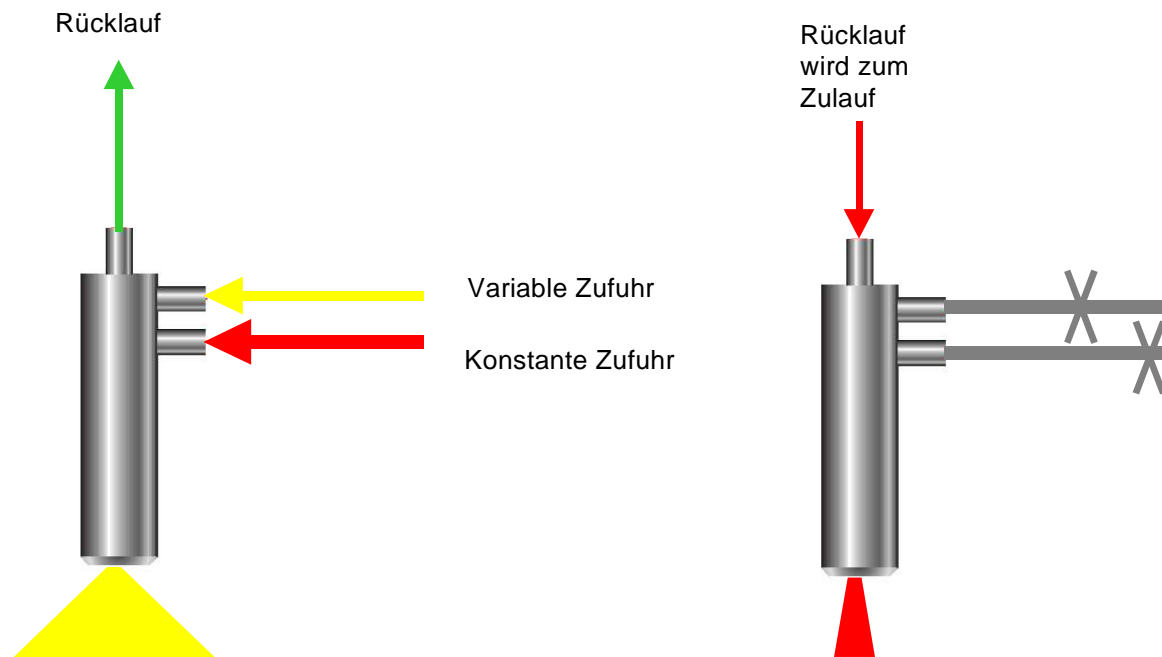


Bild 1.3: Schematische Darstellung des Zu- und Rücklaufes bei drall- und drallfreiem Betrieb

Ein interessanter Nebeneffekt, der sich aus dem Betrieb der Düse mit Rücklauf ergibt, besteht darin, dass durch den bei der Öffnung der Düsennadel bereits bestehenden Drall in der Drallkammer der für herkömmliche Dralldüsen typische unverdrallte Vorstrahl nicht auftritt.

Die konzeptionell vorhandene Einstellbarkeit der drallvariablen Düse hinsichtlich des erzeugten Strahlkegelwinkels prädestiniert diese Düse als Grundsystem für die weiteren Entwicklungsschritte. Ungeachtet dessen bleibt die Möglichkeit, durch die elektrostatische Aufladung den erzeugten Einspritzstrahl noch besser an die Erfordernisse des BPI-Verfahrens anzupassen.

1.1.2. Dimensionierung des drallvariablen Einspritzventils

Auf Grund der Vielzahl der Parameter, die die Eigenschaften des drallvariablen Einspritzventils bestimmen, sind durch eine Vorauslegung geeignete Dimensionen für die wesentlichen Abmessungen zu bestimmen. Zu den Abmessungen zählt der Durchmesser, die Höhe, die Anzahl und der Querschnitt der tangential einlaufenden Drallkanäle sowie der Düsenlochdurchmesser. Die Hauptabmessungen sind in **Bild 1.4** zusammengefasst.

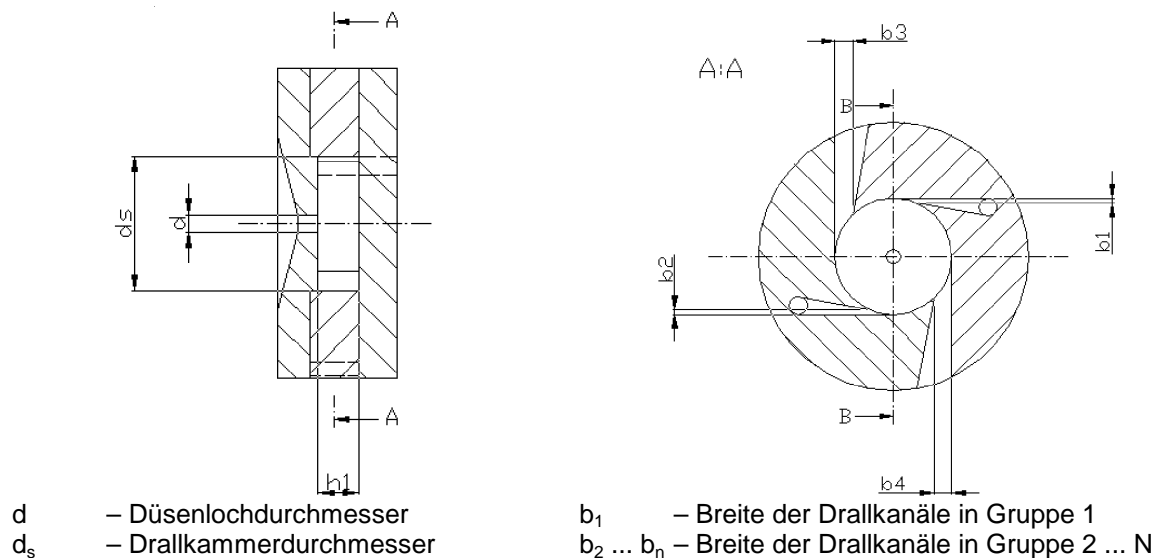


Bild 1.4: Übersicht über die Hauptabmessungen der drallvariablen Düse

Ausgangspunkt für die Auslegung sind die für das BPI-Verfahren notwendigen Sprayeigenschaften hinsichtlich der Strahlkegelwinkel. Unter Berücksichtigung des für die Untersuchungen vorgesehenen BPI-Motors sind diese Angaben zusammen mit anderen Daten in der **Tabelle 1.1** und **1.2** zusammengetragen.

Stoffparameter		
Dichte des Kraftstoffes	760	kg/m ³
Dynamische Viskosität	$0,456 \cdot 10^{-3}$	Pa*s
Oberflächenspannung	0,02	N/m

Tabelle 1.1: Stoffparameter

Motorische Parameter		
Kraftstoffvordruck, maximal	100	bar
Mittlere Tropfengröße	15 ... 20	µm
Strahlkegelwinkel	10 ... 60	°
Maximaler Durchsatz	46,8	l/h

Tabelle 1.2: Motorische Parameter

Mit Hilfe dieser Angaben können nach [6] die geometrischen Abmessungen bestimmt werden. Unter Zugrundelegung der Abmessungen lassen sich unter Anwendung der gleichen Zusammenhänge einige Aussagen über die zu erwartenden Eigenschaften der drallvariablen Düse machen. Insbesondere der kleinste und größte Strahlkegelwinkel, die sich einstellen müssten, wenn nur die Kanäle in der Gruppe 1 betrieben werden und wenn beide Kanalgruppen benutzt werden, lassen sich abschätzen. Die **Tabelle 1.3** enthält die ermittelten Ergebnisse.

Auslegungsergebnisse				
	Betrieb der Kanalgruppe 1		Betrieb beider Kanalgruppen	
Druck	78	bar	73	bar
Durchsatz	30	l/h	61	l/h
Strahlkegelwinkel	60	°	22	°

Tabelle 1.3: Erwartete Strahlkegelwinkel

Es ist zu erkennen, dass eine deutlich größere Beeinflussung des Strahlkegelwinkels möglich ist, als sich aus der Anwendung der elektrostatischen Aufladung ableiten lässt.

Auf Grund dieser Ergebnisse basiert die weitere Entwicklung auf der drallvariablen Düse.

1.1.3. Fertigung der Einzelkomponenten

Nach der Bestimmung der Drallkammerabmessungen war eine geeignete konstruktive Lösung für eine Einspritzdüse zu finden. Die Konstruktion sollte dabei folgende Kriterien erfüllen:

- Zerlegbarkeit
- Dauerhaltbarkeit und Temperaturbeständigkeit
- Einbaubarkeit in den Versuchsmotor
- Gewährleistung der motorisch erforderlichen Einspritzdauer
- Einfachheit

Aufgrund der geringen Abmessungen der Drallkammer und der Notwendigkeit, insgesamt 8 Drallkanäle zu versorgen, wurden unterschiedliche Konstruktionsvarianten entworfen. Durch Diskussion mit verschiedenen Unternehmen, die für die Herstellung über die notwendigen Fertigungsmaschinen und die Erfahrung verfügen, wurde eine geeignete Konstruktionsvariante ausgewählt. Schließlich wurde eine Konstruktion favorisiert, bei der die Drallkammer und die unmittelbar an der Versorgung beteiligten Bauteile in flachdichtender Sandwichbauweise übereinander gelegt sind (**Bild 1.5**).

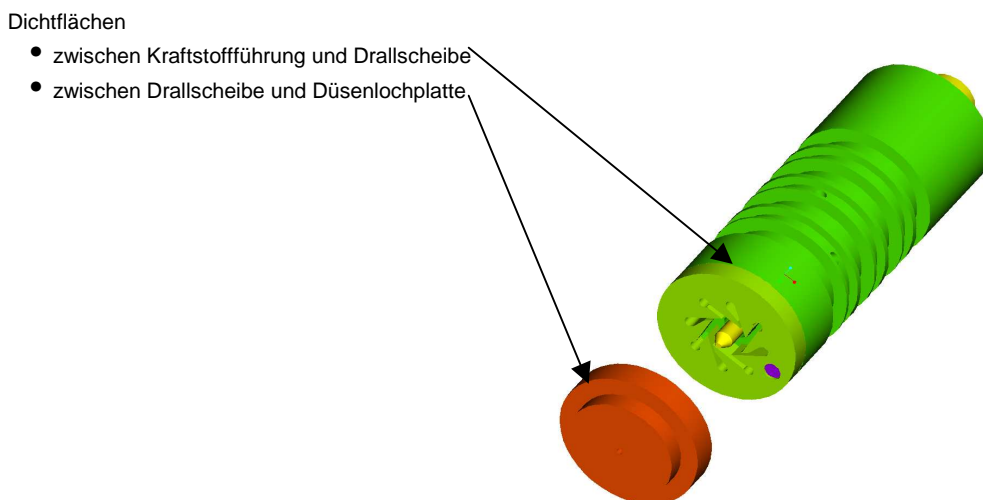


Bild 1.5: Konstruktive Anordnung der Drallkammer und der angrenzenden Bauteile

Bild 1.6, links gibt einen Überblick über die Gesamtkonstruktion der Düse. Im Bild ist zu erkennen, wie die Drallkammer und die angrenzenden flach dichtenden Bauteile in das Düsengehäuse eingebaut und über eine Spannkappe verspannt sind. Diese Konstruktion erlaubt eine Zerlegung der gesamten Düse und eine genaue Untersuchung der Bauteile nach dem Versuch. Dabei steht insbesondere die Begutachtung hinsichtlich Verschleiß, Dichtigkeit und bleibender Verformungen im Vordergrund. Die Kraftstoffführung im Bereich der Drallkammer und der angrenzenden kraftstoffführenden Bauteile ist in **Bild 1.6, rechts** ersichtlich. Es ist anzumerken, dass die starke Vergrößerung die tatsächlichen Abmessungen verzerrt. Der Durchmesser der Kraftstoffführungen beträgt lediglich 1mm. Zur Orientierung dient die Beschriftung der einzelnen Kanäle. Dabei wird deutlich, dass immer 4 Kanäle zu einer Kanalgruppe zusammengeführt sind, da die bezeichneten Eintrittsflächen in einem gemeinsamen Ringraum enden.

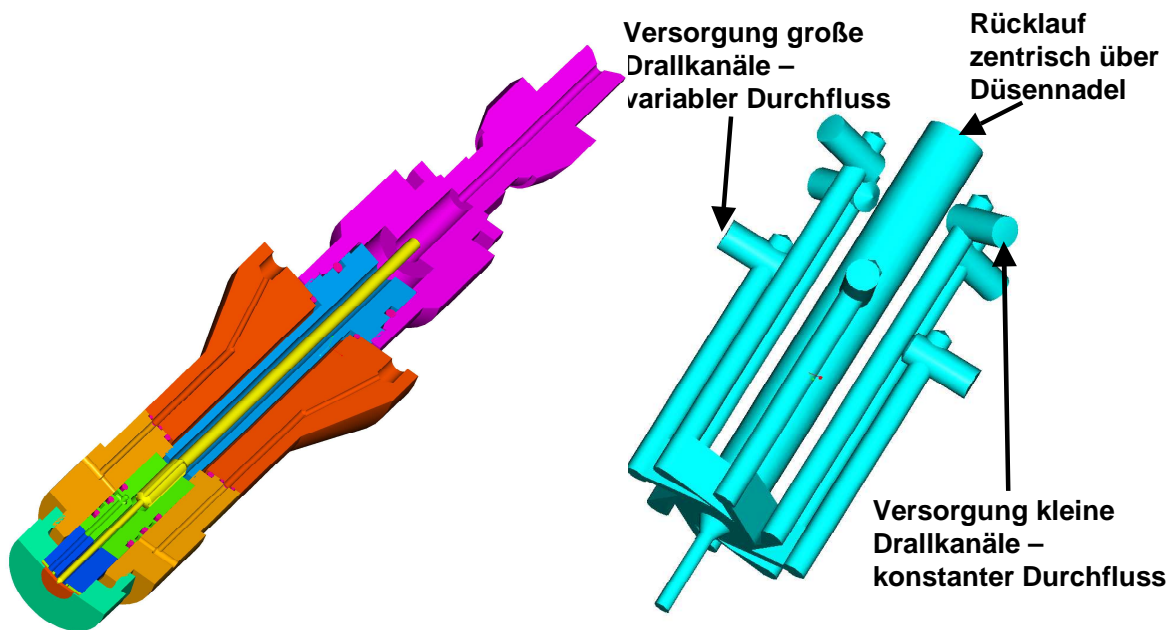


Bild 1.6: CAD-Konstruktion der drallvariablen Düse und Kraftstoffzuführung im Düsenkörper

Nach der endgültigen Festlegung der Bauteilform und -abmessungen konnte die Fertigung beginnen. Während die Gehäuseteile am FiF hergestellt wurden, bedurfte es für die Drallkammer und die innere Kraftstoffführung eines geeigneten Partners, der über die entsprechende Technologie und Erfahrung im Bereich der Mikrofertigung verfügt. Als Partner konnte Wetzel Micro in Gröbzig/Sachsen-Anhalt für die Herstellung gewonnen werden. Zur Demonstration des aufwändigen Herstellungsprozesses dient **Bild 1.7**. Es zeigt die Drallkammer nach der Laserbearbeitung der Innenkontur und den Zustand nach dem Läppen und der Feinreinigung. Gut sind die Schlackerückstände nach dem Laserschneiden in den schmalen Kanälen mit einer Breite von 300 μm zu sehen. Das anschließende Läppen sorgt für eine Oberfläche mit einer absoluten Rauheit R_t von weniger als 1 μm . Die geringe Rauheit gewährleistet, dass die Flächen auch ihre Dichtfunktion erfüllen.

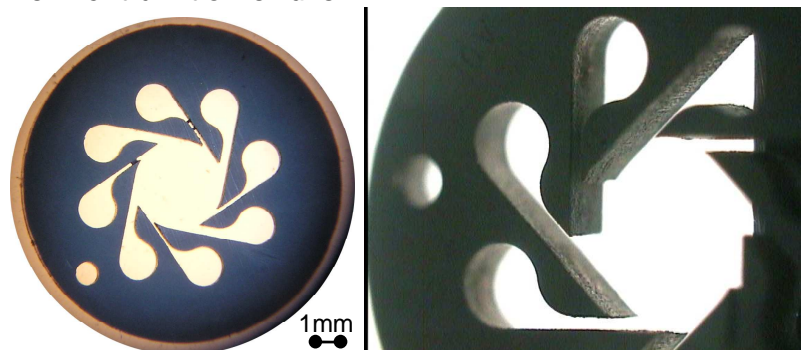


Bild 1.7: Drallkammer nach der Laser-Bearbeitung der Innenkontur (Schlackerückstände) und nach der Fertigbearbeitung und Reinigung

Eine Gesamtübersicht über alle Bauteile der drallvariablen Düse gibt **Bild 1.8**. Wie aus dem Bild hervorgeht, ist das Düsengehäuse und die Spannkappe für den Einbau in den Versuchsmotor angepasst. Aufgrund der erforderlichen Kraftstoffführung für die beiden Kanalgruppen und der Notwendigkeit, einen Betätigungsmagneten für die Düsennadel in fluchtender Anordnung zum Düsenloch anzubringen, war eine Verwendung möglichst kleiner Zufuhrleitungen erforderlich. Dadurch erhöht sich zwar die Zahl der Zuleitung, was jedoch durch den geringeren Platzverbrauch in der Nähe des Zylinderkopfes notwendig war. Der in Zylinderkopfnähe nur geringe Bauraum erforderte

eine Verlängerung der Düse in Längsrichtung. Durch den Kraftstoffadapter wird der Kraftstoffanschlussbereich so verlegt, dass genügend Bauraum für eine Montage zur Verfügung steht. Leider ist damit auch eine Verlängerung und Massenerhöhung der Düsennadel verbunden, was zu geringfügigen Nachteilen bei der Nadeldynamik führen kann. Für die elektromagnetische Ansteuerung der Düsennadel wird ein Betätigungsmagnet eines serienmäßigen Einspritzventils verwendet. Damit ist gewährleistet, dass eine zuverlässige elektrische Ansteuerung der Düsennadel gelingt und außerdem die für den motorischen Betrieb notwendigen Betätigungszeiten erreicht werden.

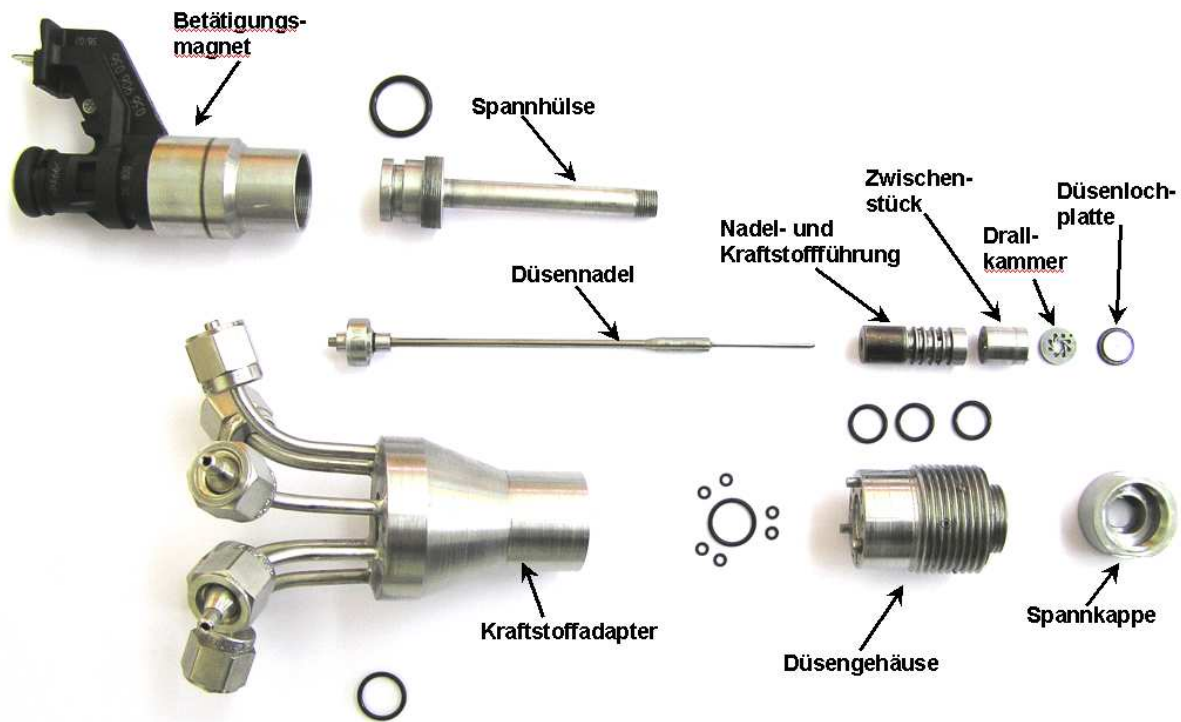


Bild 1.8: Bauteile für die drallvariable Einspritzdüse

Um gemeinsame Untersuchungen mit der drallvariablen Düse sowohl am Versuchsmotor als auch auf dem Einspritzprüfstand zu ermöglichen, wurden zwei identische Einspritzdüsen aufgebaut.

Beim Entwurf des Systems wurde auch darauf geachtet, dass die drallvariable Düse durch eine elektrostatische Aufladung ergänzt werden kann (**Bild 1.9**). Zu diesem Zweck besteht der untere Teil der Kraftstoffführung bis zur Drallkammer aus mehr Bauteilen (Nadel- und Kraftstoffführung, Zwischenstück, Drallkammer und Düsenlochplatte) als eigentlich notwendig gewesen wären. Für die Nachrüstung einer elektrostatischen Aufladung bietet diese Unterteilung jedoch erhebliche Vorteile.



Bild 1.9: Vorbereitungen zur Applikation der elektrostatischen Aufladung

Bereits bei der Konzeptfindung wurde darauf hingewiesen, dass die elektrostatische Aufladung zum Einen auf die Strahlgeometrie wirkt, zum Anderen aber das Tropfengrößenspektrum beeinflusst. Wesentliche Voraussetzung dafür ist eine möglichst hohe Ladungsdichte im Kraftstoff [3]. Zur Erzeugung hoher Ladungsdichten ist eine genügend hohe Anzahl an Aufladeorten als auch eine hoher Spannungsgradient an den Aufladeorten notwendig. Beide Voraussetzungen erfüllt die Drallkammer der drallvariablen Düse in besonderer Weise. Das Bild 1.7 lässt erkennen, dass in der Drallkammer eine große Anzahl von scharfen Kanten vorhanden ist, die lokal zu sehr hohen Spannungsgradienten führen. Durch die große Zahl an Drallkanaleintritten multipliziert sich die Zahl der Aufladeorte. Aufbauend auf der Grundkonstruktion ist durch die in Bild 1.9 dargestellten Modifikationen eine relativ leichte Anpassung der drallvariablen Düse an eine elektrostatische Aufladung möglich.

1.1.4. Aufbau der Kraftstoffversorgung

Da die drallvariable Düse im Drallbetrieb dauerhaft durchströmt wird, muss die Kraftstoffversorgung in der Lage sein, die benötigte Kraftstoffmenge bei dem erforderlichen Druck bereitzustellen. Zusätzlich sind an der Kraftstoffversorgung Möglichkeiten zur Einstellung des Volumenstromverhältnis zwischen den schmalen und breiten Kanälen vorzusehen. Für den Aufbau der Kraftstoffanlage wurde zunächst ein hydraulisches Schaltbild erstellt. Entsprechend der Forderung nach Einstellbarkeit des Volumenstroms durch die verschiedenen Zufuhr- und die Rücklaufleitung erlaubt die Anlage die Steuerung der Durchflussmengen der Drallkanäle und des Rücklaufes. Zusätzlich ist am Rücklauf eine Umschaltung vorgesehen, die die Umschaltung des Rücklaufes auf die Zufuhr von Kraftstoff zulässt.

Auf der Grundlage des hydraulischen Schaltbildes erfolgte der Aufbau einer entsprechenden Kraftstoffanlage (**Bild 1.10**).

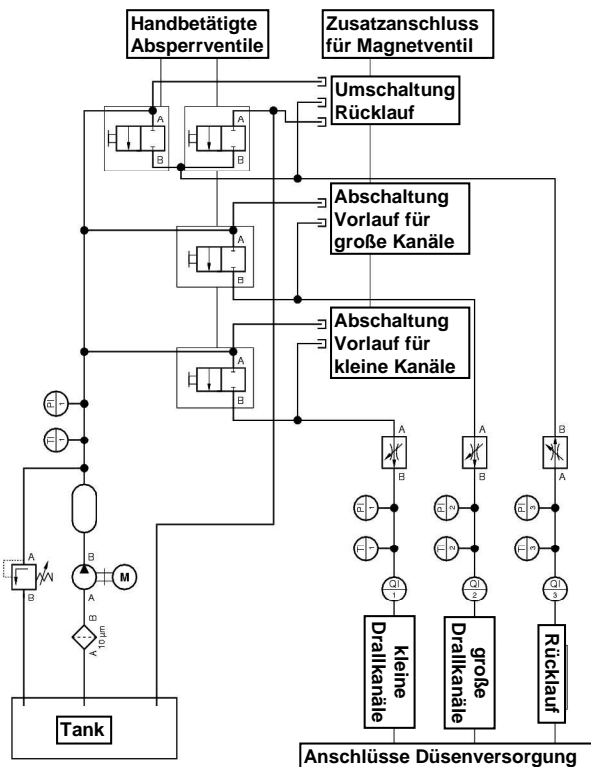


Bild 1.10: Hydraulisches Schaltbild der Kraftstoffversorgungsanlage

Als Hochdruckpumpe kam eine für die Serie vorgesehene Benzinkraftstoffpumpe zum Einsatz. Die Pumpe wird im Fahrzeug an die Nockenwelle angeflanscht und über das Motoröl geschmiert. Zur Aufnahme der Kraftstoffpumpe und Gewährleistung der Schmierung wurde ein Antriebsgehäuse angefertigt. Der Antrieb erfolgt über einen Elektromotor. In die Kraftstoffversorgung, die im **Bild 1.11** dargestellt ist, ist gleichzeitig die Steuerung der Volumenströme integriert.

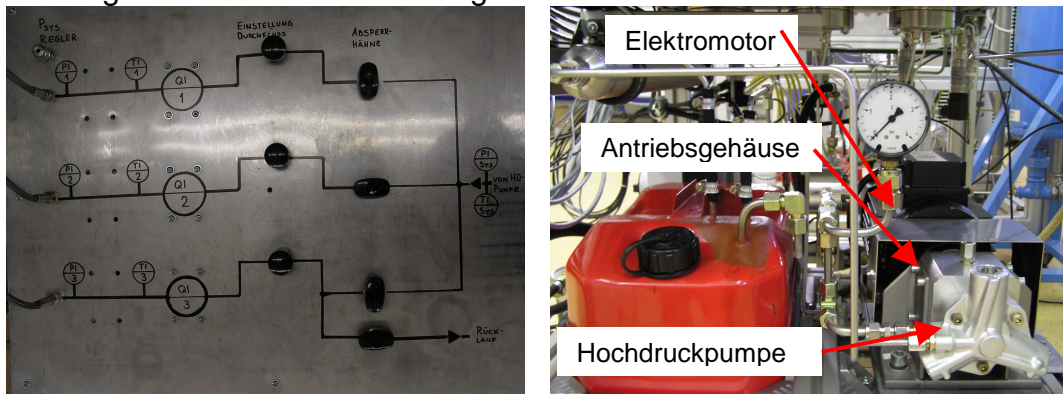


Bild 1.11: Aufbau der Kraftstoffversorgung und –steuerung mit Blick auf die Kraftstoffhochdruckpumpe

1.1.5. CFD-Strömungsanalyse

Die Zahl der frei wählbaren Parameter der drallvariablen Düse lassen es nicht zu, alle Einflüsse auf das Betriebsverhalten durch Versuche zu ermitteln. Analysen der Düseninnenströmung mit Hilfe der numerischen Strömungsberechnung (CFD) bieten die Möglichkeit, ein tieferes Verständnis der ablaufenden Vorgänge zu erlangen. Die Verfügbarkeit von CAD-Daten erleichtert erheblich die Erstellung von Berechnungsmodellen. Nicht zuletzt die vorhandene Einspritzdüse erlaubt schließlich den Vergleich der Berechnungs- mit den Versuchsergebnissen.

Aus diesem Grund war es naheliegend, durch CFD-Simulationen zusätzliche Erkenntnisse über die inneren Strömungsverhältnisse, den Drallaufbau, die Drallweiterleitung im Düsenloch, den Einfluss der Geometrie und der Volumenstromverhältnisse auf die Strahlgeometrie und Tropfengrößenverteilung zu erhalten. Die ersten Analysen beschränken sich auf den Einfluss der Volumenstromverteilung auf das Drallniveau am Düsenlochaustritt. Diese Aussagen sind besonders im Hinblick auf den Einfluss auf die Strahlgeometrie von großer Bedeutung. Das auf der Grundlage der CAD-Daten generierte Berechnungsnetz zeigt **Bild 1.12**. Die Berechnung erfolgte mit dem CFD-Programmsystem FIRE[®].

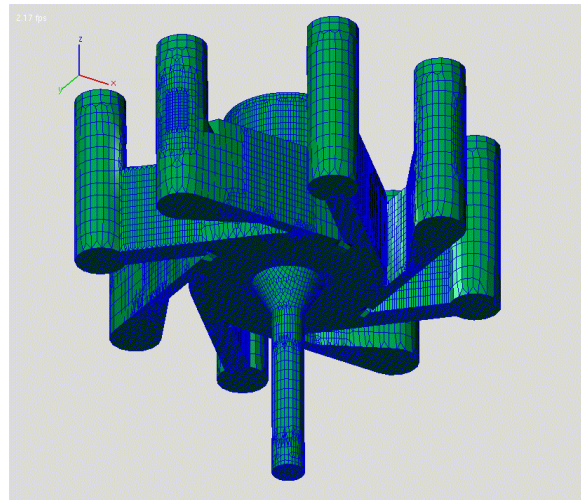


Bild 1.12: CFD-Berechnungsgitter der Drallkammer mit 250.000 Zellen

1.1.6. Untersuchungen in der Druckkammer

Alle bisher beschriebenen Arbeiten dienen dazu, das Konzept der drallvariablen Düse gegenständlich zu realisieren. Nachdem alle vorbereitenden Arbeiten abgeschlossen waren, begannen die Untersuchungen. Der am FiF vorhandene Einspritzprüfstand, der im Rahmen des Projektes mit einer Druckkammer ausgestattet wurde, erlaubt die Einstellung von motornahen Prüfbedingungen.

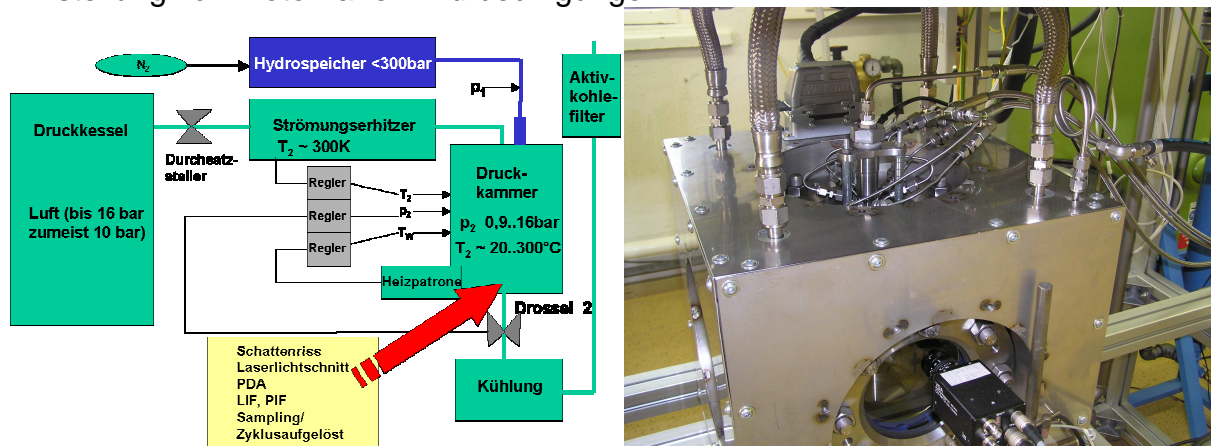


Bild 1.13: Prinzipschaltbild des Einspritzprüfstandes mit Druckkammer (links) und Darstellung des Versuchsaufbaus zur Einspritzvisualisierung (rechts)

Bild 1.13, rechts zeigt den prinzipiellen Versuchsaufbau und das linke Bild die in der Druckkammer eingebaute drallvariable Düse. Im Vordergrund ist sehr gut die CCD-Kamera zu erkennen, mit der die zeitliche Entwicklung des Einspritzstrahls im Schattenrissverfahren verfolgt wird. Aufgrund der geringen Zeit, die eine einzelne Einspritzung benötigt, gelingt eine befriedigende Digitalaufnahme des Vorganges nur, wenn von mehreren Vorgängen zeitlich versetzt Bilder aufgenommen werden. Im zweiten Schritt lassen sich die Einzelbilder wieder zu einem Gesamtvorgang zusammenfassen. Die im Rahmen dieser Untersuchungen erzielten Ergebnisse wurden mit Hilfe dieses Sampling genannten Verfahrens gewonnen. Obwohl die einzelnen Bilder von verschiedenen Einspritzungen jeweils zeitversetzt gewonnen

werden, darf aufgrund der Wiederholbarkeit des Vorganges davon ausgegangen werden, dass der Gesamtvorgang mit relativ guter Genauigkeit erfasst wird.

1.2. Institut für Kolbenmaschinen

Die Arbeiten am IFKM konzentrierten sich auf die Realisierung des BPI-Verfahrens. Das BPI-Verfahren greift auf Grund des neuen Gemischbildungs- und Entflammungskonzeptes nicht nur in die Motorkonstruktion (Brennraummulde, Direkteinspritzung), sondern auch in die Steuerung (Grundgemischbildung, Anreicherungsgemisch) ein. Um die einzelnen Arbeiten systematisch durchzuführen, wurde am IFKM folgende Vorgehensweise zu Grunde gelegt.

- Prüfstands Aufbau, Applikation Messtechnik, Voruntersuchungen mit vorhandenem BPI-Aggregat
- Optische Untersuchungen zur Gemischbildung und Fackelstrahlausbreitung
- Neukonstruktion eines Zylinderkopfes mit optimierter Düsenanordnung
- 3D-CFD Simulation zur Gemischbildung
- Motorversuche
- Optimierung von Vorkammerzündkerzen, Betriebsparameter, Injektorvariation
- Wandfilmmessung mit FRFID
- Rußmessungen

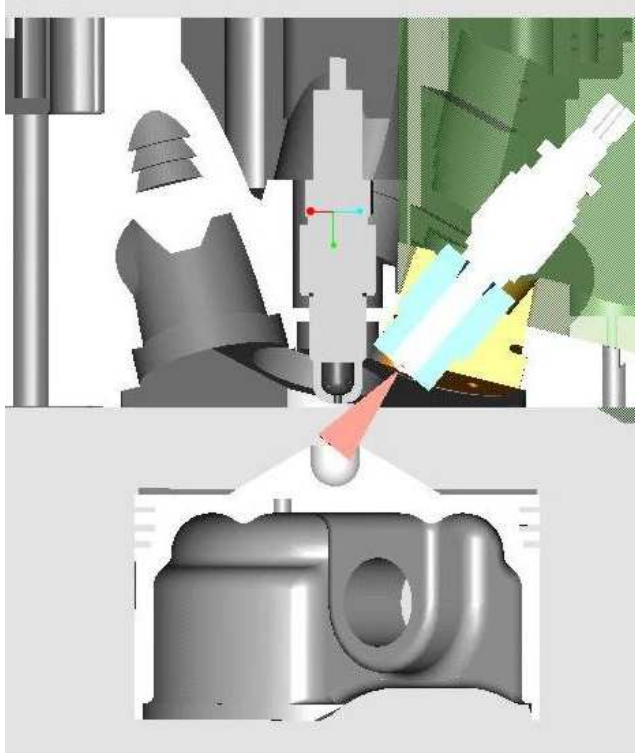
1.2.1. Konstruktion des BPI-Motors

Aufbauend auf Ergebnissen von Voruntersuchungen [7, 8] wurden die Anforderungen an einen verbesserten BPI-Motor erarbeitet. Die Untersuchungen ergaben die Forderung nach einem möglichst kurzen Weg, den der Einspritzstrahl zwischen Einspritzventil und Kolbenmulde zurücklegt, um eine gezielte Einspritzung in die Kolbenmulde mit geringer Kraftstoffstrahlverwehung durch die Zylinderinnenströmung zu gewährleisten. Das Einspritzventil wird daher möglichst nahe zur Zylindermitte positioniert.

Als Basisaggregat für die Applikation des BPI-Verfahrens wird ein Einzylinderaggregat der Marke Rotax (BMW F650) verwendet. Der Brennraum zeichnet sich dabei durch eine im Vergleich zu üblichen PKW-Motoren große Zylinderbohrung aus. Hierdurch bietet der Motor relativ viel Bauraum für die Einbringung von Messtechniksonden und wird deshalb am IFKM als geeignetes Forschungsaggregat zur Untersuchung neuartiger Brennverfahren, wie die Direkteinspritzung, verwendet. Der alternative Motorbetrieb mit herkömmlicher Saugrohreinspritzung ermöglicht eine optimale Vergleichbarkeit der eingesetzten Brennverfahren mit der konventionellen stöchiometrischen Betriebsart. **Bild 1.14** zeigt die geometrische Anordnung von Einspritzdüse, Vorkammerzündkerze und Kolbenmulde für den Einsatz des BPI-Verfahrens. Im Zylinderkopf wurde ein Auslassventil entfernt, um Bauraum für den Injektor zu schaffen, der mittels einer Hülse im Zylinderkopf montiert wird. Die Hülsenkonstruktion ermöglicht eine variable Düsenpositionierung bezüglich Lage und Einspritzrichtung. Durch eine aufschraubbare Kolbenmulde können Geometrievarianten mit geringem Aufwand ausgetauscht werden. Weitere Angaben zum Prüfstandsaggregat können aus **Tabelle 1.5** entnommen werden.

Das BPI-Verfahren benötigt einerseits einen Injektor, der während der Saughubeinspritzung einen möglichst weiten Spraykegel erzeugt, um eine gute Gemischhomogenisierung zu erreichen. Andererseits sollte die Kompressionshubeinspritzung mit einem sehr kleinen Kegelwinkel in die Kolbenmulde erfolgen. **Da ein derartiger Injektor zu Beginn des Projektes nicht zur Verfügung stand, wurde das homogen magere Grundgemisch zunächst mit einer Saugrohreinspritzung und die Gemischanreicherungsmenge durch**

Direkteinspritzung mit einer 4-Loch-Düse der Fa. Bosch mit einem Kegelwinkel von $\alpha \approx 25^\circ$ erzeugt. Die CAD-Konstruktion des Motors ist in Bild 1.15 (links) dargestellt. Das rechte Bild zeigt die ausgeführte Konstruktion von Zylinderkopf und Kolben.



Rotax 2 (BMW F650)	
Zylinderanzahl	1
Anzahl der Ventile	3 (Basis 4)
Verdichtungsverhältnis	10.5 : 1
Hub	83 mm
Bohrung	100 mm
Hubraum	650 cm ³
Einlass öffnet	31 °KW v. LOT
Einlass schliesst	141 °KW v. ZOT
Auslass öffnet	171 °KW n. ZOT
Auslass schliesst	37 °KW n. LOT
Einspritzdruck	< 200 bar

Bild 1.14: CAD-Schnittmodell des BPI-Motors **Tabelle 1.4:** Motordaten

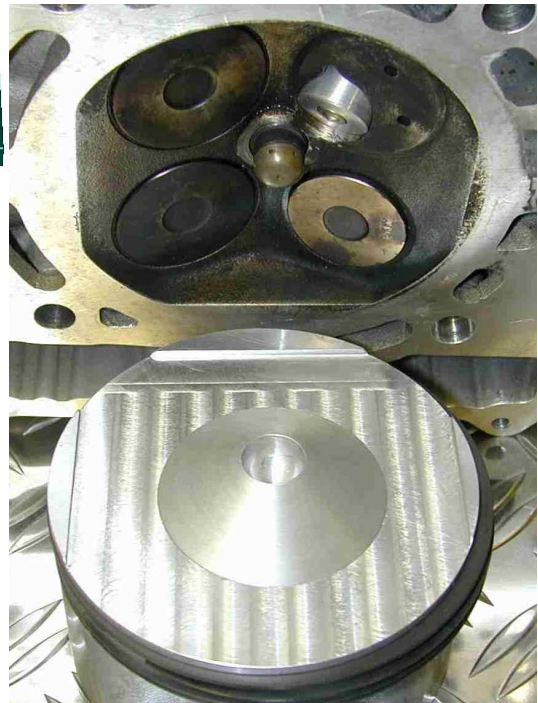
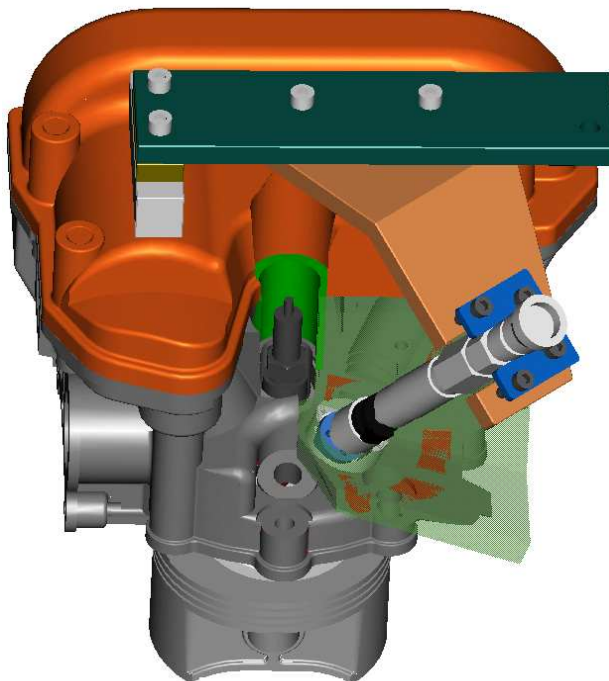


Bild 1.15: BPI-Zylinderkopf - CAD-Konstruktion und gefertigte Motorkomponenten

Bild 1.16 zeigt den Versuchsmotor auf dem Prüfstand.



Bild 1.16: BPI-Motor auf dem Prüfstand

1.2.2. Fackelstrahlvisualisierung

Um die räumliche Ausbreitung der Fackelstrahlen bei der Vorkammerzündung [9] zu analysieren und um deren Einfluss auf die Entflammung zu erkennen, wurden Untersuchungen an einem durch einen Quarzglaszylinder optisch zugänglichen Motor durchgeführt. Die Verbrennungsstrahlung wurde dabei über einen schmalbandigen UV-Filter (Zentralwellenlänge 306 nm) mit einer signalverstärkenden CCD-Kamera erfasst. Es wurde eine Vorkammerzündkerze mit einer axialen Bohrung und zwei radialen Bohrungen eingesetzt, durch die sich alle Fackelstrahlen in der fokussierten Ebene senkrecht zur Kamera befinden.

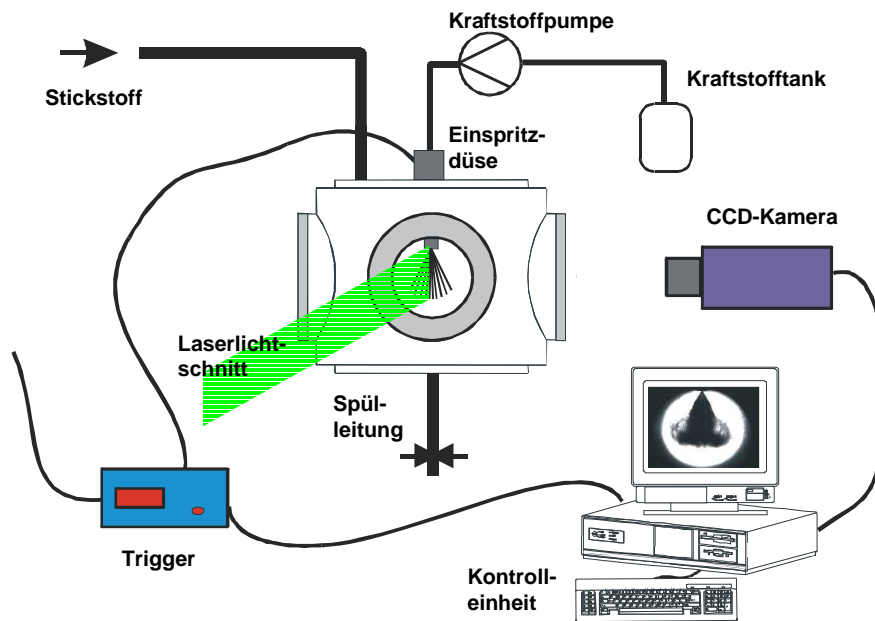


Bild 1.17: Sprayvisualisierung in der Druckkammer

1.2.3. Einspritzstrahlvisualisierung

In einer Druckkammer mit drei optischen Zugängen (**Bild 1.17**) wurde die Sprayausbreitung der 4-Loch-Düse untersucht. Zur Untersuchung der räumlichen und zeitlichen Tropfenverteilung wurde das Laserlichtschnittverfahren eingesetzt. Der durch einen Nd-YAG-Laser über ein Linsensystem erzeugte Laserlichtschnitt wurde über einen optischen Zugang in die Druckkammer eingeleitet und schneidet dabei zwei Einzelstrahlen. Die Sprayausbreitung wird dabei über eine senkrecht zur Laserlichtschneitebene angeordnete CCD-Kamera zu verschiedenen Zeitpunkten erfasst. **Bild 1.18** zeigt eine Vorkammerzündkerze und die für das BPI-Verfahren verwendete 4-Loch-Düse.



Bild 1.18: 4-Lochdüse und Vorkammerzündkerze für das BPI-Verfahren



1.2.4. 3D-CFD-Simulation

Mithilfe der dreidimensionalen Strömungssimulation wurde die Gemischbildung bei der Kompressionshubeinspritzung berechnet. Die Untersuchungen wurden mit dem Simulationscode StarCD durchgeführt. Das bewegte Rechengitter (**Bild 1.19**) des Zylinders einschließlich der Ein- und Auslasskanäle bestand aus 625.000 Zellen im unteren Totpunkt. Für die Berechnung der Zweiphasenströmung wurde Isooktan als Ersatzkraftstoff verwendet.

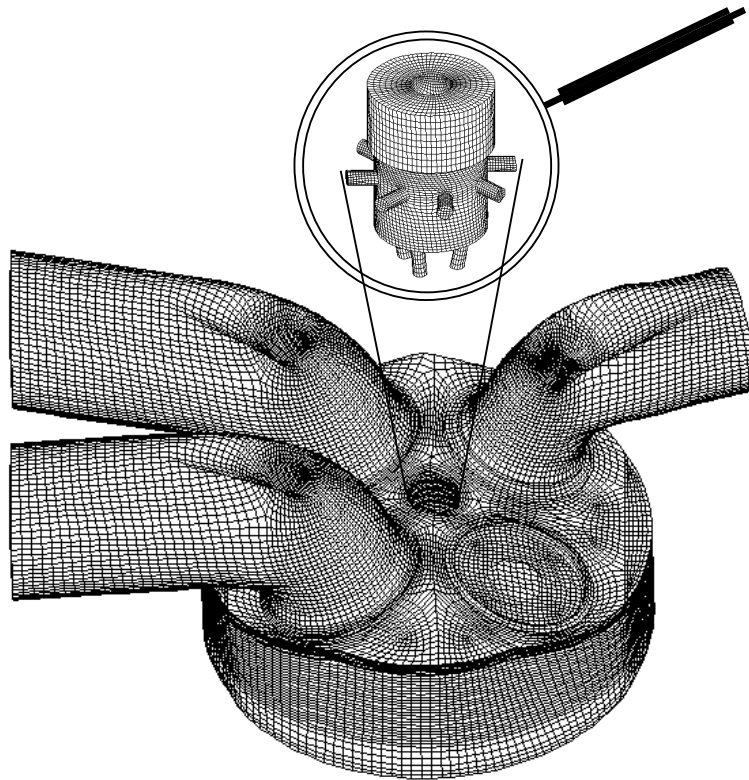


Bild 1.19: Bewegtes Rechengitter für 3D CFD Simulation (60 °KW vor ZOT)

1.2.5. Motorische Untersuchungen

Durch Motorversuche wurde das Abmagerungsverhalten des BPI-Verfahrens gegenüber konventionellem Ottomotorbetrieb untersucht. Eingesetzt wurde hierbei die globale Abgasanalyse und die Zylinderdruckindizierung. Die Zylinderdruckdaten wurden mit dem am Institut für Kolbenmaschinen entwickelten Analysetool Brema ausgewertet. Hiermit erfolgt die Beschreibung der thermodynamischen Prozessgrößen durch die so genannte Druckverlaufsanalyse. Darunter versteht man, ausgehend von einem indizierten Zylinderdruckverlauf, unter Berücksichtigung der Wandwärmeverluste die Berechnung des Brennverlaufes, d.h. die zeitliche Umsetzung chemisch gebundener Energie im Kraftstoff.

1.2.6. Wandbenetzung durch Kraftstoff

Bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung kann die Wandbenetzung durch Kraftstoff eine HC-Emissionsquelle darstellen. In Untersuchungen zum wandgeführten Verfahren wurde gezeigt, dass die auf der Kolbenoberfläche angelagerte Kraftstoffmasse bis zu 15 % der gesamten Einspritzmenge betragen kann [10].

Mit einem Fast Response Flame Ionisation Detector (FRFID, HFR 400) der Fa. Cambustion wurde dazu der Einfluss der im Kompressionshub eingespritzten Kraftstoffmasse auf die Wandfilmmasse bestimmt. Hierzu wurde eine FRFID-Sonde im Auslasstrakt motornah angebracht. Der zeitliche HC-Konzentrationsverlauf im Auslass wird nach Abschalten der Einspritzung im geschleppten Motorbetrieb mittels FRFID gemessen. Aus dem HC-Konzentrationsverlauf wird mit der zusätzlich gemessenen Ansaugluftmasse und den entsprechenden Stoffdaten mit einer Auswerteroutine die Wandfilmmasse berechnet [11].

1.2.7. Rußmessungen

Die kurze Gemischbildungszeit bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung kann zur Rußbildung führen. Mittels eines Smokemeters der Fa. AVL, mit dem Rußwerte unter 0,01 FSN mit ausreichender Genauigkeit gemessen werden können, wurde im BPI-Betrieb das über eine Sonde im Auslasstrakt entnommene Abgas hinsichtlich der Rußkonzentration analysiert.

1.2.8. Untersuchung der Gemischzusammensetzung in der Vorkammerzündkerze

In weiteren Untersuchungen wurde die Gemischzusammensetzung in der Vorkammerzündkerze untersucht. Hierzu wurde eine Vorkammerzündkerze angefertigt, bei der eine FRFID-Sonde angebracht wurde (**Bild 1.20**). Durch die Sonde wurde kontinuierlich Gemisch aus der Vorkammer entnommen und konnte



Bild 1.20: Vorkammerzündkerze mit FRFID-Sonde

zeitlich aufgelöst analysiert werden.

2. Ergebnisse

2.1. Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik

2.1.1. Strömungssimulation

Wie im Kapitel 3 bereits ausgeführt, dienen die CFD-Analysen dazu, weitergehende Informationen über die in der Düse ablaufenden Vorgänge zum Drallaufbau und –weiterleitung zu erhalten. Die im Rahmen der Konzeptentwicklung durchgeführten CFD-Simulationen dienen vor allem dazu, den Einfluss unterschiedlicher Volumenstromverhältnisse der beiden Drallkanalgruppen auf die Drallströmung in der Drallkammer und im Düsenloch zu untersuchen.

Für die Ausbildung des Strahlkegels ist vor allem die Drallströmung am Düsenlochaustritt von großer Bedeutung. Die Größe am Düsenlochaustritt hängt aber wesentlich vom Drallaufbau in der Drallkammer ab. Bei der Simulation stand daher die Bewertung der Strömungsgeschwindigkeit in radialer und axialer Richtung im Vordergrund. Neben dem Strahlkegelwinkel erhält man aus den Simulationsergebnissen auch Aussagen zur Einspritzmenge.

Den Berechnungen liegen die folgenden Randbedingungen zu Grunde:
 der Rücklauf über die Düsenadel beträgt konstant 20 l/h

- die Summe der Volumenströme über die Drallkanäle beträgt 60 l/h
- das Volumenstromverhältnis r_{300} der Kanalgruppe mit dem großen Querschnitt zum Rücklauf beträgt 0,0 und 0,5, das Volumenstromverhältnis r_{150} der Kanalgruppe mit dem kleinen Querschnitt ergibt sich zu $r_{150} = 1 - r_{300}$
- die Düsennadel ist völlig geöffnet
- Wandreibungseinflüsse werden nicht berücksichtigt
- die Berechnung erfolgt einphasig
- am Düsenlochende herrscht Umgebungsdruck

Die Randbedingungen sind in übersichtlicher Form in **Bild 2.1** zusammengefasst. Gleichzeitig enthält das Bild eine Markierung der bei der Auswertung verwendeten Querschnitte durch das Berechnungsgebiet.

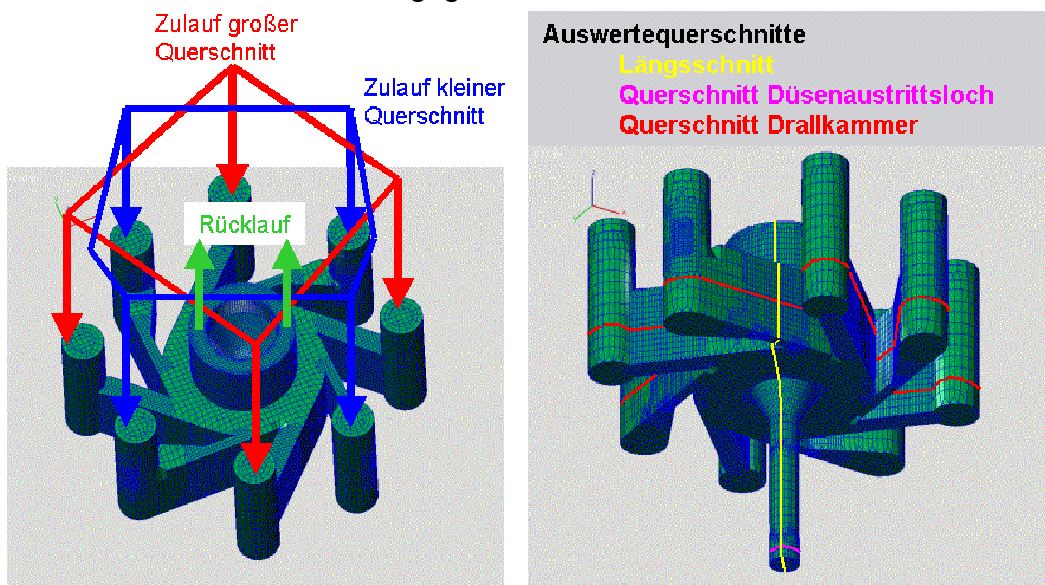


Bild 2.1: Randbedingungen und Auswertequerschnitte für die CFD-Simulation

Bild 2.2 enthält die Ergebnisse der Berechnung als Vektordarstellung für die drei Auswerteebenen. Auf der linken Seite liegt das Volumenstromverhältnis r_{300} bei 0, auf der rechten Seite bei 0,5. Die Vektoren sind entsprechend ihrem Betrag farblich gekennzeichnet, wobei bei allen Darstellungen die gleiche Farbeinteilung verwendet wurde. Die Länge der Vektoren ergibt sich aus der senkrechten Projektion auf die Auswerteebene.

Volumenstromverhältnis

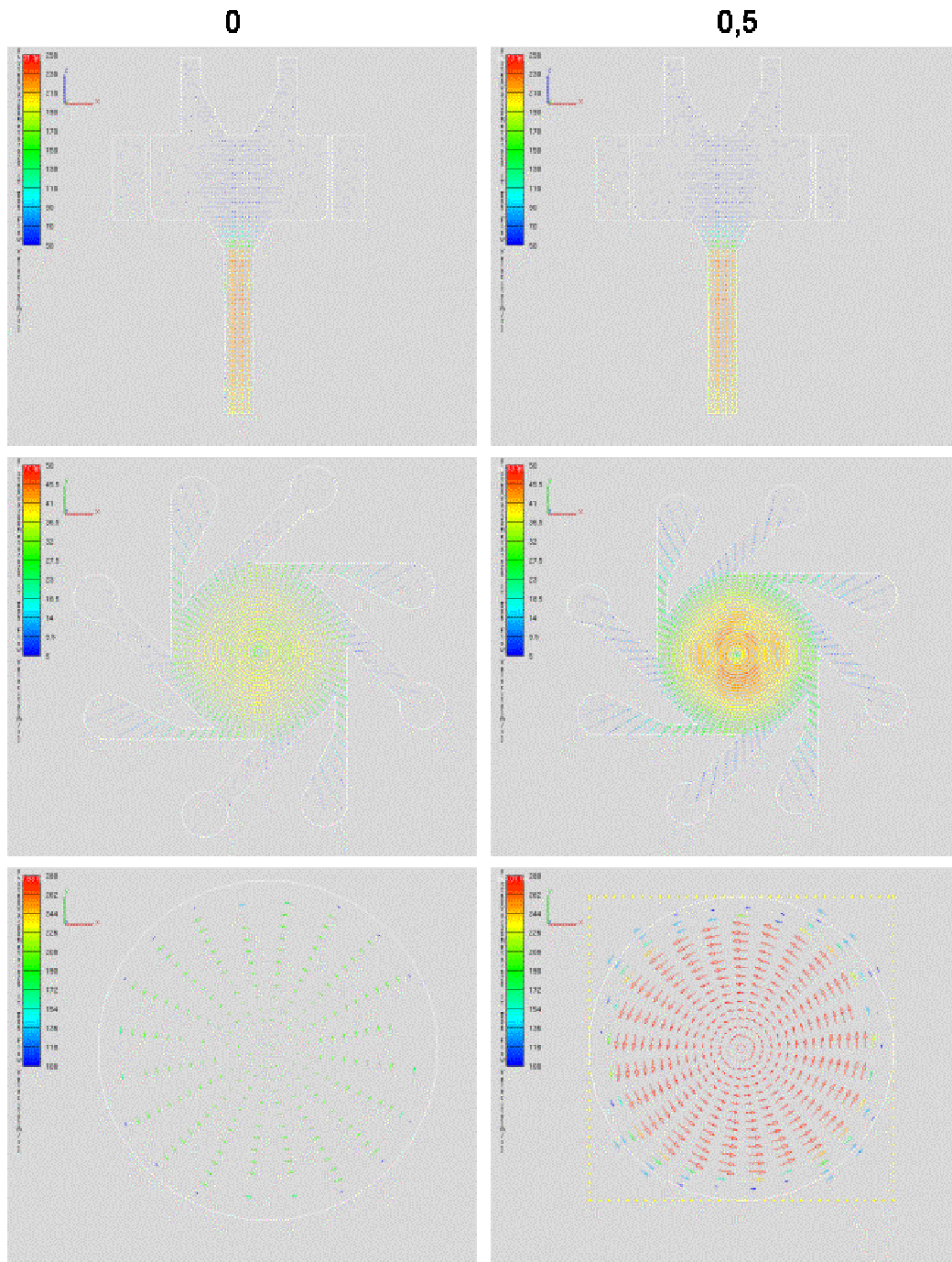


Bild 2.2: Ergebnis der CFD-Simulationsrechnungen

Die Geschwindigkeitsvektoren sind entsprechend dem Betrag eingefärbt, bei den jeweiligen Bildern aber immer in die Auswerteebene projiziert.

Aus der oberen Darstellung (Längsschnitt) in Bild 2.2 erkennt man, dass sich im Düsenloch die mittlere Strömungsgeschwindigkeit beim Verhältnis 0,5 erhöht. Während die Strömungsgeschwindigkeit im Kern kaum ansteigt, nimmt insbesondere im Bereich der Wand die Axialkomponente gegenüber dem Verhältnis 0 deutlich zu. Zusammen mit der unteren Darstellung (Querschnitt durch den Düsenlochaustritt) lässt sich auf die Axial- und Radialkomponente der Strömungsgeschwindigkeit schließen. Dabei wird in der unteren Darstellung deutlich, dass sich zwar der Betrag der Geschwindigkeit erhöht (links: hellgrün – etwa 180 m/s, rechts: rote Einfärbung – etwa 260 m/s), die Länge des

in die Ebene projizierten Vektors aber nicht im gleichen Maße steigt. Daraus ist zu schließen, dass am Düsenlochaustritt mit einer Zunahme beider Strömungskomponenten zu rechnen ist.

Die mittlere Darstellung zeigt, dass die Drallgeschwindigkeit in der Drallkammer vor allem durch die Strömungsgeschwindigkeit in den kleinen Drallkanälen dominiert wird (gleiche Farben für die Strömung in den kleinen Drallkanälen und im Bereich der Drallkammerwand). Bei der Veränderung des Volumenstromverhältnisses auf 0,5 steigt der Betrag der Geschwindigkeit nach innen an (Farbkodierung des Vektors), ohne dass die Umfangskomponente (Länge) erheblich zunimmt. Daraus ist zu schließen, dass die Axialkomponente ansteigt.

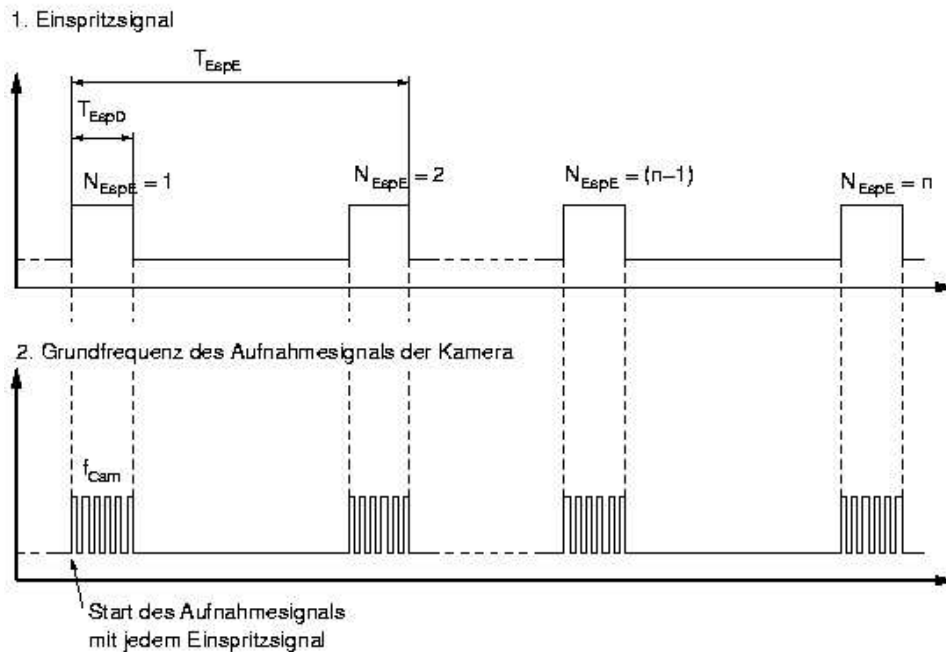
Das Ergebnis lässt sich erklären, wenn man berücksichtigt, dass für den Drall in der Drallkammer vor allem die Austrittsgeschwindigkeit aus den Drallkanälen verantwortlich ist, während die Axialkomponente durch die Druckdifferenz zwischen Drallkammer und Düsenaustrittloch bestimmt wird. Durch den etwas größeren Druckabfall über die kleinen Drallkanäle fällt das Druckniveau in der Drallkammer. Bedingt durch die zwischen den kleinen Drallkanälen einmündenden großen Drallkanäle wird jedoch ein Teil der Strömungsgeschwindigkeit an dem darin ruhenden Kraftstoff dissipiert. Damit kann die Drallgeschwindigkeit nicht die andernfalls mögliche Höhe erreichen. Wird nun das Verhältnis so verändert, dass durch beide Drallkanäle der gleiche Volumenstrom hindurchtritt, so fällt zwar die Austrittsgeschwindigkeit der kleinen Drallkanäle. Der gleichfalls unter einer hohen Anfangsgeschwindigkeit stehende Kraftstoffstrom aus den großen Drallkanälen bremst nun den durch die kleinen Kanäle induzierten Drall an dieser Stelle jedoch nicht mehr ab. Damit bleibt der Drall näherungsweise erhalten. Bedingt durch den geringeren Druckabfall über die Kanäle steigt das Druckniveau in der Drallkammer an und es wird eine höhere Axialgeschwindigkeit erzeugt.

Die CFD-Ergebnisse lassen daher den Schluss zu, dass mit steigendem Volumenstrom über die großen Drallkanäle der Durchsatz steigt (höhere Axialgeschwindigkeit), obwohl die Drallgeschwindigkeit am Düsenlochaustritt nicht wesentlich absinkt. Daraus kann abgeleitet werden, dass der Strahlkegelwinkel bei größerem Durchsatz und damit größerer Einspritzmenge nur geringfügig abfällt. Wie groß die Verringerung des Strahlkegelwinkels ist, hängt vor allem vom Verhältnis der axialen zur radialen Geschwindigkeitskomponente am Düsenlochaustritt ab. Die Untersuchungen am Einspritzprüfstand müssen zeigen, ob diese Ergebnisse bestätigt werden.

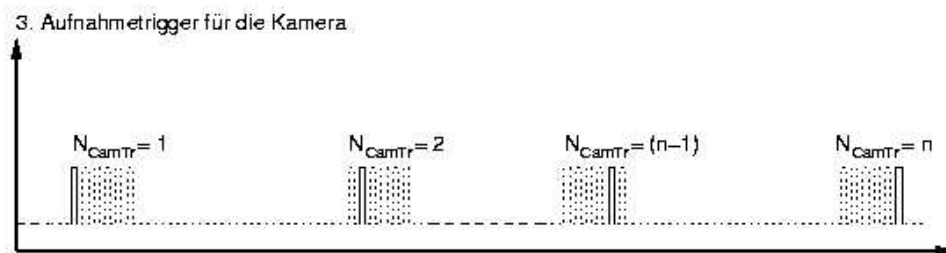
Bei der weiteren Auswertung der Darstellungen in Bild 2.2 fällt der große radiale Geschwindigkeitsgradient in der Düsenlochbohrung bei r_{300} von 0,5 auf. Hier liegt die Vermutung nahe, dass die Annahme einphasiger Strömung kritisch hinterfragt werden muss. Insbesondere die Einbeziehung von Mehrphasenmodellen dürfte ein detaillierteres Bild der Vorgänge in der Düse liefern.

2.1.2. Untersuchung der drallvariablen Einspritzdüse

Die Untersuchungen am Einspritzprüfstand liefern durch die Anwendung des Schattenrissverfahrens zunächst getriggerte Einzelbilder zu definierten Zeiten ab dem Beginn des Einspritzereignisses. Zur zeitlichen Zuordnung der Schattenrissbilder zum Einspritzsignalbeginn generiert ein quarzstabilisierter Taktgenerator einen Unterteilungstakt, der mit dem Einspritzsignalbeginn Zeitmarken in einem einstellbaren Abstand generiert. Bei den Untersuchungen wurde ein konstanter Abstand von 20 μ s gewählt. Mit jedem Einspritzereignis wird die Anzahl der Zeitmarken, die ab dem Einspritzsignalbeginn bis zum nächsten Trigger für die Bilderfassung vergehen muss, um 1 erhöht. Zur anschaulichen Erläuterung sind die zeitlichen Zusammenhänge in **Bild 2.3** dargestellt.



1. + 2. => 3.



T_{EspE} : zeitlicher Abstand zwischen den Einspritzereignissen
 T_{EspD} : Dauer einer Einspritzung
 N_{EspE} : Anzahl der Einspritzereignisse
 f_{Cam} : Grundfrequenz des Triggers für Kameraaufnahme

0,2 s \leftrightarrow T_{EspE} \leftrightarrow 2 s
0,5 ms \leftrightarrow T_{EspD} \leftrightarrow 5 ms
1 \leftrightarrow N_{EspE} \leftrightarrow 1000
100 kHz \leftrightarrow f_{Cam} \leftrightarrow 1 MHz

Bild 2.3: Generierung der Aufnahmetrigger für die Visualisierung des Einspritzvorganges

Die auf diese Weise mit einer CCD-Kamera aufgenommenen Bilder des Einspritzvorganges werden digitalisiert und abgespeichert.

Zur Auswertung der Bilder werden durch optische Vermessung der Strahlkegelwinkel und die Eindringtiefe ermittelt. Durch die einwandfreie zeitliche Zuordnung kann so der Ablauf der Einspritzung nachträglich rekonstruiert werden. Die optische Vermessung liefert die Parameter entsprechend **Bild 2.4**.

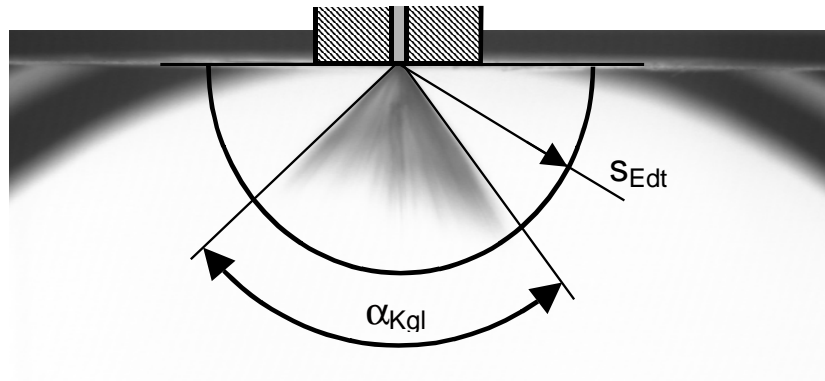


Bild 2.4: Parameter der Einspritzstrahlauswertung

Der Strahlkegelwinkel α_{Kgl} bezeichnet den Winkel zwischen zwei an die Silhouette des Strahls gelegten Schenkeln mit dem gemeinsamen Ursprung im Spritzloch. Die Messung der Eindringtiefe gestaltet sich etwas schwieriger, da verdrehte Einspritzstrahlen keine eindeutige Strahlspitze aufweisen, wie sie von anderen Einspritzdüsen bekannt sind. Daher wird die Eindringtiefe s_{Edt} nach Bild 2.4 definiert als der Radius einer Halbkugel, innerhalb derer sich der sichtbare Einspritzstrahl befindet. Für alle Auswertungen findet diese Definition der Parameter Anwendung.

Neben den geometrischen Parametern des Einspritzstrahls ist die je Einspritzung durchgesetzte Masse eine wesentliche Kenngröße. Da für die Untersuchungen die Düse in die Druckkammer eingebaut wird und für Messungen - insbesondere bei Gegendruck - des aus dem Spritzloch austretenden Kraftstoffes nicht zugänglich ist, muss eine andere Lösung zur Feststellung der Einspritzmenge angewendet werden. Zu diesem Zweck verfügt die Kraftstoffversorgung über Volumenzähler in jeder Zuleitung zur Düse. Das Messvolumen des Volumenzählers beträgt lediglich $40 \mu\text{l}$, so dass selbst sehr kleine Mengen detektiert werden können. Durch eine exakte Kalibrierung der Volumenzähler auf den verwendeten Kraftstoff lässt sich eine hohe Messgenauigkeit erreichen. Eine Aufsummierung der über die Versorgungsleitungen fließenden Mengen erlaubt bei hinreichend großer Anzahl von Einspritzungen eine genaue Bestimmung der Einspritzmenge. Die Anzahl der Einspritzungen wird mit 1000 festgelegt und mittels des MSR-Systems DIAdem[®] überwacht. Nach Erreichen der festgelegten Anzahl von Einspritzungen werden automatisch die Einspritzsignale abgeschaltet und die Volumenzählung angehalten. Mit der Dichte des Kraftstoffes ergibt sich anschließend die Einspritzmasse.

2.1.3. Variation des Volumenstromverhältnisses

In Anlehnung an die CFD-Simulationsergebnisse wird zunächst die Düse mit einem konstanten Rücklauf betrieben und das Volumenstromverhältnis zwischen den Drallkanälen verändert. Die Untersuchungen fanden bei Umgebungsdruck in der Kammer statt.

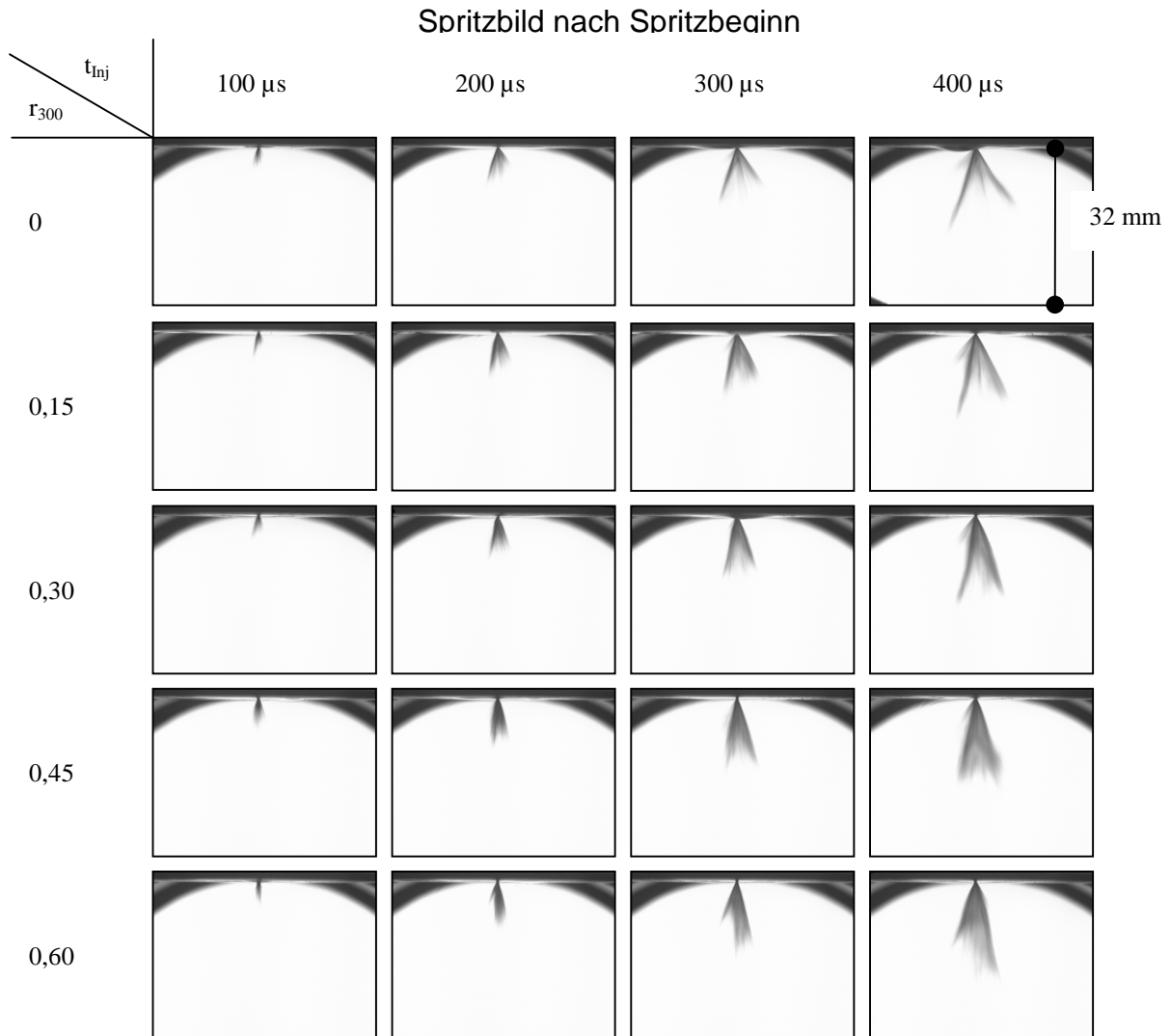


Bild 2.5: Strahlkegelentwicklung in Zeitschritten nach Spritzbeginn bei Umgebungsdruck in der Kammer

Das **Bild 2.5** zeigt, dass sich der Strahlkegel unmittelbar nach dem Öffnen der Düsennadel einstellt. Bedingt durch die Auflösung ist dies an dem Bild 100 μs nach Spritzbeginn noch nicht so deutlich zu erkennen, aber nach 200 μs erscheint der Strahlkegelwinkel, der auch im weiteren Verlauf erhalten bleibt.

Die Steigerung des Verhältnisses r_{300} verringert, wie leicht zu erkennen ist, den Strahlkegelwinkel. Die Messung des Strahlkegelwinkels erfolgt am Schattenrissbild. In Abhängigkeit vom Volumenstromverhältnis r_{300} fällt der Strahlkegelwinkel von 75° auf 50° (**Bild 2.6**)

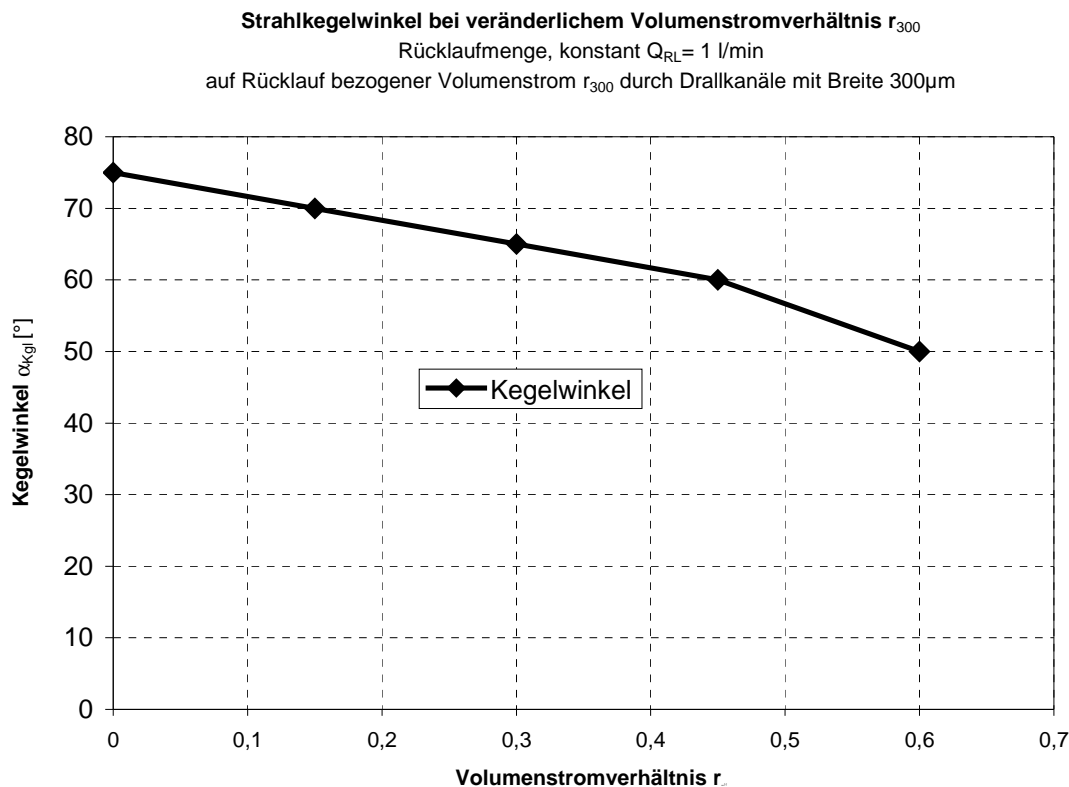


Bild 2.6: Abhängigkeit des Strahlkegelwinkels vom Volumenstromverhältnis r_{300}

Das Ergebnis bestätigt das auf Grund der CFD-Simulation abgeleitete Verhalten. Aufbauend auf diesen Ergebnissen sind weitergehende Berechnungen für das Verständnis der Vorgänge anzustreben. Im Rahmen dieses Projektes mussten weitere Berechnungen zunächst zu Gunsten der Prüfstandsuntersuchungen unterbleiben.

Bild 2.7 enthält das Ergebnis der Einspritzmengenmessung. Aus dem Diagramm entnimmt man, dass mit steigendem r_{300} die eingespritzte Masse bei gleicher Öffnungszeit zunimmt. Erst bei einem Verhältnis über 0,45 ist keine Zunahme mehr festzustellen. Eine Ursache dafür könnte darin zu suchen sein, dass die Düsenadel nicht weit genug aus ihrem Sitz abhebt. Die verwendeten Serienkomponenten des Elektromagnetsystems lassen aber eine Erhöhung des Nadelhubes nicht zu. Eine weitere Ursache könnte darin bestehen, dass das Düsenloch bei der sich einstellenden Druckdifferenz zwischen der Drallkammer und dem Düsenaustrittsloch keinen größeren Durchfluss erlaubt. Zukünftige Untersuchungen müssen zeigen, welche der genannten Ursachen für dieses Verhalten verantwortlich sind.

Einspritzmenge bei veränderlichem Volumenstromverhältnis durch die Drallkanäle
 Rücklaufmenge, konstant $Q_{RL} = 1 \text{ l/min}$
 auf Rücklauf bezogener Volumenstrom r_{300} durch Drallkanäle mit Breite $300 \mu\text{m}$

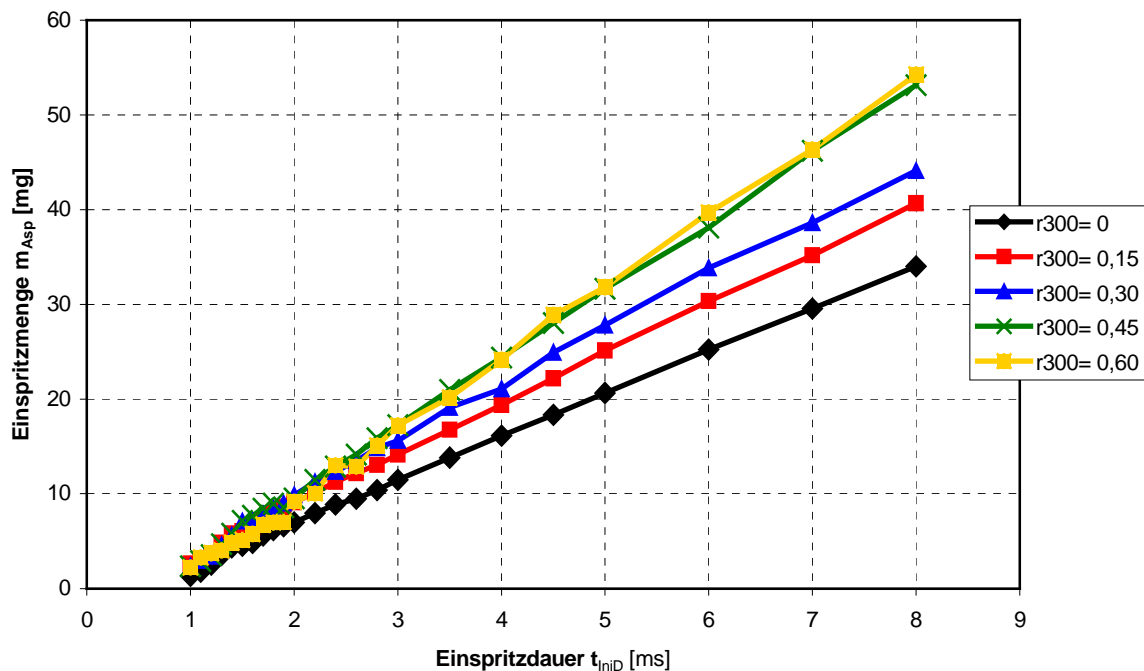


Bild 2.7: Einspritzmengen in Abhängigkeit vom Volumenstromverhältnis r_{300}

Nach der Durchführung der ersten Tests wurde festgestellt, dass sich das Verhalten der Düse verändert hatte. So zeigt das zuletzt aufgenommene Bild bei $r_{300} = 0$ eine Veränderung des Spritzbildes. Eine Demontage der Düse und Begutachtung unter einem Mikroskop zeigte, dass sich der Nadelsitz eingeschlagen hatte. Durch nachträgliches Einschleifen konnte eine Verbesserung erzielt werden, so dass die Versuche fortgesetzt werden konnten. Die weiteren Untersuchungen zum Einfluss der Rücklaufmenge auf die Strahlgeometrie werden zeigen, ob sich die Düseneigenschaften verändert haben.

2.1.4. Variation der Rücklaufmenge

Mit zunehmender Drallgeschwindigkeit in der Drallkammer steigt auch der Strahlkegelwinkel. Damit sich in der Drallkammer der Drall aufbauen kann, ist eine Durchströmung der Drallkanäle erforderlich. Ohne Rücklauf würde der Drall bei geschlossener Düsennadel zusammenbrechen. Die Rücklaufmenge hält den Drall aufrecht und bestimmt so wesentlich das Drallniveau in der Drallkammer. Im Gegensatz zu Dralldüsen ohne Rücklauf besteht der Drall bereits vor dem Öffnen der Düsennadel. Dadurch wird verhindert, dass aus der Düse Kraftstoff ohne aufgeprägte Drallströmung austritt. Das typische Auftreten eines unverdrallten Vorstrahls darf daher an Dralldüsen mit Rücklauf nicht festzustellen sein. Mit fallender Rücklaufmenge verringert sich das Drallniveau und ein kleinerer Strahlkegelwinkel müsste sich einstellen. Bei geschlossenem Rücklauf geht das Verhalten in das einer Dralldüse ohne Rücklauf über, so dass sich nach dem Öffnen und dem Aufbau der Drallströmung in der Drallkammer wieder ein typischer Drallkegel einstellt.

Da der Einfluss des Volumenstromverhältnisses r_{300} bereits untersucht wurde, wird hier auf eine Variation dieses Verhältnisses verzichtet. Um eine zu große Einspritzdauer zu vermeiden, wird jedoch das Verhältnis r_{300} bei allen Versuchen auf 0,1 eingestellt, d.h. über die großen Drallkanäle fließt 10% der Rücklaufmenge. Bei einem repräsentativen

Betriebspunkt führt diese Einstellung bei gleicher Einspritzmenge von etwa 15 mg/Asp (erforderliche Kraftstoffmenge für den Motorbetriebspunkt bei Teillast mit $n = 2000 \text{ 1/min}$ und $p_{me} = 2 \text{ bar}$) zu einer Verkürzung der Einspritzdauer von 3,8 ms auf 3 ms oder um etwa 20%. Es erscheint daher sinnvoll, einen Teil der Kraftstoffmenge über die großen Kanäle zu führen, da dieser Betriebspunkt im Motorkennfeld häufig anzutreffen sein wird.

Bild 2.8 zeigt die zeitliche Entwicklung des Einspritzstrahls für verschiedene Rücklaufströme. Es ist sehr gut zu erkennen, dass der durch den Rücklauf aufrechterhaltene Drall unmittelbar auf den Strahlkegelwinkel wirkt und sich mit fallender Rücklaufmenge auch der Strahlkegelwinkel vermindert. Besonders auffällig ist das Verhalten bei geschlossenem Rücklauf. Erst nach 500 μs ist zu erkennen, dass sich der Strahl ein wenig aufweitet. Inwieweit die Aufweitung auf den Drall in der Drallkammer zurückgeht, kann aus dieser Beobachtungsperspektive nicht beurteilt werden. Eine Beobachtung des Strahls von unten könnte hier mehr Aufschluss bringen.

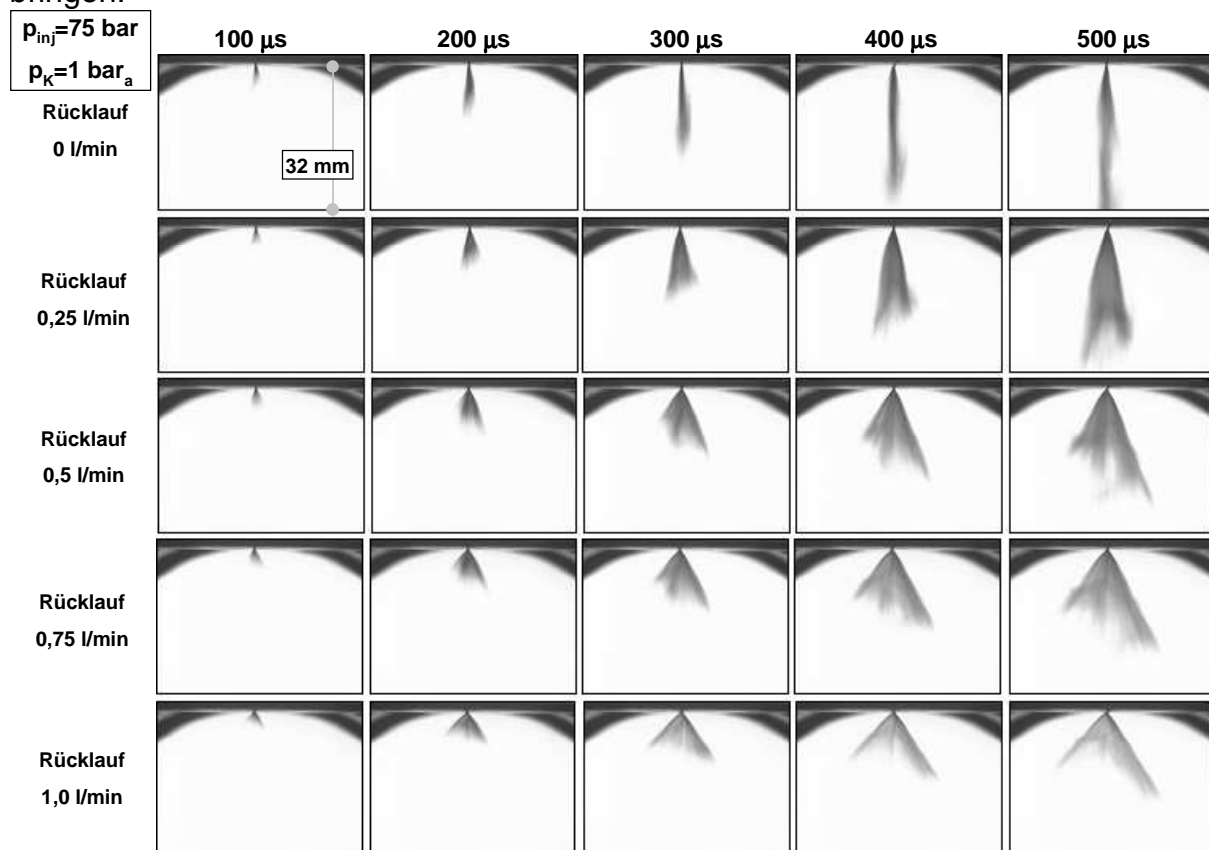


Bild 2.8: Einspritzstrahlgeometrien bei veränderlichem Rücklauf und Umgebungsdruck in der Kammer

2.1.5. Variation der Rücklaufmenge bei einem Kammerdruck von 10 bar

Die bisherigen Versuche fanden bei Umgebungsdruck in der Druckkammer statt. Die Gemischbildung des BPI-Verfahrens unterteilt sich jedoch in zwei Schritte. Mit dem ersten Schritt wird das homogen magere Grundgemisch erzeugt. Dieser Schritt vollzieht sich während der Ansaugphase. Für diese Phase kann näherungsweise Umgebungsdruck angenommen werden. Die zweite Einspritzung, die in der Kolbenmulde ein lokal angereichertes Gemisch erzeugt, erfolgt jedoch bei Gegendruck. Zur Abschätzung des Gegendruckes genügt die Annahme einer isentropen Verdichtung. Der Druck zum Einspritzzeitpunkt lässt sich dann aus dem Isentropenexponenten und dem Verdichtungsverhältnis bestimmen. Bei dem

gegebenen Motor sind Drücke um 10 bar zu erwarten. Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, wurden die Versuche mit veränderlichem Rücklauf bei einem Kammerdruck von 10 bar durchgeführt. **Bild 2.9** fasst in gleicher Form wie Bild 2.8 die Strahlaufnahmen zusammen.

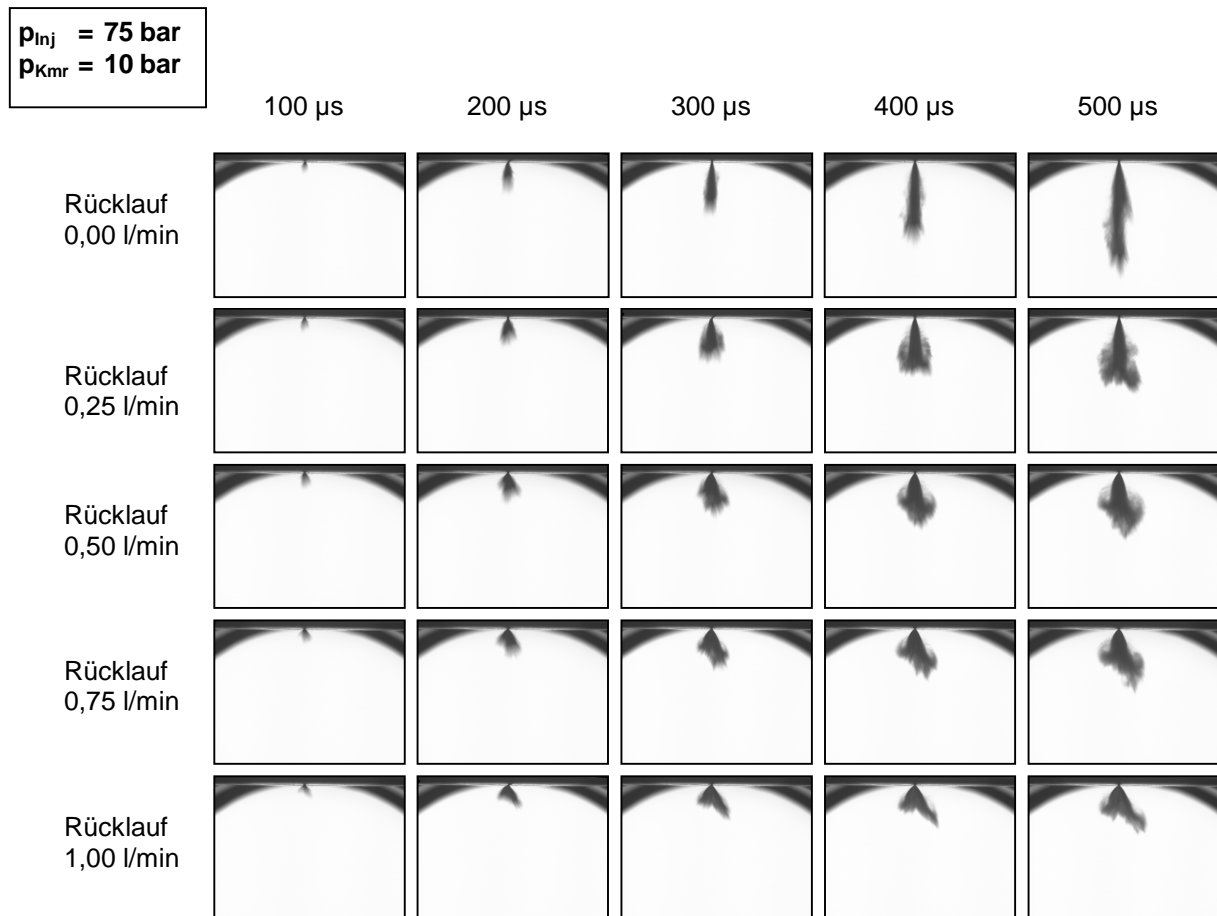


Bild 2.9: Einspritzstrahlgeometrien bei veränderlichem Rücklauf und einem Kammerdruck von 10 bar

Beim Vergleich von Bild 2.9 mit Bild 2.8 fällt die veränderte Strahlgeometrie auf. Die mit dem gestiegenen Gegendruck verbundene Dichteerhöhung der Luft führt dazu, dass der Einspritzstrahl durch den intensiveren Impulsaustausch stärker gebremst wird. Nachfolgend aus dem Spritzloch austretender Kraftstoff trifft verstärkt auf den vorauseilenden. Die Darstellungen des Einspritzstrahls zum Zeitpunkt 500 μs zeigen sehr deutlich, wie sich durch diese Interaktion der Einspritzstrahl an der Spitze aufweitet und eine zusätzliche Zerstäubung stattfindet.

Ungeachtet des höheren Druckes bleibt aber das grundsätzliche Verhalten der drallvariablen Düse erhalten. Mit fallender Rücklaufmenge verringert sich auch der Strahlkegelwinkel. Bei geöffnetem Rücklauf und damit verbundener Drallströmung in der Drallkammer tritt der Kraftstoff aus der Düsenbohrung sofort mit dem jeweiligen Strahlkegelwinkel aus.

2.1.6. Vergleich der Strahlparameter

Zur Dokumentation des Einflusses des Gegendruckes bietet sich der Vergleich der Ergebnisse der Versuche untereinander an. Um den Einfluss des Gegendruckes auf die Strahlgeometrie darzustellen, erfolgt in **Bild 2.10** die Gegenüberstellung ausgewählter Schattenrissaufnahmen zu gleichen Zeiten in Abhängigkeit vom Kammerdruck und der Rücklaufmenge.

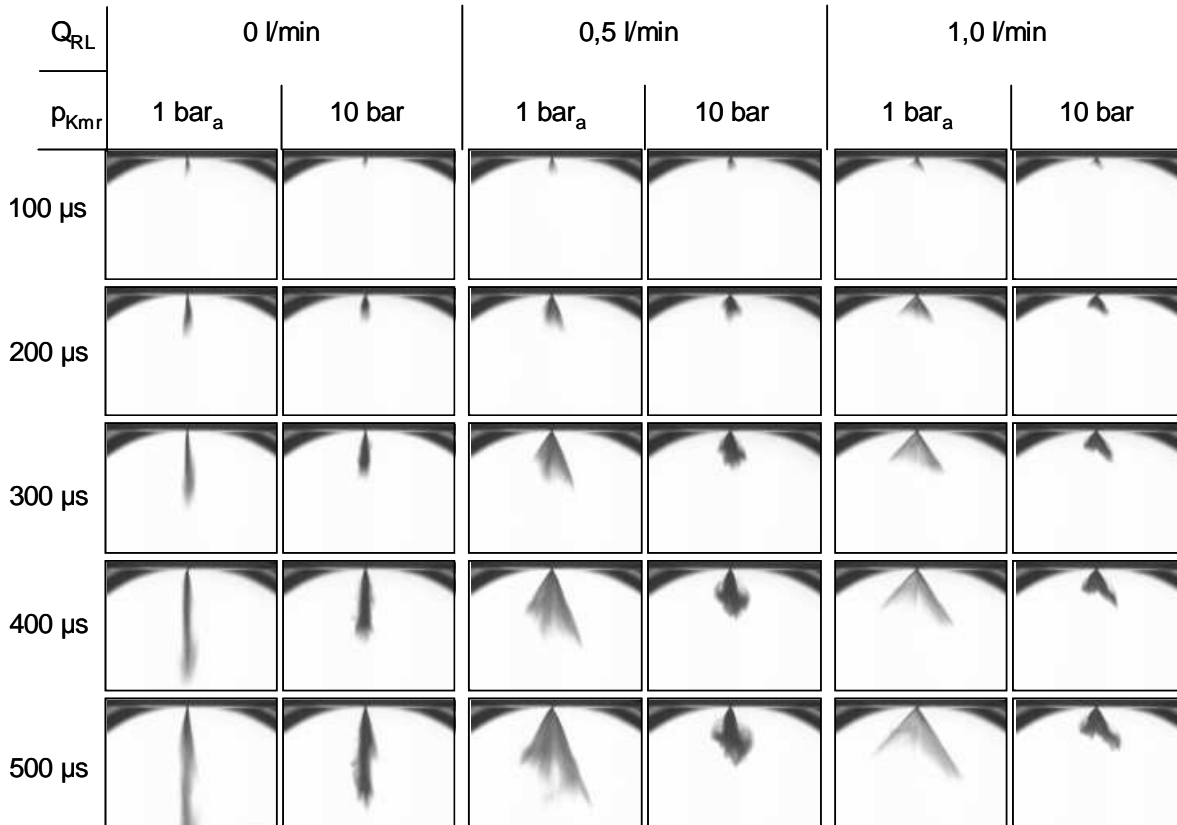


Bild 2.10: Gegenüberstellung der Strahlkegelbilder in Abhängigkeit von der Zeit, dem Kammerdruck und der Rücklaufmenge

Aus der Gegenüberstellung ist sehr gut zu erkennen, dass sich zu Beginn der Einspritzung die Eindringtiefen nur geringfügig unterscheiden. Mit zunehmender Zeit treten jedoch die Effekte des Impulsaustausches und der Strahlinteraktion hervor und führen nicht nur zur Veränderung der Strahlgeometrie, sondern bewirken auch eine Verringerung der Eindringtiefe beim höheren Kammerdruck.

Bei abgestelltem Rücklauf ($Q_{RL} = 0 \text{ l/min}$) wirkt sich der höhere Kammerdruck so aus, dass der Strahlkegelwinkel ansteigt. Insbesondere die in dem kompakten Strahl starke Strahlinteraktion führt hier zu einer Vergrößerung des Strahlkegelwinkels, da die nachfolgende Kraftstoffmenge die vorausseilende nach außen drückt.

Bei der drallbehafteten Einspritzung verringert sich der Strahlkegelwinkel geringfügig. Aufgrund der Tangentialgeschwindigkeit, mit der der Kraftstoff austritt, wird sofort ein großes Volumen vom Strahl erfasst. Die Wahrscheinlichkeit der Interaktion im Strahl nimmt dadurch ab. Die höhere Dichte der Luft führt aber dazu, dass die Tangentialkomponente des Impulses stärker abgebaut wird und die Kraftstoffteilchen schnell an Geschwindigkeit verlieren. Damit sinkt der Strahlkegelwinkel.

Bild 2.11 zeigt die Änderung des Strahlkegelwinkels je nach Kammerdruck und Rücklaufmenge. Das Diagramm enthält neben den Ergebnissen der bisher in den Schattenrissaufnahmen gezeigten Versuchen auch die Ergebnisse bei Kraftstoffzufuhr

über die Rücklaufleitung. Die Strahlkegelwinkel wurden 600 μ s nach Einspritzbeginn bestimmt.

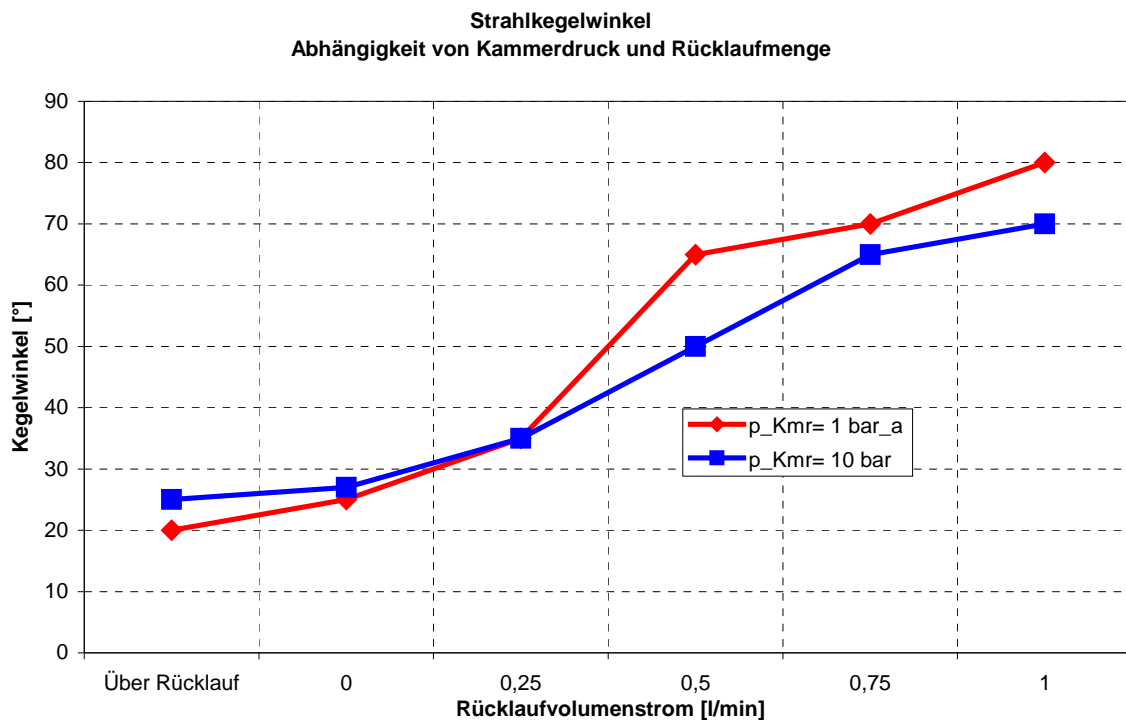


Bild 2.11: Strahlkegelwinkel bei Variation des Kammerdruckes und der Rücklaufmenge; 600 μ s nach Einspritzbeginn

Wie bereits bei der optischen Auswertung der Strahlkegelbilder bestätigt sich hier, dass bei einem kleinen Strahlkegelwinkel eine Druckerhöhung in der Kammer zu einer Vergrößerung des Kegelwinkels führt, während bei einer drallbehafteten Einspritzung der Kegelwinkel sinkt. Allerdings verhindert der durch den Rücklauf vorhandene Anfangsdrall, dass der Kegelwinkel stark absinkt.

Für die Eindringtiefe ergibt sich nach Auswertung der Versuche das in den **Bildern 2.12** und **2.13** dargestellte Ergebnis.

Bild 2.12 zeigt die Entwicklung der Strahlkegelwinkels bei Umgebungsdruck in der Kammer. Zunächst fällt auf, dass unabhängig davon, ob der Rücklauf geschlossen ist oder die Versorgung über den Rücklauf erfolgt, kein Unterschied in der Eindringtiefe feststellbar ist. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass entweder der Drallaufbau länger dauert als die Beobachtungszeit oder der Drall zu gering ist, um eine relevante Druckabsenkung in der Drallkammer zu erzeugen. Mit steigender Rücklaufmenge nimmt die Eindringtiefe erwartungsgemäß ab. Schließlich ist bei einer Rücklaufmenge von 0,75 l/min und 1 l/min ab einem gewissen Zeitpunkt ein weiteres Eindringen des Strahls nicht mehr zu erkennen. Dabei kann sowohl die feine Zerstäubung als auch der verbrauchte Strahlimpuls die Ursache dafür sein.

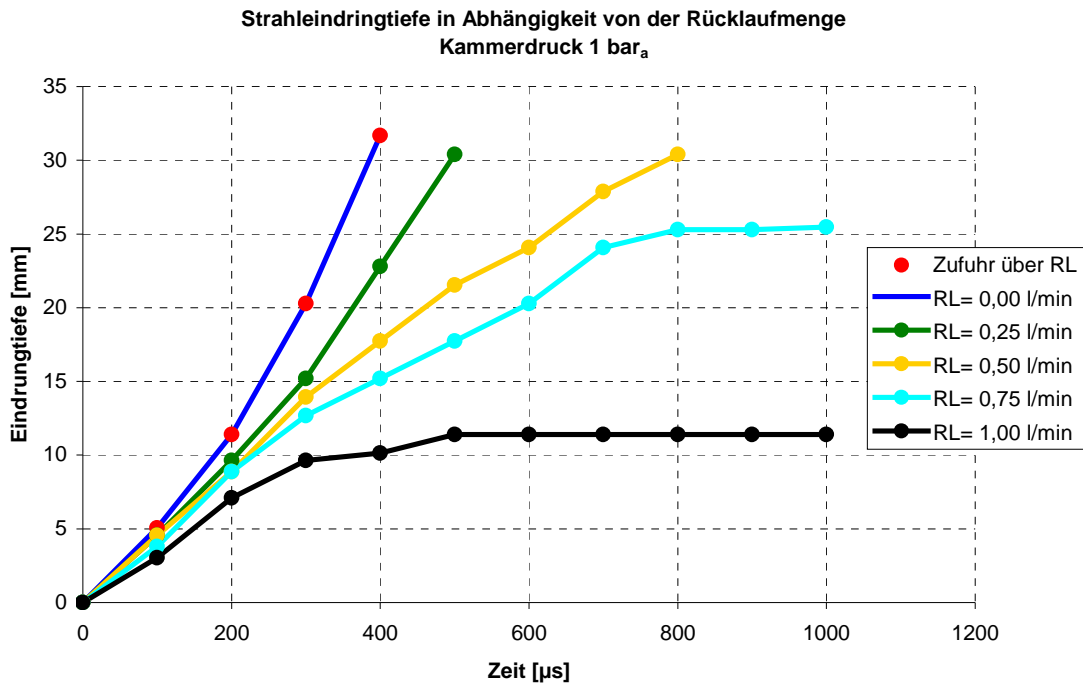


Bild 2.12: Strahleindringtiefe bei variabler Rücklaufmenge und Umgebungsdruck in der Kammer

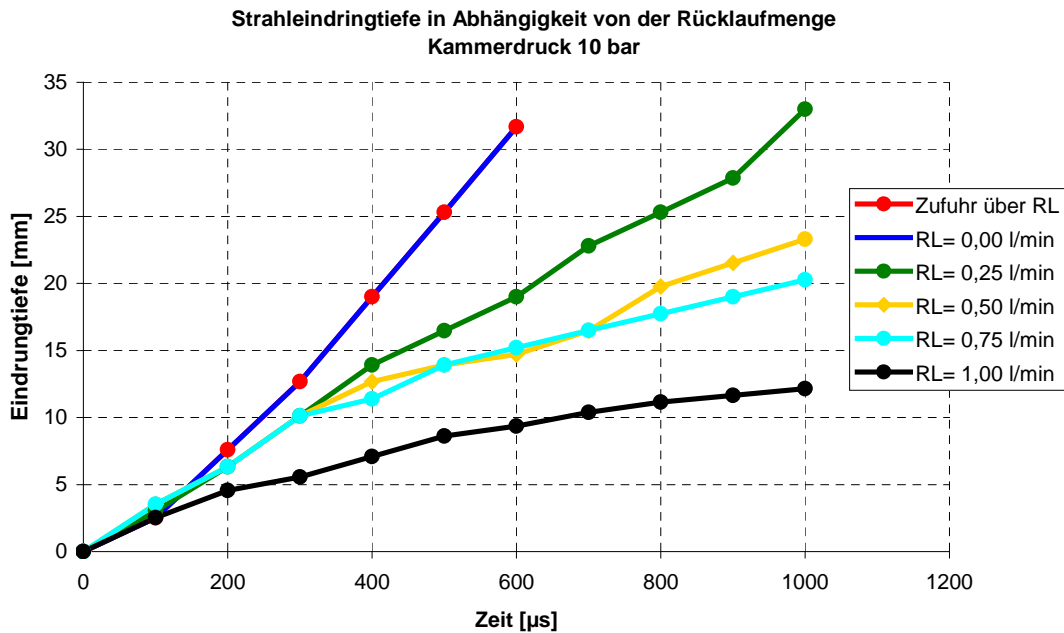


Bild 2.13: Strahleindringtiefe bei variabler Rücklaufmenge und 10 bar Kammerdruck

Bei einem Kammerdruck von 10 bar liegen die Strahleindringtiefen zum gleichen Zeitpunkt wesentlich niedriger. So konnte bei Umgebungsdruck festgestellt werden, dass der Kraftstoffstrahl bereits nach 400 µs das Beobachtungsfenster verlässt. Bei einem Gegendruck von 10 bar vergehen 200 µs mehr, bis der kompakte Einspritzstrahl am unteren Rand des Beobachtungsfensters eintrifft.

Ähnlich verhält es sich mit den drallbehafteten Einspritzungen. Die Eindringtiefen liegen nach dem gleichen verstrichenen Zeitraum deutlich niedriger. Allerdings bewirkt die stärkere Strahlinteraktion, dass die Eindringtiefe bis zum Ende der Beobachtungszeit stetig zunimmt und sich asymptotisch an den Wert bei Umgebungsdruck annähert (vgl. $Q_{RL} = 1,0 \text{ l/min}$).

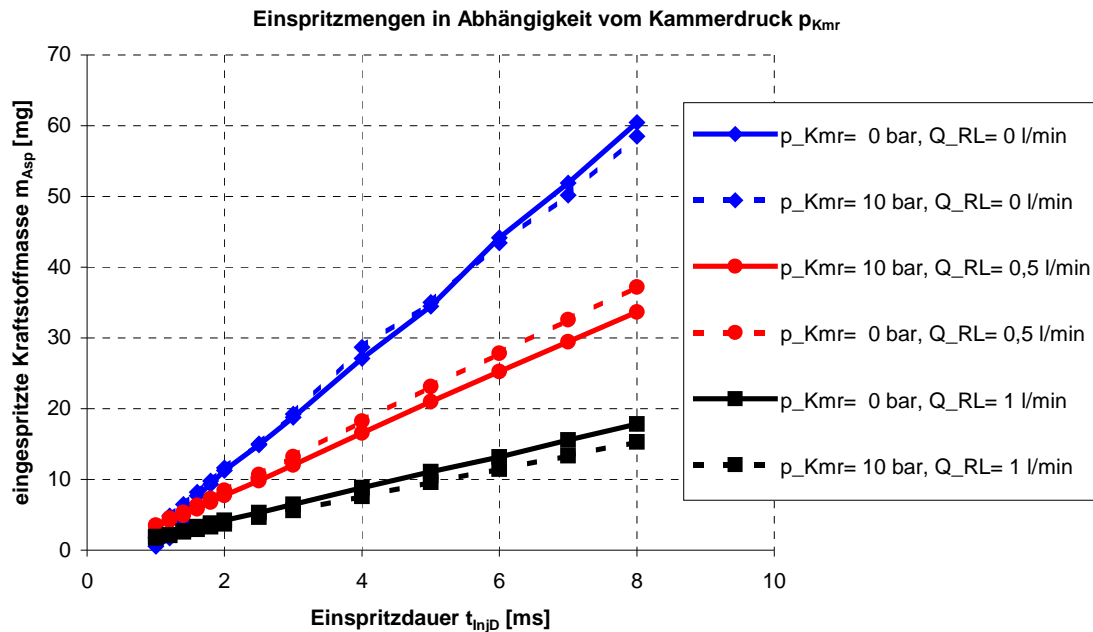


Bild 2.14: Einspritzmengen bei Variation des Kammerdruckes und der Rücklaufmenge

Die Auswertung der Einspritzmengen gibt **Bild 2.14** wieder. Wie erwartet sinkt die Einspritzmenge bei steigendem Gegendruck. Lediglich bei geschlossenem Rücklauf und fehlendem Anfangsdrall ist kein merklicher Unterschied festzustellen. Die festgestellten Differenzen liegen im Bereich der Messungenauigkeit der Volumenzähler.

Dieses Verhalten erhärtet den Schluss, dass der Drallaufbau in der Drallkammer relativ lange dauert und dadurch der Druck in der Drallkammer über die gesamte Einspritzzeit wesentlich höher liegt. Durch die höhere Druckdifferenz zwischen Drallkammer und Düsenaustrittsloch wirkt sich die Druckerhöhung in der Kammer geringer auf die Einspritzmenge aus.

2.2. Institut für Kolbenmaschinen

2.2.1. Fackelstrahlvisualisierung

Die Ergebnisse der Untersuchungen am optisch zugänglichen Motor sind in **Bild 2.15** zum Zeitpunkt $6 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor ZOT dargestellt. Der Vorzündwinkel betrug bei beiden Messungen $34 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor ZOT. Die Messungen wurden beim Betriebspunkt $p_{me} = 3 \text{ bar}$ und $n = 2000 \text{ 1/min}$ durchgeführt. Variiert wurden die Durchmesser der axialen und radialen Bohrungen der Vorkammerzündkerze. Die dargestellten Ergebnisse zeigen Mittelwerte aus 20 Einzelmessungen. Mit den Bohrungsdurchmessern von $1,1 \text{ mm}$ werden deutlich intensivere und gleichmäßigere Fackeln (linkes Bild) gegenüber der Variante mit $1,8 \text{ mm}$ Bohrungsdurchmesser im rechten Bild ermittelt.

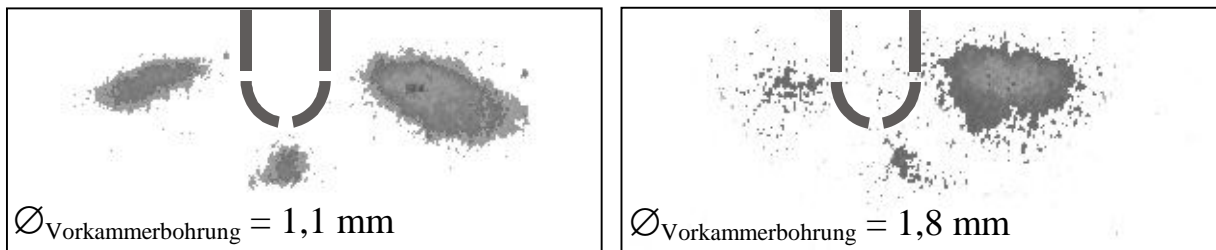


Bild 2.15: Visualisierung der Fackelstrahlen

2.2.2. Einspritzstrahlvisualisierung

Die Ergebnisse der Druckkammeruntersuchungen zur Sprayvisualisierung sind in **Bild 2.16** dargestellt. Die Spraybilder stellen Mittelwerte aus 25 Einzelmessungen dar. Im linken Bild sind zwei Einzelstrahlen 0,5 ms nach Einspritzbeginn dargestellt. Der gemessene Spraykegelwinkel beträgt ca. 25°. Angedeutet ist die Position von Kolbenmulde und Vorkammerzündkerze zum Einspritzpunkt. Für die Aufnahmen in den rechten Teilbildern wurde die Kolbenmulde in der Druckkammer der Einspritzrichtung entsprechend positioniert. Durch den engen Kegelwinkel dringt der Einspritzstrahl schon nach weniger als 0,5 ms gezielt in die Mulde ein. Im unteren Teilbild ist erkennbar, dass sich bereits nach 2 ms Kraftstofftropfen durch Umlenkung an der Muldenwand über der Mulde befinden. Dadurch kann Gemisch von der Vorkammerzündkerze aufgenommen werden, bevor diese in die Kolbenmulde eindringt. Die Untersuchungen im linken Teilbild wurden bei 2 bar Kammerdruck und 125 °C Kammertemperatur durchgeführt. In den rechten Teilbildern betrug die Kammertemperatur 150 °C und der Kammerdruck 4,5 bar. Die elektrische Ansteuerdauer betrug bei allen Messungen 0,2 ms; der Einspritzdruck wurde auf 125 bar eingestellt.

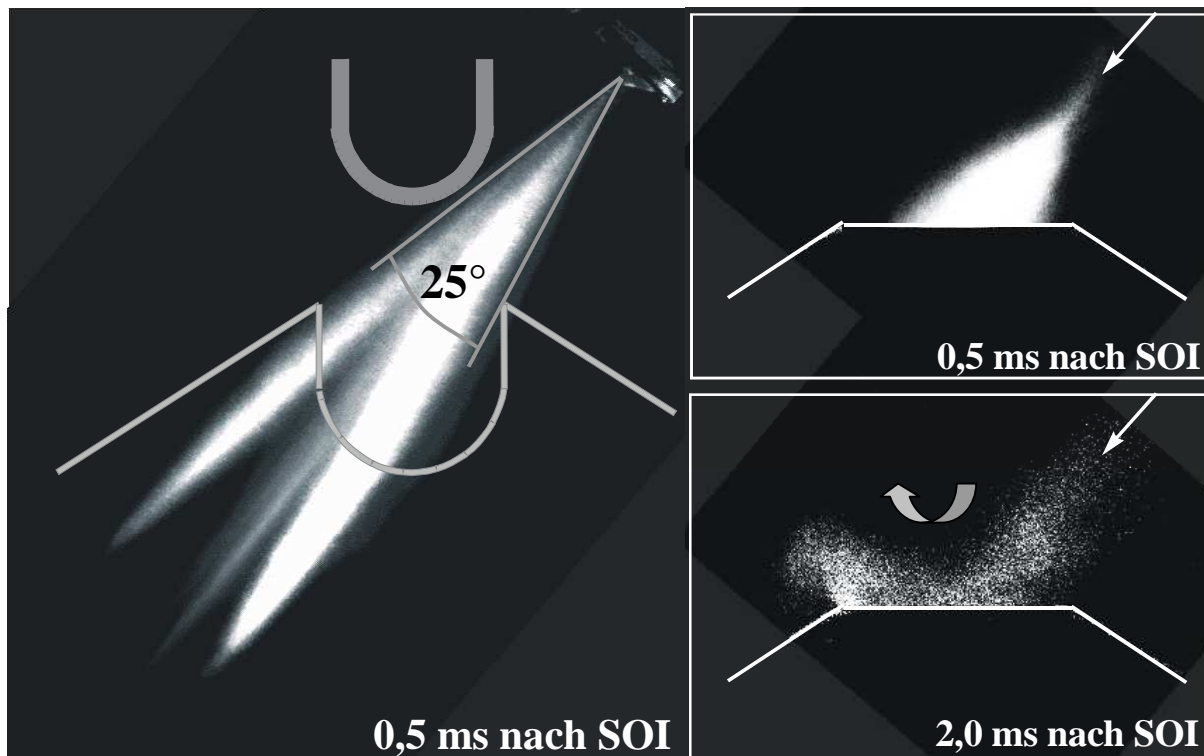


Bild 2.16: Sprayvisualisierung in der Druckkammer

2.2.3. 3D-CFD Simulation

In **Bild 2.17** ist die aus der CFD-Simulation gewonnene Kraftstoffdampfverteilung während der Kompressionshub einspritzung im Bereich von Mulde und Vorkammerzündkerze aufgetragen. Dargestellt ist Kraftstoffdampf, der ausschließlich aus der zweiten Einspritzung resultiert. Der Einspritzbeginn lag bei 65 °KW v. ZOT. Aus den Bildern ist erkennbar, dass der Kraftstoffdampf schon vor dem Eintauchen der Vorkammerzündkerze in die Kolbenmulde ins Kammerinnere eindringt. Der Kraftstoff trifft auf die Muldenwand und verteilt sich, sobald der Eintauchvorgang beginnt, in der Mulde.

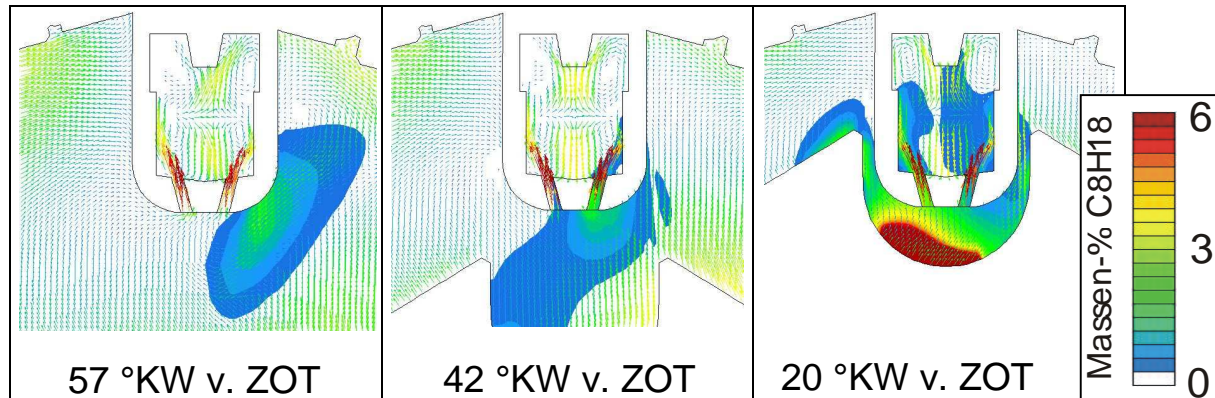


Bild 2.17: Dreidimensionale Simulation des Einspritzvorgangs im Kompressionshub

2.2.4. Einfluss von Anordnung und Anzahl der Überströmbohrungen der Vorkammerzündkerzen

Zwei verschiedene Vorkammerzündkerzen sind in **Bild 2.18** dargestellt. Die Bilder zeigen den Teil der Vorkammerzündkerze, der in den Brennraum des Motors hineinragt. Die Vorkammerzündkerzen unterscheiden sich in der Anordnung und Anzahl der Überströmbohrungen. Bei der Vorkammerzündkerze SP0 beträgt der Abstand der radialen Bohrungen zur Kammerunterseite 3 mm, bei SP3 beträgt dieser 8 mm. Die Vorkammerzündkerzen verfügen durch Verwendung eines zentralen Elektrodenkreuzes mit Funkenstrecke zur Wand über vier Zündstellen.

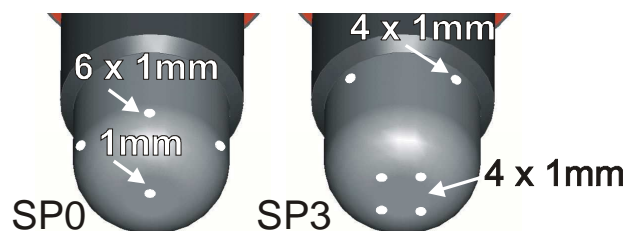


Bild 2.18: Verschiedene Konfigurationen von Vorkammerzündkerzen

In **Bild 2.19** ist die durch CFD-Simulation gewonnene Kraftstoffdampfkonzentration in der Kolbenmulde und beim Einströmen in die Vorkammerzündkerze dargestellt. Durch das Anbringen von vier Bohrungen (unteres Bild) wie bei Variante SP3 der Vorkammerunterseite wird im Gegensatz zu SP0 mit einer zentralen Bohrung im oberen Bild das eindringende Gemisch direkt zur Zündstelle geleitet.

Die numerischen Untersuchungen konnten am Prüfstand durch Versuche mit verschiedenen Kerzenvarianten bestätigt werden. In **Bild 2.20** sind hierzu die HC-Emissionen von verschiedenen Zündkerzen bei Variation des Vorzündwinkels aufgetragen. Durch Anbringen von vier Bohrungen auf der Kammerunterseite bei SP3 werden gegenüber der Kerze SP0 mit einer Bohrung geringere HC-Emissionen erreicht. Dies wird vermutlich durch die größere lokale Anreicherung an der Zündstelle, wie in den Ergebnissen der Simulation in Bild 2.19 dargestellt, erzielt. Mit Spätverstellung der Zündung nehmen die HC-Emissionen bei Variante SP0 deutlich zu. Dies ist vermutlich auf die tiefe Position der radialen Schusskanäle (3 mm) bei SP0 zurückzuführen, die sich zu den späten Entflammungszeitpunkten in der Kolbenmulde befinden, wodurch die „Fackelstrahlwirkung“ durch die Kolbenmuldenwände abgeschwächt wird. Bei SP3 können die Fackelstrahlen durch die hohe Anordnung der 4 radialen Bohrungen im Abstand von 8 mm zum Kammerboden bei 25 °KW vor ZOT ungehindert in den Brennraum eindringen, um dort das magere Brennraumgemisch weiträumig zu entflammen.

Durch weitere Untersuchungen wurden die Transportvorgänge in die Vorkammer untersucht. Diese sind in **Bild 2.21** schematisch dargestellt. Durch Positionierung der radialen Schusskanäle knapp unterhalb des Brennraumdaches können die Fackelstrahlen auch bei späten Zündzeitpunkten frei in den Brennraum austreten. Andererseits nehmen diese Bohrungen mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum auf, wodurch die Gemischanreicherung in der Vorkammer geringer ausfällt.

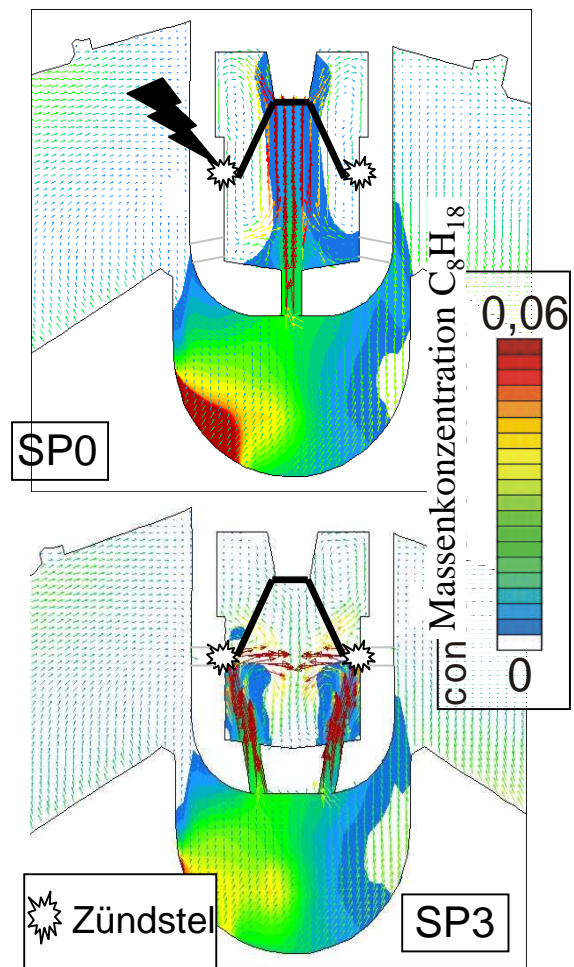


Bild 2.19: Lokale Kraftstoffdampfverteilung bei verschiedenen Bohrungsanordnungen bei 30 °KW vor ZOT

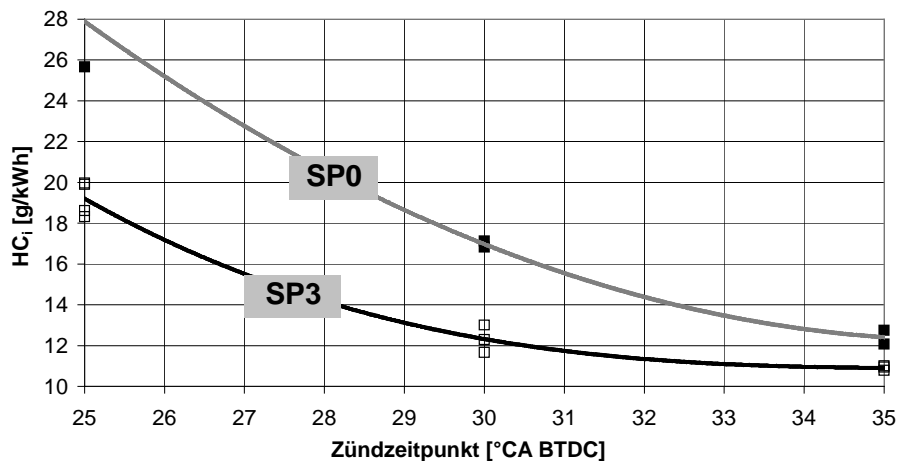


Bild 2.20: HC_i-Emissionen verschiedener Vorkammerzündkerzen über dem Vorzündwinkel für p_{me} = 2 bar, n = 2000 1/min und λ = 1,5

Durch Verringerung der Strömungsquerschnittsfläche der oberen, radialen Kammerbohrungen wird eine bessere Gemischanreicherung in der Kammer erreicht, weil das Einströmen von magerem Gemisch durch die Schusskanäle reduziert wird. Andererseits ermöglichen die oberen Bohrungen das ungehinderte Eindringen von Fackelstrahlen in den Hauptbrennraum.

Der Gemischtransport in die Vorkammer ist, wie aus **Bild 2.21** hervorgeht, abhängig vom Verhältnis A_O/A_U der oberen A_O zur unteren A_U Strömungsquerschnittsfläche der Kammerbohrungen. Der Einfluss des Verhältnisses A_O/A_U auf den Motorprozess wurde durch experimentelle und numerische Untersuchungen ermittelt. Die Ergebnisse für 4 verschiedene Vorkammerzündkerzen sind in **Bild 2.22** dargestellt.

Mit der CFD Simulation wurde der Gemischtransport in die Vorkammer und die resultierende Gemischanreicherung an der Zündstelle analysiert. Im Diagramm (**Bild 2.22**) ist im unteren Teil das Simulationsergebnis zu sehen. Die Anzahl der Fackelstrahlen nimmt dabei von links nach rechts zu, wobei an der linken Diagrammseite wegen der fehlenden oberen Bohrungen ($A_O=0$) keine Fackelstrahlen vorhanden sind. Für die linke Diagrammseite folgt gleichzeitig, dass das Querschnittsverhältnis $A_O/A_U = 0$ wird. Folglich beträgt aber auch der "Massenfluss unten", der den prozentualen Anteil des Massenflusses über die unteren Kammerbohrungen ausdrückt, 100 % (Massenflusskurve). Da das über die unteren Bohrungen eintretende Gemisch aus der Kolbenmulde stammt und durch die zweite Einspritzung angereichert ist, ist die Kraftstoff-Konzentration in der Kammer am höchsten (Konzentrationskurve). Damit ist eine optimale Zündfähigkeit gegeben. Durch die fehlenden Fackelstrahlen brennt das das magere Gemisch im Hauptbrennraum jedoch nur unzureichend durch.

Wird nun die Zahl der Fackelstrahlen und damit auch A_O/A_U bis auf 2,0 (8 obere Bohrungen) erhöht, sinkt der über die unteren Bohrungen eintretende Massenstrom und mit ihm auch die Kraftstoffkonzentration in der Kammer. Das aus dem Hauptbrennraum über die oberen Bohrungen eintretende magere Gemisch führt zu einer geringeren Kraftstoffkonzentration in der Kammer. Jedoch sind nun entsprechende Fackelstrahlen zur Intensivierung der Verbrennung des mageren Gemisch im Hauptbrennraum vorhanden. Es kann nun erwartet werden, dass die Gemischabmagerung in der Kammer zwar eine geringere Zündwilligkeit zur Folge hat, diese jedoch durch die Fackelstrahlen kompensiert wird. Diese Einflüsse müssen sich in der HC-Emission und in der statistischen Schwankung des Mitteldruckes σ_{pmi} zeigen. Auf Grund der gegenläufigen Einflüsse ist ein Optimierungspotential zu erwarten.

Diese Abhängigkeiten werden durch die motorischen Untersuchungen bestätigt. Die Ergebnisse der motorischen Untersuchungen im **Bild 2.22** im oberen Diagrammteil zeigen, dass die niedrigsten Werte für σ_{pmi} und HC-Emissionen für Verhältnisse A_O/A_U im Bereich von 0,5 und 1 erreicht werden.

Die Untersuchungen zeigen einen starke Einfluss der Vorkammerkonfiguration auf das Verbrennungsverhalten und die Emissionen, so dass durch Vorkammeroptimierung noch weitere Verfahrensverbesserungen erwartet werden können.

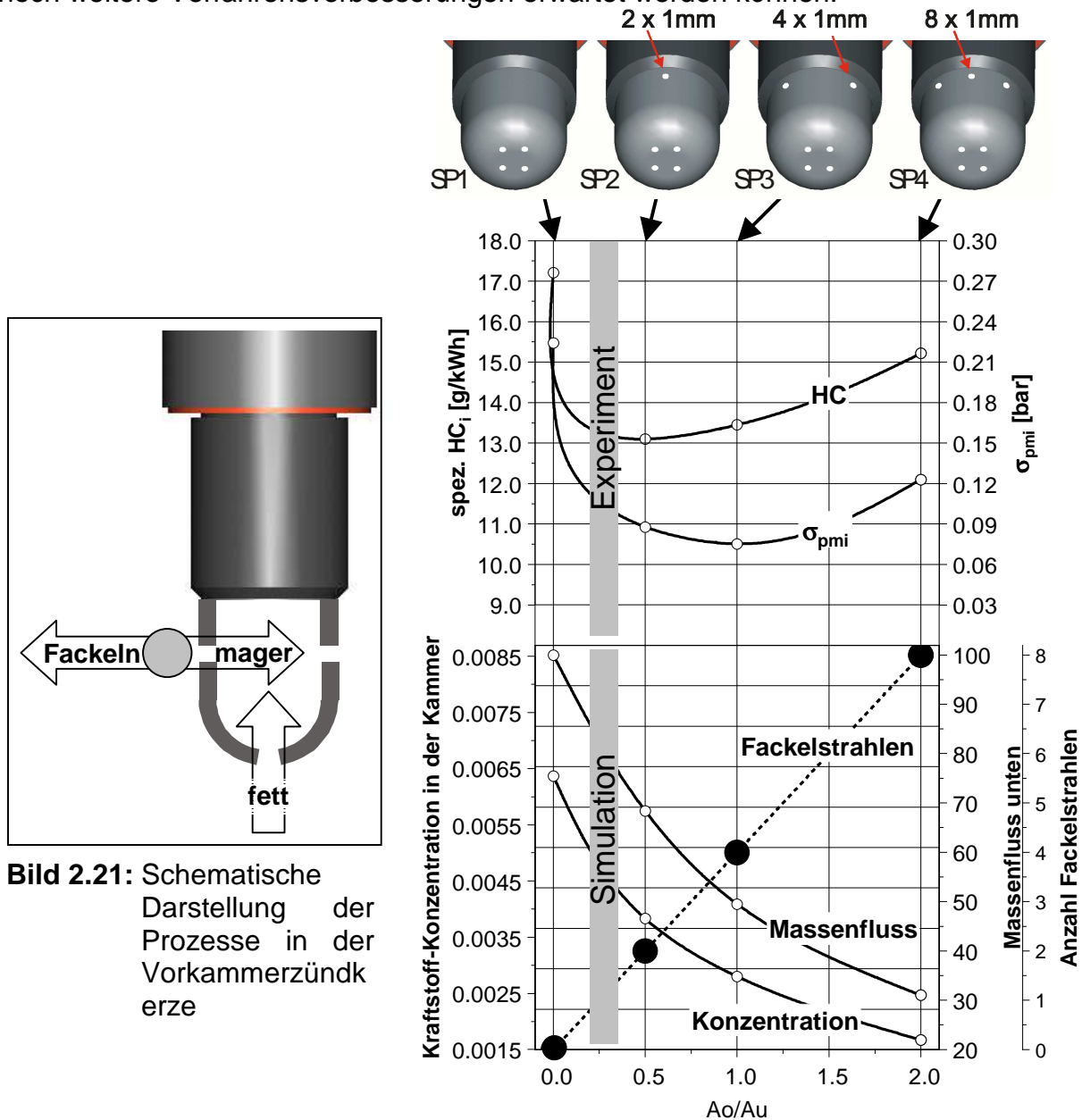


Bild 2.21: Schematische Darstellung der Prozesse in der Vorkammerzündkerze

Bild 2.22: σ_{pmi} , HC, Massenfluss, Konzentration und Fackelstrahlanzahl über dem Verhältnis von oberem zu unterem Strömungsquerschnitt A_O/A_U bei 30 °KW vor ZOT und $\lambda = 1,5$

2.2.5. Motorische Untersuchungen zum Abmagerungsverhalten

In weiteren Versuchen wurde die Abmagerungsfähigkeit des Prüfstandsmotors sowohl im Homogenbetrieb als auch im BPI-Betrieb untersucht. Bei allen Betriebspunkten, außer den Kennfelduntersuchungen, wurden Last und Drehzahl konstant gehalten. Die

Zünd- und Einspritzzeitpunkte sowie die jeweilige Einspritzdauer wurden verbrauchsoptimal eingestellt.

In **Bild 2.23** sind die Verläufe der Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes σ_{pmi} mit zunehmendem Luftkraftstoffverhältnis λ aufgetragen. Während im Homogenbetrieb ein deutlicher Anstieg ab $\lambda \approx 1,2$ erkennbar ist, beginnt dieser im BPI-Betrieb erst ab $\lambda \approx 1,7$.

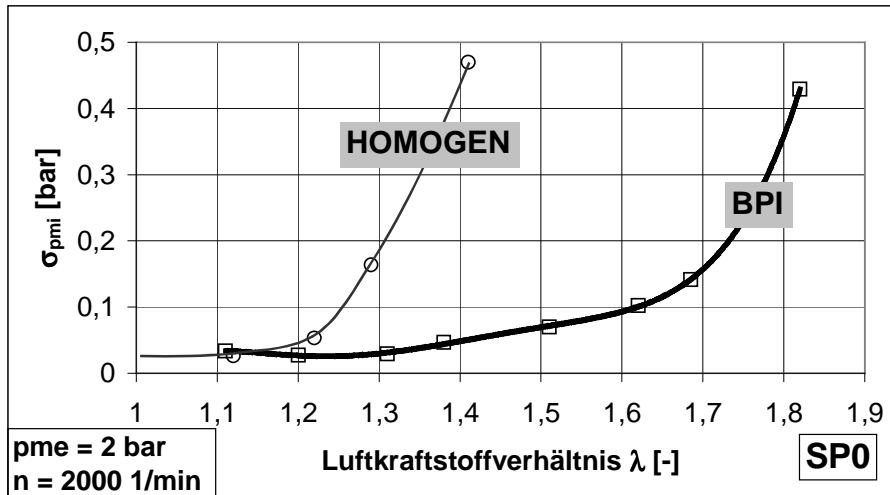


Bild 2.23: Standardabweichung des Mitteldruckes σ_{pmi} in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $p_{me} = 2 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ 1/min}$,

In **Bild 2.24** ist der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch b_i bei Abmagerung dargestellt. Dabei zeigt sich bei Homogenbetrieb ein typischer Verlauf, der um $\lambda \approx 1,2$ ein Minimum ($b_{i,min} \approx 277 \text{ g/kWh}$) besitzt und bei weiterer Abmagerung wieder ansteigt. Im geschichteten BPI-Betrieb sinkt der Verbrauch ab $\lambda \approx 1,2$ unter den Minimalverbrauch des Homogenbetriebs und erreicht zwischen $\lambda \approx 1,4$ und $\lambda \approx 1,6$ einen weiten Bereich mit minimalen Werten um $b_{i,min} \approx 265 \text{ g/kWh}$, die bei weiterer Abmagerung ab $\lambda \approx 1,7$ steil ansteigen. Der Verbrauchsunterschied zwischen $\lambda = 1$ ($b_{i,min} \approx 294 \text{ g/kWh}$) und $\lambda = 1,6$ ($b_{i,min} \approx 265 \text{ g/kWh}$) beträgt ca. 10 %.

Die spezifischen NO-Emissionen im Homogen- und im BPI-Betrieb sind in **Bild 2.25** dargestellt. Im Homogenbetrieb ergeben sich, ausgehend von NO-Werten um ca. 13 g/kWh bei $\lambda \approx 1,0$, nach Überschreiten des NO-Maximums bei $\lambda \approx 1,05$ steil abnehmende Werte. Aus den Ergebnissen im BPI-Betrieb ist ein flacher Abfall bis $\lambda \approx 1,5$ erkennbar. Bei Luftverhältnissen zwischen $\lambda \approx 1,4$ und $\lambda \approx 1,6$ werden in einem weiten Bereich Werte um 4 g/kWh erreicht, die bei weiterer Abmagerung ab $\lambda \approx 1,7$ weiter absinken.

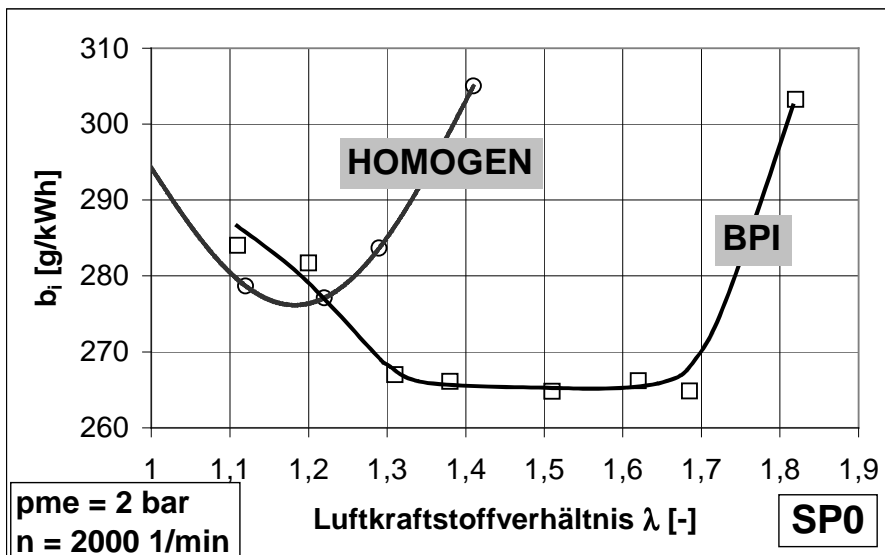


Bild 2.24: Spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $p_{me} = 2$ bar, $n = 2000$ 1/min

Die spezifischen HC-Emissionen bei Abmagerung im Homogen- und im BPI-Betrieb sind in **Bild 2.26** dargestellt. Es ist erkennbar, dass die HC-Emission im Homogenbetrieb ab $\lambda \approx 1,3$ deutlich ansteigt. Im Bereich um $\lambda \approx 1,4$ können die HC-Emissionen durch BPI-Betrieb gegenüber dem homogenen Magerbetrieb halbiert werden. Bei weiterer Abmagerung steigen die HC-Emissionen kontinuierlich an. Trotz der geringen Verbrennungsschwankungen im BPI-Betrieb zwischen $\lambda \approx 1,55$ und $\lambda \approx 1,65$ werden die HC-Werte des homogenen Betriebes an der Magerlaufgrenze überschritten, wobei der Anstieg bekanntermaßen vor allem eine Folge der mit steigendem Luftverhältnis zunehmenden Flame- und Wall-Quencheffekte, insbesondere in den Spalten zwischen Kolben und Zylinder ist. Zusätzlich resultiert aus der bei $\lambda = 1,6$ gegenüber $\lambda = 1$ um 160 K geringeren Abgastemperatur eine geringere Nachoxidationswirkung.

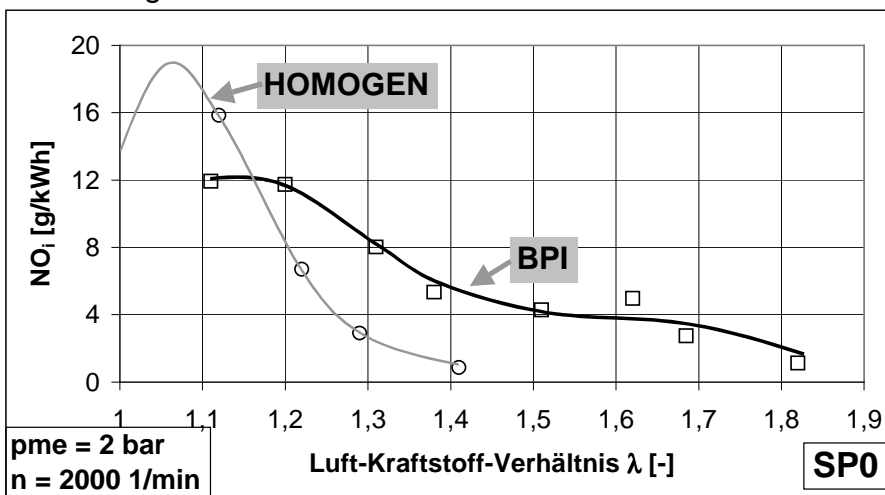


Bild 2.25: Spezifische NO -Emissionen in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $p_{me} = 2$ bar und $n = 2000$ 1/min

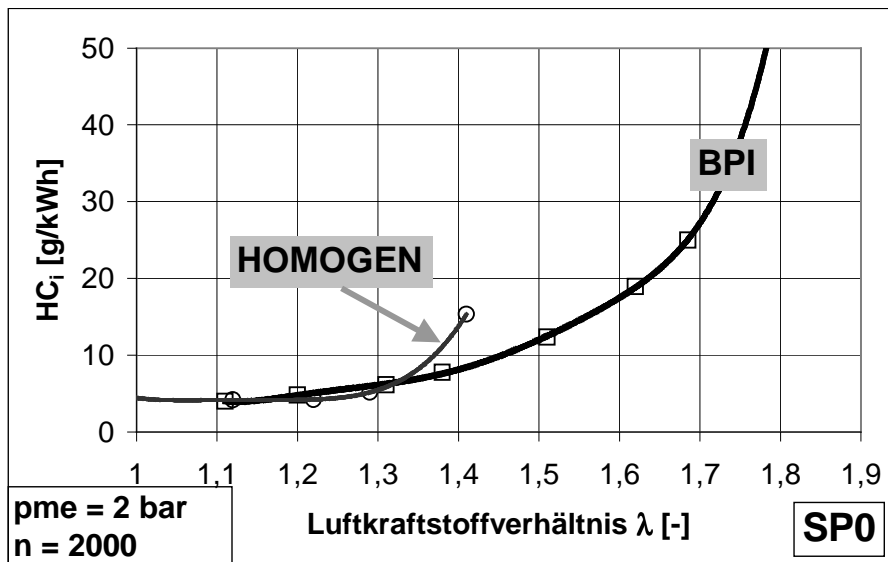


Bild 2.26: Spezifische HC-Emissionen in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $p_{me} = 2$ bar bei $n = 2000$ 1/min

Die Ergebnisse in den Bildern 2.23 bis 2.26 zeigen die mit dem BPI-Verfahren deutlich verbesserte Abmagerungsfähigkeit gegenüber dem reinen Homogenbetrieb. Während der Versuchsmotor im Homogenbetrieb bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda \approx 1,3$ die Abmagerungsgrenze erreicht hat, kann die Abmagerung im BPI-Betrieb bis zu einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda \approx 1,7$ ausgeweitet werden.

Die Ergebnisse von Kraftstoff-Verbrauchsuntersuchungen bei verschiedenen Betriebspunkten sind in **Bild 2.27** dargestellt. Die Motordrehzahl wurde von $n = 1500$ 1/min bis $n = 3000$ 1/min und der effektive Mitteldruck p_{me} zwischen 1 bar und 2 bar variiert. Durch den

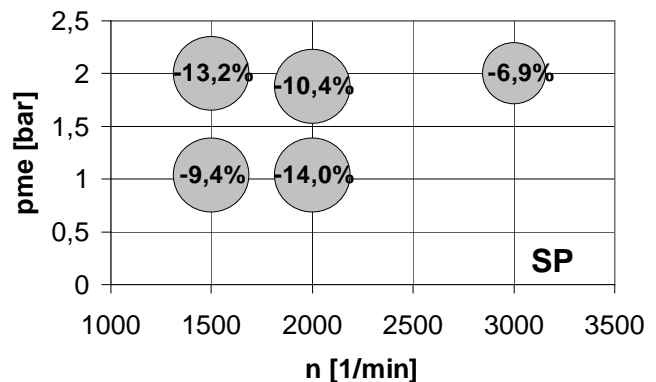


Bild 2.27: Kraftstoffverbrauchseinsparung bei verschiedenen Betriebspunkten

BPI-Betrieb bei $\lambda = 1,6$ konnte der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch um 7 % bis 14 % gegenüber dem stöchiometrischen Homogenbetrieb reduziert werden.

2.2.6. Einfluss des Einspritzventils auf den Motorbetrieb

Neben dem 4-Loch-Einspritzventil mit 25° Kegelwinkel wurde ein Dralleinspritzventil mit einem nominalen Kegelwinkel von 55° untersucht. Hierzu wurde in Voruntersuchungen die eingespritzte Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel in Abhängigkeit der Ansteuerdauer des Einspritzventils gemessen. Die Ergebnisse sind in **Bild 2.28** dargestellt. Es ist erkennbar, dass mit dem Drallventil bei kleiner Ansteuerdauer aufgrund des flacheren zeitlichen Verlaufs kleinere Einspritzmengen realisierbar sind.

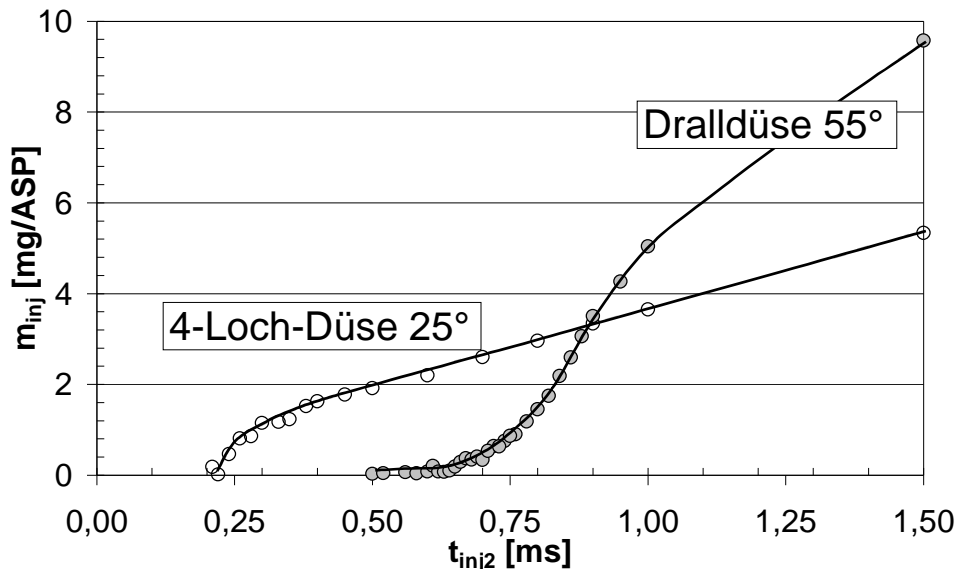


Bild 2.28: Eingespritzte Kraftstoffmassen bei Drall- und Mehrlochdüse über der Ansteuerdauer

Es wurden Motoruntersuchungen mit 4-Loch- und Dralleinspritzventil durchgeführt. **Bild 2.29** zeigt hierzu die Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes über der Einspritzmasse im Kompressionshub. Mit dem Dralleinspritzventil können geringe Werte des σ_{pmi} bei kleineren Einspritzmassen erreicht werden. Im Falle der Einspritzung mit dem Drallventil wird der Effekt der Vorspraybildung ausgenutzt, wobei sich bei kurzer Ansteuerdauer noch keine Drallströmung in der Drallkammer der Düse ausbildet und dadurch ein enger Strahlkegelwinkel erzeugt wird.

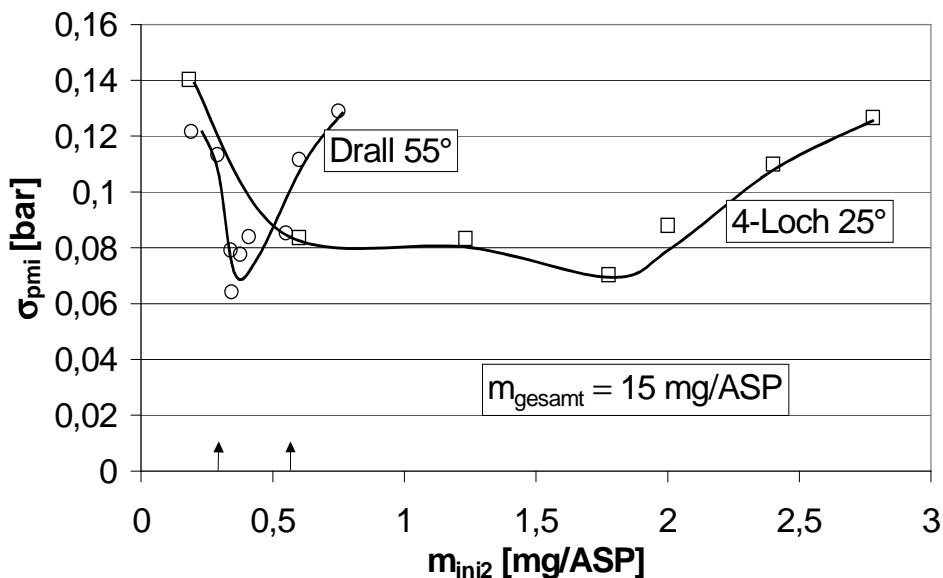


Bild 2.29: Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes σ_{pmi} bei Drall- und 4-Lochdüse über der Einspritzmasse im Kompressionshub bei $p_{me} = 2$ bar und $n = 2000$ 1/min

2.2.7. Wandbenetzung durch Kraftstoff

Bild 2.30 zeigt die Ergebnisse der Wandfilmuntersuchungen von zwei verschiedenen Einspritzanordnungen im BPI-Betrieb. Variante I, der Versuchsmotor der Voruntersuchungen, wurde mit dem Vorstrahl einer Bosch-Druckdralldüse mit einem nominalen Kegelwinkel von $\alpha \approx 55^\circ$ und einem statischen Durchfluss von $Q_{stat} = 12,3$

cm³/s betrieben. Variante II, der im Rahmen dieses Projektes entwickelte Motor, besitzt eine 4-Lochdüse mit 26° Kegelwinkel ($Q_{\text{stat}} = 4 \text{ cm}^3/\text{s}$). Als weitere Änderung der Variante II gegenüber der Variante I ist der Abstand zwischen Injektor und Kolbenmulde im für die Einspritzung relevanten Kurbelwinkelbereich um 60 % reduziert worden. Durch die konzentrierte Einspritzung in die Kolbenmulde bei Variante II kann die für die Gemischanreicherung an der Zündstelle benötigte Einspritzmenge deutlich reduziert werden. Daraus ergibt sich eine deutlich geringere Kolbenbenetzung durch flüssigen Kraftstoff. Während bei Variante I durch die Kompressionshubeinspritzung bei $\lambda = 1,4$ eine Wandfilmzunahme von 3,2 mg gegenüber dem Homogenbetrieb gemessen wurde, bleibt der Wandfilm bei Variante II nahezu unverändert. Eine Erhöhung der Einspritzdauer im für den Schichtbetrieb relevanten Bereich führt bei Variante I im Gegensatz zu Variante II zu einem deutlichen Wandfilmaufbau. Aus den Untersuchungen kann abgeleitet werden, dass die Wandbenetzung durch die Kompressionshubeinspritzung beim BPI-Verfahren mit Variante II einen vernachlässigbaren Einfluss auf die HC-Emission hat.

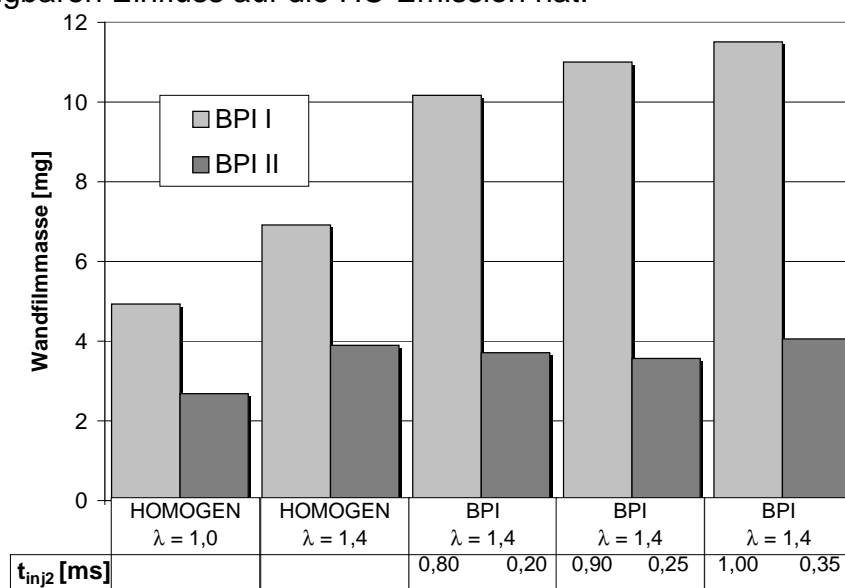


Bild 2.30: Gemessene Wandfilmmasse aus der Kolbenbenetzung durch Kraftstoff

2.2.8. Rußmessungen

Die Ergebnisse der Rußmessungen sind in **Bild 2.31** dargestellt. Aufgetragen ist zusätzlich die Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes σ_{pmi} über der Ansteuerdauer der Kompressionshubeinspritzung. Im für den BPI-Betrieb relevanten Einspritzdauerbereich von $t_{\text{inj}2} = 0,25 \text{ ms}$ bis $0,35 \text{ ms}$ ergeben sich sehr geringe Rußemissionen von weniger als 0,01 FSN bei $\lambda = 1,6$. Durch die im Vergleich zum üblichen Ottomotor mit Direkteinspritzung und Schichtladung lange Gemischbildungsdauer der Haupteinspritzmenge wird eine ähnliche Rußemission wie beim Ottomotor mit Saugrohreinspritzung erreicht.

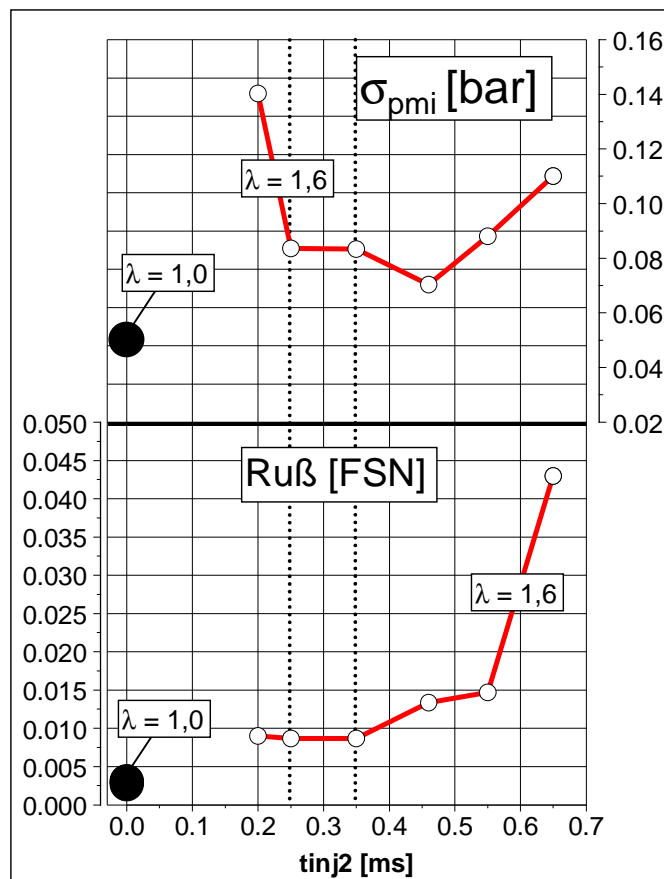


Bild 2.31: Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes σ_{pmi} und Rußemission über der Ansteuerdauer im Kompressionshub bei $p_{me} = 2$ bar und $n = 2000$ 1/min

2.2.9. Untersuchung der Gemischzusammensetzung in der Vorkammerzündkerze

Die Untersuchungen zur Gemischzusammensetzung in der Vorkammerzündkerze haben gezeigt, dass durch die Kleinstmengeneinspritzung im Kompressionshub eine deutliche Kraftstoffanreicherung an der Zündstelle erreicht wird. **Bild 2.32** zeigt hierzu die zur HC-Konzentration proportionale Ausgabespannung des FRFID bei verschiedenen Betriebspunkten. Bei homogener Abmagerung ($\lambda = 1,35$) ist gegenüber der Referenzkurve bei homogen $\lambda = 1$ eine deutlich

geringere Konzentration und ein späteres Einsetzen der Verbrennung, erkennbar am späteren Abfall der HC-Konzentration zu beobachten. Durch eine kleine Zusatzmenge im Kompressionshub bei $\lambda = 1,35$ (global) wird schon bei einer kurzen Ansteuerdauer von 0,66 ms eine deutliche Anreicherung ermöglicht; durch eine Erhöhung der zweiten Einspritzmenge ($t_{inj2} = 0,68$ ms) wird eine HC-Konzentration erreicht, die den Verlauf bei $\lambda = 1$ sogar deutlich übersteigt. Beim Betrieb bei $\lambda = 1,6$ (global), der nur durch eine Zusatzeinspritzung möglich ist, liegt die HC-Konzentration in der Vorkammer für beide Ansteuerzeiten im Bereich der Referenzkurve mit $\lambda = 1$.

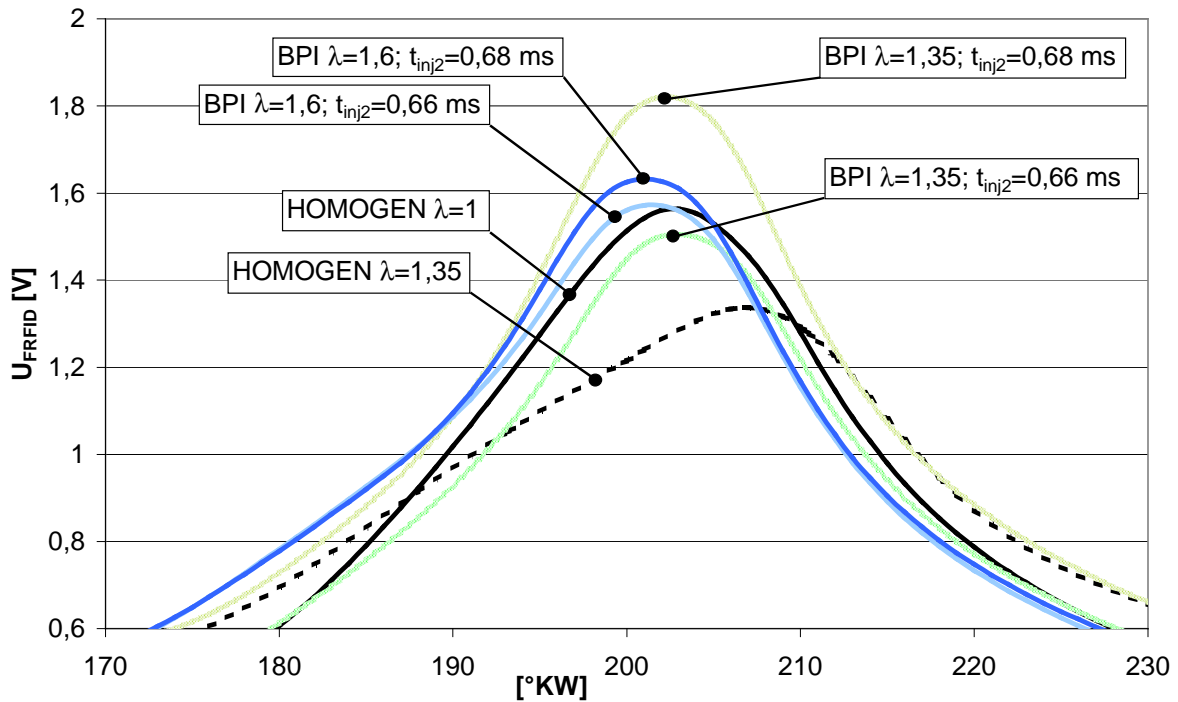


Bild 2.32: HC-Konzentration in der Vorkammerzündkerze bei unterschiedlichen globalen Luftkraftstoffverhältnissen bei p_{me} = 2 bar und n = 2000 1/min

Bild 2.33 zeigt den zur HC-Konzentration proportionalen Verlauf der Ausgabespannung des FRFID. Variiert wurde hierbei die Injektoransteuerdauer im Kompressionshub zwischen 0,64 und 0,70 ms bei einem globalen Luftkraftstoffverhältnis von $\lambda = 1,6$. Schwarz eingezeichnet sind die Verläufe für die homogenen Motorlaufgrenzen bei $\lambda = 0,85$ und $\lambda = 1,35$. Die Verläufe zeigen, dass durch Einspritzung der kleinsten Menge auch bei hohen globalen Luftkraftstoffverhältnissen von $\lambda = 1,6$ zum Zündzeitpunkt eine Gemischzusammensetzung in den Zündgrenzen $\lambda = 0,85$ bis 1,35 erreicht werden kann.

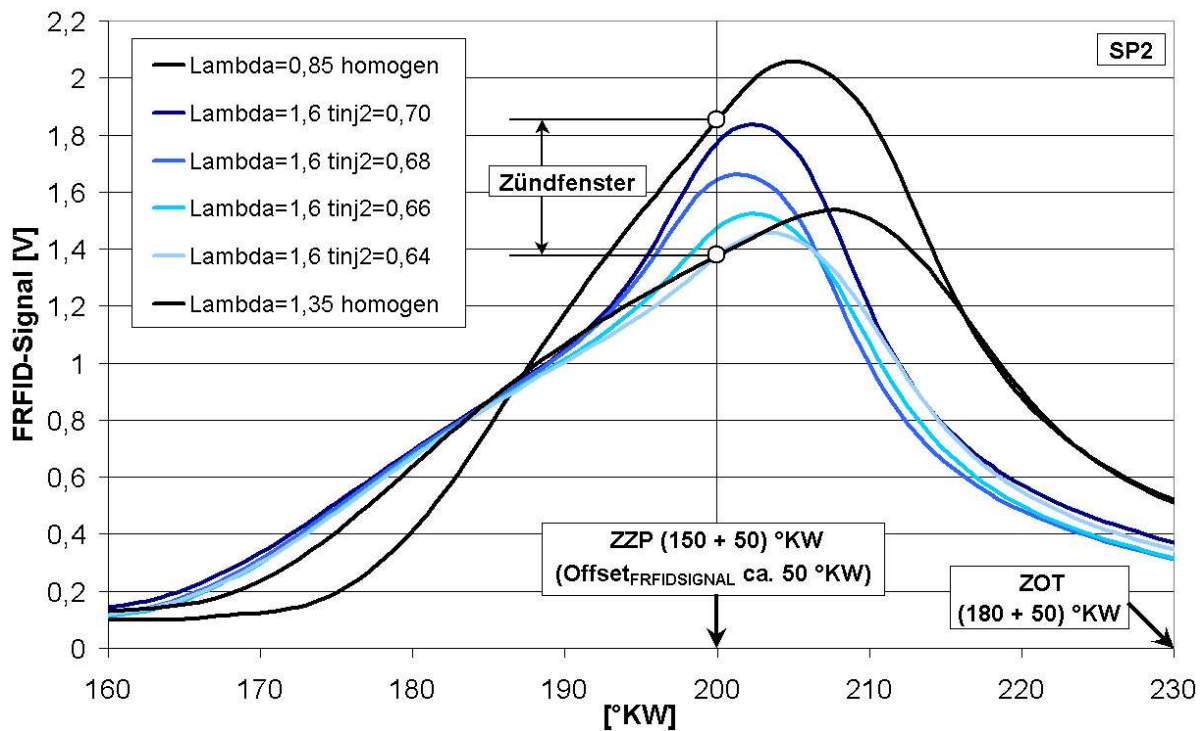


Bild 2.33: HC-Konzentration in der Vorkammerzündkerze im BPI-Betrieb bei $\lambda = 1,6$ und im Homogenbetrieb (schwarz) bei fetter ($\lambda = 0,85$) und magerer ($\lambda = 1,35$) Zündgrenze bei $p_{me} = 2$ bar und $n = 2000$ 1/min (SP2)

2.2.10. Bewertung des BPI-Verfahrens gegenüber der Direkteinspritzung beim strahlgeführten Verfahren

Für Ottomotoren mit Direkteinspritzung stellt das strahlgeführte Brennverfahren, das Verfahren mit der größtmöglichen theoretischen Kraftstoffverbrauchseinsparung bei Teillast dar [15]. Am gleichen Basisaggregat wurde das strahlgeführte Brennverfahren für die Direkteinspritzung eingesetzt. Bild 2.34 zeigt einen Vergleich des Motorverhaltens der 3 Betriebsarten, konventionell stöchiometrisch, DI strahlgeführt und BPI. Das strahlgeführte DI-Verfahren wurde mit einer 12-Loch-Düse betrieben beim Luftkraftstoffverhältnis $\lambda = 3,3$. Die Ergebnisse zum BPI-Verfahren ergaben sich aus einem Betriebspunkt mit einem Luftkraftstoffverhältnis von $\lambda = 1,6$. Mit dem BPI-Verfahren wird gegenüber dem strahlgeführten DI-Verfahren bei geringfügig höherem Kraftstoffverbrauch eine deutliche Verringerung der Rohemissionen der Schadstoffkomponenten HC, NO und Ruß erreicht. Im Vergleich zum konventionell stöchiometrischen Betrieb zeichnen sich beide DI-Verfahren durch eine deutliche Verbrauchsverbesserung aus.

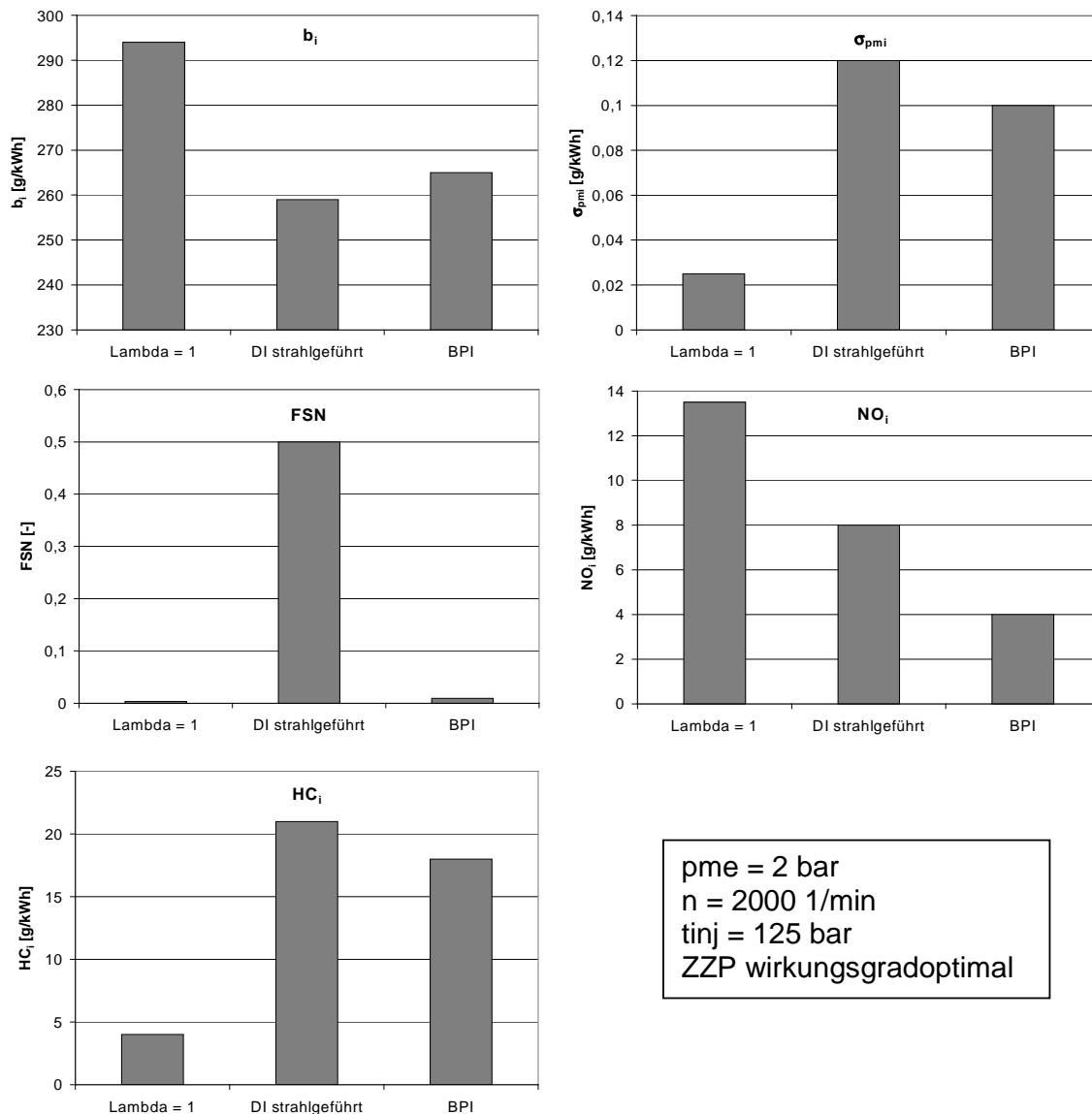


Bild 2.34: Vergleich der 3 Betriebsarten, konventionell stöchiometrisch, DI strahlgeführt und BPI bei $p_{me} = 2$ bar und $n = 2000$ 1/min [16]

2.3. Gemeinsame Ergebnisse

2.3.1. Motorversuche mit drallvariabler Einspritzdüse (DvD)

Nachdem die drallvariable Düse in umfangreichen Versuchsreihen in der Druckkammer am FIF und das BPI-Verfahren mit dem „Ersatzeinspritzsystem“ am IFKM untersucht wurde, erfolgte der Einbau der drallvariablen Einspritzdüse in den BPI-Versuchsmotor am IFKM. Das Einspritzsystem ermöglicht nun, wie in der Projektbeschreibung bei der Beantragung beschrieben, beide Einspritzvorgänge.

Das aus der DvD und den notwendigen Steuerorganen bestehende Einspritzsystem zeigt Bild 2.35. Zur Umschaltung des Einspritzstrahlkegelwinkels innerhalb eines Arbeitsspieles verfügt das Einspritzsystem für den Versuchsmotor im Vergleich zu den Versuchen an der Druckkammer am FIF über zusätzliche Komponenten.

Die Umschaltung erfolgt dabei über die Rücklaufmenge (vgl. Abschnitt 2.1), die über ein Magnetventil getaktet wird. Durch die Umschaltung ergeben sich entsprechend den Ergebnissen in Abschnitt 2.1 unterschiedliche Strahlgeometrien.

Zur Festlegung der Betriebsparameter der DvD dienten die Einspritzbilder aus der Druckkammer. Die Versuche in der Druckkammer wurden sowohl unter atmosphärischem Druck durchgeführt, als auch unter Druckverhältnissen, die während der Einspritzung der Minimalmenge im Motor herrschen. Für die Erfüllung der Forderungen des BPI-Verfahrens nach einem großen Strahlkegelwinkel bei der Bildung des Grundgemisches (Saughub einspritzung) und einem kleinen Winkel bei der Einspritzung der Gemischanreicherungsmenge (Kompressionshub einspritzung) wird im ersten Fall der Rücklauf geöffnet, im zweiten Fall der Rücklauf geschlossen. Mit Hilfe der Motorsteuerung des Prüfstandes wurden die notwendigen Einspritzsignale generiert und der Steuerung der DvD zugeführt. Die prinzipiellen Zusammenhänge sind in den Diagrammen von **Bild 2.35** dargestellt.

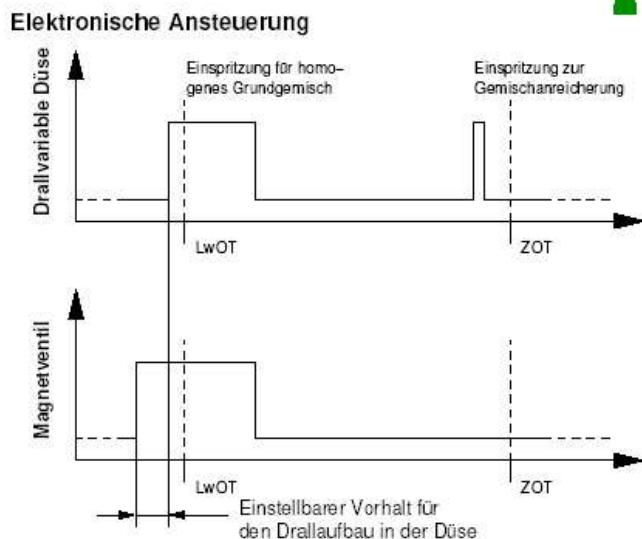
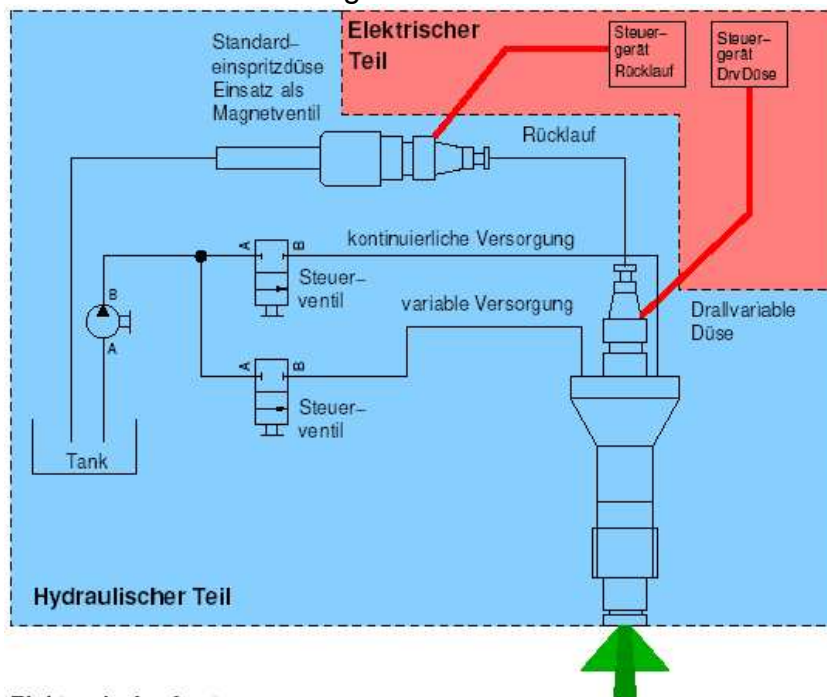


Bild 2.35: Komponenten des drallvariablen Einspritzsystems für die Motorversuche am Prüfstand des IFKM

Anhand der Brennraumabmessungen und den jeweils herrschenden Brennraumdrücken ließ sich durch maßstabsgerechte Übertragung der am Druckkammerprüfstand ermittelten Spraybilder die Ausbreitung des Einspritzstrahls im Brennraum unter Vernachlässigung der Zylinderinnenströmung bestimmen. **Bild 2.36** zeigt zwei anhand der Sprayvisualisierung in der Druckkammer ausgewählte

Einspritzkonfigurationen der drallvariablen Düse unter den geometrischen Verhältnissen am BPI-Motor für beide Einspritzzeitpunkte. Für die Grundgemischbildung wurde dabei eine Düseneinstellung mit weitem Spraykegelwinkel und für die Gemischanreicherungsmenge eine Düseneinstellung mit engem Spraykegelwinkel ausgewählt. Dabei sind die jeweils herrschenden Drücke berücksichtigt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die DvD in der Lage ist, die erforderliche Strahlgeometrie zu erzeugen.

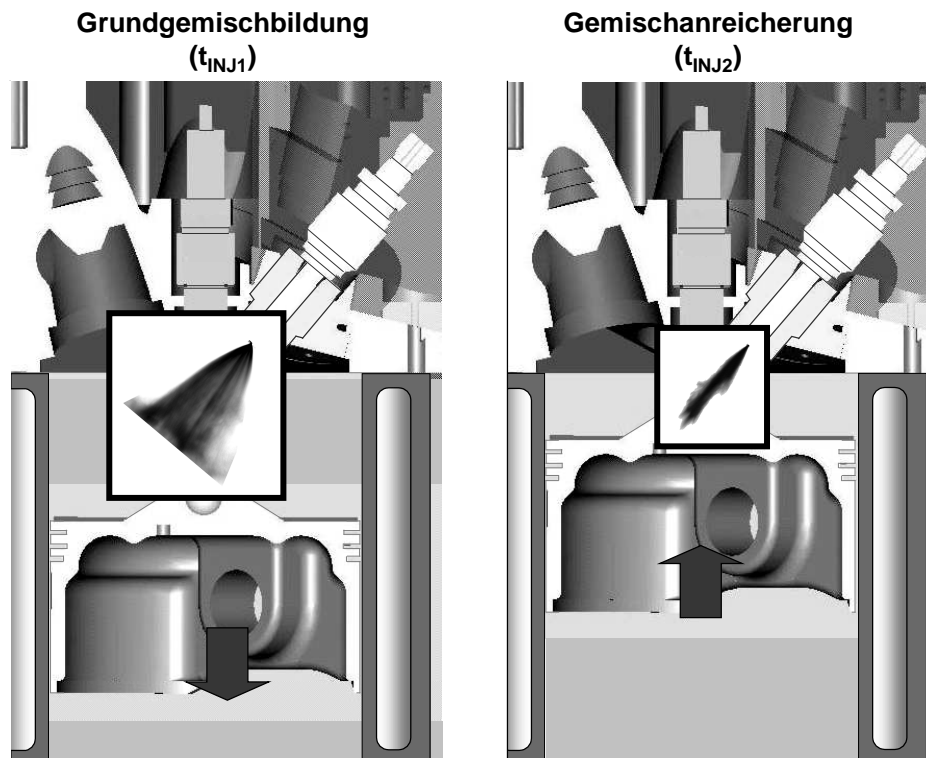


Bild 2.36: Geometrische Verhältnisse am BPI-Motor mit Doppeleinspritzung durch Drallvariable Düse (DvD)

Durch motorischen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass das Einspritzsystem mit der DvD die Anforderungen des BPI-Verfahrens erfüllte. Mit den aus den Untersuchungen mit dem Ersatz einspritzsystem bekannten Betriebsparametern (Zündwinkel, Einspritzzeitpunkte) konnte nach dem erfolgreichen Einbau der DvD sofort ein stabiler Motorbetrieb erreicht werden. Auf Grund der Möglichkeit, den Drallaufbau über die Voröffnungszeit der Rücklaufleitung zu beeinflussen, wurde neben dem Motorbetriebsverhalten auch der Einfluss der Drallintensität untersucht. Die Drallintensität und damit die Strahlgeometrie wurde durch Öffnungszeitpunkt und Öffnungsdauer des Rücklaufes eingestellt.

Bild 2.37 zeigt die Ergebnisse der motorischen Untersuchungen. Im Mittelpunkt stand dabei, welchen Einfluss der Drall beim Öffnen der Düsennadel hat auf den Motorlauf. Um das Drallniveau zu beeinflussen, wurde der Rücklauföffnungszeitpunkt bei konstanter Öffnungsdauer von 2,5 ms (entspricht 30 °KW bei $n = 2000$ 1/min) verschoben (Bild 2.35, unteres Diagramm). Das Ende der Rücklauföffnungszeit fällt zunächst mit dem Öffnungsbeginn der Düsennadel (t_{INJ1}) zusammen und wird dann in Schritten von 0,5 ms nach früh verschoben. Mit zunehmender Zeit zwischen Rücklaufschließen und Einspritzbeginn verringert sich die Drallintensität während des ersten Einspritzvorganges. Die zweite Einspritzung (im Kompressionshub) erfolgt mit abgeschaltetem Rücklauf, wodurch sich während der kurzen Einspritzdauer ($t_{INJ2} = 0,69$ ms) ein enger Spraykegelwinkel von ca. 25 ° ausbildet (siehe Bild 2.11).

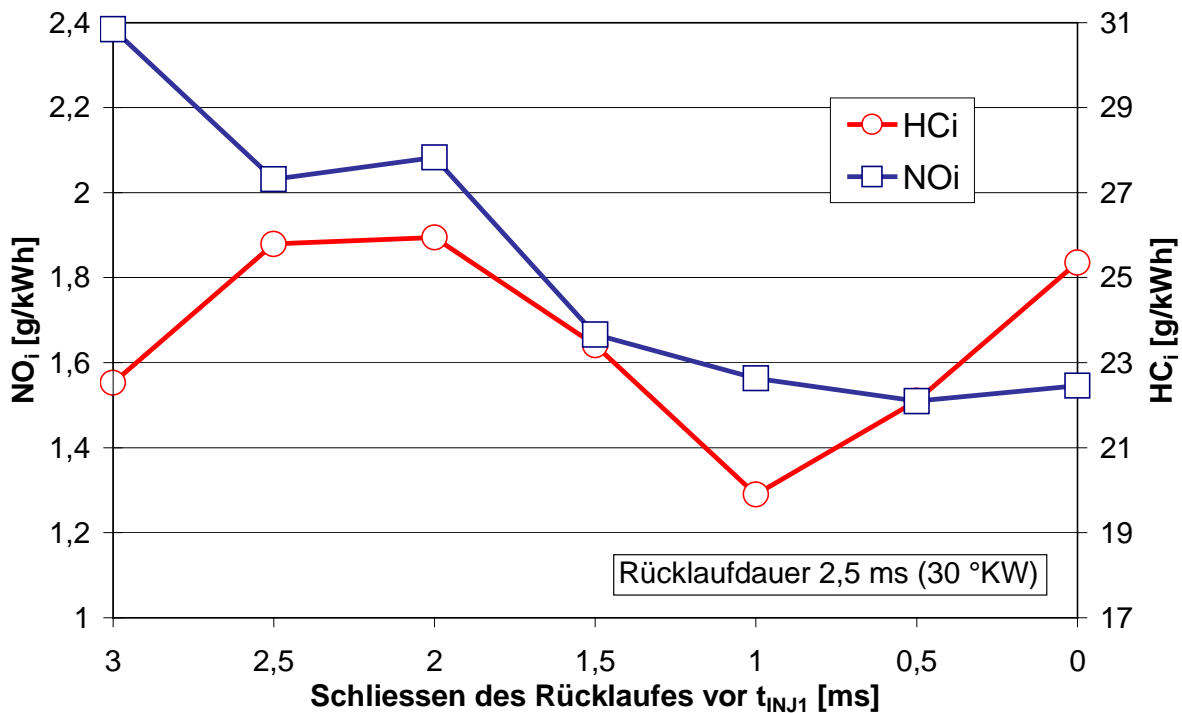


Bild 2.37: Einfluss des Rücklaufschliessens bei konstanter Rücklaufdauer von 2,5 ms auf NO_i und HC_i bei $p_{me} = 2$ bar, $n = 2000$ 1/min und $\lambda = 1,6$

Die Ergebnisse in Bild 2.37 zeigen einen deutlichen Einfluss des Rücklaufes auf die HC_i und NO_i -Emissionen des Motors. Die höchste Drallintensität und damit der größte Strahlkegelwinkel tritt vermutlich bei einem Schließwert von 0 ms auf (d.h. das Ende der Rücklaufzeit fällt mit der Düsennadelöffnung zusammen). Mit steigendem Schließwert nimmt der initiale Drall ab. Wie aus Bild 2.37 zu erkennen ist, liegen die Minima für NO_i und HC_i bei einem zeitlichen Abstand von 1 ms (das entspricht 12 °KW bei $n = 2000$ 1/min) zwischen Rücklaufschliessen und Einspritzbeginn.

Bild 2.38 zeigt den Vergleich der HC_i und NO_i -Emissionen des Motorbetriebs mit drallvariabler Einspritzdüse gegenüber dem Motorbetrieb mit ersatzweisem Gemischbildungssystem. Beim Motorbetrieb mit drallvariabler Einspritzdüse erfolgten beide Einspritzvorgänge mit jeweils angepasstem Kegelwinkel direkt in den Brennraum. Beim Motorbetrieb mit dem ersatzweisen Gemischbildungssystem erfolgte die Saughubeinspritzung durch Saugrohreinspritzung und die Kompressionshubeinspritzung durch Direkteinspritzung mit der 4-Lochdüse mit konstantem Kegelwinkel von 25 °.

Durch die kürzere Gemischbildungsdauer bei der Direkteinspritzung im Saughub ergibt sich gegenüber der Saughubeinspritzung eine um 28 % größere HC_i -Emissionen. Andererseits wird durch Gemischkühlungseffekte bei der Direkteinspritzung und einer daraus folgenden Absenkung der Brennraumtemperaturen eine deutliche Verringerung der NO_i -Emissionen erreicht. Ein weiterer Vorteil der DvD ergibt sich aus dem für die Einspritzung erforderlichen Druckniveau. Das bisherige Ersatz einspritzsystem, bei dem die zweite Einspritzung mit einer 4-Lochdüse realisiert wurde, arbeitet mit einem Einspritzdruck von $p_{INJ} = 150$ bar. Der Einspritzdruck der drallvariablen Düse beträgt dem gegenüber nur $p_{INJ} = 80$ bar. Dennoch erreicht die DvD eine ähnliche Abgasqualität. Durch den geringeren Einspritzdruck reduzieren sich die Anforderungen an das Einspritzsystem, insbesondere an die Hochdruckpumpe.

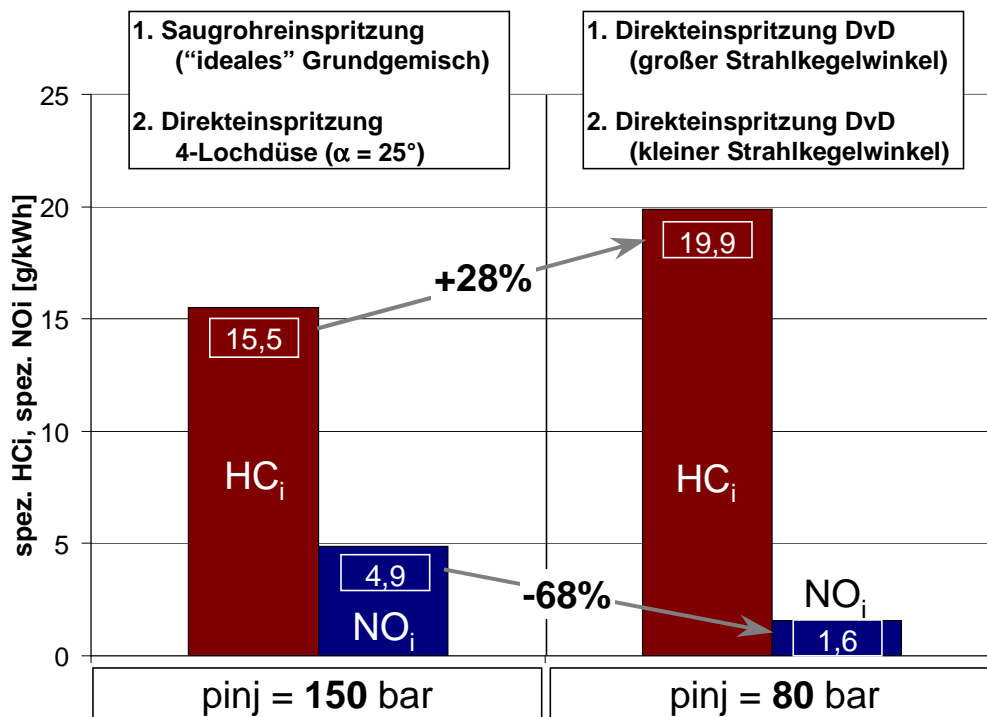


Bild 2.38: Vergleich der BPI-Betriebsart bei ersatzweisem Einsatz der Saugrohreinspritzung kombiniert mit der DI-4-Loch-Düse und Einsatz der drallvariablen Einspritzdüse für beide Einspritzungen bei $p_{me} = 2$ bar und $n = 2000$ 1/min

3. Fazit

Eine vielversprechende Maßnahme zur Kraftstoffverbrauchssenkung bei Ottomotoren ist die Direkteinspritzung. Bei der Benzindirekteinspritzung (BDE) ergibt sich theoretisch ein hohes Einsparpotenzial durch den Magerbetrieb. Dieses Potenzial kann jedoch nicht voll ausgeschöpft werden, weil sich der Magerbetrieb nur im unteren Teillastbereich realisieren lässt. Grund hierfür ist die erforderliche Schichtung in Zündkerzennähe zur Gewährleistung einer sicheren Zündung. Durch den Trend zur Aufladung (Downsizing) wird der für den Schichtbetrieb relevante Kennfeldbereich noch weiter reduziert. Außerdem bedingt diese Betriebsart eine hohe NO_x - und Rußbildung.

Eine Möglichkeit, die Nachteile der heutigen BDE-Verfahren zu überwinden bietet das BPI-Verfahren (Bowl Prechamber Ignition). Hierbei wird ein homogen mageres Grundgemisch durch eine Saughubeinspritzung erzeugt. Eine zweite Einspritzung im Kompressionshub platziert eine minimale Kraftstoffmenge am Zündort zur Gewährleistung optimaler Zündbedingungen. Nach erfolgter Zündung in einer Vorkammerzündkerze sorgen kräftige Fackelstrahlen für einen schnellen Umsatz des mageren Grundgemisches. Gegenüber den bekannten BDE-Verfahren ist verfahrensbedingt die NO_x Emission erheblich geringer und die Rußbildung wird unterbunden.

Aufbauend auf den Untersuchungen kann in einem Nachfolgevorhaben der Magerbetrieb auf das gesamte Motorkennfeld ausgeweitet werden und in Kombination mit Aufladung (Downsizing) weiter optimiert werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das BPI-Verfahren ein hohes Potenzial bietet, die Nachteile heutiger Ottomotoren mit Direkteinspritzung (beschränkte Kennfeldfähigkeit, NO_x - und Rußemission) zu überwinden.

So bietet das das BPI-Verfahren gegenüber dem Stand der Technik bei den Benzin-Direkteinspritzverfahren folgendes Optimierungspotenzial:

- Absenkung des Kraftstoffverbrauches im gesamten Kennfeld
- Vermeidung von Rußemission
- Deutliche Senkung der Stickoxidemissionen
- Verminderung des Nachbehandlungsaufwandes für das Abgas
- Anhebung des Verdichtungsverhältnisses (Wirkungsgradverbesserung, Kraftstoffverbrauchssenkung)
- Uneingeschränkte Eignung für das gesamte Betriebskennfeld des Motors und für „Downsizing“-Konzepte mit Turboaufladung

Das Potenzial des Verfahrens erlaubt die Weiterentwicklung des Ottomotors zu einem Verbrennungsmotor, der mit hoher Verdichtung und schließlich im gesamten Kennfeld mager betrieben wird. Durch den homogenen Magerbetrieb im gesamten Kennfeld können Wirkungsgrade wie beim Dieselmotor erzielt werden.

Literatur

- [1] Latsch, R.:
Patentschrift WO 98/45588, Priorität: 10.04.1997
- [2] Kettner, M.; Fischer, J.; Nauwerck, A.; Spicher, U.; Velji, A.:
Ein neues Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung, 9. Tagung: „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2003
- [3] Leuteritz, U.:
Das Potential der elektrostatisch unterstützten Kraftstoffzerstäubung zur Verbesserung der Einspritzung im Verbrennungsmotor, Dissertation, Universität Hannover, 2000,
- [4] Kohlmann, J.; Schmidt, M.; Slowik, G.; Bürgermeister, M.:
Atomisation Technology to Minimize the Effects of Nozzle Wear on the Droplet Size. In: 16th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Darmstadt, Germany, ILASS-Europe, Darmstadt, 2000.
- [5] Slowik, G.; Kohlmann, J.:
Drallerzeuger für Düsen und Verfahren zum Verändern der Drallbewegung, Patent, DE0019811736A1, AD 18.03.1998
- [6] Levebvre, A.:
Atomization and Sprays / Hemisphere Publishing Corporation, 1989
- [7] Weng, V.:
Experimentelle und Numerische Untersuchungen an einem Zündkammerverfahren für die Benzin-Direkteinspritzung, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2001
- [8] Weng, V.; Gindele, J.; Töpfer, G.; Spicher, U.; Latsch, R.; Kuhnert, D.:
Investigation of the Bowl Prechamber Ignition (BPI) Concept in a Direct Injection Gasoline Engine at Part Load, SAE-Paper 1999-01-3658, 1999
- [9] Latsch, R.:
The Swirl-Chamber-Spark-Plug: A Means of Faster, More Uniform Energy Conversion in the Spark-Ignition-Engine, SAE-Paper 840455, 1984
- [10] Han, Z.; Yi, J.; N. Trigui, N.:
Stratified Mixture Formation and Piston Surface Wetting in a DISI Engine, SAE-Paper 2002-01-2655
- [11] Tribulowski, J.; Richter, B.; Spicher, U.; Dullenkopf, K.; Wittig, S.:
Influence of Atomization Quality on Mixture Formation, Combustion and Emissions in a MPI-Engine under Cold-Start Conditions, Part I&II, SAE Technical Paper 2002-01-2806, 2002-01-2807, 2002
- [12] Umierski, M.; Baumgarten, H.; Geiger, J.; Wolters, P.:
Neue Motorkonzepte für erdgasbetriebene Fahrzeugmotoren, 23. Internationales Wiener Motorensymposium, 2002

- [13] Overington, M. T.; Thring, R. H.:
Gasoline Engine Combustion – Compression Ratio and Knock, Volkswagen-Konferenz „Knocking of Combustion Engines“, Wolfsburg, 1981
- [14] Menne, R.; Stojek, D.:
Konzeptstudie zur Verschiebung der Magerlaufgrenze bei der ottomotorischen Verbrennung, Tagung: Magerbetrieb beim Ottomotor, Wolfsburg, 1985
- [15] Velji, A.; Guentner, M.; Spicher, U.:
Direkteinspritzung im Ottomotor mit Fremd- und Kompressionszündung – Brennverfahren der Zukunft?, Tagung: Direkteinspritzung im Ottomotor IV, Haus der Technik, Essen, 2004
- [16] Peters, H.:
Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Abgasrückführung und Abgasschichtung beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2004
- [17] Kettner, M.; Fischer, J.; Nauwerck, A.; Tribulowski, J.; Spicher, U.; Velji, A.:
The BPI Flame Jet Concept to Improve the Inflammation of Lean Burn Mixtures in Spark Ignited Engines, SAE-Paper 2004-01-0035, 2004
- [18] Spicher, U.; Kölmel, A.; Kubach, H.; Töpfer, G.:
Combustion in Spark Ignition Engines with Direct Injection, SAE 2000 World Congress Detroit, Michigan, 2000
- [19] Spicher, U.:
Potential der Abgasrückführung bei Benzin-Direkteinspritzung, Studie, Universität Karlsruhe 2000
- [20] Stokes, J.; Lake, T.H.; Osborne, R.J.:
Verbrauchsverbesserungen durch Benzindirekteinspritzung – Das Lean Boost System, Symposium „Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren“, TA Esslingen, Dezember 2000
- [21] Spicher, U.; Günthner, M.:
Entwicklungspotenziale der Ottomotoren, Universität Karlsruhe, 2000
- [22] Spicher, U.; Kölmel, A.; Kubach, H.; Töpfer, G.:
Combustion in Spark Ignition Engine with Direct Injection, SAE Technical Paper 2000-01-0649, Detroit, Michigan 2000
- [23] Weng, V.; Gindele, J.; Töpfer, G.; Spicher, U.; Latsch, R.; Kuhnert D.:
Das BPI-Verfahren – ein neues Brennverfahren für die Benzin-Direkteinspritzung Haus der Technik e. V.-Tagung, Direkteinspritzung im Ottomotor II, München 1999