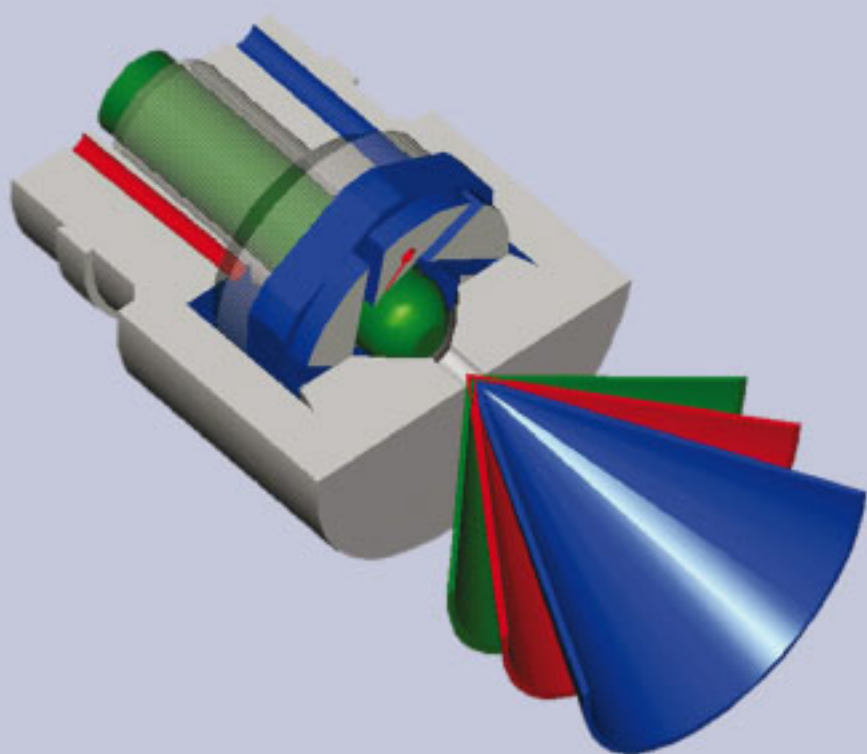


Oliver Tremmel

**Potenziale
variabler Einspritzsysteme
für die Benzin-Direkteinspritzung**



Cuvillier Verlag Göttingen

**Potenziale variabler Einspritzsysteme
für die
Benzin-Direkteinspritzung**

Der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
vorgelegte Dissertation
von

Dipl.-Ing. Oliver Tremmel

geboren am 10.04.1969 in Gifhorn

2007

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2007

Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2007

978-3-86727-246-9

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2007

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

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

1. Auflage, 2007

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86727-246-9

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Mitarbeiter der Abteilung DV-K5 der Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr (IAV) in Gifhorn im Rahmen des Eigenentwicklungsprojektes „Variable Dralldüse“. Für die Finanzierung des Projektes danke ich der IAV.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker, dem Leiter des Instituts für Technische Verbrennung (ITV) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover für die wohlwollende Unterstützung bei der Durchführung der Arbeit und die Übernahme des Hauptreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Seume danke ich herzlich für die Übernahme des Korreferats. Ebenso möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. L. Schulze für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danken. Herrn Prof. Dr.-Ing. U. Spicher danke ich für die Anfertigung eines Kurzreferates.

Bei Herrn Dipl.-Ing. Thomas Rölle bedanke ich mich recht herzlich dafür, dass er durch seine Initiative und seine innovativen Ideen den Grundstein zur Entstehung dieser Arbeit gelegt hat.

Herrn Dr.-Ing. Jochen Maaß danke ich für die uneingeschränkte Ausdauer und Geduld bei der Durchführung von Druckkammerversuchen. Durch die zahlreichen konstruktiven und motivierenden Diskussionen hat er entscheidend zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Herrn Dr.-Ing. Jens Stegemann danke ich für viele richtungsweisende, technische Anregungen.

Die erfolgreiche Realisierung diverser Prototypen wäre ohne die wertvollen Erfahrungen von Herrn Dipl.-Ing. Dirk Bohne im Bereich Konstruktion und Fertigung nicht denkbar gewesen. Dafür gilt ihm mein besonderer Dank.

Mein herzlichster Dank gebührt nicht zuletzt meiner Frau, deren Unterstützung mich immer wieder motiviert hat, diese Arbeit abzuschließen.

Gifhorn, im Dezember 2006

INHALTSVERZEICHNIS

Abkürzungen und Formelzeichen	VII
Kurzfassung / Abstract	XI
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	4
2.1 Brennverfahren für die Benzindirekteinspritzung	5
2.2 Einspritzdüsen	12
2.2.1 Dralldüse	12
2.2.2 Mehrlochdüse	19
2.2.3 A-Düse	26
2.2.4 Gegenüberstellung der Düseneigenschaften	30
2.3 Aufgabenstellung	35
3 Konzeption und Auslegung	37
3.1 Die variable Düse auf Drallbasis	37
3.1.1 Auslegung von Dralldüsen	37
3.1.2 Prototyp und Aufbau einer variablen Düse auf Drallbasis	44
3.2 Die piezo-aktuierte Mehrlochdüse	49
4 Prüfstands Aufbau	52
4.1 Aufbau zur Untersuchung hydraulischer Eigenschaften	52
4.2 Aufbau zur Untersuchung von Sprayeigenschaften	54
4.3 Versuchsträger: Variable Düse auf Drallbasis	57
4.3.1 Komponentenversuch	61
4.3.2 Motorversuch	62
4.4 Versuchsträger: piezo-aktuierte Mehrlochdüse	63

5	Experimentelle Ergebnisse	65
5.1	Variable Düse auf Drallbasis	65
5.1.1	Stationärer Betrieb	65
5.1.2	Instationärer Betrieb	75
5.1.3	Übergänge der Grundzustände	79
5.1.4	Motorischer Betrieb	88
5.2	Piezo-aktuierte Mehrlochdüse	98
5.2.1	Grundsätzliche Untersuchungen an transparenten Düsen	98
5.2.2	Untersuchungen zu Einfluss von Einspritzdruck und Nadelsitzdrosselung	101
5.3	Bewertung	115
6	Zusammenfassung und Ausblick	120
	Literatur	123

ABKÜRZUNGEN UND FORMELZEICHEN

Abkürzungen

<i>A-Düse</i>	nach außen öffnende Düse
<i>A-Maß</i>	Höhenlage des Spritzloches bezogen auf den Nadelsitz
<i>AGR</i>	Abgasrückführung
<i>ASB</i>	Ansteuerbeginn
<i>AV</i>	Auslassventil
<i>BDE</i>	Benzin-Direkteinspritzung
<i>CO</i>	Kohlenmonoxid
<i>CO₂</i>	Kohlendioxid
<i>CR</i>	Common Rail
<i>DD</i>	Dralldüse
<i>DI</i>	Direkteinspritzung
<i>ESB</i>	Einspritzbeginn
<i>EV</i>	Einlassventil
<i>FI^{2RE}</i>	Flexible Injection and Ignition for Rapid Engineering
<i>FSI</i>	Fuel Stratified Injection
<i>FSN</i>	Filter Smoke Number
<i>GDI</i>	Gasoline Direct Injection
<i>HC</i>	Kohlenwasserstoffe
<i>HD</i>	Hochdruck
<i>HE-Verrundungsgrad</i>	hydro-erosiv erzeugter Einlaufkantenverrundungsgrad
<i>hom</i>	homogen
<i>IA</i>	Injection Analyzer
<i>IAV</i>	Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr
<i>ITV</i>	Institut für Technische Verbrennung
<i>K-Faktor</i>	Konizität-Faktor
<i>KW</i>	Kurbelwinkel
<i>LIEF</i>	Laserinduzierte Exciplex-Fluoreszenz
<i>LOT</i>	Ladungswechsel-OT
<i>MLD</i>	Mehrlochdüse
<i>ND</i>	Niederdruck
<i>NO_x</i>	Stickoxide
<i>O₂</i>	Sauerstoff
<i>OT</i>	oberer Totpunkt
<i>Pkw</i>	Personenkraftwagen
<i>RL</i>	Rücklauf
<i>UT</i>	unterer Totpunkt
<i>VL A</i>	Vorlauf A (Hauptzulauf)
<i>VL B</i>	Vorlauf B (zweiter Zulauf)
<i>ZOT</i>	Zünd-OT
<i>ZZP</i>	Zündzeitpunkt

Formelzeichen

b	Breite Zulaufkanäle Drallkammer [m]
b_i	Indizierter Verbrauch [g/kWh]
C_D	Durchflussbeiwert [-]
$D_{\text{au\ss en}}$	Austrittsdurchmesser Spritzloch [μm]
d_B	Bohrungsdurchmesser [m]
D_{innen}	Eintrittsdurchmesser Spritzloch [μm]
h_{DK}	Höhe Drallkammer [m]
He	He-Verrundungsgrad [-]
k	k-Faktor [μm]
K	Kavitationszahl [-]
K_D	Düsenkonstante für Dralldüsen [-]
l_B	Bohrungslänge [m]
\dot{m}	Massenstrom
n	Anzahl: Zulaufkanäle Drallkammer / Bohrungen Mehrlochdüse [-]
p_D	Dampfdruck [bar]
p_E	Einspritzdruck [bar]
p_G	Gegendruckdruck [bar]
p_{mi}	Indizierte Mitteldruck [bar]
$Q_{1,hydr.}$	Hydraulischer Durchfluss vor He-Verrundung [$\text{cm}^3/30\text{s}/100\text{bar}$]
$Q_{2,hydr.}$	Hydraulischer Durchfluss nach He-Verrundung [$\text{cm}^3/30\text{s}/100\text{bar}$]
Re	Reynoldszahl [-]
R, r	Radius [m]
r_B	Bohrungsradius [m]
r_{DK}	Drallkammerradius [m]
r_{LK}	Radius des Luftkerns [m]
s	Strahleindringtiefe [m]
SMD	Mittlerer Sauterdurchmesser [m]
t	Wandfilmdicke [m]
v_a	Axialgeschwindigkeit [m/s]
$v_a, Austritt$	Axiale Austrittsgeschwindigkeit [m/s]
v_t	Tangentialgeschwindigkeit [m/s]
$v_t, Austritt$	Tangentiale Austrittsgeschwindigkeit [m/s]
$v_t, Eintritt$	Tangentiale Eintrittsgeschwindigkeit [m/s]
We	Weberzahl [-]
X	Flächenverhältnis Luftkern zu Bohrungsfläche in Dralldüsen [-]
x_{m50}	50%-Massenumsatzpunkt [-]

Griechische Buchstaben

α	Spraykegelwinkel [$^\circ$]
Δp	Druckgefälle [bar]
Φ	Spraykegelwinkel (Einzelstrahl Mehrlochdüse) [$^\circ$]
γ_{ok}	Strömungseintrittswinkel an der Spritzlochoberkante [$^\circ$]
γ_{uk}	Strömungseintrittswinkel an der Spritzlochunterkante [$^\circ$]

η_F	Dynamische Viskosität der Flüssigkeit [kg/m/s]
λ	Luft/Kraftstoffverhältnis [-]
ν_F	Kinematische Viskosität der Flüssigkeit [m ² /s]
ρ_F	Dichte Flüssigkeit [kg/m ³]
ρ_L	Dichte Luft [kg/m ³]
σ_F	Oberflächenspannung Flüssigkeit [N/m]
ψ	Neigungswinkel Spritzloch [°]

KURZFASSUNG

Für die Umsetzung eines strahlgeführten Brennverfahrens bei PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung ist die Einspritzdüse von zentraler Bedeutung. Derzeit werden für Serienanwendungen mit strahlgeführt geschichtetem Magerbrennverfahren nach außen öffnende Ringspaltdüsen (A-Düsen) favorisiert. Da dieses Einspritzdüsenkonzept nach aktuellem Stand der Technik an eine piezo-aktuierte Düsennadel gebunden ist, stellt es eine technisch äußerst komplexe und kostenintensive Lösung dar. Zur Bewertung von Alternativlösungen wird im Rahmen dieser Arbeit das Potenzial zweier variabler Einspritzsysteme zum Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren untersucht. Die Ausführung der Forschungseinspritzsysteme orientiert sich an einer maximalen Nutzung von Freiheitsgraden zur Diskussion zukünftig notwendiger Injektorfunktionalitäten.

Es wurde eine variable Düse auf Drallbasis entwickelt, deren charakteristische Eigenschaften sich im Betrieb verändern lassen. Die Möglichkeit einer kontinuierlichen Verstellung erlaubt gegen druckabhängige Spraykegelwinkeländerungen, wie sie bei konventionellen Dralldüsen aus Serienanwendungen im PKW-Benzinmotor mit Direkteinspritzung üblicherweise auftreten, zu kompensieren. Mit Hilfe schnell schaltender Ventile können die hydraulischen Eigenschaften und die Sprayeigenschaften dieser Düse erstmalig sogar während eines Einspritzvorganges verändert werden. Es besteht somit die Möglichkeit, die Sprayform an die Erfordernisse des Motorbetriebs anzupassen. Die Funktionalität dieses Düsenkonzepts konnte unter motorischen Randbedingungen am Einzylinder-Forschungsmotor nachgewiesen werden, wobei zur Optimierung des Betriebs im strahlgeführten Brennverfahren die Auslegung der Düse angepasst werden muss.

Weiterhin wurde eine Mehrlochdüse mit piezo-aktuierter Düsennadel bei einem Einspritzdruck von maximal 1000 bar betrieben. Hierbei wurde festgestellt, dass die Anhebung des Einspritzdrucks sowie der Betrieb der Düsennadel bei extrem geringen Teilhüben den Strahlaufbruch aufgrund von Kavitationseffekten verstärken und damit auch die Gemischaufbereitung intensivieren. Untersuchungen an Transparentdüsen bestätigen deutlich die verstärkte Kavitationsbildung im Sackloch der Düse bei nadelsitzgedrosseltem Betrieb und hohen Einspritzdrücken.

Schlagwörter: variable Einspritzsysteme – Benzin-Direkteinspritzung – strahlgeführtes Brennverfahren

ABSTRACT

In order to implement a spray-guided combustion system in direct injection gasoline engines for passenger vehicles, the injector is of central importance. For series production applications with spray-guided stratified lean combustion it is currently favoured to use an outward opening piezo injector. Since this injector nozzle concept in its current state of the art form is tied to a piezo-actuated needle, it is a technically extremely complex and cost-intensive solution. To evaluate alternative solutions the potential use of two variable injection systems in spray-guided combustion was tested in the course of this study. Against the background of maximum variation, these research injection systems were selected and designed for the discussion of necessary functionality of future injector concepts.

A variable nozzle based on the swirl principle was developed. The characteristic features of this variable injector can be changed during operation and also -for the first time- during the injection phase. A general problem of commonly used conventional swirl type nozzles from production automobile application is the decrease of spray cone angle related to the increase of cylinder pressure. With the possibility to continuously change the characteristic features of the variable nozzle, this problem can be compensated. The usage of proportional valves with high opening and closing speeds enables the nozzle to change its flow and spray characteristics during the injection phase. Therefore, it is possible to adapt the spray shape to the current demands of the combustion process. The functionality of the variable injector concept based on the swirl principle was proven on a single cylinder research engine. To meet the requirements of spray-guided combustion, an adaptation of the general parameters of the prototype injector is still necessary.

Additionally a multi-hole nozzle with a piezo-actuated directly connected needle was tested at an injection pressure of maximum 1,000 bar. It was found out that the increase of injection pressure and the usage of extremely small partial needle lifts increase the spray breakup due to cavitation effects and also intensify the mixture formation. Investigations on transparent nozzles clearly confirm the increase of string cavitation in the area of the nozzle blind hole with increasing needle-seat throttling at high injection pressures.

keywords: variable injection systems – gasoline direct injection – spray guided combustion system

1 EINLEITUNG

Die Entwicklung von PKW-Motoren befindet sich im Spannungsfeld zwischen den Abgasvorschriften des Gesetzgebers - mit der Forderungen nach Einhaltung von Grenzwerten für Schadstoff-Emissionen - und der freiwilligen Selbstverpflichtung des Europäischen Verbandes der Automobilhersteller (ACEA) zur Begrenzung der durchschnittlichen CO₂-Emissionen im Flottenverbrauch. Mit Einführung der Euro 4 Norm im Jahr 2005 haben sich die Grenzwerte der Schadstoffkomponenten im Vergleich zur Euro 3 Norm aus dem Jahr 2000 ungefähr halbiert. Der Flottenverbrauch für PKW mit Benzin- und Dieselmotoren soll von 185 g CO₂/km im Jahr 1995 auf 140 g CO₂/km im Jahr 2008/2009 gesenkt werden. Dies entspricht einer Reduktion des durchschnittlichen Kraftstoffverbrauchs von 7,9 l/100 km auf 5,8 l/100 km. Neben diesen Rahmenbedingungen motiviert die Automobilhersteller natürlich auch der Kundenwunsch nach geringen Betriebskosten, d.h. nach günstigem Verbrauch sowie Steuerbegünstigung bei Einhaltung der Abgasgesetze, die Entwicklung verbrauchsgünstiger Motoren mit geringen Schadstoff-Emissionen weiterhin voranzutreiben.

Die Technologie mit dem höchsten Potenzial zur Verbrauchsabsenkung stellt im Bereich der Ottomotoren die Benzin-Direkteinspritzung (BDE) und hierbei im Besonderen der geschichtete Betrieb mit strahlgeführtem Brennverfahren dar. Im Vergleich zur Saugrohreinspritzung führt die Benzin-Direkteinspritzung im Wesentlichen zu einer Wirkungsgradsteigerung durch die Nutzung der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffs zur Ladungskühlung, durch Entdrosselung, durch Ladungsschichtung und durch geringere Wandwärmeverluste.

Bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung wird im Homogenbetrieb während des Saughubes eingespritzt. Die vom Motor angesaugte Luft wird gedrosselt, um die Last des Motors zu regeln (Quantitätsregelung). Im Schichtbetrieb hingegen wird in den Kompressionshub eingespritzt. Der Motor wird hierbei ungedrosselt betrieben und die Last wird nur über die eingespritzte Masse eingestellt (Qualitätsregelung). Bei den Schicht-Brennverfahren der ersten Generation wurde das Spray teilweise durch Wand- und teilweise durch Luftführung zu einem zündfähigen Gemisch aufbereitet und in den Bereich der Zündkerze transportiert. Beim strahlgeführten Brennverfahren hingegen muss aufgrund des geringen Abstandes zwischen Injektor und Zündkerze die Gemischaufbereitung und der Gemischtransport ausschließlich durch die Energie des Sprays umgesetzt werden. Dem Einspritzsystem und insbesondere der Einspritzdüse kommt daher bei diesem Brennverfahren eine besondere Bedeutung zu.

Zur Darstellung des strahlgeführten Brennverfahrens muss das Spray eine kompakte Gemischwolke erzeugen, deren zündfähiger Rand sich im Bereich des Zündkerzenspaltes befindet. Eine wichtige Voraussetzung hierfür ist, dass der Spraykegelwinkel unabhängig vom Einspritzzeitpunkt und den dabei vorherrschenden Druck- und Temperaturverhältnissen im Brennraum konstant gehalten wird. Durch den geringen Abstand zwischen Injektor und Zündkerze muss die Gemischbildung und somit auch die Einspritzung innerhalb eines kurzen Zeitraumes stattfinden. Zur Darstellung einer wirkungsgradoptimalen Lage des Verbrennungsschwerpunktes bei kurzer Einspritzzeit muss zu einem späten Zeitpunkt im

Kompressionshub eingespritzt werden. Um hierbei die Benetzung des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff zu vermeiden, muss das Spray eine geringe axiale Penetration aufweisen.

Es werden momentan drei verschiedene Düsentypen in der Serienanwendung für PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung eingesetzt:

- Dralldüsen
- Mehrlochdüsen
- nach außen öffnende Ringspaltdüsen (A-Düsen)

Im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung wurden A-Düsen speziell auf die Anforderungen des strahlgeführten Brennverfahrens hin entwickelt. Die besonderen Eigenschaften dieser Düsenart sind die hohe Einspritzrate und das gegendruckunabhängige, stabile Spraybild bei geringer axialer Penetration. Aus der hohen Einspritzrate resultiert eine hohe Verdampfungsrate und damit eine kurze, für das strahlgeführte Brennverfahren notwendige, Gemischbildungszeit. Durch die erforderliche piezo-aktuierte Steuerung des Nadelhubes, der, anders als bei Drall- und Mehrlochdüsen, direkt die Einspritzrate bestimmt, sind diese Düsen jedoch technisch sehr aufwendig und kostenintensiv.

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei alternative Konzepte mit variablen Einspritzsystemen vorgestellt und hinsichtlich ihres Potenzials zum Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren bewertet.

- Das Spray einer A-Düse muss mit Hilfe von Mehrfacheinspritzung an steigende Motorlast angepasst werden. Ein Ansatzpunkt zur Optimierung der Gemischbildung ist an dieser Stelle die Sprayformung. Es wurde daher eine variable Düse auf Drallbasis entwickelt, mit der - sogar während der Einspritzung - Einfluss auf den Durchfluss, den Spraykegelwinkel und die Penetration genommen werden kann. Das Spray und die Gemischwolke können somit an die jeweilige Motorsituation individuell angepasst werden. Die Funktionalität und das Potenzial dieser Düse für das strahlgeführte Brennverfahren werden anhand von Komponenten- und Motorversuchen dargestellt.
- Mit dem Einsatz einer Mehrlochdüse mit direktbetätigter, piezo-aktuierter Düsennadel wird der Ansatz verfolgt, die Gemischbildung durch die Steigerung der Verdampfungsrate zu beeinflussen. Die Potenziale von Einspritzdrucksteigerung und Nadelsitzdrosselung zur Beeinflussung des Strahlaufbruchs werden gegenübergestellt und bewertet. Die Variabilität dieses Einspritzsystems basiert auf der freien Parametrierbarkeit des Düsennadelhubes.

Zur Potenzialbewertung der einzelnen Düsenkonzepte für die Gemischbildung werden die Ergebnisse von hydraulischen Untersuchungen am Komponentenprüfstand sowie von Spray-Untersuchungen in einer Druckkammer herangezogen. Es wird hierbei ein Messgerät zur Bestimmung der Einspritzrate und der Einspritzmasse eingesetzt. Die Sprayaufnahmen werden in einer mit beheiztem Stickstoff durchströmten Druckkammer durchgeführt. Im Rahmen der Untersuchungen zur variablen Düse auf Drallbasis werden zusätzlich Abgas- und Verbrauchsergebnisse eines Einzylinder-Forschungsmotors vorgestellt, die mit Hilfe von ergänzenden Untersuchungen am Komponentenprüfstand und an der Druckkammer interpretiert werden.

2 STAND DER TECHNIK

Im Jahr 1995 waren in Europa 85 % aller PKW-Neuwagen mit Benzin-Motoren mit einer Saugrohreinspritzanlage ausgestattet. Der verbliebene Anteil wurde mit Vergasern betrieben [Pio1]. Ein Motorkonzept mit Saugrohreinspritzung ist somit sinnvolle Basis zur Bewertung des potenziellen Kraftstoffverbrauchsvorteils einzelner Technologien. In Bild 2.1 wird das Einsparpotenzial verschiedener technologischer Konzepte verglichen.

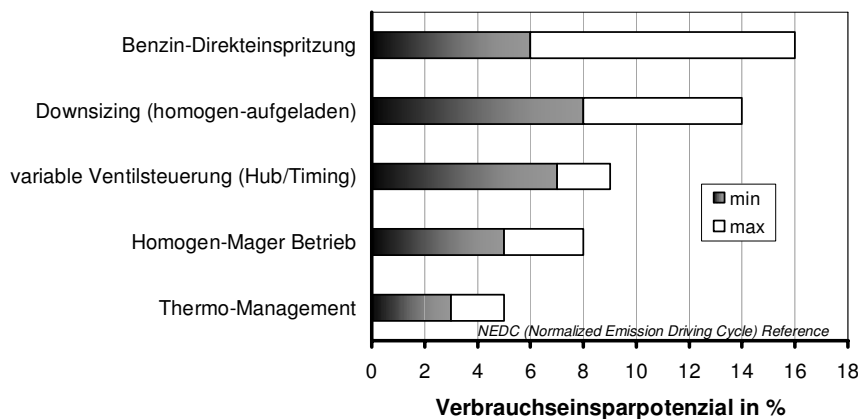


Bild 2.1: Kraftstoffeinsparpotenzial verschiedener Technologien für den Benzinmotor [auszugsweise: Ach1]

Um die von der ACEA geforderte Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von ca. 25 % umzusetzen, werden Benzin-Direkteinspritzung mit 16 % bis 20 % erwarteter Verbrauchseinsparung und Downsizing mit 14 % bis 19 % als die erfolgversprechendsten Konzepte bewertet [Ach1, Kre].

Als **Downsizing** bezeichnet man die Reduzierung des Motorhubraums bei gleich bleibender Leistungs- und Drehmomentcharakteristik. Der Einsatz von Aufladung in Form von mechanischen Ladern oder Abgasturbo-Aufladung kompensiert die geringere Leistung bei kleinerem Hubraum. Die Vorteile im Kraftstoffverbrauch entstehen dadurch, dass sich der Motor bei gleicher abgegebener Leistung in einem höheren Lastpunkt befindet und somit bei geringerer Drosselung und deshalb mit geringeren Ladungswechselverlusten betrieben werden kann. Nachteilig bei diesem Konzept ist der erhöhte Leistungsbedarf durch den Betrieb des Laders. Der Antrieb eines mechanischen Laders benötigt zusätzliche Energie, die letztendlich über einen höheren Kraftstoffverbrauch bereit gestellt wird. Bei einem Abgasturbolader wird der Abgasgegendruck und damit die Ausschleubarbeit im Ladungswechsel erhöht. Außerdem muss die Verdichtung zur Verringerung der Klopfneigung bei Vollast reduziert werden, was den thermischen Wirkungsgrad des Motors senkt und damit wiederum den Verbrauch erhöht. Ursache für die Erhöhung der Klopfneigung ist der durch die Aufladung erhöhte Druck im Ansaugkanal zu Beginn des Verdichtungsstaktes. Somit steigen Kompressionsenddruck und -temperatur ebenfalls an und erhöhen in weiterer Folge die Gefahr klopfender Verbrennung. Ein Downsizing-Konzept mit Aufladung und Benzindirekteinspritzung wird im 1,4 l – 125 kW TSI Motor von Volkswagen vorgestellt [Kre1, Kre2].

Der Hauptvorteil der **variablen Ventilsteuerung** liegt in der Vermeidung von Drosselverlusten im Ladungswechsel. Ein Androsseln des Motors zur Darstellung des Teillastbetriebes kann durch entsprechend frühes oder spätes Schließen der Einlassventile vermieden werden, so dass die Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb reduziert werden können. Der Gesamtwirkungsgrad des Motors wird dadurch erhöht und der Verbrauch sinkt. Variable Ventilsteuerungen werden z.B. bei BMW unter dem Namen VALVETRONIC verbaut [Lan].

Der Verbrauchsvorteil des **Homogen-Mager-Betriebes** liegt wie bei der variablen Ventilsteuerung in der Verringerung der Drosselverluste. Für überstöchiometrische Gemischzusammensetzung ist bei gleicher Last (Einspritzmasse) mehr Luftmasse erforderlich, so dass weniger stark angedrosselt werden muss. Ebenso nimmt der thermische Wirkungsgrad mit steigendem Luftverhältnis zu. Grenzen sind diesem Verfahren durch die Zündfähigkeit des mageren Gemisches gesetzt. Außerdem muss die verschleppte Verbrennung bei Luftüberschuss durch Maßnahmen zur Erhöhung der Zylinderinnenströmung kompensiert werden.

Das Konzept des **Thermo-Managements** beruht darauf, dass bei Teillast die Motortemperatur zur Verringerung der Wandwärmeverluste erhöht wird. Durch die Abnahme der Viskosität des Schmieröls bei höheren Temperaturen wird zusätzlich die Reibarbeit des Motors verringert. Im Volllastbetrieb wird die Motortemperatur bewusst gesenkt, um den Liefergrad des Motors zu steigern.

Der Benzin-Direkteinspritzung wird im Vergleich zu den dargestellten Technologien jedoch das größte Potenzial zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs zugesprochen, wie im Folgenden erläutert werden soll.

2.1 Brennverfahren für Benzindirekteinspritzung

Die Vorteile der Benzindirekteinspritzung sollen aufbauend auf den Zusammenhängen bei der **Saugrohreinspritzung** erläutert werden. Bei der Saugrohreinspritzung verdampft der Kraftstoff während des Einspritzvorganges im Saugrohr bzw. an den Saugrohrwänden, so dass beim Öffnen des Einlassventils ein nahezu homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch in den Brennraum gelangt. Die Zeit für die Gemischbildung ist daher im Vergleich zur Direkteinspritzung verhältnismäßig lang. Die Motorlast wird bei diesem homogenen Brennverfahren über eine Quantitätsregelung eingestellt, da die angesaugte Gemischmenge über die Stellung der Drosselklappe eingestellt wird. Die Drosselung des Ansaugquerschnittes, besonders im unteren Teillast- und Leerlaufbereich, erhöht somit die Ladungswechselverluste und daraus resultierend den Kraftstoffverbrauch des Motors. Zur Reduzierung der Schadstoffe im Abgas werden Motoren mit Saugrohreinspritzung fast ausschließlich mit stöchiometrischem Luftverhältnis und Dreiwegekatalysator betrieben.

Zur Optimierung des Wirkungsgrades eines homogenen Brennverfahrens wird die **Direkteinspritzung** eingesetzt. Hierbei wird der Kraftstoff nicht mehr in das Saugrohr, sondern während des Saughubes direkt in den Zylinderraum eingespritzt. Nach der

Zerstäubung verdampft der Kraftstoff. Die dazu benötigte Verdampfungsenthalpie wird aus der Umgebung zugeführt, so dass sich das Gemisch bei geöffnetem Einlassventil abkühlt. Folglich steigt die Zylinderfüllung bei Direkteinspritzung, da die Dichte der abgekühlten Luft zunimmt und außerdem reine Luft und nicht ein Luft-Kraftstoffgemisch angesaugt wird [Sti]. Weiterhin sinkt die Verdichtungsendtemperatur aufgrund der geringeren Ladungstemperatur, so dass die Klopfneigung abnimmt. Der Motor kann mit einem höheren Verdichtungsverhältnis betrieben werden, woraufhin der Wirkungsgrad steigt und der Verbrauch sinkt [Pis].

Das homogene Brennverfahren mit Direkteinspritzung kann, genau wie die Saugrohrein-spritzung, im gesamten Betriebskennfeld des Verbrennungsmotors eingesetzt werden (Bild 2.2), wobei die Problematik der lastabhängigen Drosselung der Ansaugluft auch bei Direkteinspritzung bestehen bleibt. Eine Maßnahme zur Reduzierung der Drosselverluste in der Teillast ist der **homogen-mager Betrieb**. Hierbei wird bei gleicher Kraftstoffmasse (und somit gleicher Motorlast) mehr Luft benötigt, so dass die Drosselung während der Ansaugphase verringert werden kann. Durch die Verringerung der Ladungswechselarbeit und den Anstieg des Luftverhältnisses wird der effektive Wirkungsgrad erhöht und damit der Kraftstoffverbrauch gesenkt. Grenzen sind dieser Maßnahme jedoch durch die sichere Entflammung und vollständige Verbrennung des Gemischs gesetzt. Außerdem steigen bei Abmagerung die Stickoxid-Emissionen, da der Dreiwegekatalysator bei überstöchiometrischem Luftverhältnis (λ) diese Emissionen nicht reduzieren kann. Der homogen-mager Betrieb kann somit nur in einem begrenzten Teilbereich des Betriebskennfeldes bei oberer bis mittlerer Teillast (Bild 2.2) eingestellt werden.

Im mittleren Teillastbereich bis hin zum Leerlauf kann der Verbrennungsmotor mit **Ladungsschichtung** betrieben werden. Die Luft wird bei diesem Verfahren ungedrosselt

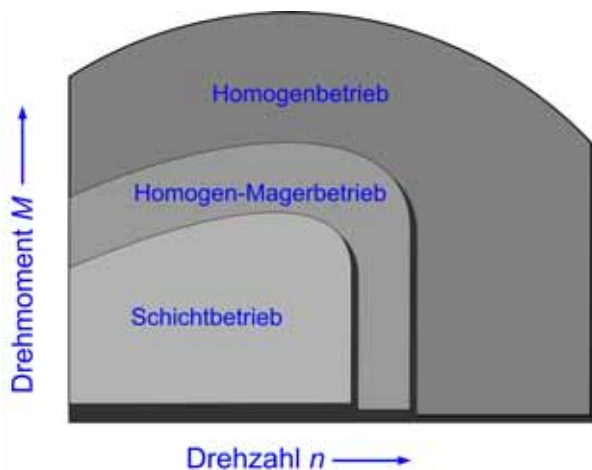


Bild 2.2: Betriebsartenkennfeld [Bos2]

angesaugt und das vom Motor abgegebene Drehmoment wird über die eingespritzte Kraftstoffmasse eingestellt (Qualitätsregelung). Der Kraftstoff wird hierbei nicht homogen im Brennraum verteilt, sondern befindet sich idealerweise in einer kompakten, homogenen Gemischwolke (Optimum $\lambda = 1$) [Gei] im Bereich der Zündkerze. Es ist also trotz eines global mageren Gemisches im Brennraum möglich, die Zündung sicher einzuleiten. Aufgrund des höheren globalen Luftverhältnisses steigt auch der thermische Wirkungsgrad. Zusätzlich vermindert die isolierende Luftschicht um die Ladungswolke herum die Wandwärmeverluste, was den Gesamtwirkungsgrad und somit den Kraftstoffverbrauch ebenfalls verbessert.

Für den Schichtbetrieb ergeben sich unter motorischen Randbedingungen folgende Grenzen:

- Drehzahl: mit steigender Drehzahl wird aufgrund stark ansteigender Turbulenz im Brennraum die Ladungsschichtung zerstört. Außerdem steht dem Kraftstoff bei

steigender Drehzahl weniger Zeit zur Verfügung für die zeitlich begrenzten Zerstäubungs- und Verdampfungsprozesse zur Darstellung eines geschichteten Gemischs. Es lässt sich unter diesen Randbedingungen kein stabiler Motorbetrieb mehr realisieren.

- Last: mit steigender Last und somit auch steigender Einspritzmenge sinkt das globale Luftverhältnis, wodurch dieser Wirkungsgradvorteil kompensiert wird. Die Kraftstoffwolke nimmt einen immer größeren Teil des Brennraumes bis hin zu den Wänden ein, so dass keine Isolationswirkung durch umgebende Luft mehr möglich ist und auch die Wandwärmeverluste denen eines homogen betriebenen Motors entsprechen. Die Drosselverluste im Homogenbetrieb nehmen mit steigender Last ab, so dass der Schichtbetrieb ab einem bestimmten Lastniveau keine Vorteile gegenüber dem homogen-mager Betrieb aufweist. Im Schichtbetrieb erhöht sich mit steigender Kraftstoffmasse die Gefahr der Bildung von Ruß durch lokal fette Bereiche aufgrund von unvollständig verdampftem Kraftstoff. Auch dieser Effekt begrenzt die Betriebsmöglichkeiten des Motors mit Ladungsschichtung bei steigender Last.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Direkteinspritzung mit Schichtbetrieb im Vergleich zur Saugrohreinspritzung in einem begrenzten Kennfeldbereich die größten Verbrauchsvorteile aufweist.

Im Jahr 1995 stellte die Firma Mitsubishi mit dem GDI - Konzept (gasoline direct injection) erstmalig einen Serien PKW-Benzinmotor vor, der mit Direkteinspritzung im Schichtbetrieb arbeitet [Kum]. Es gab bis dahin verschiedene Prototypen- und Konzeptstudien, die sich mit Benzin-Direkteinspritzung befassten [Bec, Spi1]. Diverse Automobilhersteller [Bec] produzieren seit 1995 nicht zuletzt unter dem Druck der Abgasgesetzgebung und der ACEA-Forderung nach Verbrauchsreduzierung ebenfalls Ottomotoren mit Direkteinspritzung in Serie. Die momentan am Markt befindlichen Serienmotoren arbeiten im Schichtbetrieb vorwiegend mit **wand- bzw. luftgeführten Brennverfahren**.



Bild 2.3: Wandgeführte
Brennverfahren [Mer]

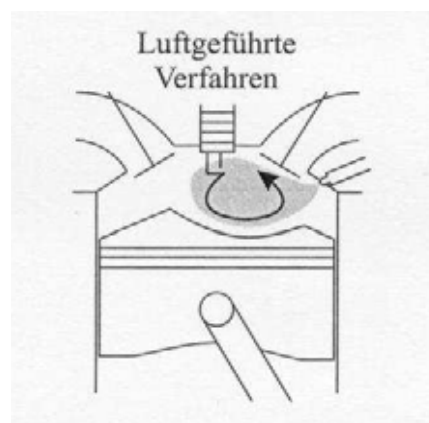


Bild 2.4: Luftgeführte
Brennverfahren [Mer]

Bei diesen Brennverfahren befindet sich der Injektor seitlich zwischen den Einlassventilen. Der Kraftstoff wird in eine speziell ausgeformte Pleuellbogenmulde eingespritzt und trifft auf die Pleuellbogenoberfläche. Von dort prallt der Kraftstoff teilweise wieder ab oder bildet einen Flüssigkeitsfilm und dampft anschließend vom Pleuellbogenboden ab. Die Kraftstoffwolke wird

durch die Kolbenform und durch unterstützende Ladungsbewegung in Richtung der zentral gelegenen Zündkerze transportiert (Bild 2.3). Dieses Brennverfahren, das vorwiegend auf der Interaktion des Kraftstoffs mit dem Kolbenboden basiert, wird als wandgeführt bezeichnet. Da der Ladungstransport jedoch durch gezielte Drall- und Tumbleströmung unterstützt wird, kann wie im Falle des VW FSI-Verfahrens auch von einem wand-/luftgeführten Verfahren gesprochen werden [Sti]. Drallströmung entsteht, wenn die durch das geöffnete Einlassventil angesaugte Luft eine Rotationsströmung entlang der Zylinderwand erzeugt. Unter Tumbleströmung versteht man eine walzenförmige Luftbewegung, die von oben kommend durch eine ausgeprägte Kolbenmulde umgelenkt wird und sich wieder nach oben in Richtung Zündkerze bewegt.

Aufgrund des großen Abstandes zwischen Einspritzdüse und Zündkerze muss früh im Verdichtungsstakt, im Bereich von 80°KW bis 65°KW vor ZOT [Pio], eingespritzt werden. Es steht eine relativ lange Zeit für das Abdampfen des Kraftstoffs und die Gemischbildung zur Verfügung. Das Hauptproblem bei diesem Brennverfahren besteht darin, dass aufgrund der Kraftstoff-Wandanlagerung am Kolbenboden die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) stark ansteigen. Dieser Anstieg der Emissionen wird dadurch verursacht, dass der Kraftstoff nach dem Abdampfen bei niedrigen Temperaturen in Wandnähe nur unvollständig verbrennt [Mer]. Da die Gemischbildung über einen langen Zeitraum und über einen langen Weg hinweg stattfindet, ist dieses Brennverfahren empfindlich gegenüber zyklischen Schwankungen. Außerdem muss die unterstützende Ladungsbewegung für die jeweiligen Betriebspunkte aus Last, Drehzahl und Einspritzzeitpunkt speziell abgestimmt werden [Bec].

Wird bewusst auf eine Benetzung des Kolbens verzichtet und das Gemisch ausschließlich durch gezielte Ladungsbewegung zur Zündkerze transportiert, so spricht man von einem luftgeführten Brennverfahren (Bild 2.4). Eine Benetzung des Kolbens lässt sich jedoch bei höheren Lastpunkten nicht komplett ausschließen [Bos2]. Die Einspritzung erfolgt später im Kompressionshub, im Bereich von ca. 55°KW bis 40°KW vor ZOT [Pio], bei höheren Temperaturen und Drücken im Zylinder. Bei diesem Verfahren besteht die Schwierigkeit, dass eine ausreichend starke Ladungsbewegung bis zum Ende des Kompressionshubes aufrechterhalten werden muss, um die Gemischbildung und somit die Funktion des Brennverfahrens sicherzustellen. Dies bedeutet wiederum erhöhte Ladungswchselverluste, da eine starke Drall- und Tumbleströmung während des Ladungswchsels erzeugt werden muss. Im Vergleich zu einem vorwiegend wandgeführten Verfahren ist hierbei die Abstimmung der Ladungsbewegung im Zusammenspiel mit der Einspritzung für verschiedene Betriebszustände erheblich aufwendiger. Ein luftgeführtes Verfahren wird von Audi im 2,0 l – 110 kW FSI Motor vorgestellt [Spi].

Bei den momentan in Serie befindlichen PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung und Ladungsschichtung mit wand- und luftgeführten Brennverfahren (Brennverfahren der ersten Generation) lassen sich zusammenfassend folgende Probleme feststellen [Spi1]:

- Der Schichtbetrieb ist nur in relativ kleinen Kennfeldbereichen möglich, da die komplexe Gemischbildung in Form von Luftführung und Einspritzung bei diesen Brennverfahren aufwendig aufeinander abgestimmt werden muss.

- Aufgrund unvollkommener Verbrennung sinkt der Wirkungsgrad und die Schadstoff-Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxid (CO) im Abgas nehmen zu.
- Der stabile Betrieb dieser Brennverfahren stellt sich aufgrund der langsamen Kraftstoffumsetzung gegen Ende der Verbrennung [Spi] bei einer relativ frühen Schwerpunktslage der Verbrennung ein, woraus eine Verminderung des Wirkungsgrades resultiert.
- Die Umsetzung der benötigten Ladungsbewegung führt zu erhöhten Ladungswechselerlusten und damit auch zu einer Reduzierung des Wirkungsgrades.
- Der zerklüftete Brennraum führt aufgrund des erhöhten Oberflächen/Volumen-Verhältnisses zu erhöhten Wandwärmeverlusten [Pri].
- Erhöhte Kohlenwasserstoff-Emissionen werden durch die Kraftstoffwand-anlagerung an Kolbenboden und Zylinderwand verursacht.
- Durch erhöhte Spitzentemperaturen bei Verbrennung mit Luftüberschuss nimmt die Stickoxid-Bildung (NO_x) zu, so dass eine katalytische Nachbehandlung nicht mehr vom Drei-Wege-Katalysator übernommen werden kann, der nur bei stöchiometrischem Luftverhältnis optimal arbeitet. Der erhöhte Stickoxid-Anteil im Abgas muss über einen NO_x-Speicherkatalysator reduziert werden. Zur Regeneration dieses Speichermediums muss der Motor kurzzeitig mit sehr fettem Gemisch betrieben werden, so dass hierbei der Verbrauchsvorteil des Schichtbetriebes reduziert wird. Eine weitere Maßnahme zur Reduzierung der NO_x-Emissionen ist der Betrieb mit Abgasrückführung. Hierbei wird der Frischluftanteil der Ladung vermindert, so dass die Verbrennungstemperatur gesenkt und die NO_x-Bildung verringert wird.
Die Problematik der erhöhten NO_x-Bildung im Schichtbetrieb ist jedoch nicht auf die Brennverfahren der ersten Generation beschränkt.
- Im Leerlauf muss der Motor angedrosselt werden, um stabile Betriebsbedingungen einzustellen, was zwangsläufig zu einer Wirkungsgradverschlechterung führt [Sti].

Aufgrund der dargestellten Problematik konnte bei den Serienkonzepten mit Schichtladungsbetrieb nicht der theoretisch mögliche Wirkungsgradvorteil bzw. Verbrauchsvorteil erzielt werden.

Ein weiteres Brennverfahren mit Ladungsschichtung ist das **strahlgeführte Brennverfahren**. Mit diesem Verfahren sollen die Nachteile bestehender Seriensysteme kompensiert werden, so dass der volle Wirkungsgradvorteil des geschichteten Betriebes ausgenutzt werden kann.

Bei dem strahlgeführten Brennverfahren ist ein geringer Abstand zwischen Injektor und Zündkerze vorgesehen. Der Kraftstoff wird so eingespritzt,



Bild 2.5: Strahlgeführte Brennverfahren [Mer]

Der Kraftstoff wird so eingespritzt, dass sich im Bereich der Zündkerze über einen möglichst langen Zeitraum zündfähiges Kraftstoff-Luftgemisch befindet (Bild 2.5). Die Energie zur Gemischbildung und zum Gemischtransport wird ausschließlich über das Einspritzsystem eingebracht. Es ist keine weitere Unterstützung durch Luftbewegung erforderlich, was die Ladungswechselverluste zur Erzeugung von Drall- und Tumble-Strömung im Vergleich zu wand-/luftgeführten Brennverfahren deutlich reduziert. Das Einspritzsystem erlangt somit bei diesem Brennverfahren eine zentrale Bedeutung.

Der Schichtungsgradient im Bereich des Strahles ist sehr hoch, es existieren im Spraygebiet sowohl fette als auch magere Gemischzonen. Die Position der Zündkerze muss deshalb so abgestimmt werden, dass einerseits keine Benetzung entstehen kann, andererseits jedoch trotzdem zündfähiges Gemisch im Bereich der Elektroden vorhanden ist. Das Einspritzsystem muss diese stabile Gemischsituation in allen Motorbetriebspunkten bereitstellen.

Für das strahlgeführte Brennverfahren ergeben sich im Vergleich zu den momentan in PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung eingesetzten wand- und luftgeführten Brennverfahren im Schichtbetrieb folgende Vorteile [Gei]:

- Durch die Vermeidung der Wandbenetzung werden die Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) verringert.
- Da bei einem strahlgeführten Brennverfahren keine Ladungsbewegung erforderlich ist, reduzieren sich die Ladungswechselverluste.
- Aufgrund der nicht benötigten Ladungsbewegung kann der Schichtbetrieb im Kennfeld zu höherer Drehzahl und höherer Last hin ausgedehnt werden. Die Abstimmung erfolgt somit nur noch zwischen Injektor und Zündkerze, die Ladungsbewegung als entscheidender Teil der Gemischbildung bei wand-/luftgeführten Brennverfahren muss nicht mehr angepasst werden.
- Die Brennraumform beim strahlgeführten Verfahren stellt sich durch Wegfall der Kolbenmulde zur Luftführung entsprechend kompakter dar, so dass ein günstigeres Oberflächen-Volumen-Verhältnis entsteht. Mit dieser Kolbenbauform wird zudem aufgrund der geringeren Klopfneigung eine weitere Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses möglich.

Das strahlgeführte Brennverfahren wird momentan als das Verfahren mit dem höchsten Potenzial zur Verbrauchsreduzierung für die Benzindirekteinspritzung mit Schichtbetrieb angesehen [Kem, Spi1, Gei]. Für 2006 wird dieses Brennverfahren in Serienfahrzeugen von BMW und DC angekündigt [Ach, Wal]. Beide Hersteller werden hierbei eine nach außen öffnende, piezo-aktuierte Einspritzdüse einsetzen. Mehrlochdüsen als kostengünstige Alternative für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren werden parallel hierzu an verschiedenen Stellen untersucht [Zim, Maa].

Wie sich anhand der vorangegangenen Ausführungen deutlich gezeigt hat, ist das Einspritzsystem von zentraler Bedeutung zur Darstellung des strahlgeführten Brennverfahrens. Es ergeben sich folgende Anforderungen an das Einspritzsystem und insbesondere an die Einspritzdüse:

- Der Zeitraum für die Gemischbildung ist gering aufgrund des geringen Abstandes zwischen Injektor und Zündkerze. Die Gemischwolke muss auf dem direkten Weg vom Injektor zur Zündkerze gebildet werden, so dass mit hoher Zerstäubungsgüte eingespritzt werden muss. Der flüssige Kraftstoff muss schnell verdampfen und das Einspritzsystem muss somit ein Spray mit möglichst kleinen Tropfen erzeugen.
- Damit die Ladungsschichtung auch zum Zündzeitpunkt erhalten bleibt und nicht durch längere Verweildauer im Brennraum ausmagert oder verweht wird, muss innerhalb kurzer Zeit eingespritzt werden. Um die Einspritzzeiten zu verkürzen, ist eine Auslegung der Einspritzdüse mit hohem Durchfluss notwendig.
- Aufgrund der thermodynamisch optimalen Lage des Verbrennungsschwerpunktes 6°KW bis 8°KW nach ZOT und der geringen Gemischbildungszeit ist die Einspritzung zu einem späten Zeitpunkt im Kompressionshub erforderlich. Bei einem strahlgeführten Brennverfahren findet die Einspritzung üblicherweise im Bereich ca. 20°KW bis 30°KW vor ZOT, und der Abstand zum Kolbenboden beträgt zu diesem Zeitpunkt ca. 15 mm bis 20 mm [Pio]. Zur Vermeidung der Kolbenbenetzung mit flüssigem Kraftstoff muss die Penetration des vom Einspritzsystem generierten Sprays möglichst gering ausfallen.
- Der Sprayrand im Bereich der Zündkerze sollte geringe zyklische Schwankungen aufweisen und gegenüber Temperatur und Gegendruck unempfindlich sein. Bei strahlgeführten Brennverfahren findet die Einspritzung im Bereich von ca. 15 bar bis 22 bar Zylinderdruck und Temperaturen von ca. 360°C bis 450°C statt [Pio]. Diese Randbedingungen müssen bei der Auslegung des Einspritzsystems berücksichtigt werden.
- Aufgrund der niedrigen Verbrennungstemperaturen bei Teillast und bei Leerlauf können sich Verkokungen an der Einspritzdüse bilden [Spi]. Diese Verkokungen dürfen jedoch nicht zu Veränderungen der Injektoreigenschaften im Betrieb führen.
- Das Einspritzsystem muss unempfindlich gegenüber Fertigungstoleranzen sein [Sch]. Sowohl hydraulische Eigenschaften, als auch die Spraycharakteristik der Einspritzdüse müssen auch unter den Bedingungen der Serienfertigung reproduzierbar eingehalten werden.
- Die Stabilität des Sprays gegenüber Zylinderströmung muss sichergestellt werden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die ACEA-Forderung nach Verbrauchsenkung um 25 % bezogen auf die Werte im Jahr 1995 im Bereich der PKW-Benzinmotoren mit Hilfe von Direkteinspritzung und Ladungsschichtung umgesetzt werden kann. Das Einsparpotenzial für vorwiegend wand- / luftgeführte Brennverfahren liegt im Bereich zwischen 5 % und 18 % [Spi1, Gei]. Dem strahlgeführten Brennverfahren wird mit 15 % bis 20 % [Spi1, Gei] das höchste Potenzial zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs zugeschrieben. Im Zusammenhang mit dem strahlgeführten Verfahren konnte deutlich gezeigt

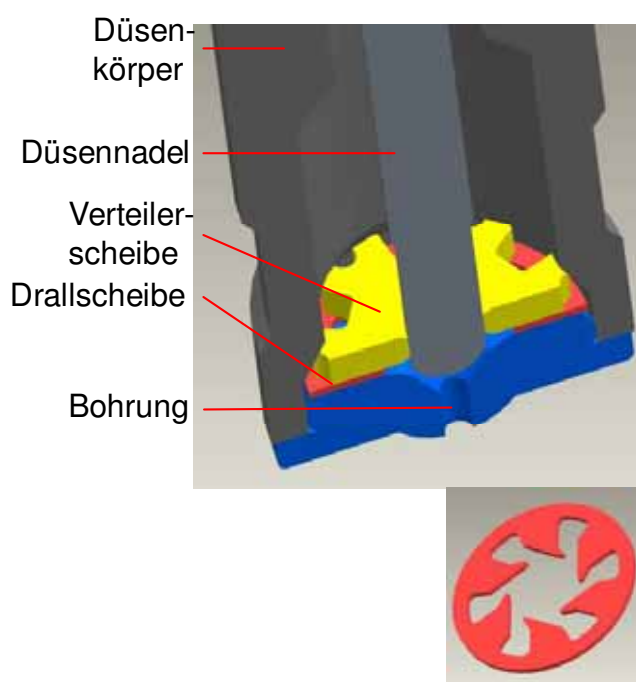
werden, dass dem Einspritzsystem und nicht zuletzt der Einspritzdüse eine zentrale Rolle bei der Umsetzung dieses Brennverfahrens zukommt.

Im folgenden Abschnitt werden unterschiedliche Einspritzdüsen vorgestellt, die im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung eingesetzt werden können.

2.2 Einspritzdüsen

2.2.1 Dralldüse

Die Dralldüse wurde vor allem bei Serien PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung und wand-/luftgeführten Brennverfahren eingesetzt. Bei einer Dralldüse (Bild 2.6) strömt der



Kraftstoff an der Düsennadel entlang zur Verteilerscheibe. Dort befinden sich nur im äußeren Bereich Aussparungen, die mit den Kanälen der unterhalb befindlichen Drallscheibe verbunden sind. Die Kanäle in der Drallscheibe führen tangential in die Drallkammer. Hier entsteht eine Rotationsströmung in Form eines Potenzialwirbels. Der Kraftstoff wird zur zentral gelegenen Bohrung hin beschleunigt. Aufgrund der Rotationsströmung in der Bohrung wird der Kraftstoff an die Wand gedrückt und es bildet sich ein Wandfilm aus. Im Innern der Bohrung befindet sich somit ein Luftkern, der sich bis zum unteren Rand der Düsennadel hin ausdehnt. Am Austritt der Bohrung wird eine Lamelle in Form eines Hohlkegels gebildet, die zu

Bild 2.6: *Dralldüse*

Ligamenten und schließlich zu Tropfen zerfällt. Der Kegelwinkel des dabei entstehenden Hohlkegelsprays wird durch das Verhältnis von Tangential- und Axialgeschwindigkeit am Austritt bestimmt. Die Tropfengröße wird hauptsächlich durch die Dicke des Wandfilmes und die Austrittsgeschwindigkeit beeinflusst.

Die Düsennadel wird bei den konventionellen Dralldüsen aus der Serienanwendung im PKW-Benzinmotor mit Direkteinspritzung elektromagnetisch betätigt. Der Einspritzdruck bei derartigen Seriensystemen liegt im Bereich von 50 bar bis 120 bar [Bos2]. Kegelwinkel und Penetration des Sprays werden durch diverse geometrische Randbedingungen bestimmt [Lef]: Die Anzahl, Breite und Höhe der Zulaufkanäle sowie die Höhe und der Durchmesser der Drallkammer und nicht zuletzt der Durchmesser und die Länge der Düsenbohrung bestimmen den Durchfluss, den Spraykegelwinkel, das Eindringverhalten und die Tropfengröße.

Das charakteristische Spraybild einer Dralldüse ist im Bild 2.7 dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der Bereich des Hohlkegels und des torusförmigen Randwirbels am unteren Sprayrand.

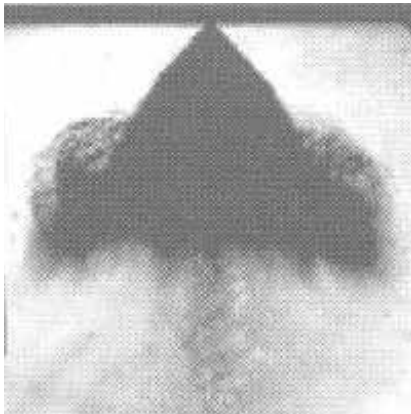


Bild 2.7: *Spraybild Dralldüse [Wir]*

Ein Problem der Spraybildung von Dralldüsen ist das Instationärverhalten beim Öffnen der Nadel. Es dauert eine gewisse Zeit, bis der Kraftstoff in der Phase des Nadelöffnens die stationäre Geschwindigkeit erreicht hat und sich der Wandfilm, der für die Zerstäubung entscheidend ist, ausgebildet hat. Während dieser Zeit strömt der Kraftstoff ohne Rotationsströmung auf direktem Weg über den kompletten Querschnitt der Bohrung ab. Es entsteht ein so genannter **Vorstrahl** mit geringem Spraykegelwinkel, hoher Penetration und hohem Durchfluss.

Bild 2.8 zeigt das Spraybild einer Dralldüse zu Beginn der Einspritzung mit ausgeprägtem Vorstrahl. Im weiteren Verlauf der Einspritzung stellt sich das vollständig ausgebildete Hohlkegelspray ein. Ein kleiner Bereich von großen Tropfen, die dem Spray vorauslaufen, ist noch zu erkennen.

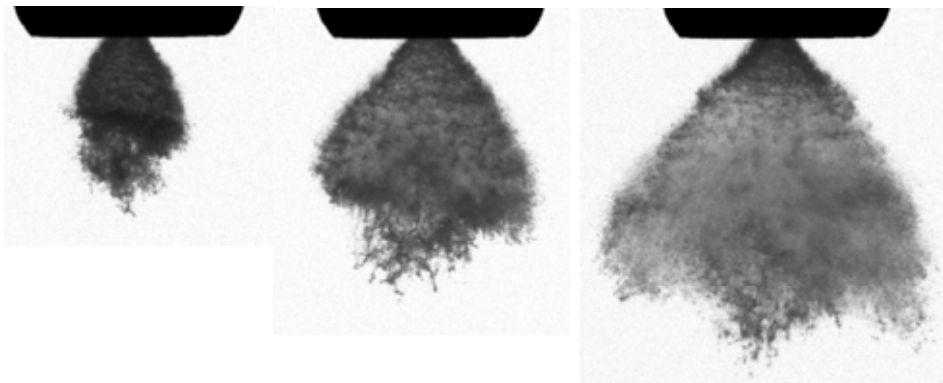


Bild 2.8: *Sprayaufbau, Ausbildung Vorstrahl [Led]*

Zum besseren Verständnis der in der Phase des Nadelöffnens ablaufenden Prozesse wird das Durchfluss-Verhalten und der Strahlaufbruch bei Dralldüsen in Abhängigkeit vom Einspritzdruck näher dargestellt. Nach [Lef] werden folgende Bereiche unterschieden (Bild 2.9): beginnend mit dem Abtropfen (a) bei extrem niedrigen Drücken bildet sich mit zunehmendem Druck zuerst ein Schnurstrahl (b) aus. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit entsteht der Wandfilm in der Düsenbohrung, der zur Ausbildung eines zwiebel förmigen, geschlossenen Sprays (c) führt. Dieses Spray ist im Innern hohl, wird jedoch durch die Oberflächenkräfte im weiteren Verlauf wieder zusammengedrückt. Mit weiter steigender Geschwindigkeit nehmen die Trägheitskräfte gegenüber den Oberflächenkräften zu, so dass sich das Spray zu einem Hohlkegel öffnet (d). Der Sprayrand ist unregelmäßig und die gebildeten Tropfen sind hierbei groß. Bei weiterer Drucksteigerung stellt sich das charakteristische Hohlkegelspray mit entsprechend kleinen Tropfengrößen ein. Der Strahlzerfall in Form von Zerstäubung (e) findet näher an der Düse statt. Der Spraywinkel steigt beim Durchlaufen der einzelnen Phasen kontinuierlich mit dem Druck an.

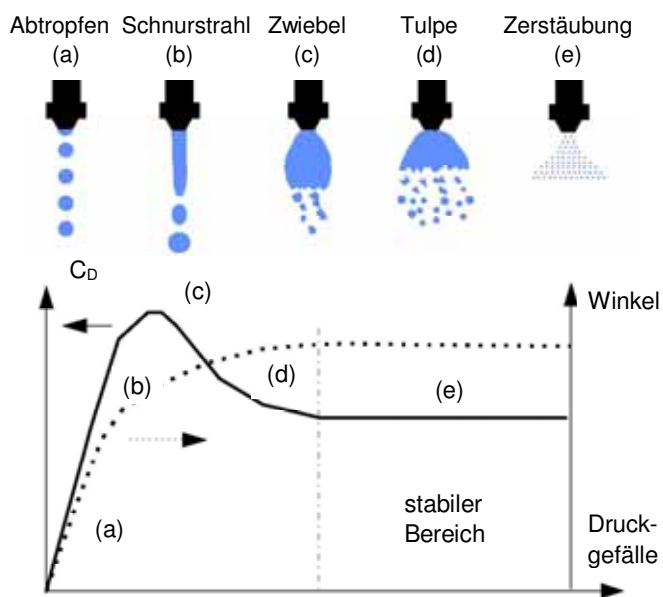


Bild 2.9: Strahlaufbruchmechanismen bei Dralldüsen [Lef, Cou]

Entstehung des Luftkerns und der damit verbundenen Abnahme des effektiven Strömungsquerschnittes zusammen. Sowohl der Winkel, als auch der Durchflussbeiwert nähern sich asymptotisch einem stationären Wert an, so dass ab einem entsprechend hohen Druck keine deutliche Beeinflussung dieser Kenngrößen mehr zu erwarten ist.

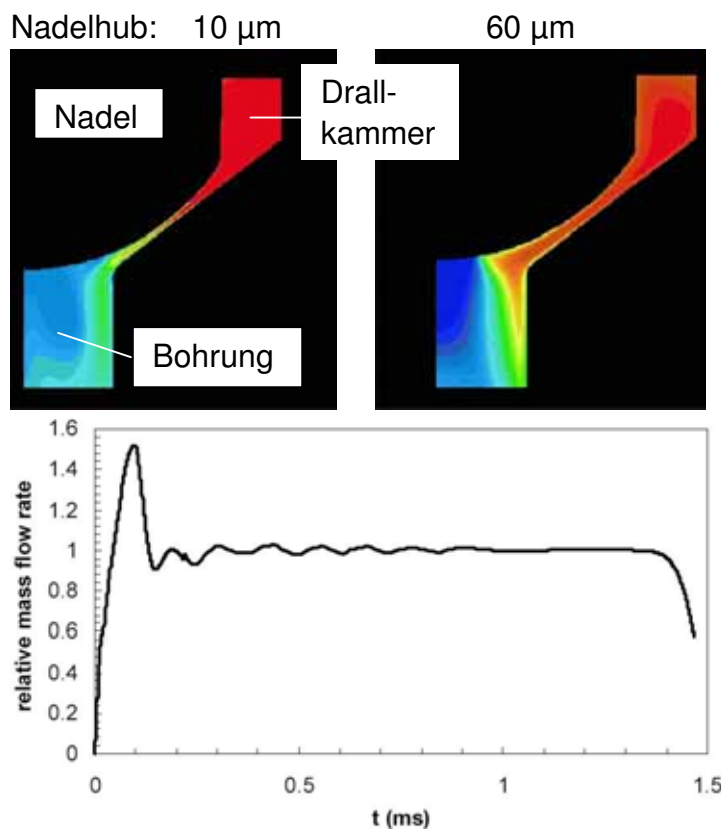


Bild 2.10: Simulation Innenströmung Dralldüse [Cou]

Bei geringem Nadelhub findet der Hauptdruckabfall im Bereich der Ringspaltfläche des Düsenadelsitzes statt [Arc]. Es entsteht keine Rotationsströmung in der Drallkammer, so

Der Durchflusskoeffizient C_D beschreibt das Verhältnis von realem Durchfluss zu theoretisch maximal möglichem Durchfluss bei verlustfreier Strömung nach Bernoulli (vgl. Gleichung 3.8). Dieser Wert ist somit ein Maß für die Verringerung des effektiven Strömungsquerschnittes gegenüber dem geometrischen Querschnitt der Düsenbohrung. Er beschreibt damit indirekt die Größe der Luftkernfläche im Innern der Bohrung. Im Bereich (a) bis (b) (Bild 2.9) ist das Durchflussverhalten vergleichbar mit dem einer Lochdüse im laminaren Bereich [Lef]. Die Abnahme des Durchflusskoeffizienten im Bereich zwischen (c) und (e) hängt mit der

Im Fall der Vorstrahlbildung beim Düsenadelsitzen werden die beschriebenen Zustände kontinuierlich bis zum stabilen Bereich durchlaufen [Cou]. In Bild 2.10 sind die berechneten statischen Drücke im Bereich der Drallkammer, des Nadelsitzes und der Bohrung für unterschiedliche Phasen des Einspritzvorganges gegenübergestellt. Hoher statischer Druck wird hierbei rot und niedriger statischer Druck blau dargestellt. Das linke Bild zeigt einen geringen Nadelhub während der Öffnungsphase der Düse, rechts ist der maximale Nadelhub im stationären Bereich dargestellt. Im unteren Bild wird der zugehörige berechnete relative Einspritzverlauf dargestellt.

dass sich auch kein Wandfilm im Bereich der Bohrung ausbilden kann. Der Kraftstoff fließt ohne tangentielle Geschwindigkeitskomponente in die Düsenbohrung, so dass der Strahl aufgrund der vorwiegend axialen Austrittsgeschwindigkeit eine verhältnismäßig hohe Penetration aufweist. Beim Strahlaufruch am Austritt der Bohrung werden aufgrund des fehlenden Wandfilms große Tropfen gebildet [Eve, Kan, Els]. Der Durchfluss weist in dieser Phase der Einspritzung eine Überhöhung auf, wie anhand des simulierten Massenstromes zu erkennen ist.

Im Vergleich zur Situation bei geringem Nadelhub ist im rechten Teil von Bild 2.10 der stationäre Zustand dargestellt. Im Bereich vom Eintritt der Drallkammer hin zur Düsenbohrung nimmt der statische Druck aufgrund der Zunahme der Tangentialgeschwindigkeit in der Potenzialwirbelströmung kontinuierlich ab. Der zweite entscheidende Druckabfall findet im Bereich der Ausbildung des Wandfilmes statt. Der komplette Massenstrom muss über den Querschnitt des Wandfilmes abströmen. Somit muss auch die Axialgeschwindigkeit vom Eintritt in die Drallkammer bis zum Austritt aus der Bohrung beschleunigt werden. Im Bereich der Drallkammer sind die Ringquerschnitte in axialer Richtung im Vergleich zur Ringfläche des Wandfilms groß, so dass die Axialgeschwindigkeit hauptsächlich im Bereich des Eintritts in die Bohrung beschleunigt wird.

Die Kraftstoffmasse, die bis zur Ausbildung eines stationären Strömungszustandes eingespritzt wird, ist vom Volumen der Drallkammer und der Zulaufkanäle abhängig. Dieses Kraftstoffvolumen muss aus der Ruhe heraus beschleunigt werden. Je größer das Volumen ist, desto länger dauert der Beschleunigungsvorgang. Beim Vorstrahl handelt es sich also um einen Effekt, der sowohl in Form einer erhöhten Einspritzrate, als auch in Form eines schlanken Strahles mit großen Tropfen, hoher axialer Austrittsgeschwindigkeit und damit hoher axialer Penetration auftritt [Els].

Dieses Sprayverhalten stellt einen Nachteil für die Umsetzung eines strahlgeführten Brennverfahrens dar. Der Anteil der Vorstrahlmasse an der Gesamteinspritzmasse nimmt aufgrund abnehmender Einspritzdauer und damit sinkender Motorlast zu. Bei späten Einspritzzeiten im Schichtbetrieb, insbesondere bei unterer Teillast, ist deshalb der Einsatz von Dralldüsen aufgrund der Gefahr der Kolbenbenetzung durch den Vorstrahl problematisch.

Die Eigenschaften einer Dralldüse werden durch die **hydraulischen Betriebsbedingungen** beeinflusst. Mit zunehmendem Einspritzdruck steigt der Durchfluss an, der Durchflussbeiwert C_D ist weitgehend druckunabhängig (vgl. Bild 2.9: stabiler Bereich) [Lef, Cou]. Die Penetrationsgeschwindigkeit und die Penetration nehmen mit steigendem Einspritzdruck aufgrund der höheren Austrittsgeschwindigkeit und dem damit verbundenen höheren Tropfenimpuls zu [Ipp]. Der Spraykegelwinkel müsste aufgrund theoretischer Überlegungen im Bereich von 50 bar bis 100 bar um ca. 2° bis 3° zunehmen [Lef, Dah]. Messungen zeigen jedoch, dass bei unterschiedlichen Dralldüsen im betrachteten Einspritzdruckbereich der Winkel sowohl abnehmen (ca. 5° [Ipp]), als auch zunehmen kann (ca. 5° [Kan]).

Die Tropfengröße des Sprays wird durch unterschiedliche Zerfallsmechanismen beeinflusst. Der Primärzerfall der aus der Düsenbohrung austretenden Flüssigkeitslamelle kann zum einen durch aerodynamisches Zerwellen und zum anderen durch Flüssigkeitsturbulenz innerhalb der

Lamelle bei höheren Austrittsgeschwindigkeiten verursacht werden [Dah]. Als weitere Zerfallsmechanismen werden Randzerfall aufgrund von Oberflächenkräften und Lochzerfall innerhalb der Flüssigkeitslamelle beschrieben [Els]. Der Sekundärzerfall der entstandenen Tropfen ist vergleichbar mit den Mechanismen bei Lochdüsen. Auf diese Düsenart wird im folgenden Abschnitt eingegangen. Bei höherem Einspritzdruck sinkt somit die Tropfengröße, da die Austrittsgeschwindigkeit zunimmt [Kan]. Es kommt aufgrund der erhöhten Relativgeschwindigkeit zwischen Luft und Kraftstofffilm zu einem erhöhten Impulsaustausch und zu stärkerem Zerfall [Lef].

Unter **motorischen Betriebsbedingungen** steigt mit spätem Einspritzzeitpunkt sowohl der Druck, als auch die Temperatur im Zylinder an. Bei steigendem Gegendruck sinkt das effektive Druckgefälle, so dass bei druckunabhängigem Durchflusskoeffizienten der Durchfluss sinkt [Lef]. Inwieweit Effekte wie Kavitation bzw. Düsensperren, die bei Mehrlochdüsen und Einspritzung gegen Umgebungsdruck die Einspritzmasse beeinflussen, hierbei eine Rolle spielen, wurde bisher nicht untersucht. Die Penetration sinkt mit erhöhtem Zylindergegendruck, da einerseits bei gleichem Einspritzdruck die Austrittsgeschwindigkeit sinkt und andererseits aufgrund der erhöhten Gasdichte im Zylinder der Impulsaustausch mit der umgebenden Luft zunimmt. Weiterhin sinkt bei steigender Temperatur die Penetration wegen der zunehmenden Verdampfungsgeschwindigkeit, so dass bei hohen Temperaturen und hohen Drücken die Penetration abnimmt [Ipp, Els].

Das Spray wird mit steigendem Gegendruck durch das erhöhte Luftentrainment zusammengedrückt. Durch die sprayinduzierte Luftströmung entsteht ein Unterdruck am Sprayrand. Dabei entsteht eine Gasströmung, die senkrecht auf den Sprayrand hin gerichtet ist. Diese Strömung transportiert kleine Tropfen aus dem Randbereich des Sprays ins Sprayinnere. Der Spraykegel ist somit nicht mehr hohl, sondern mit kleinen Tropfen und auch mit Dampf aufgefüllt [Ipp]. Im motorisch relevanten Bereich nimmt mit steigendem Gegendruck trotz steigender Temperatur die Gasdichte zu. Eine Abschätzung soll die Zusammenhänge verdeutlichen: unter Umgebungsbedingungen (1 bar / 20°C) weist Luft eine Dichte von ca. 1,2 kg/m³ auf. Zum Zeitpunkt der Einspritzung im Motor (vgl. Abschnitt 2.1: 20 bar / 450°C) steigt die Dichte der Luft auf ca. 10,1 kg/m³ an. Unter der Annahme konstanter Geschwindigkeit am Sprayrand nimmt der Impuls durch die sprayinduzierte Gasströmung zu, so dass mehr Tropfen ins Sprayinnere transportiert werden und das Spray stärker zusammengedrückt wird. Der Spraykegelwinkel wird hierbei verkleinert. In Bild 2.11 sind Aufnahmen des Spraybildes einer Dralldüse bei unterschiedlichen Gegendrücken gegenübergestellt. Die Veränderung des Spraybildes ist hierbei deutlich zu erkennen. Außerdem wird deutlich, dass der Vorstrahl mit steigendem Gegendruck weniger stark ausgeprägt ist.

Im für den Schichtbetrieb relevanten Druckbereich von ca. 1 bar bis 20 bar Gegendruck nimmt der Spraykegelwinkel von Dralldüsen um ca. 0,85°/bar ab [Ipp]. Vergleichbare Werte werden von unterschiedlichen Autoren vorgestellt (0,67 – 1,11°/bar [Tre1] / 0,91°/bar [DeV]). Die Änderung der Temperatur (20°C bis 250°C bei einem Kammerdruck von 4,6 bar) beeinflusst den Spraykegelwinkel nicht [Ipp, Els].

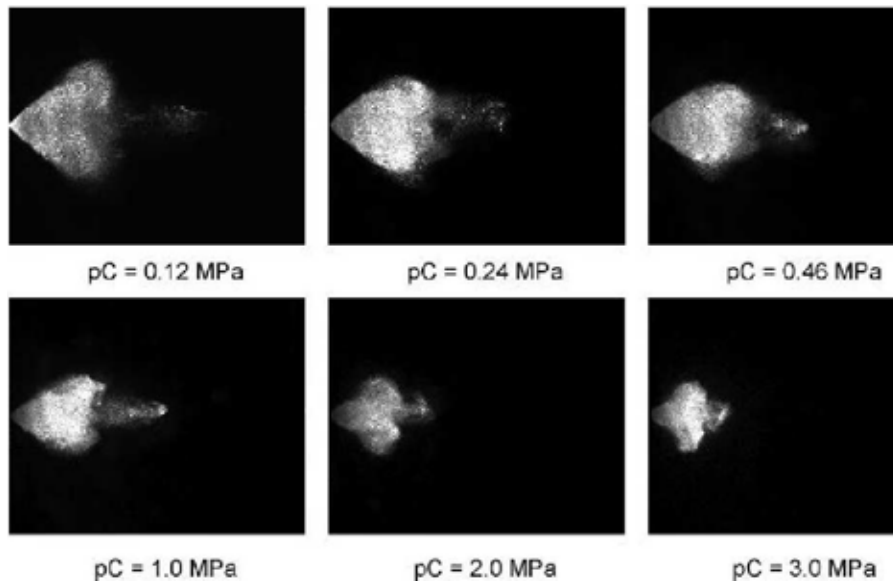


Bild 2.11: Einfluss des Gegendruckes auf die Sprayausbreitung einer Dralldüse [Ipp]

Die gegendruckabhängige Winkeländerung des Sprays einer Dralldüse stellt für den Betrieb im strahlgeführten Brennverfahren ein grundsätzliches Problem dar. Wird der Winkel für den Schichtbetrieb bei einem späten Einspritzzeitpunkt und damit einem hohen Zylindergegendruck so ausgelegt, dass sich der Sprayrand in Zündkerzennähe befindet, so entsteht im Homogenbetrieb das Problem, dass aufgrund der Spraywinkelvergrößerung bei sinkendem Gegendruck die Zündkerze wahrscheinlich mit flüssigem Kraftstoff benetzt wird. Aus diesem Grund ist der Einsatz einer konventionellen Dralldüse im strahlgeführten Brennverfahren nicht möglich.

Bei den Brennverfahren mit Luft- bzw. Wandführung wurde der gegendruckabhängige Spraykegelwinkel als Vorteil der Dralldüse betrachtet [Kum]. Der Abstand zwischen Injektor und Zündkerze fällt bei diesen Brennverfahren prinzipbedingt größer als beim strahlgeführten Brennverfahren aus, so dass die Gefahr der Zündkerzenbenetzung durch das Spray nicht gegeben ist. Im Schichtbetrieb bei späten Einspritzzeiten und hohen Gegendrücken wird ein kompaktes Spray generiert, das entsprechende Schichtung sicherstellt. Im Homogenbetrieb bei Einspritzung in den Saughub bildet sich hingegen ein großflächiges Spray aus, das sich gut im Zylinderraum verteilt und für eine verbesserte Homogenisierung sorgt.

Ein weiterer Effekt, der bei Einspritzung von Benzin auftreten kann, ist **Flash-Boiling**. Beim Flash-Boiling wird eine unterkühlte Flüssigkeit schlagartig auf einen Druck unterhalb des temperaturabhängigen Dampfdruckes entspannt [Oza]. Dabei beginnt die Flüssigkeit zu siedeln und es bilden sich Dampfblasen. Im Bereich der Saugrohreinjection mit Loch- und Drosselzapfendüsen im Leerlaufbetrieb bei Einspritzdrücken von 4 bar bis 6 bar kann dieser Effekt beobachtet werden [Aqu]. Im Saugrohr bei gedrosseltem Leerlaufbetrieb stellt sich starker Unterdruck (0,3 bar bis 0,4 bar_(abs)) ein. Zusätzlich wird der statische Druck in der Düsenbohrung durch die Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit weiter abgesenkt. Dies führt dazu, dass der Dampfdruck des Kraftstoffes (20°C: 0,4 bar bis 0,5 bar_(abs)) im Bereich der Düsenbohrung so stark unterschritten wird, dass sich der Strahlaufbruch aufgrund von

Flash-Boiling Effekten deutlich verändert. Abhängig davon, wie stark die Dampfdruckkurve unterschritten wird, bilden sich unterschiedliche Sprayformen aus.

Im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung im gedrosselten Homogenbetrieb mit Dralldüsen bei Leerlauf bis unterer Teillast treten ebenfalls Veränderungen des Spraybildes aufgrund von Flash-Boiling Effekten auf. Aus diesem Grund wurden Untersuchungen an Dralldüsen mit erhöhter Kraftstofftemperatur und Einspritzung in Unterdruck durchgeführt [Scm].

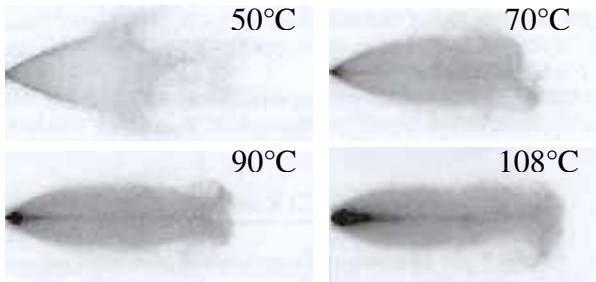


Bild 2.12: Sprayausbildung einer Dralldüse bei unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen (flash boiling) [Scm]

Sprayrand wird verrundet. Das Spray wird im Düsennahbereich breiter, in größerer Entfernung zum Düsenloch jedoch schmaler. Diese Veränderungen der äußeren Spraystruktur werden hauptsächlich durch die höhersiedenden Anteile beeinflusst [Scm].

Entscheidend für die beschriebenen Effekte ist jedoch das Dampfdruckverhalten von Benzin. Legt man eine Kraftstofftemperatur von maximal 100°C zugrunde, so liegt laut Herstellerangaben der Dampfdruck von handelsüblichem Ottokraftstoff bei 3 bar bis 4 bar_(abs). Bei Zylinderdrücken von bis zu 20 bar im Schichtbetrieb mit strahlgeführtem Brennverfahren ist die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Flash-Boiling somit eher gering.

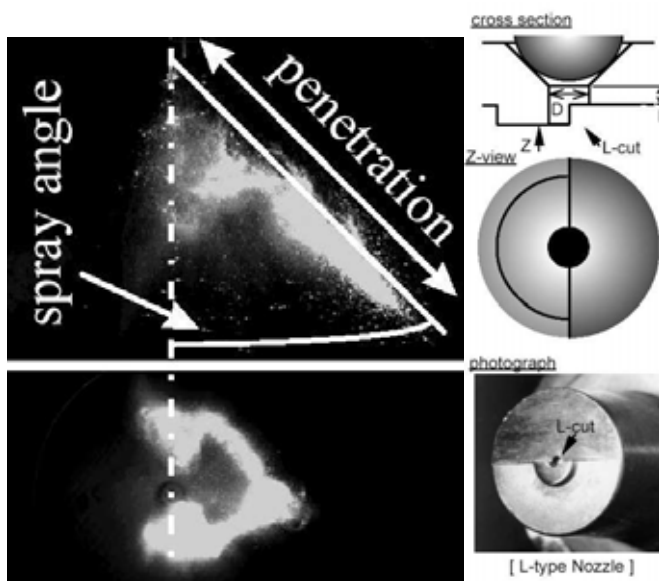


Bild 2.13: L-Step-Düse [Miy]

Abschließend soll eine Sonderbauform von Dralldüsen vorgestellt werden, die speziell für den Einsatz in strahlgeführten Brennverfahren optimiert wurde. Zur Darstellung eines konstanten Spraykegelwinkels wurde der Austrittsbereich der Bohrung einer Dralldüse modifiziert [Abe, Miy]. Diese als L-Step bezeichnete Düse wird im rechten Teil von Bild 2.13 mit den entsprechenden Veränderungen dargestellt.

Bei dieser Düse bildet sich ein seitlich geöffnetes Hohlkegelspray aus. Im Schnitt in Düsenlängsachse sieht das Spray hufeisenförmig aus. Über die

Höhe des Schnittes sowie die Lage und den Winkel der oberen Ebene kann die Größe der Öffnung des Sprays und die Kraftstoffanreicherung im gegenüberliegenden Bereich

eingestellt werden. Der Spraywinkel ändert sich bei diesen Düsen nicht mit steigendem Gegendruck, so dass der Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren möglich ist.

Aufgrund der in diesem Abschnitt dargestellten Zusammenhänge lässt sich zusammenfassen, dass die konventionelle Dralldüse für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren nicht geeignet ist. Aufgrund der Funktionalität der Dralldüse ergeben sich zwei entscheidende Nachteile:

- Es bildet sich ein Vorstrahl mit hoher Penetration und großen Tropfen aus. Die Gefahr der Kolben- und Wandbenetzung und der damit verbundenen erhöhten Emissionswerte von unverbranntem Kohlenwasserstoff ist für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren nicht akzeptabel.
- Der Spraykegelwinkel wird durch zunehmenden Zylinderdruck verkleinert. Die Spraycharakteristik ändert sich somit abhängig vom Einspritzzeitpunkt. Für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren ist jedoch eine gleichbleibende Ausbildung des Sprays auch bei unterschiedlichen Zylinderdruckbedingung zur Darstellung einer konstanten Gemischsituation in Zündkerzennähe zwingend erforderlich.

Die Tatsache, dass mit Sonderbauformen (Hitachi) die Nachteile der Dralldüse kompensiert werden können, zeigt deutlich, dass durchaus Potenzial für den Einsatz einer Dralldüse im strahlgeführten Brennverfahren vorhanden ist, und motiviert an dieser Stelle zusätzlich, eine variable Düse zu entwickeln, mit der die unterschiedlichen Anforderungen des strahlgeführten Brennverfahrens erfüllt werden können.

2.2.2 Mehrlochdüse

Neben Dralldüsen werden bei Serien PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung auch Mehrlochdüsen eingesetzt [Boe, Zim]. Dieser Düsentyp ist bei der Direkteinspritzung im

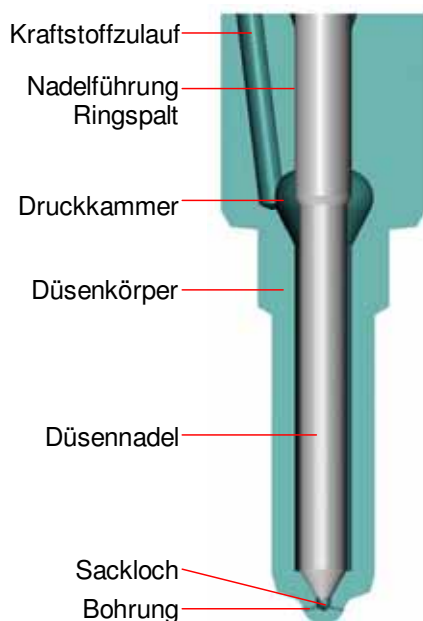


Bild 2.14: Mehrlochdüse [Ste]

Dieselmotor Stand der Technik. Mit der Einführung der Direkteinspritzung im Dieselmotor im Jahr 1985 [Pio] kam der Einspritzdüse zusammen mit der Druckerzeugung eine zentrale Bedeutung zu. Vor diesem Hintergrund wurden viele grundlegende Untersuchungen zum Strahlaufbruch und zur Gemischbildung von Mehrlochdüsen mit Dieselmotorkraftstoff durchgeführt [Bau, Bus, Ofn]. Wie bereits erwähnt, setzte beim Benzinmotor erst seit 1995 verstärkte Entwicklungsaktivität im Bereich der Direkteinspritzung ein, wobei jedoch die zentrale Bedeutung des Einspritzsystems erst im Zusammenhang mit strahlgeführten Brennverfahren besonders deutlich wird. Im folgenden Abschnitt werden die grundlegenden Erkenntnisse im Zusammenhang mit Mehrlochdüsen aus dem Bereich der Dieseleinspritzung mit der Fragestellung

dargestellt, inwieweit sich diese Erkenntnisse und Effekte auf den Betrieb mit Benzin übertragen lassen.

Ein typischer Aufbau einer Mehrlochdüse mit Sackloch aus der Anwendung im Dieselmotorbereich ist in Bild 2.14 dargestellt. Der Kraftstoff fließt im Ringspalt zwischen Düsennadel und Düsenkörper entlang, vorbei am Nadelsitz, in den Bereich des Sackloches und weiter durch die Bohrungen in den Brennraum. Infolge hoher Strömungsgeschwindigkeiten und hoher Turbulenz am Düsenlochaustritt zerstäubt der Kraftstoff [Mer]. Bei der Direkteinspritzung im Benzinmotor werden Mehrlochdüsen bei Einspritzdrücken bis 200 bar betrieben [Zim, Ach]. Dieser Maximaldruck ist Stand der Technik für Hochdruckpumpen aus dem Bereich der Serien PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung. Ursache für diese Einschränkung des Druckbereiches gegenüber Dieselsystemen ist die verminderte Schmierfähigkeit des Benzins.

Bild 2.15 zeigt beispielhaft das Aussehen des Spraybildes einer Mehrlochdüse mit acht Spritzlöchern bei einem Einspritzdruck von 200 bar. Die Parameter, die das Spray der

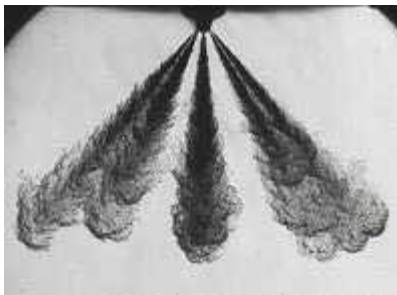


Bild 2.15: Spray Mehrlochdüse

wird hauptsächlich durch die Turbulenz der Düseninnenströmung und Kavitationseffekte beeinflusst [Bau].

Strahlkeulen einer Lochdüse beschreiben, sind in Bild 2.16 dargestellt. Beim Austritt aus dem Düsenloch bildet sich ein kegelförmiges Spray, das zum einen über den Spraykegelwinkel Φ und zum anderen über die Strahleindringtiefe s charakterisiert werden kann. Unmittelbar in Düsenlochnähe zerfällt der Strahl in vergleichsweise große Tropfen und Ligamente. Dieser Bereich des Sprays wird als Primärzerfall bezeichnet. Er

Die weitere Zerteilung der Ligamente und großen Tropfen wird als Sekundärzerfall bezeichnet. Durch die Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Brennraumgas kommt es aufgrund der aerodynamischen Kräfte zur Verzögerung, Deformation und schließlich zur Aufspaltung in kleinere Kraftstofftropfen. Diese kleinen Tropfen werden zwar stärker abgebremst, jedoch von den nachfolgenden Tropfen verdrängt und überholt, so dass die Strahleindringtiefe kontinuierlich zunimmt. Die allgemeine Definition der Strahleindringtiefe bzw. Penetration bezieht sich auf den Abstand zwischen Sprayspitze und Düsenloch, in dem sich 95 % bis 99% der flüssigen Kraftstoffmasse befinden.

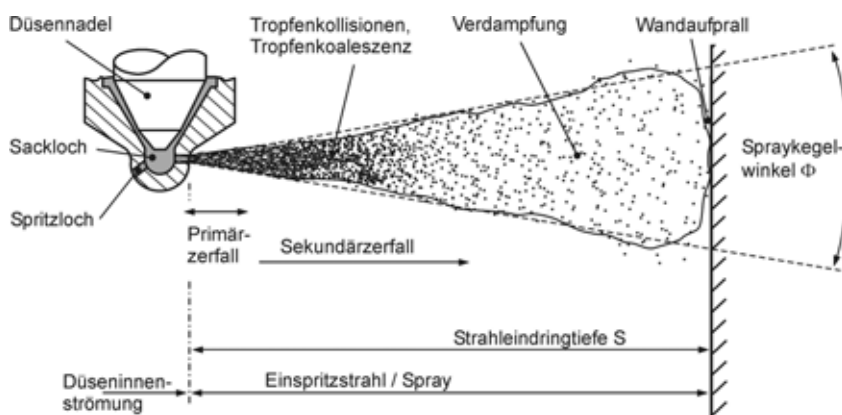


Bild 2.16: schematischer Aufbau eines Einspritzstrahles [Bau]

Die dargestellten Zusammenhänge des Strahlaufbruchs führen dazu, dass das kegelförmige Spray in Hauptströmungsrichtung durch einen verstärkten Lufteintrag verdünnt wird. Im Bereich hoher Tropfendichte an der Spraywurzel ist die Interaktion zwischen den Tropfen entscheidend für die Tropfengrößenverteilung. Bei Kollisionsvorgängen können große Tropfen in kleinere zerfallen und bei Koaleszenzvorgängen vereinigen sich kleine Tropfen zu großen. Im Bereich geringer Tropfendichte sind hauptsächlich brennraumseitige Bedingungen in Form von Gastemperatur und Gasdichte für den weiteren Tropfenzerfall und die Verdampfungsgeschwindigkeit von Bedeutung.

Für den primären Strahlzerfall bei Mehrlochdüsen sind **Kavitationseffekte** von entscheidender Bedeutung. Im folgenden Bild 2.17 ist ein exemplarisches Phasendiagramm

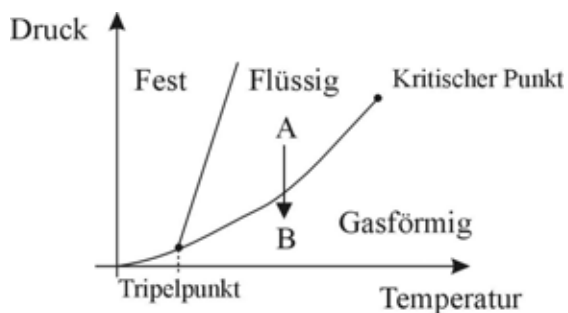


Bild 2.17: exemplarisches Phasendiagramm [Bau]

dargestellt, das die grundsätzlichen Zusammenhänge bei Kavitation beschreibt. Mit dem Begriff Kavitation wird das Entstehen einer lokalen Dampfphase aus einer Flüssigkeit beschrieben. Durch die lokale Druckabsenkung (Übergang: A \rightarrow B) unterhalb des Dampfdruckes aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb der Düse bilden sich dampf- bzw. gasgefüllte Hohlräume (Kavitationsblasen). Die Implosion dieser Blasen durch Druckanstieg bei Austritt der Strömung aus dem Düsenloch

verstärkt den Strahlzerfall aufgrund der zusätzlich eingebrachten Turbulenz und aufgrund des Herausreißen von Tropfen bzw. Ligamenten aus der Strömung [Bau].

Bildet sich ein Kavitationsfilm in der gesamten Länge der Düsenbohrung aus, so spricht man von Superkavitation [Wal3]. Da sich in diesem Fall keine turbulente Grenzschicht an der Wand der Düsenbohrung ausbildet, sind die Geschwindigkeiten im Randbereich der Strömung höher und verstärken beim Austritt aus dem Düsenloch aufgrund der höheren Relativgeschwindigkeit zur Umgebungsluft den primären Strahlzerfall [Wal3].

Die Neigung zur Kavitationsbildung wird durch die Kavitationszahl K in Gleichung 2.1 beschrieben:

$$K = \frac{p_E - p_G}{p_G - p_D} \quad (2.1)$$

Hierbei werden der Einspritzdruck als p_E , der Gasgegendruck als p_G und der Dampfdruck als p_D bezeichnet. Die Kavitationszahl beschreibt das Verhältnis von kavitationsfördernden Kräften der Strömung (Druckgefälle $p_E - p_G$) zu den kavitationshemmenden Kräften (Drucküberschuss gegenüber Dampfdruck $p_G - p_D$) [Wal3]. Es wird hierbei vorausgesetzt, dass der Geegendruck größer als der Dampfdruck ist.

Die Kavitationsneigung nimmt mit steigender Kavitationszahl zu. Bei Mehrlochdüsen steigt die Kavitationsneigung somit bei steigendem Einspritzdruck oder sinkendem Gegendruck. Für Benzin-Direkteinspritzung bedeuten diese Abhängigkeiten, dass einerseits mit späten Einspritzzeiten und damit erhöhten Zylinderdrücken im Schichtbetrieb die Kavitationsneigung abnimmt, und andererseits aufgrund des erhöhten Dampfdruckes von Ottokraftstoffs die Möglichkeit zur Kavitationsbildung durchaus erhöht wird. Welcher Effekt hierbei überwiegt kann nur in konkreten Untersuchungen festgestellt werden.

Die Entstehung der Kavitationsgebiete kann einerseits im Bereich des Nadelsitzes bei kleinen Nadelhuben und andererseits im Bereich des Eintritts in das Düsenloch liegen (Bild 2.18). Es wird somit zwischen Kavitation durch **Nadelsitzdrosselung** und spritzlochgenerierter

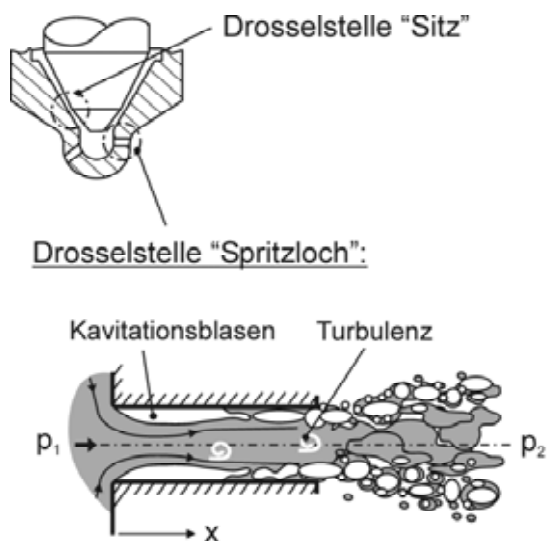


Bild 2.18: Entstehung von Kavitation [Bau]

Kavitation unterschieden. Nadelsitzdrosselung kann auftreten, wenn die kegelstumpfförmige Fläche, die zwischen Nadel und Sitz hubabhängig freigegeben wird, kleiner als die Gesamtfläche der Düsenlöcher ist [Bus]. Es entsteht hierbei ein Kavitationsschlauch ausgehend vom Nadelsitz bis in den Bereich des Spritzloches und führt zu den bereits beschriebenen Effekten im Spritzloch. Der Zustand der Nadelsitzdrosselung stellt sich kurzfristig beim Nadelöffnen ein. Bei den Untersuchungen von [Ste] wurde mit Hilfe einer direktbetätigten Düsennadel die Nadelöffnungsgeschwindigkeit und damit die Verweildauer im Bereich der Sitzdrosselung

beeinflusst. Ebenso wurden stationäre Nadelteilhübe eingestellt werden, um bewusst Kavitationseffekte zu generieren [Ste].

Wie in Bild 2.19 dargestellt, wird das Strahlbild durch Nadelsitzdrosselung so beeinflusst, dass der Spraykegelwinkel und die Welligkeit im Bereich des Strahlrandes zunehmen. Eine Beeinflussung der Penetration ist nicht zu erkennen.

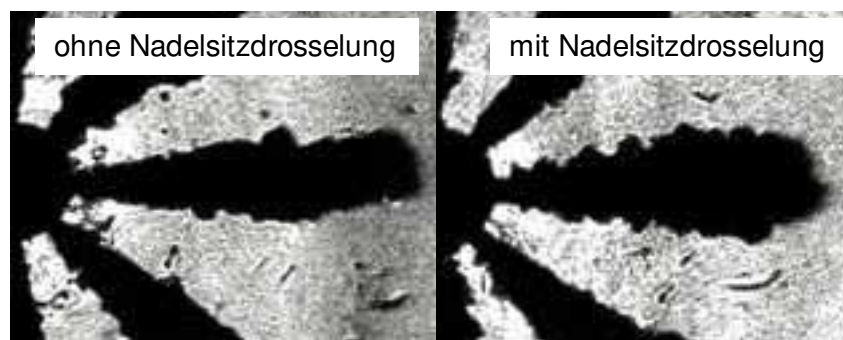


Bild 2.19: Einfluss Nadelsitzdrosselung [Ste]

Die **Form und Lage des Spritzloches** trägt ebenfalls entscheidend zur Ausbildung von Kavitation bei. Es besteht die Möglichkeit, auf die Konizität des Spritzloches, die über den k -Faktor beschrieben wird, Einfluss zu nehmen. Ergänzend dazu kann der Einlaufbereich ins

Spritzloch verrundet werden. Der Konizitätsfaktor wird über die Differenz der Durchmesser am Eintritt und Austritt des Spritzlochs nach Gleichung 2.2 bestimmt.

$$k = \frac{D_{\text{innen}} [\mu\text{m}] - D_{\text{außen}} [\mu\text{m}]}{10} \quad (2.2)$$

Der Durchmesser im Eintritt ins Spritzloch wird hierbei als D_{innen} , der Austrittsdurchmesser als $D_{\text{außen}}$ bezeichnet. Spritzlöcher mit einem positiven k -Faktor werden somit in Strömungsrichtung kleiner.

Die Stärke der Verrundung (Gleichung 2.3) im Einlaufbereich des Spritzloches wird über den HE -Verrundungsgrad beschrieben:

$$HE = \left[\frac{Q_{2,hydr.}}{Q_{1,hydr.}} - 1 \right] \cdot 100\% \quad (2.3)$$

Das Kraftstoffvolumen, das innerhalb von 30 s bei einem Kraftstoffdruck von 100 bar durch die Düse fließt, wird als $Q_{hydr.}$ bezeichnet. Mit dem Index 1 wird der Zustand vor dem Verrundungsprozess, mit dem Index 2 der Zustand danach beschrieben.

Anhand von Untersuchungen an Glasdüsen (Bild 2.20) wurde gezeigt, inwieweit die Konizität des Spritzloches die Kavitationsbildung beeinflusst. Mit abnehmendem k -Faktor steigt die Kavitationsneigung, das heißt bei einer Düse mit konvergentem Spritzloch ist unter den untersuchten Randbedingungen keine Kavitation feststellbar [Sal]. Hingegen treten sowohl bei zylindrischen, als auch bei divergenten Spritzlöchern Kavitationseffekte auf. Der Spraykegelwinkel steigt mit zunehmender Kavitation (d.h. abnehmendem k -Faktor) an.

Die HE -Verrundung hat einen vergleichbaren Einfluss auf das Kavitationsverhalten. Mit steigender Verrundung nimmt die Kavitationsneigung ab [Cha], da sich die Strömung im Einlaufbereich des Spritzloches besser anlegen kann und somit die Ablösegebiete verkleinert werden. Eine kavitationsfreie Strömung im Spritzloch bildet sich demnach bei einem hohen HE -Verrundungsgrad und einem positiven k -Faktor aus [Ste, Wal3, Scw2, Fet]. Um die Effekte des verstärkten, kavitationsunterstützten Strahlaufbruchs auszunutzen, muss die umgekehrte Kombination gewählt werden.

Ein weiterer Parameter zur Beeinflussung der Kavitationsneigung ist die Lage des Spritzloches bezogen auf die Nadelsitzposition, die über das A -Maß beschrieben wird. Im Bild 2.21 sind diese geometrischen Zusammenhänge dargestellt. Der Winkel ψ beschreibt die Neigung des Spritzloches zur Düsenachse, die Winkel γ_{OK} und γ_{UK} charakterisieren den oberen und unteren Bereich der Einlaufkante aus dem Sackloch ins Spritzloch. Die Stärke der Umlenkung im oberen und unteren Bereich des Einlaufes bestimmt nach [Bus] das Kavitationsverhalten. Also nimmt die Kavitationsneigung mit steigendem A -Maß bei der hier dargestellten Konfiguration ab, da der untere Einlaufwinkel so stark zunimmt, dass sich im unteren Einlaufbereich keine Kavitation mehr ausbildet. Diese geometrischen Zusammenhänge im Bereich des Einlaufs ändern sich jedoch mit der Wahl des Neigungswinkels ψ der Spritzlöcher. Bei dieselmotorischer Anwendung werden hierbei

Winkel im Bereich von 150° benötigt, unter ottomotorischen Randbedingungen liegen die Winkel im Bereich von 70° bis 90° für strahlgeführte Brennverfahren mit zentraler Anordnung der Einspritzdüse [Gil].

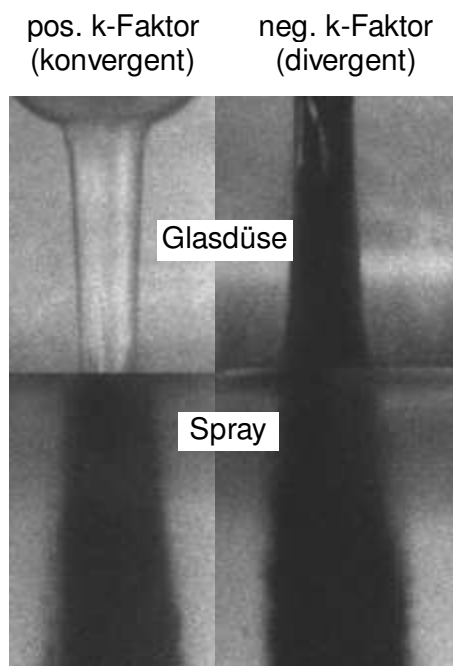


Bild 2.20: Variation K-Faktor [Sal]

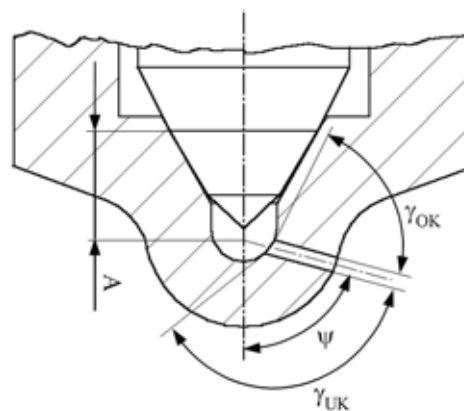


Bild 2.21: A- Maß [Bus]

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass mit Zunahme der Kavitation der Spraykegelwinkel zunimmt, die Penetration abnimmt und der Durchfluss sinkt. Kavitation kann erhöht werden durch Nadelsitzdrosselung, scharfkantigen Spritzlocheinlauf mit großer Strömungsumlenkung und zylindrisch bis konisch divergente Spritzlöcher. Diese Tendenzen wurden bei der dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung umfangreich untersucht [Ste, Sal, Bau]. Im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung wurden vergleichbare Untersuchungen von [Gil] an Sitzloch-Transparentdüsen mit einer Einzelbohrung mit $200\ \mu\text{m}$ Durchmesser und Realkraftstoff in einem Druckbereich von 20 bar bis 80 bar durchgeführt. Die bereits aus der Dieselanwendung heraus beschriebenen Erkenntnisse, wie beispielsweise der Einfluss der Nadelsitzdrosselung, der Einlaufkantenverrundung und des Bohrungswinkels auf die Kavitationsausbildung, wurden hierbei bestätigt.

Neben der Bohrungsgeometrie ist der **Einspritzdruck** von entscheidender Bedeutung für den Durchfluss und den Strahlaufbruch von Mehrlochdüsen. Der mit steigendem Einspritzdruck zunehmende Durchfluss verringert die benötigte Ansteuerdauer zur Darstellung einer konstanten Einspritzmasse. Daraus ergibt sich zur Erzielung kleiner Einspritzmassen die Notwendigkeit von schnellem Öffnen und Schließen der Düse, um möglichst schnell stationäre Strömungsverhältnisse in den Düsenbohrungen zu erhalten. An dieser Stelle ist die Möglichkeit eines Injektors mit piezo-aktuierter direktbetätigter Düsennadel [Ste] von Vorteil, einspritzdruckunabhängige Schaltvorgänge darzustellen.

Mit steigendem Einspritzdruck nimmt die Tropfengröße ab (Bild 2.22), da aufgrund der höheren Austrittsgeschwindigkeit und der damit verbundenen höheren Relativ-

geschwindigkeit zwischen Flüssigkeit und Gas der Strahlzerfall verstärkt wird [Nau]. Diese Untersuchungen wurden mit Benzin bis maximal 500 bar Einspritzdruck durchgeführt.

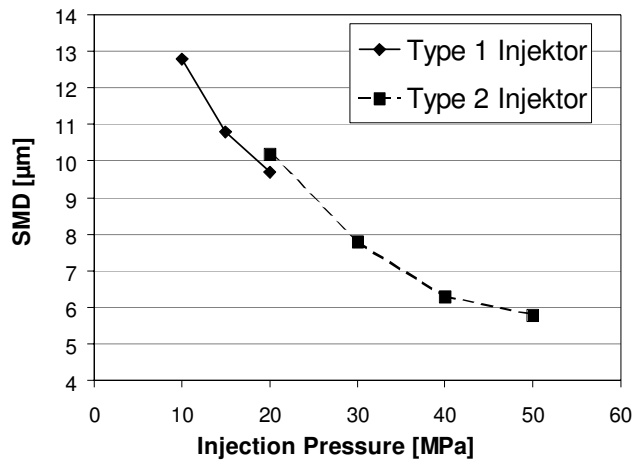


Bild 2.22: Einfluss Einspritzdruck auf Tropfengröße [Nau]

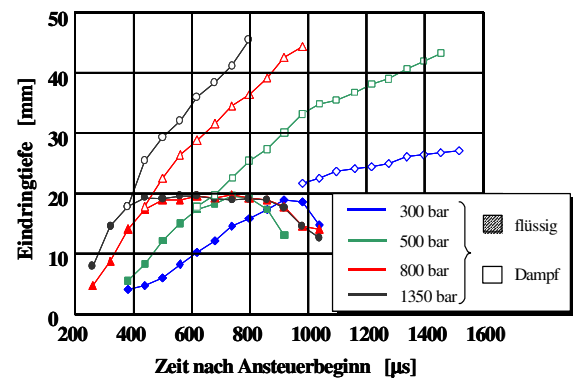


Bild 2.23: Eindringtiefen des flüssigen und dampfförmigen Kraftstoffes in einer beheizten Einspritzkammer in Abhängigkeit des Druckes [Bas]

Bild 2.23 macht am Beispiel eines Dieselsprays deutlich, dass die maximale Penetration der Flüssigphase einspritzdruckunabhängig ist [Bas], da mit kleiner werdenden Tropfen auch die Verdampfungsrates steigt und sich somit ein Gleichgewicht zwischen nachgeführter und verdampfter Kraftstoffmasse einstellt. Die maximale Dampfpenetration nimmt jedoch mit steigendem Einspritzdruck weiter zu. Die Penetrationsgeschwindigkeit beider Phasen steigt mit zunehmendem Einspritzdruck. Der Spraykegelwinkel wird nicht durch den Einspritzdruck beeinflusst.

Mehrlochdüsen werden momentan in Forschungsmotoren erfolgreich im strahlgeführten Brennverfahren eingesetzt [Pet, Maa]. Aufgrund ihrer Funktionalität ergeben sich jedoch auch bei dieser Düsenart Nachteile:

- Das Spray einer Mehrlochdüse besteht aus einzelnen Strahlkeulen. Daher kann es zu Konzentrationsgradienten in der Gemischwolke kommen, die wiederum die Flammgeschwindigkeit ungünstig beeinflussen. Das Durchbrennverhalten ist deshalb nicht optimal.
- Bei Mehrlochdüsen besteht grundsätzlich die Gefahr der Düsenverkokung. Da sich flüssiger Restkraftstoff im Bereich des Sackloches und der Bohrungen befindet, bildet sich beim Kontakt mit der Flamme Ruß, der sich in den Bohrungswänden anlagert und den Bohrungsquerschnitt verkleinert. Somit können sich die Durchfluss- und Sprayeigenschaften einer Mehrlochdüse über die Laufzeit verändern.

Es besteht also durchaus der Bedarf, die Sprayeigenschaften von Mehrlochdüsen zu optimieren und damit die Gemischaufbereitung und die Verbrennung im strahlgeführten Brennverfahren zu verbessern.

2.2.3 A-Düse

Die nach außen öffnende, piezo-aktuierte Ringspaldüse (A-Düse) wurde speziell für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren entwickelt [Sch, Lüc, Ach, Wel]. Der Kraftstoff strömt bei einer A-Düse über den Ringspalt zwischen Düsenkörper und Düsennadel entlang zur Bohrung (Bild 2.24). Beim Öffnen der Düse entsteht durch die Kontur der Nadel und des

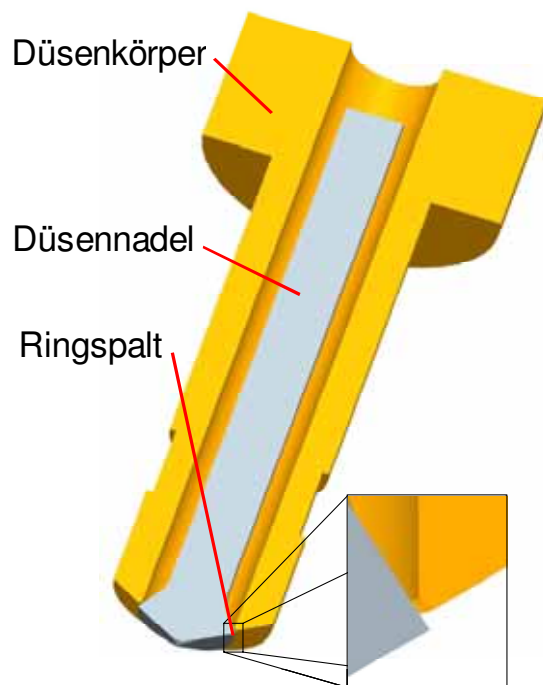


Bild 2.24: A-Düse

zusätzlich zu dieser Grundfunktionalität noch die Spray- und Durchflusseigenschaften maßgeblich durch den Nadelhub beeinflusst.

Sitzes ein geneigter Ringspalt, durch den der Kraftstoff in Form einer hohlkegelförmigen Flüssigkeitslamelle ausströmt. Die Flüssigkeitslamelle zerfällt zu Ligamenten und schließlich zu Tropfen.

Der Spraykegelwinkel wird über die Kontur und den Winkel von Nadel und Sitz bestimmt. Der Durchfluss ergibt sich durch den Hub der Nadel und den anliegenden Druck. Im Vergleich zu Dralldüse und Mehrlochdüse kommt der Nadel bei der nach außen öffnenden Düse eine zentrale Bedeutung für die Funktionalität der Düse zu. Bei den Drall- und Mehrlochdüsen hat die Nadel lediglich die Aufgabe, möglichst schnelles Öffnen und Schließen sicherzustellen und im geschlossenen Zustand die Dichtigkeit der Düse zu gewährleisten. Bei der A-Düse werden

Der freigegebene Strömungsquerschnitt ist aufgrund der Kegelstumpfmantelform im Vergleich zu Lochquerschnitten (Mehrlochdüsen) bzw. Ringquerschnitten (Dralldüsen) groß und die anliegenden Drücke sind hoch, so dass der Nadelhub extrem gering sein muss, um einen vergleichbaren Durchfluss zu gewährleisten. Eine Abschätzung der Querschnitte soll diesen Sachverhalt verdeutlichen: Um den gleichen geometrischen Querschnitt wie bei einer 6-Lochdüse mit 0,1 mm Bohrungsdurchmesser zu erhalten, muss bei einer A-Düse mit Nadeldurchmesser von 3 mm und einem Kegelwinkel des Nadelsitzes von 90° ein Nadelhub von ca. $7 \mu\text{m}$ eingestellt werden. Reibungseinflüsse führen bei realen Strömungen zu einem größeren erforderlichen geometrischen Querschnitt und somit zu größerem Hub. Bei momentan im Prototypenstadium befindlichen A-Düsen liegt der Nadelhub im Bereich von $30 \mu\text{m}$ bis $50 \mu\text{m}$ [Ach]. Es werden bei einem Einspritzdruck von 200 bar Durchfluss-Werte von ca. 30 g/s erreicht. Im Vergleich dazu liegen die Durchfluss-Werte von Drall- und Mehrlochdüsen in der Größenordnung von 10 g/s.

Der Nadelhub ist über die freigegebene Querschnittsfläche direkt proportional zum Durchfluss und somit über die Einspritzdauer auch zur eingespritzten Masse. Der reproduzierbaren Einstellung des Nadelhubes kommt daher eine besondere Bedeutung für die Stabilität der Einspritzmasse zu. Zur Darstellung kleiner Einspritzmassen ist die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der Nadel entscheidend. Deshalb wird die Nadel bei den in der

Literatur vorgestellten A-Düsen über einen Piezo-Aktuator mit minimalen Schaltzeiten im Bereich von 200 μs direkt betätigt [Sch, Ach, Ach2].

Der feste Zusammenhang zwischen Druck und Durchfluss, wie er bei Drall- und Mehrlochdüsen gegeben ist, wird bei einer A-Düse aufgebrochen. Die Durchflusswerte können durch den zusätzlichen Freiheitsgrad des Nadelteilhubes direkt beeinflusst werden.

Das Hohlkegelspraybild einer A-Düse ist in Bild 2.25 dargestellt. Deutlich zu erkennen ist



Bild 2.25: Spraybild A-Düse

auch das torusförmige Rezirkulationsgebiet, das für einen erhöhten Lufteintrag ins Spray sorgt. Die hohe Austrittsgeschwindigkeit und der damit verbundene erhöhte Impuls begünstigen den Strahlaufbruch. Zusätzlich nimmt auch die Empfindlichkeit des Sprays gegenüber Brennraumströmungen ab [Sch]. Der Tropfendurchmesser des Sprays einer A-Düse wird durch die Dicke der hohlkegelförmigen Flüssigkeitslamelle am Düsenaustritt und die Austrittsgeschwindigkeit beeinflusst.

Zur Darstellung kleiner Tropfen sollte der Einspritzdruck hoch und der Nadelhub klein sein, damit die Austrittsgeschwindigkeit hoch und die Lamellendicke gering ist. An dieser Stelle besteht ein zusätzlicher Freiheitsgrad: der feste Zusammenhang zwischen Druck und Tropfengröße kann über den Nadelhub im Betrieb zusätzlich beeinflusst werden. Zur Darstellung kleiner Tropfen kann nicht nur mit hohem Einspritzdruck, sondern auch mit kleinem Nadelhub gearbeitet werden.

Im Bereich des Öffnens einer A-Düse ist der mittlere Tropfendurchmesser größer als im stationären Zustand [Xu]. Dieser Effekt ist jedoch nicht vergleichbar mit der Vorstrahlbildung bei Dralldüsen. Außerdem wird durch schnelles Öffnen der Düse dieser instationäre Öffnungsvorgang entsprechend verkürzt.

Das Spray einer A-Düse hat eine vergleichsweise geringe Penetration aufgrund der Auslegung für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren [Pio]. Bei steigender Last im Schichtbetrieb stellt diese Sprayform jedoch ein Problem dar, weil Strahlaufbruch und Gemischbildung in Injektornähe stattfinden. Bei steigender Einspritzmasse befindet sich ein stark fettes Gemisch nur in einem kleinen begrenzten Bereich. Mit Hilfe von Mehrfacheinspritzung kann dieser Gemischbereich aufgeweitet werden [Sch], so dass sich im Bereich der Zündkerze über einen längeren Zeitraum zündfähiges Gemisch mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten befindet und somit das Stabilitätsfenster für den Motorbetrieb aufgeweitet wird. Anhand von Bild 2.26 kann deutlich gezeigt werden, dass der Bereich mit fettem Gemisch in Zündkerzennähe bei Einfacheinspritzung (linke Seite) durch Dreifacheinspritzung deutlich zu Gemischverhältnissen mit Werten $\lambda \approx 1$ verschoben wird. Auch die Anwesenheit von flüssigem Kraftstoff in Zündkerzennähe wird durch die Aufweitung der Gemischbildungszeit bei Mehrfacheinspritzung deutlich vermindert. Mit dieser Maßnahme kann der Schichtbetrieb zu höheren Lasten ausgeweitet werden.

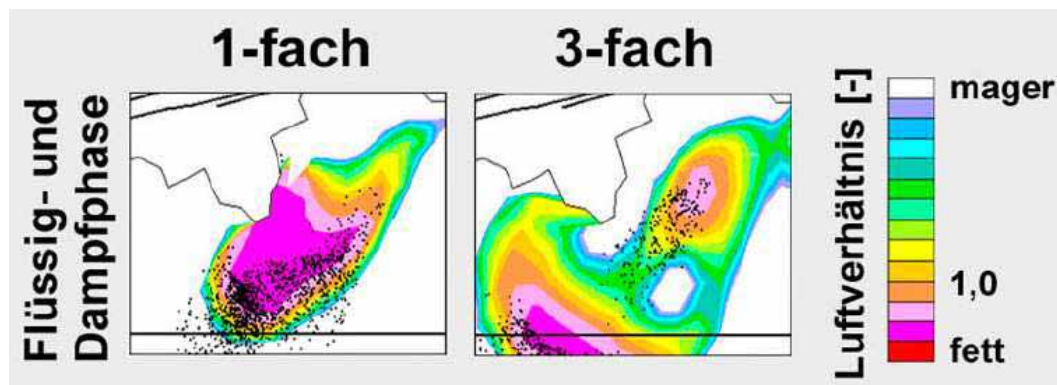


Bild 2.26: Einfach- / Mehrfacheinspritzung [Lüc]

Die Betriebsbedingungen beeinflussen, ebenso wie bei den bereits vorgestellten Düsentypen, das Verhalten der nach außen öffnenden Düse signifikant. Mit steigendem **Einspritzdruck** nimmt der Durchfluss aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeit bei gleichem Querschnitt zu. Mit steigendem Einspritzdruck nimmt ebenfalls die Penetrationsgeschwindigkeit des Sprays zu, die maximale Penetration bleibt jedoch ähnlich wie bei der Mehrlochdüse aufgrund von stärkerer Verdampfung konstant [Bac]. Der Spraykegelwinkel nimmt mit steigendem Einspritzdruck zu. Der Einfluss ist jedoch bei Drücken oberhalb von 100 bar eher gering [Bac]. Wie bei den anderen Düsentypen sinkt auch bei der A-Düse die Tropfengröße mit steigendem Einspritzdruck aufgrund der höheren Austrittsgeschwindigkeit. Bei den in der Literatur vorgestellten A-Düsen stellt sich bei einem Einspritzdruck von 200 bar ein mittlerer Sauterdurchmesser von 15 μm ein [Ach2, Bac].

Ein später Einspritzzeitpunkt bedeutet für die Einspritzung steigenden **Zylinderdruck** und steigende **Temperatur**. Mit steigendem Gegendruck nimmt bei konstantem Einspritzdruck der Durchfluss aufgrund des verminderten Druckgefälles ab. Mit steigendem Gegendruck sinkt die Penetration [Gei, Bac, Xu] aufgrund des erhöhten Impulsaustauschs mit der umgebenden Luft durch die Zunahme der Gasdichte. Eine Zunahme des Spraykegelwinkels mit steigendem Gegendruck wird ebenfalls beobachtet [Bac, Xu], wobei dieser Effekt durch die erhöhte Verdampfung bei steigender Temperatur überkompensiert wird. Durch eine angepasste Auslegung der Nadelsitzgeometrie kann der Spraykegelwinkel druck- und temperaturunabhängig konstant gehalten werden [Bac]. Die Penetration sinkt aufgrund der stärkeren Verdampfung bei höheren Temperaturen.

Ähnlich wie bei der Dralldüse mit L-Step gibt es auch bei der A-Düse eine Sonderbauform. Es wird eine A-Düse vorgestellt, die zusätzlich mit einem Drallerzeuger ausgestattet ist [Xu, Das]. Die Strömung im Innern der Düse wird in Rotation versetzt, so dass eine zusätzliche Tangentialgeschwindigkeit im Austrittsbereich der Düse entsteht. Dieser Geschwindigkeitsanteil vermindert die Penetration des Sprays und vergrößert den Spraykegelwinkel [Das, Xu].

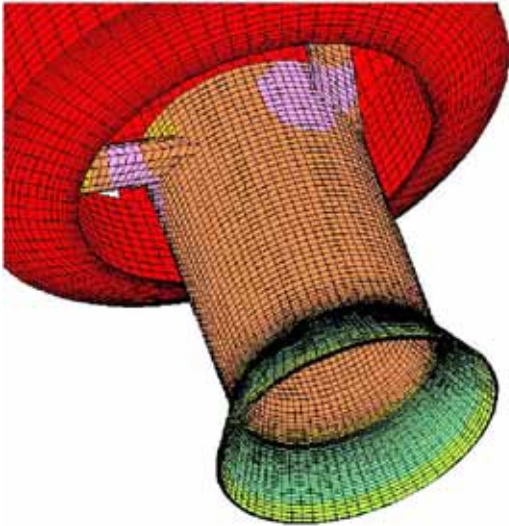


Bild 2.27: Sonderbauform A-Düse [Xu]

Zur Bewertung des Potenzials von A-Düsen für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren sind die Düseneigenschaften gegenübergestellt:

- Eine A-Düse bildet ein stabiles Hohlkegelspray mit stabilem Rezirkulationsgebiet. Die Eigenschaften des Sprays sind gegendruck- und temperaturunabhängig, so dass Betriebspunkte im Schichtbetrieb unabhängig vom Einspritzzeitpunkt angefahren werden können.
- Die Penetration ist im Vergleich zu anderen Düsenkonzepten gering, so dass sich die für das strahlgeführte Brennverfahren erforderliche kompakte Spraywolke ausbildet.
- Der Durchfluss einer A-Düse ist im Vergleich zu anderen Düsenarten hoch. Daher ergeben sich zur Darstellung kleiner Einspritzmassen im Schichtbetrieb kurze Einspritzzeiten. Diese kurzen Einspritzzeiten zusammen mit der geringen Penetration ermöglichen den späten Einspritzzeitpunkt im Kompressionshub, der für die Darstellung des strahlgeführten Brennverfahrens erforderlich ist. Ermöglicht werden die schnellen Öffnungs- und Schließvorgänge durch den Betrieb der A-Düse mit einer direktbetätigten, piezo-aktuierten Düsennadel.
- Durch das schnelle Schaltverhalten der Düsennadel wird die Darstellung von Mehrfacheinspritzungen zur Aufweitung des Betriebskennfeldes im Schichtbetrieb zu höherer Last ermöglicht.
- Da keine Totvolumina hinter der Düsennadel in Richtung Brennraum vorhanden sind (Mehrlochdüsen: Sackloch, Düsenbohrungen / Dralldüsen: Düsenbohrung), ist die Verkokungsneigung einer A-Düse gering. Die Ablagerungen werden durch den relativ großen Strömungsquerschnitt herausgespült [Xu].

Das Potenzial der A-Düse für das strahlgeführte Brennverfahren wurde im vorangegangenen Abschnitt deutlich dargestellt. Auch die Möglichkeit, die Variabilität der A-Düse im Betrieb auszunutzen, ist deutlich zu erkennen. Da keine Serienteile verfügbar waren, konnte im Rahmen dieser Arbeit keine A-Düse vergleichend untersucht werden. Aufgrund des fortgeschrittenen Entwicklungsstadiums veröffentlichter A-Düsen wurde auf die Entwicklung eines eigenen A-Düsen Prototypen verzichtet.

2.2.4 Gegenüberstellung der Düseneigenschaften

Anhand der vorangegangenen Kapitel wurden die hydraulischen Eigenschaften und Spraycharakteristik unterschiedlicher Düsentypen dargestellt. In Tabelle 2.1 und Tabelle 2.2 sind die Tendenzen zusammengefasst.

Tabelle 2.1: Einfluss des Einspritzdruckes auf die Düseneigenschaften

Einspritzdruck ↑	Dralldüse	Mehrlochdüse	A-Düse
stationärer Durchfluss	↑ [Lef,Cou, Kan]	↑ [Lef]	↑
maximale Penetration	↑ [lpp]	→ [Bas]	→ [Bac]
Penetrationsgeschwindigkeit	↑ [lpp]	↑ [Bas]	↑ [Bac]
Spraywinkel	↗ / ↘ / → [Kan]/ [Lef,Dah]/ [lpp]	→ / ↗ [Nau]/[Ste]	↑ [Bac] (Zunahme bei $p > 100$ bar gering)
Tropfengröße	↓ [Kan,Lef]	↓ [Nau]	↓ [Xu] (Abnahme bei $p > 50$ bar gering)

↑ steigt ↓ fällt ↗ / ↘ Tendenzen gering → kein Einfluss

Tabelle 2.2: Einfluss des Gegendruckes und der Temperatur auf die Düseneigenschaften

Gegendruck ↑ / Temperatur ↑	Dralldüse	Mehrlochdüse	A-Düse
stationärer Durchfluss	↓	↓ [Wal3,Bus]	↓
maximale Penetration	—	↘ [Nau,Ste]	↓ [Bac,Xu]
Penetrationsgeschwindigkeit	↓ [lpp,Els]	↘ [Nau]	↓ [Bac,Pio,Xu]
Spraywinkel	↓ [lpp,Els] (Haupteinfluss: Druck)	↑ [Nau,Ste]	(Druck) ↗ / (Temperatur) ↓ [Bac,Xu] / [Bac] (Einfluss durch Sitzgeometrie kompensierbar)
Tropfengröße	↑ [Eve]	—	(Druck) ↑ [Xu]

Die A-Düse mit piezo-aktuierter Düsennadel ist zur Darstellung eines strahlgeführten Brennverfahrens aufgrund ihrer charakteristischen Eigenschaften besonders geeignet. Hervorzuheben ist hierbei die kurze Einspritzzeit aufgrund der hohen Einspritzrate bei hoher Gemischbildungsqualität und die daraus resultierende hohe Verdampfungsrate. Der stabile Spraykegelwinkel und die geringe axiale Penetration sind ebenfalls vorteilhaft. Es gibt jedoch auch Probleme, die mit dem Einsatz einer A-Düse verbunden sind:

- Aufgrund der Proportionalität zwischen Einspritzrate und Düsennadelhub ist die Einstellung des Nadelhubes bei diesem Düsenkonzept von zentraler Bedeutung. Im Vergleich zu Düsen mit magnetbetätigter Düsennadel ist daher der Betrieb mit einem auf den Nadelhub geregelten Piezo-Aktuator technisch aufwendiger. Der erhöhte Fertigungsaufwand derartiger Injektoren führt zwangsläufig zu deutlich gesteigerten Produktionskosten.
- Es sind zusätzliche Maßnahmen (z.B. in Form eines hydraulischen Kopplungselementes) erforderlich, um die unterschiedliche temperaturbedingte Längenausdehnung des Piezo-Aktuators und des Gehäuses zu kompensieren [Ach2].
- Auch im Serienprozess (d.h. von Injektor zu Injektor) und über Lebensdauer muss technisch sichergestellt werden, dass die Aktuatoren konstante Hubeigenschaften aufweisen.
- Zur Regelung des Nadelhubes werden im Steuergerät zusätzliche Bauteile und auch software-seitig zusätzliche Funktionen benötigt, die in der Motor-Applikation neben dem zusätzlichen Freiheitsgrad der Mehrfacheinspritzung berücksichtigt werden müssen. Auch dieser Mehraufwand und daraus entstehenden Zusatzkosten müssen in eine Gesamtbetrachtung einbezogen werden.

Da die A-Düse nicht nur ein technisch aufwendiges, sondern auch ein kostenintensives Bauteil ist, wird im Rahmen dieser Arbeit untersucht, welches Potenzial alternative, variable Einspritzsysteme für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren aufweisen.

Beim strahlgeführten Brennverfahren steht nur ein geringer Zeitraum zur Verfügung, währenddessen der Kraftstoff verdampfen und sich ein zündfähiges Gemisch im Bereich der Zündkerze ausbilden kann. Die Verdampfungsrate des Sprays ist somit von entscheidender Bedeutung für die Umsetzung des strahlgeführten Brennverfahrens. Um die Eigenschaften der unterschiedlichen Düsentypen diesbezüglich vergleichen zu können, wurde in [Woe] die Verdampfungsrate des Sprays einer Dralldüse, einer Mehrlochdüse und einer A-Düse verglichen. Die Verdampfungsrate wurde an einem Einzylindermotor mit transparentem Kolbenboden über laserinduzierte Exciplexfluoreszenz (LIEF) bestimmt. In Bild 2.28 sind die Ergebnisse dieser Untersuchungen für eine Variation des Einspritzdruckes dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass für alle Düsen mit steigendem Einspritzdruck auch die Verdampfungsrate zunimmt. Die höchsten Verdampfungsraten weist bei diesen Untersuchungen die A-Düse auf. Bei Dralldüse und Mehrlochdüse liegen die Verdampfungsraten auf gleichem Niveau.

Um die Auswirkung der Einspritzdrucksteigerung besser vergleichen zu können, wurde in Bild 2.29 die mittlere Verdampfungsrate in der stationären Phase der Verdampfung über dem Einspritzdruck aufgetragen. Ein linearer Zusammenhang zwischen der mittleren Verdampfungsrate und dem Einspritzdruck kann bei allen Düsentypen festgestellt werden. Die Verdampfungsgeschwindigkeit eines Sprays wird durch die Tropfengröße beeinflusst. Die Tropfengröße wird aufgrund des primären und sekundären Strahlzerfalls über die Weber-Zahl [Bau] und damit durch das Druckgefälle bestimmt. Aus diesem Grund wurde die Verdampfungsgeschwindigkeit linear mit dem Einspritzdruck extrapoliert. Für Drall- und Mehrlochdüsen können somit bei einem Einspritzdruck von 1000 bar mittlere Werte der

Verdampfungsrate extrapoliert werden, die mit den Werten einer A-Düse bei 200 bar Einspritzdruck vergleichbar sind (Bild 2.29).

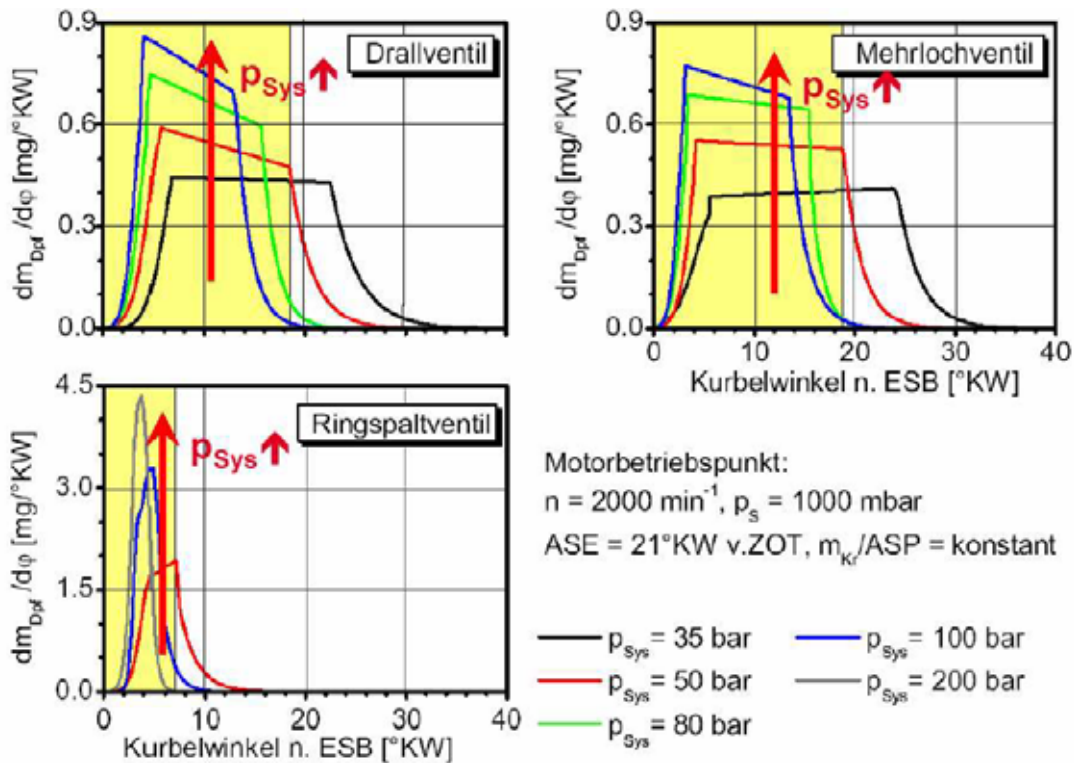


Bild 2.28: Vergleich der Verdampfungs geschwindigkeit unterschiedlicher Düsentypen [Woe]

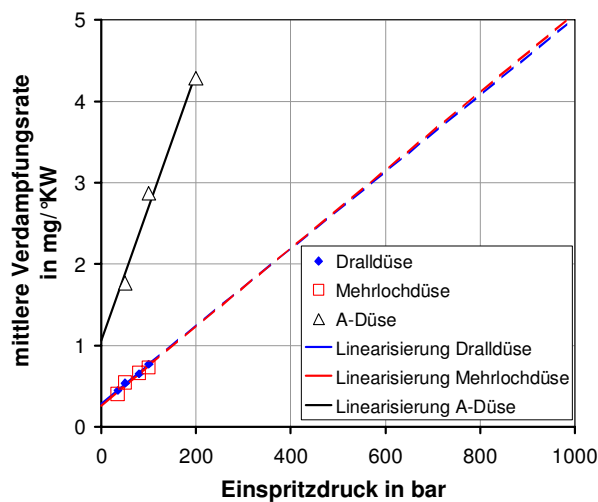


Bild 2.29: Extrapolation mittlere Verdampfungs geschwindigkeit

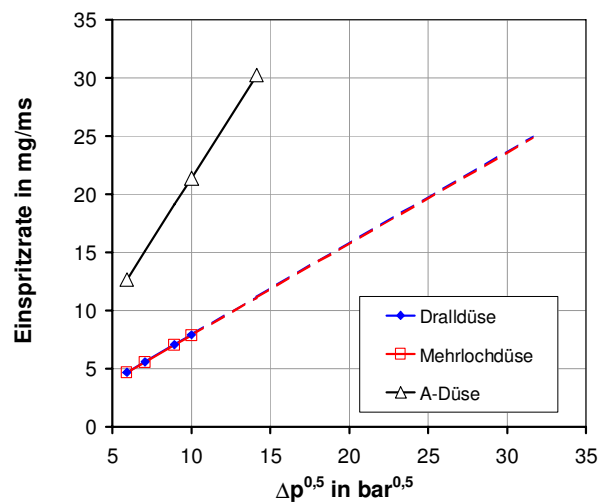


Bild 2.30: Extrapolation der Einspritzrate

Parallel zur Steigerung der Verdampfungsrate bei steigendem Einspritzdruck nimmt auch die Einspritzrate zu. Anhand der Angaben zu den Durchflusswerten der unterschiedlichen Düsen in [Woe] kann die Einspritzrate extrapoliert werden. Drall- und Mehrlochdüse erreichen bei 1000 bar Werte, die vergleichbar mit denen einer A-Düse bei 200 bar sind. Die Extrapolation erfolgte in diesem Fall auf Basis der Beziehung zwischen Druck und Einspritzrate, auf die in Kapitel 3 (Gleichung 3.8) noch näher eingegangen wird.

Auch mit konventionellen Drall- und Mehrlochdüsen in der untersuchten Konfiguration können somit durch Steigerung des Einspritzdruckes Verdampfungs- und Einspritzraten erzielt werden, die denen einer A-Düse entsprechen. Einspritzdrucksteigerung stellt somit eine Möglichkeit dar, die Forderungen eines strahlgeführten Brennverfahrens nach kurzer Gemischbildungszeit zu erfüllen. Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung der Einspritzrate und damit auch der Verdampfungsrate ist die Veränderung der Auslegungsparameter von Drall- und Mehrlochdüsen.

Momentan stellt eine konventionelle **Dralldüse** im aktuellen Entwicklungsstand keine Alternative zur A-Düse dar, da das Spray einen Vorstrahl aufweist und sich der Spraykegelwinkel gegendruckabhängig stark ändert. Auf Dralldüsenbasis wurde jedoch für kontinuierliche Einspritzung ein Konzept für eine variable Düse veröffentlicht [Koh, Slo], das erfolgreich im Bereich der Öl-Brennertechnologie eingesetzt wird. Bei diesem Konzept ist es möglich, den Spraykegelwinkel während des Düsenbetriebes so zu verändern, dass das Problem der gegendruckabhängigen Spraykegelwinkeländerung bei konventionellen Dralldüsen kompensiert werden kann. Im Bereich der Verdampfungsrate besteht Potenzial zur Angleichung an die Werte von A-Düsen durch folgenden Maßnahmen:

- Die Erhöhung des Einspritzdruckes bei Dralldüsen zur Erhöhung der Verdampfungsrate ist durchaus vorstellbar. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass mit steigendem Einspritzdruck die Strömungsgeschwindigkeit zunimmt. Durch die damit verbundenen erhöhten Reibungseffekte im Bereich der Zulaufkanäle entsteht stärkerer Druckabfall bereits vor Eintritt in die Drallkammer. Die mit steigendem Einspritzdruck erwarteten Veränderungen bezüglich der Abnahme der Tropfengröße und damit der Steigerung der Verdampfungsrate werden somit wahrscheinlich nicht im prognostizierten Maß eintreffen.
- Durch die Auslegung der Dralldüse kann Einfluss auf die Tropfengröße des Sprays und damit auch auf die Verdampfungseigenschaften genommen werden. Im Abschnitt 3.1.1 wird dargestellt, dass bei der Auslegung abhängig von der Höhe des Dralls die Dicke des Wandfilms in der Bohrung und damit auch die Tropfengröße verändert werden kann. Durch eine entsprechende Auslegung kann sowohl die Forderung nach hoher Einspritzrate, als auch nach geringer Tropfengröße zur Steigerung der Verdampfungsrate erfüllt werden

Das Potenzial von Dralldüsen zur Beeinflussung der Verdampfungsrate durch Variation geometrischer Parameter wird im Vergleich zur Einspritzdrucksteigerung höher eingestuft. Besonderer Vorteil dieses Ansatzes ist der Betrieb bei moderaten Einspritzdrücken, die momentan bei Serienanwendungen im PKW-Benzinmotor mit Direkteinspritzung üblicherweise umgesetzt werden. Mit dem speziellen Ansatz einer variablen Düse auf Dralldüsebasis kann außerdem der Spraykegelwinkel bei entsprechend schnellem Schaltvorgang auch während der Einspritzung beeinflusst werden, so dass eine spezielle Formung des Sprays und damit auch der Gemischwolke möglich wird. Das Spray der A-Düse muss mit steigender Last durch Mehrfacheinspritzung an die Erfordernisse des Brennverfahrens angepasst werden. Mit der variablen Düse auf Dralldüsebasis könnte -alternativ zur Mehrfacheinspritzung- über das Konzept der Sprayformung die Anpassung der Gemischsituation im Bereich der Zündkerze

an den Betriebszustand des Motors erfolgen, so dass dieses Düsenkonzept eine Alternative zur A-Düse im strahlgeführten Brennverfahren darstellt.

Bei **Mehrlochdüsen** wird die äußere Sprayform im Gegensatz zu Dralldüsen nicht signifikant vom Gegendruck beeinflusst. Der Strahlaufbruch und damit verbunden auch die Verdampfungsrate bei Mehrlochdüsen kann durch folgende Maßnahmen beeinflusst werden:

- Wie bereits gezeigt (Bild 2.29), ist die Steigerung des Einspritzdruckes bei Mehrlochdüsen eine Möglichkeit zur Erhöhung der Verdampfungsrate.
- Mit abnehmendem Lochdurchmesser sinkt bei gleichem Druckgefälle die Tropfengröße, wodurch die Verdampfungsrate ansteigt [Lef]. Zur Kompensation der ebenfalls abnehmenden Einspritzrate kann die Lochanzahl erhöht werden. Die Darstellung eines Hohlkegelsprays vergleichbar mit dem Spray einer A-Düse wäre über die dichte Anordnung von sehr kleinen Bohrungen (Bohrungsdurchmesser = Hub A-Düse) auf einem Kreisumfang denkbar. Grenzen sind der Verkleinerung der Düsenlöcher jedoch durch die zunehmende Verkokungsgefahr gesetzt.
- Der Strahlaufbruch kann, wie in Abschnitt 2.2.2 gezeigt wurde, durch die geometrische Form der Bohrung aufgrund von Kavitationseffekten durch Einlaufkanten-Verrundung und Konizität beeinflusst werden.
- Nadelsitzdrosselung kann sich in der Phase des Düsenöffnens und –schließens nachteilig auf den Strahlaufbruch auswirken, da ein Teil des Einspritzdruckes bereits am Nadelsitz abfällt. Der Druck vor dem Düsenloch und somit auch die Austrittsgeschwindigkeit sind geringer, so dass der Strahlaufbruch vermindert wird und dadurch die Verdampfungsrate sinkt. In diesem Fall kann durch erhöhte Nadelgeschwindigkeit die Verweildauer im nadelsitzgedrosselten Zustand verkürzt werden. Eine andere Abhilfemaßnahme ist die Erhöhung des Einspritzdruckes, so dass der Druck vor dem Düsenloch wieder angehoben wird. Durch die verstärkte Ausbildung von Kavitation im Sitzbereich der Düsennadel wird der Strahlaufbruch hierbei zusätzlich unterstützt. Somit stellt Nadelsitzdrosselung in Verbindung mit Einspritzdruckerhöhung auch eine Möglichkeit zur Verstärkung des Strahlaufbruchs und damit zur Erhöhung der Verdampfungsrate dar.

Das Potenzial einer Mehrlochdüse zur Erhöhung der Verdampfungsrate und in weiterer Konsequenz zur Darstellung eines strahlgeführten Brennverfahrens liegt somit im Bereich der Einspritzdruckerhöhung, der Beeinflussung der Bohrungsgeometrie und der quasistationären über den Einspritzvorgang andauernden Nadelsitzdrosselung.

Der Einsatz einer Mehrlochdüse im strahlgeführten Brennverfahren im Vergleich zur A-Düse wird dadurch interessant, dass das Spray durch die beliebige Ausrichtung der Düsenlöcher individuell an den Brennraum angepasst werden kann. Außerdem kommt der Präzision der Nadelsteuerung bei der nach innen öffnenden Mehrlochdüse nicht die zentrale Bedeutung für die exakte Mengensteuerung und Spraybildung zu wie bei der A-Düse. Nur bei der Anwendung mit Nadelsitzdrosselung ist eine exakte Einstellung des Nadelhubes erforderlich. Mit dem Konzept des TwinCR Injektors wurden Effekte aufgrund von Nadelsitzdrosselung bereits erfolgreich im Bereich der Diesel-Hochdruckeinspritzung untersucht [Ste].

Nachteilig bei dem Konzept der Mehrlochdüse ist der erhöhte Leistungsbedarf zur Hochdruckerzeugung. Der vorgeschlagene Wert von maximal 1000 bar orientiert sich an der Möglichkeit, bei diesem Druck dieselben Verdampfungsraten wie bei einer A-Düse zu erzielen (Bild 2.29). Vermutlich liegt das Optimum für den Betrieb einer Mehrlochdüse bei erhöhtem Einspritzdruck im Motorbetrieb mit strahlgeführtem Brennverfahren unterhalb von 1000 bar, da mit steigendem Einspritzdruck auch der Leistungsbedarf der Hochdruckerzeugung zunimmt und somit der Verbrauchsvorteil im Motorbetrieb wieder reduziert wird.

2.3 Aufgabenstellung

Im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung liegt ein Entwicklungsschwerpunkt auf der Umsetzung von Motoren mit strahlgeführtem Brennverfahren. Der Einspritzdüse kommt bei diesem Brennverfahren eine zentrale Bedeutung zu. Die nach außen öffnende, piezo-aktivierte Ringspaltdüse wird aufgrund ihrer Durchfluss- und Sprayeigenschaften momentan als das Optimum für das strahlgeführte Brennverfahren angesehen. Prinzipbedingt hat auch dieses Düsenkonzept Nachteile, so dass sich hieraus der Ansatz ergibt, das Potenzial von zwei unterschiedlichen, variablen Düsenkonzepten für den alternativen Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren zu untersuchen.

Das vorgestellte Konzept einer variablen Düse auf Drallbasis [Koh, Slo] soll im Rahmen dieser Arbeit an die Erfordernisse der Benzin-Direkteinspritzung angepasst werden. Es ist hierfür notwendig, die theoretischen Zusammenhänge und Abhängigkeiten zu untersuchen, die für die Auslegung einer Dralldüse erforderlich sind. Ziel der Auslegung ist die Kompensation der gegendruckbedingten Verringerung des Spraykegelwinkels einer konventionellen Dralldüse durch die unterschiedlichen Betriebszustände der variablen Düse. Weiterhin soll die Ausbildung des Vorstrahls bei der variablen Düse unterbunden werden. Die für den Betrieb der variablen Düse auf Drallbasis benötigten Schaltventile müssen so ausgeführt sein, dass auch während des Einspritzvorganges Einfluss auf die Düsen Eigenschaften genommen werden kann. Anhand der theoretischen Auslegungsdaten soll eine Prototypendüse konstruiert und gefertigt werden, mit der die Variabilität der Düse überprüft werden kann. Ziel ist es hierbei, das Potenzial einer variablen Düse auf Drallbasis für Benzin-Direkteinspritzung am Beispiel des strahlgeführten Brennverfahrens aufzuzeigen.

Mit dem zweiten variablen Experimental-Einspritzsystem werden die Eigenschaften von Mehrlochdüsen bei erhöhten Einspritzdrücken und unter dem Einfluss von Nadelsitzdrosselung untersucht. Auf eine Variation der Bohrungsgeometrie wurde zunächst verzichtet. Ziel dieser Untersuchungen ist es, den Einfluss beider Maßnahmen auf den Strahlaufbruch und die Sprayausbreitung zu bewerten. Es soll hierzu eine spezielle Düse ausgelegt werden, mit der unter konstanten, motorischen Randbedingungen beide Effekte untersucht werden können. Als Basis für die Mehrlochdüse dient der Düsenkörper einer Sacklochdüse aus einem Serien PKW-Dieselmotor mit Direkteinspritzung, die bis 1800 bar Einspritzdruck betrieben werden kann. Die Auslegung der Einzelstrahlorientierung erfolgt auf Basis einer Mehrlochdüse, die erfolgreich in einem Forschungs-Einzyliermotor mit strahlgeführtem Brennverfahren betrieben wurde. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Versuchsträger einer Mehrlochdüse mit direktbetätigter, piezo-aktiver Düsenadel zur Darstellung von Effekten

aufgrund von Nadelsitzdrosselung sowie ein Hochdruckerzeuger aufgebaut werden, der bis 1000 bar mit Benzin betrieben werden kann. Das Potenzial der Einspritzdrucksteigerung und Nadelsitzdrosselung für die Gemischbildung bei Mehrlochdüsen im Zusammenhang mit dem strahlgeführten Brennverfahren soll mit Hilfe hydraulischer und optischer Untersuchungen der Düseneigenschaften bewertet werden.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Möglichkeiten zur Durchfluss- und Spraybeeinflussung bewusst in zwei Richtungen untersucht. Einerseits in Form von veränderbaren Auslegungsparametern über die Variabilität der Dralldüse und andererseits durch die Anhebung des Einspritzdruckes bei Mehrlochdüsen.

3 KONZEPTION UND AUSLEGUNG

3.1 Die variable Düse auf Drallbasis

In [Koh, Slo] wurde das Konzept einer variablen Dralldüse vorgestellt. Um dieses Konzept im PKW-Benzinmotor mit Direkteinspritzung einsetzen zu können, müssen die geometrischen Parameter der Dralldüse entsprechend ausgelegt werden. In der Literatur werden Simulationsergebnisse zur dreidimensionalen Düseninnenströmung von Dralldüsen vorgestellt, wobei sowohl einphasig (nur flüssig) [Cou], als auch zweiphasig [Arc] gerechnet wird. Die Rechenzeiten [Klo] und der Aufwand zur Modellierung der Geometrien führen jedoch dazu, dass der Einsatz dieser Techniken in einer frühen Konzeptionsphase nicht sinnvoll erscheint.

Der Einsatz von nulldimensionalen Berechnungsverfahren scheint aufgrund des geringen Rechenzeitaufwandes und der Güte der Voraussagbarkeit zielführend zu sein. Es ergeben sich Abweichungen der vorausgerechneten Werte für Durchfluss und Spraykegelwinkel im Vergleich zu Messwerten von weniger als 5 % [Cou2]. Diese Abweichung wird für die Auslegung einer variablen Düse auf Drallbasis als akzeptabel angesehen. Daher werden im folgenden Abschnitt nulldimensionale Berechnungsmodelle zur Beschreibung der hydraulischen Eigenschaften sowie der Spraygeometrie einer Dralldüse vorgestellt

3.1.1 Auslegung von Dralldüsen

In Bild 3.1 und Bild 3.2 sind ein Horizontal- und ein Vertikalschnitt durch eine Dralldüse dargestellt. Für die Düseigenschaften sind folgende geometrischen Parameter entscheidend:

- Kanalanzahl n
- Kanalbreite b
- Drallkammerradius r_{DK}
- Drallkammerhöhe h_{DK}
- Bohrungsradius r_B

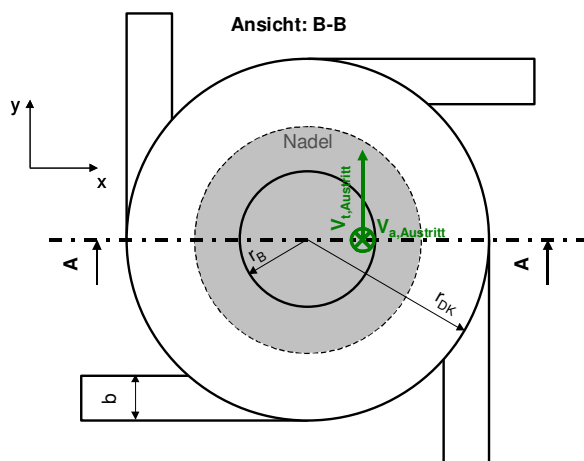


Bild 3.1: Horizontalschnitt Dralldüse

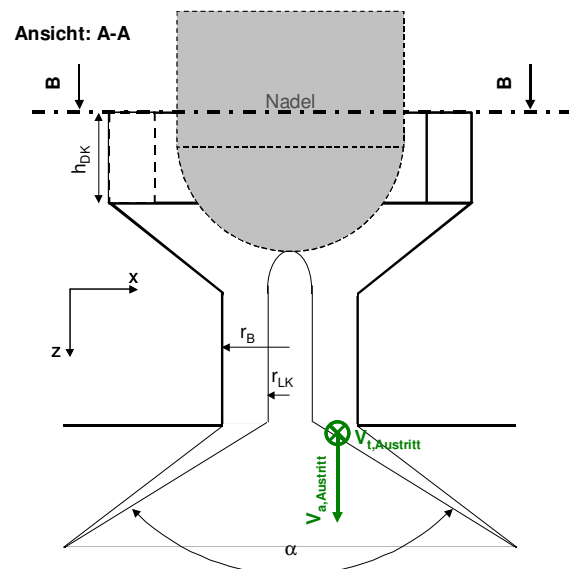


Bild 3.2: Vertikalschnitt Dralldüse

Beim Eintritt in die Drallkammer über tangentiale Kanäle mit Rechteckquerschnitt wird die Strömung durch die Drallkammerwände in radiale Richtung umgelenkt. Es bildet sich ein Potenzialwirbel aus. Die Tangentialgeschwindigkeit steigt zur Mitte hin in Richtung Bohrung so stark an, dass sich innerhalb der Bohrung ein Luftkern (Bild 3.2: Luftkernradius r_{LK}) ausbildet. Die Strömungsfläche für den Massenstrom im Düsenaustritt wird somit nur durch die im Vergleich zu der Eintrittsfläche in der Drallkammer kleine Ringfläche des Wandfilms gebildet. Die Axialgeschwindigkeit (in z-Richtung vgl. Bild 3.2) nimmt beim Eintritt in die Bohrung stark zu. Der Kraftstoff im Wandfilm strömt daher sowohl mit einer tangentialen, als auch mit einer axialen Geschwindigkeitskomponente als hohlkegelförmige Lamelle aus dem Düsenloch. Der Zerfall dieser hohlkegelförmigen Flüssigkeitslamelle wird nach [Lef] in zwei Stadien eingeteilt. Während des ersten Stadiums steht die Bildung von Oberflächenwellen im Vordergrund. Trägheitskräfte verstärken die Entstehung von Instabilitäten, Oberflächenkräfte und Zähigkeitskräfte wirken sich dämpfend auf die Entstehung von Oberflächenwellen aus. Im zweiten Stadium findet die Umwandlung der Oberflächen-Instabilitäten in Ligamente und der Zerfall zu Tropfen statt. Diesen Zerfallsmechanismus bestimmen aufgrund der Relativgeschwindigkeit zwischen Luft und Flüssigkeit nur noch Trägheits- und Oberflächenkräfte. Es bildet sich ein Hohlkegelspray mit dem Spraykegelwinkel α (Bild 3.2) aus.

Um die hydraulischen und spraygeometrischen Eigenschaften einer Dralldüse mit einem Berechnungsmodell zu erfassen, wird nach Bernoulli der Zusammenhang zwischen dem Druckgefälle und der Geschwindigkeit am Austritt der Düse [Lef] in folgender Gleichung 3.1 beschrieben:

$$\Delta p = \frac{\rho_F}{2} \cdot (v_{t,Austritt}^2 + v_{a,Austritt}^2) \quad (3.1)$$

Die radiale Geschwindigkeitskomponente am Düsenaustritt kann vernachlässigt werden [Lef]. Das Druckgefälle Δp zwischen dem statischen Druck bei Eintritt in die Drallkammer und dem statischen Druck im Austritt aus der Bohrung wird bei einem reibungsfreien Ansatz in tangentialer Austrittsgeschwindigkeit $v_{t,Austritt}$ und axialer Austrittsgeschwindigkeit $v_{a,Austritt}$ umgesetzt. Die Flüssigkeitsdichte wird hierbei als ρ_F bezeichnet.

In der Drallkammer bildet sich ein Potenzialwirbel aus. Bei einem reibungsfreien Ansatz bleibt der Drehimpuls als Produkt aus Massenstrom \dot{m} , tangentialer Eintrittsgeschwindigkeit $v_{t,Eintritt}$ und Radius der Drallkammer erhalten [Boh]. Für den Verlauf der Tangentialgeschwindigkeit v_t in der Drallkammer stellt sich abhängig vom Radius r somit folgender Zusammenhang ein:

$$\dot{m} \cdot v_{t,Eintritt} \cdot r_{DK} = \dot{m} \cdot v_t \cdot r \Rightarrow v_t = v_{t,Eintritt} \cdot \frac{r_{DK}}{r} \quad (3.2)$$

Der kleinste Radius, auf dem sich die Flüssigkeit bewegt, bildet den Luftkern, an dessen Grenzfläche sich die größte Tangentialgeschwindigkeit einstellt. Die Tangentialgeschwindigkeit am Drallkammereintritt lässt sich aus dem Massenstrom und der

Querschnittsfläche der rechteckförmigen Kanäle bestimmen. Zusammen mit Gleichung 3.2 wird die Tangentialgeschwindigkeit am Austritt folgendermaßen berechnet [Lef]:

$$v_{t,Austritt} = \underbrace{\frac{\dot{m}}{\rho_F \cdot n \cdot b \cdot h_{DK}}}_{\text{Tangentialgeschwindigkeit am Eintritt}} \cdot \frac{r_{DK}}{r_{LK}} \quad (3.3)$$

Die Axialgeschwindigkeit am Austritt ergibt sich mit Hilfe der Kontinuitätsbedingung aus dem Massenstrom und der Strömungsfläche im Düsenloch mit folgender Gleichung 3.4:

$$v_{a,Austritt} = \frac{\dot{m}}{\rho_F \cdot \pi \cdot (r_B^2 - r_{LK}^2)} \quad (3.4)$$

Setzt man die Gleichungen 3.3 und 3.4 in Gleichung 3.1 ein, so erhält man den Zusammenhang zwischen Druckgefälle und Massenstrom in Abhängigkeit des unbekanntem Luftkernradius r_{LK} :

$$\Delta p = \frac{\rho_F}{2} \cdot \left[\left(\frac{\dot{m}}{\rho_F \cdot n \cdot b \cdot h_{DK}} \cdot \frac{r_{DK}}{r_{LK}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}}{\rho_F \cdot \pi \cdot (r_B^2 - r_{LK}^2)} \right)^2 \right] \quad (3.5)$$

Um Gleichung 3.5 in eine dimensionslose Form zu überführen, ist die Einführung einiger Kenngrößen erforderlich. Mit Hilfe der Düsenkonstante K_D wird die Düsengeometrie zusammenfasst:

$$K_D = \frac{n \cdot b \cdot h_{DK}}{\pi \cdot r_B \cdot r_{DK}} \quad (3.6)$$

Die Düsenkonstante K_D beschreibt das Drallniveau einer Düsenauslegung. Nach Gleichung 3.6 steigt der Wert von K_D mit zunehmender Eintrittsfläche ($n \cdot b \cdot h_{DK}$), so dass bei konstantem Massenstrom die mittlere tangentiale Eintrittsgeschwindigkeit in die Drallkammer sinkt und somit auch der Drehimpuls abnimmt. Düsen mit hohen K_D -Werten haben somit ein geringeres Drallniveau.

Die Fläche des Luftkerns wird auf die Bohrungsfläche normiert und als Kenngröße X bezeichnet:

$$X = \frac{\pi \cdot r_{LK}^2}{\pi \cdot r_B^2} = \frac{r_{LK}^2}{r_B^2} \quad (3.7)$$

Der Durchflussbeiwert C_D ist definiert als Massenstrom, der auf den geometrischen Bohrungsquerschnitt, die Dichte der Flüssigkeit und die Bernoulli-Geschwindigkeit normiert wird. Die Bezugsgröße ist somit der theoretische maximale Massenstrom.

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\pi \cdot r_B^2 \cdot \rho_F \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_F}}} \quad (3.8)$$

Der Zusammenhang zwischen Druckgefälle und Massenstrom nach Gleichung 3.5 lässt sich mit Hilfe der eingeführten Kenngrößen in vereinfachter dimensionsloser Form darstellen:

$$\frac{1}{C_D^2} = \frac{1}{K_D^2 \cdot X} + \frac{1}{(1-X)^2} \quad (3.9)$$

Laut Gleichung 3.5 stellt der Durchflussbeiwert C_D einen Zusammenhang zwischen Druckgefälle und Massenstrom her. Nach Gleichung 3.9 wird dieser Zusammenhang nur durch die Düsenkonstante K_D und die unbekannte relative Luftkernfläche X bestimmt. Um bei einem gegebenen Druckgefälle einen maximalen Massenstrom (= maximales C_D) zu erhalten [Lef], muss Gleichung 3.9 nach X abgeleitet und zu Null gesetzt werden (Gleichung 3.10).

$$2 \cdot K_D^2 \cdot X^2 = (1-X)^3 \quad (3.10)$$

Die relative Luftkernfläche X wird nach Gleichung 3.10 somit nur noch von geometrischen Randbedingungen der Düse in Form der Düsenkonstanten K_D bestimmt. Zusammen mit relativer Luftkernfläche X und Düsenkonstante K_D kann nach Gleichung 3.9 der Durchflussbeiwert C_D berechnet werden. Somit kann nach Festlegung der Geometrie der Drallkammer und der Bohrung der Zusammenhang zwischen Massenstrom und Druckgefälle berechnet werden.

Der Spraykegelwinkel α (vgl. Bild 3.2) wird über das Verhältnis zwischen der mittleren tangentialen Austrittsgeschwindigkeit im Flüssigkeitsfilm und der Gesamtgeschwindigkeit nach Bernoulli berechnet. Die genaue Herleitung ist unter [Gif] dargestellt. Der Spraykegelwinkel berechnet sich nach Gleichung 3.11:

$$\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{2 \cdot C_D}{K_D \cdot (1 + \sqrt{X})} \quad (3.11)$$

Zur Beschreibung der Tropfengröße in Form des mittleren Sauterdurchmessers (SMD) werden in Gleichung 3.12 Effekte aufgrund von Oberflächenwellen und Tropfenzerfall zusammengefasst.

$$SMD = \underbrace{4,52 \cdot \left(\frac{\sigma_F \cdot \eta_F^2}{\rho_L \cdot \Delta p^2}\right)^{0,25} \cdot (t \cdot \cos(\alpha/2))^{0,25}}_{\text{Oberflächenwellen}} + \underbrace{0,39 \cdot \left(\frac{\sigma_F \cdot \rho_F}{\rho_L \cdot \Delta p}\right)^{0,25} \cdot (t \cdot \cos(\alpha/2))^{0,75}}_{\text{Tropfenzerfall}} \quad (3.12)$$

Der mittlere Sauterdurchmesser SMD wird in dieser empirischen Formel in Abhängigkeit der Oberflächenspannung σ_F , der dynamischen Viskosität η_F , der Dichte ρ_F der Flüssigkeit sowie der Dichte der umgebenden Luft ρ_L beschrieben. Das treibende Druckgefälle Δp , die Wandfilmdicke t und der Spraykegelwinkel α beeinflussen ebenfalls die Tropfengröße. Neben einem steigenden Druckgefälle verringern abnehmende Wandfilmdicke und zunehmender Spraykegelwinkel den mittleren Tropfendurchmesser und begünstigen somit den Strahlaufbruch. Das Potenzial zur Verstärkung des Strahlaufbruchs bei Dralldüsen liegt sowohl im Druckgefälle, als auch im Bereich von Auslegungsparametern. Eine Auslegung der Dralldüse mit höherem Drallniveau, also mit geringer Düsenkonstante, vermindert den Tropfendurchmesser. Mit abnehmender Düsenkonstante K_D nimmt nach Gleichung 3.10 auch die relative Luftkernfläche X und somit auch die Wandfilmdicke t ab. Auch der Spraykegelwinkel steigt bei abnehmender Düsenkonstante (vgl. Bild 3.3), so dass beide Effekte zusammen nach Gleichung 3.12 die Verringerung des mittleren Sauterdurchmessers bewirken.

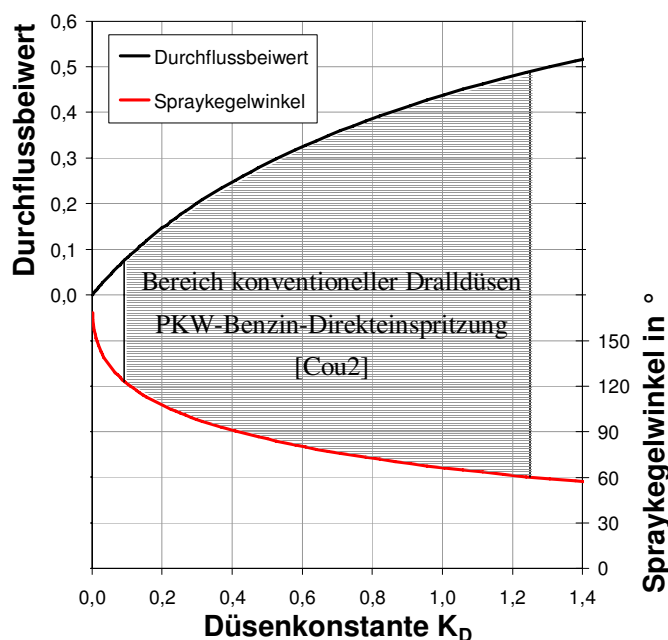


Bild 3.3: Eigenschaften Dralldüse

Spraykegelwinkel (geringer C_D -Wert, geringe Axialgeschwindigkeit, hohe Tangentialgeschwindigkeit, großer Spraykegelwinkel) umgesetzt werden. Diesem grundsätzlichen Zusammenhang ist die Auslegung von Dralldüsen unterworfen. Innerhalb dieser Grenzen von Durchfluss und Winkelspreizung kann eine variable Düse auf Dralldbasis ausgelegt werden.

Die bis hier dargestellten Zusammenhänge gelten für reibungsfreie Strömungen. Ein Modell, das mit diesen Annahmen arbeitet, wurde in [vTr] dargestellt. Das Besondere dieses Modells ist jedoch, dass auch Rücklaufströmungen berücksichtigt werden können. Hierbei fließt nicht die gesamte Flüssigkeit durch die Bohrung ab, sondern ein Teil-Massenstrom fließt an der Düsenadel vorbei zurück in den Tank. Ziel des Rücklaufbetriebes ist eine kontinuierliche Durchflussregelung bei konstantem Druckgefälle durch eine externe Stellmöglichkeit. Diese

Im folgenden Bild 3.3 sind der Durchflussbeiwert C_D und der Spraykegelwinkel α in Abhängigkeit der Düsenkonstante K_D dargestellt. Der Bereich der Düsenkonstanten von Dralldüsen, die momentan im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung eingesetzt werden, ist grau hinterlegt [Cou2]. Dieser Untersuchung liegen 3300 Düsen mit 44 unterschiedlichen Auslegungen zugrunde.

Bei der Auslegung einer Dralldüse kann das Druckgefälle somit mehr in Durchfluss (hoher C_D -Wert, hohe Axialgeschwindigkeit, geringe Tangentialgeschwindigkeit, geringer Spraykegelwinkel) oder mehr in

Technik wird z.B. bei stationär durchströmten Dralldüsen von Ölbrennern zur Umsetzung von Teillastbetrieb eingesetzt.

Die in [Lef] beschriebenen Berechnungsvorschriften berücksichtigen Reibungseinflüsse in Form von Korrekturfaktoren zur Bestimmung des Durchflussbeiwertes C_D in Gleichungen 3.9 bzw. 3.10. Der Spraykegelwinkel in Gleichung 3.11 wird ebenfalls mit empirisch ermittelten Korrekturfaktoren berechnet.

Es werden in [Dah] Ansätze vorgestellt, die ihren Ursprung in der Verfahrenstechnik im Zusammenhang mit dem Einsatz von Gas- bzw. Flüssigkeitszyklonen zur Abscheidung von Partikeln aus Strömungen haben. Die Zyklontheorie [Mus] berücksichtigt zusätzlich den Effekt, dass die Strömung bei Eintritt in die Drallkammer durch die Druckverteilung in radialer Richtung an die Außenwand gedrückt wird. Hierbei wird der effektive Strömungsquerschnitt im Eintritt in die Drallkammer eingeschnürt und die Strömungsgeschwindigkeit am äußeren Rand nimmt zu. Ausgehend von dieser Geschwindigkeit, die höher als die mittlere Eintrittsgeschwindigkeit in Gleichung 3.3 ist, wird die Strömung nun zu entsprechend höheren Tangentialgeschwindigkeiten zur Mitte der Drallkammer hin beschleunigt. Die Berücksichtigung dieses Effektes findet in Gleichung 3.3 mit Hilfe eines Einschnürungsbeiwertes abhängig vom Verhältnis Kanalbreite zu Drallkammerradius [Dah] statt.

Ein weiterer Effekt, der bei diesem Modell berücksichtigt wird, ist die Wandreibung, die Schubspannungen erzeugt und somit die Strömungsgeschwindigkeit vermindert. Im Bereich der Drallkammer sind die Tangentialgeschwindigkeiten sehr viel höher als die Axialgeschwindigkeiten, so dass sich die Reibungseinflüsse hauptsächlich auf die verminderte Zunahme der Tangentialgeschwindigkeit beziehen. Berücksichtigt wird dieser Effekt in Gleichung 3.2, indem ein zusätzliches Reibmoment aufgrund von Wandschubspannungen an den Drallkammerwänden in die Drehimpulsbilanz eingeführt wird. Es werden hauptsächlich der kegelförmige Sitzbereich und die Bohrung der Düse berücksichtigt (vgl. Bild 3.2). Auch die Drallkammer-Wände und die Oberseite werden einbezogen. Da das vorgestellte Modell für Düsen in der Verfahrenstechnik entwickelt wurde, sind keine Düsenadeln berücksichtigt. Die verwendeten Reibungsbeiwerte wurden als Funktion der Reynoldszahl für eine große Anzahl von Düsen ermittelt. Zur vereinfachten Bestimmung des Reibmomentes wird mit einem mittleren Radius und einer mittleren Tangentialgeschwindigkeit gerechnet. Es handelt sich somit um eine globale Betrachtung der Reibungseffekte.

Das „global drag model“ [Cou2] arbeitet nach demselben Prinzip, wie das zuletzt vorgestellte Modell. Die Anpassung der Reibungsbeiwerte erfolgte hierbei mit Hilfe von Messungen an Dralldüsen, die für die Benzin-Direkteinspritzung eingesetzt wurden.

In dem Modell von [Koh] werden ebenso wie bei [Dah] Einschnürungsbeiwerte für den Einströmvorgang in die Drallkammer verwendet. Zusätzlich werden Wandreibungseffekte im Bereich der Drallkammer nicht integral berechnet, sondern entlang einzelner Ebenen senkrecht zur Symmetrieachse der Drallkammer. Die Drallkammer wird in Scheiben aufgeteilt, in denen die lokalen Geschwindigkeiten zur Reibungsberechnung herangezogen werden können. Das eindimensionale Modell von [Cou2] verfolgt denselben Ansatz.

Diese fünf der Literatur entnommenen Modelle werden im Folgenden auf ihre Voraussagegüte hin überprüft. Am Beispiel einer konventionellen Dralldüse aus der PKW-Serienanwendung werden die theoretisch vorausgesagten Werte mit Messwerten verglichen. Bild 3.4 zeigt die berechneten und gemessenen Kennfelder.

In den einzelnen Diagrammen von Bild 3.4 sind die Kenngrößen Einspritzdruck und Spraykegelwinkel über dem stationären Durchfluss aufgetragen. Die unterschiedlichen Modelle sind jeweils farblich gekennzeichnet. Es wurde mit Einspritzdrücken von 50 bar, 80 bar und 100 bar gerechnet. Diese Einspritzdrücke sind für konventionelle Dralldüsen in der Serienanwendung von PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung repräsentativ [Bos].

Die Auftragung über dem stationären Durchfluss wurde gewählt, um den motorischen Lastzustand vom Leerlaufbereich bis zum Vollastbereich über die Einspritzmasse zu charakterisieren. Im getakteten Betrieb einer Dralldüse hängt die eingespritzte Masse vom Durchfluss und von der Einspritzdauer ab.

Es lässt sich anhand der Diagramme von Bild 3.4 deutlich feststellen, dass die berechneten Zusammenhänge zwischen Einspritzdruck und Durchfluss, sowie zwischen Spraykegelwinkel und Durchfluss mit den gemessenen Werten übereinstimmen.

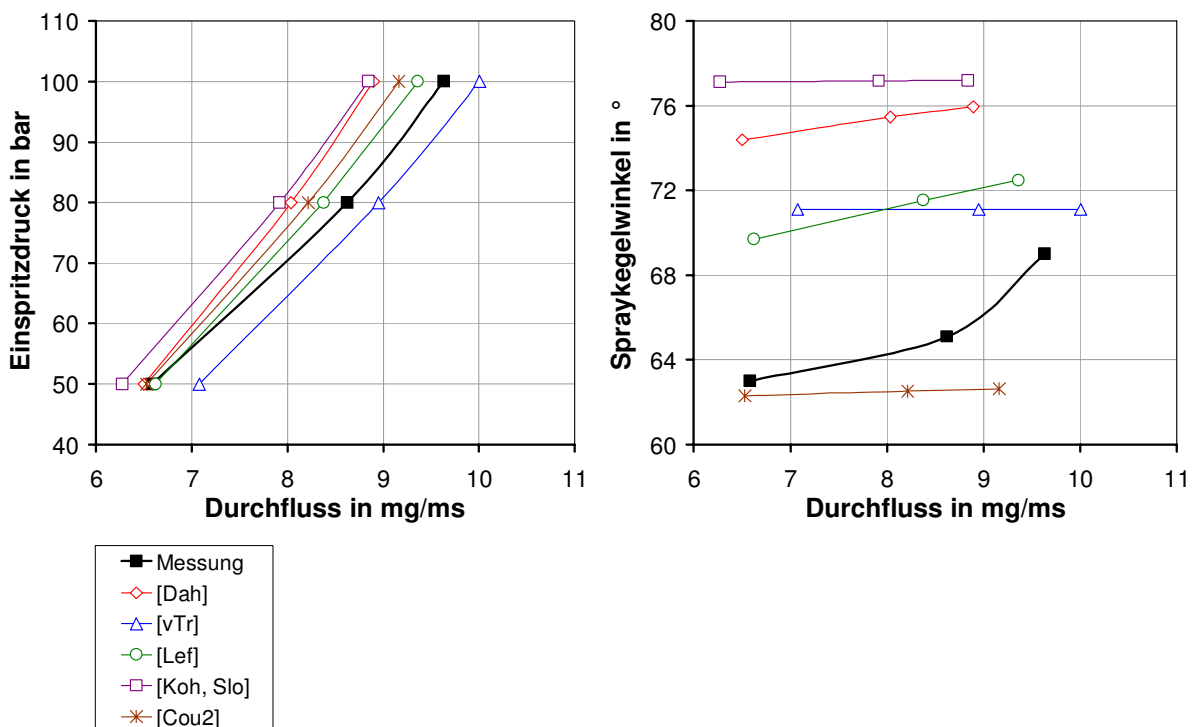


Bild 3.4: Vergleich Berechnung / Messung für eine konventionelle Dralldüse

Bei konstantem Einspritzdruck weichen die Durchflusswerte bei den unterschiedlichen Modellen maximal 0,8 mg/ms (8,2 %) von den gemessenen Werten ab. Die berechneten Spraykegelwinkel weichen um bis zu 14° (22 %) von den gemessenen Werten ab.

Der Wert der Düsenkonstante K_D der hier untersuchten Dralldüse liegt bei 0,69. Die Düse hatte somit ein mittleres Drallniveau (vgl. Bild 3.3). Bei diesem Anwendungsfall liefert das reibungsfreie Modell [vTr] qualitativ gleichwertige Ergebnisse wie Modelle mit Reibung. Für Anwendungen mit höherem Drall werden entsprechend größere Abweichungen bei diesem Modell erwartet.

Es wurde bei dieser Untersuchung bewusst darauf verzichtet, Parameter in den Modellen an die Messergebnisse anzupassen. Das Ziel dieser Untersuchungen war es, herauszufinden, mit welchen Abweichungen die vorgestellten Modelle Voraussagen für die Eigenschaften von Dralldüsen machen können. Anhand von Bild 3.4 kann gezeigt werden, dass sich die vorgestellten Modelle für eine Auslegung von Dralldüsen eignen. Das Modell nach [Lef] zeigt die größte Übereinstimmung mit den gemessenen Werten, auch die Tendenzen im Spraykegelwinkel werden hierbei am besten wiedergegeben, so dass dieses Modell für die Auslegung der variablen Dralldüse eingesetzt werden soll.

3.1.2 Prototyp und Aufbau einer variablen Düse auf Dralldbasis

Wie in Kapitel 2.2.1 dargestellt, ergeben sich bei Dralldüsen zwei prinzipbedingte Nachteile, die den Einsatz bei einem strahlgeführten Brennverfahren erschweren. Bei einer Dralldüse bildet sich ein Vorstrahl mit großen Tropfen und hoher Penetration mit entsprechend schlechten Verdampfungseigenschaften und der Gefahr der Kolben- bzw. Wandbenetzung. Außerdem nimmt der Spraykegelwinkel mit steigendem Gegendruck ab, so dass die Gemisch- und Zündbedingungen im Bereich der Zündkerze nicht unabhängig vom Einspritzzeitpunkt konstant gehalten werden können. Eine vorstrahlfreie Dralldüse, bei der der Spraykegelwinkel aktiv beeinflusst werden kann, wäre geeignet diese erwähnten Nachteile zu kompensieren.

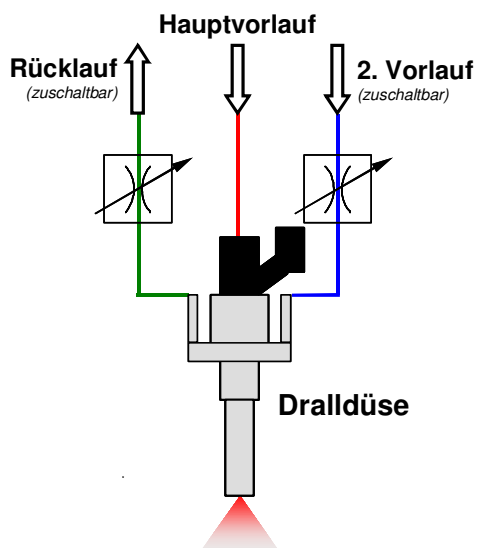


Bild 3.5: Prinzip variable Dralldüse

können Zwischenzustände eingestellt werden, so dass die Eigenschaften einer derartigen Düse im Betrieb verändert werden können.

Eine Möglichkeit zur Beeinflussung von Winkel und Durchfluss ist aus Anwendungen in der Verfahrenstechnik bekannt [Slo, Koh]. Die Zulaufkanäle zur Drallkammer sind bei einer variablen Düse in zwei separate Gruppen aufgeteilt (Bild 3.5). Durch die eine Gruppe von Kanälen fließt bei geöffneter Düsennadel permanent Kraftstoff in die Drallkammer. Diese Gruppe wird als Hauptvorlauf oder als Vorlauf A bezeichnet. Die andere Gruppe von Kanälen kann je nach Bedarf gedrosselt zugeschaltet bzw. abgeschaltet werden und wird als Vorlauf B bezeichnet. Es ist somit möglich, diese Düse mit zwei unterschiedlichen charakteristischen Grundzuständen zu betreiben. Zwischen diesen Zuständen kann umgeschaltet werden. Außerdem

Beim Zuschalten der Kanäle des Vorlaufs B nimmt durch die Vergrößerung der Zulauffläche zur Drallkammer die Düsenkonstante K_D zu. Dies bedeutet, dass das Drallniveau der Düse

sinkt und dass sich ein größerer Durchflussbeiwert C_D und ein kleinerer Spraykegelwinkel α einstellt (Bild 3.3).

Eine weitere Möglichkeit, aktiv auf Winkel und Durchfluss Einfluss nehmen zu können, ist der Betrieb der Dralldüse mit Rücklauf (Bild 3.5). Hierbei wird ein Teil des über den Vorlauf zugeführten Kraftstoffs an der Düsennadel vorbei in den Tank zurückgeleitet [vTr]. Bei konstantem Einspritzdruck steigt der zugeführte Massenstrom, da in der Drallkammer die Drosselwirkung aufgrund des zusätzlichen Strömungsquerschnitts im Rücklauf abnimmt. Die Tangentialgeschwindigkeit am Eintritt zur Drallkammer nimmt mit steigendem Durchfluss nach Gleichung 3.3 zu. Die Tangentialgeschwindigkeit im Austritt der Bohrung steigt ebenfalls an (Gleichung 3.2). Aufgrund der zusätzlichen Rücklaufströmung nimmt die eingespritzte Masse jedoch ab und somit sinkt auch die Axialgeschwindigkeit am Austritt der Bohrung. Der Spraykegelwinkel steigt aufgrund der Zunahme der Tangentialgeschwindigkeit und der Abnahme der Axialgeschwindigkeit am Bohrungsausstritt an. Die Effekte der beiden Maßnahmen sind identisch: durch Zuschalten des Rücklaufs bzw. Abschalten des zweiten Vorlaufs sinkt der Durchfluss und der Spraykegelwinkel steigt.

Zusätzlich kann die Ausbildung eines Vorstrahles mit Hilfe des Rücklaufbetriebes verhindert werden: wird der Rücklauf bereits vor Beginn des Nadelhubes geöffnet, befindet sich der Kraftstoff in der Drallkammer in Rotationsbewegung. Die Beschleunigungsphase des ruhenden Kraftstoffes während des Nadelöffnens entfällt und die Entstehung eines Vorstrahles wird dadurch verhindert.

Im folgenden Bild 3.6 ist die konstruktive Umsetzung des vorgestellten Prinzips der getrennt schaltbaren Vorläufe und des zuschaltbaren Rücklaufs für eine konventionelle Dralldüse dargestellt. Die rot gekennzeichneten Kanäle stellen hierbei den ständig geöffneten Hauptzulauf dar, der im folgenden als Vorlauf A (VL A) bezeichnet wird. Der zuschaltbare zweite Zulauf ist blau gekennzeichnet und wird als Vorlauf B (VL B) bezeichnet. Der Rücklauf (RL) führt über einen Ringspalt an der Düsennadel vorbei über eine weitere Drosselstelle zurück zum Tank. Die Rücklaufströmung ist in Bild 3.6 grün dargestellt.

Derartige Düsen wurden im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung bisher noch nicht erprobt. Daher wurde im ersten Entwicklungsschritt zum grundsätzlichen Nachweis der Funktionalität Wert darauf gelegt, dass sich die Auslegungswerte (Druck, Durchfluss und Spraykegelwinkel) an den Werten konventioneller Dralldüsen aus der Serienanwendung im PKW-Benzinmotor mit Direkteinspritzung orientieren. Deshalb erfolgte die Auslegung der geometrischen Düsenparameter in Anlehnung an die Werte einer konventionellen Dralldüse aus dem 1,6 l-81 kW FSI-Motor (Tabelle 3.1).

Nach [Hei] liegen die maximalen Einspritzmassen bei aufgeladenen Motoren um ca. 30 % bis 50 % oberhalb der Werte von Motoren ohne Aufladung. Aus diesem Grund wurde eine Steigerung des Durchflusses um 30 % bei einem maximalen Einspritzdruck von 100 bar gewählt. Um die variable Düse auf Dralldüse im Leerlaufbereich mit hohen Einspritzdrücken und hinreichend langen Einspritzzeiten und nicht im ballistischen Nadelhub betreiben zu können, wurde der minimale Durchfluss auf 40 % des Wertes der Referenz-Dralldüse begrenzt.

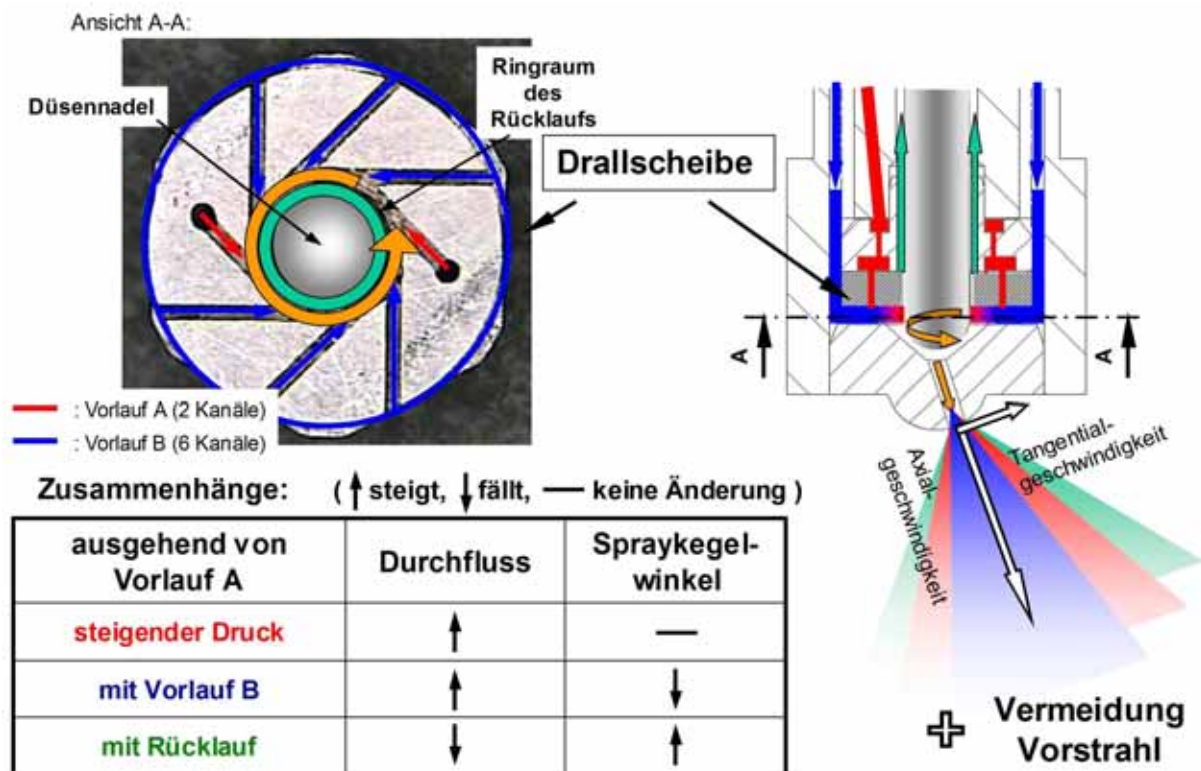


Bild 3.6: Funktion der variablen Düse auf Drallbasis

Tabelle 3.1: Anforderungen an eine variable Düse auf Drallbasis

	konventionelle Dralldüse (1,6l-81kW FSI)	variable Düse
1. Geometrie / Bauraum		
Integration in Serienzylinderkopf (Düsenchaftdurchmesser 7,5 mm)	ja	ja
2. Hydraulische Eigenschaften		
Durchfluss (100 bar)	9,6 mg/ms	3,8 mg/ms bis 12,5 mg/ms
Einspritzdruck	50 bar bis 100 bar	50 bar bis 100 bar
3. Spraycharakteristik		
kein Vorstrahl	nein	ja
Spraykegelwinkel (1 ms nach Ansteuerbeginn / 5 bar Kammerdruck)	70°	70° bis 90°
Penetration (1 ms nach Ansteuerbeginn / 5 bar Kammerdruck)	40 mm	20 µm bis 40 mm
Tropfengröße (mittlerer Sauterdurchmesser bei 100 bar / Umgebungsdruck)	10 µm	10 µm

Der Spraykegelwinkel soll vergrößert werden, um der Spraykontraktion bei späten Einspritzzeiten und somit hohen Gegendrücken entgegen zu wirken. Da der Zylinderdruck während der Einspritzung im Schichtbetrieb auf ca. 20 bar ansteigt und der Spraykegelwinkel um ca. 1°/bar mit steigendem Gegendruck abnimmt, wurde eine Winkelspreizung von 70° bis auf maximal 90° festgelegt. Die mittlere Tropfengröße (mittlere Sauterdurchmesser SMD) soll in demselben Bereich wie bei einer konventionellen Dralldüse liegen.

Entscheidend für Durchfluss- und Winkelspreizung ist die Eintrittsfläche. Wie aus Bild 3.3 deutlich wird, stehen sowohl der Durchflussbeiwert als auch der Spraykegelwinkel in direktem Zusammenhang zur Düsenkonstante K_D und damit zur Eintrittsfläche. Es werden bei konventionellen Dralldüsen üblicherweise sechs Zulaufkanäle verwendet. Zur Darstellung einer symmetrischen Strömung und, in weiterer Folge, eines symmetrischen Spraybildes sind mindestens zwei Kanäle erforderlich [Dah1]. Daher wurden zur Darstellung einer möglichst großen Spreizung für Vorlauf A mit geringem Durchfluss zwei Kanäle und für den zuschaltbaren Vorlauf B mit großem Durchfluss sechs Kanäle festgelegt. Die übrigen geometrischen Düsenparameter wie Kanalbreite, Drallkammerhöhe und Bohrungsdurchmesser wurden an die geforderten Kenngrößen unter Berücksichtigung der fertigungstechnischen Möglichkeiten angepasst. Der bei Seriedüsen übliche Außendurchmesser des Düsenschaftes von 7,5 mm konnte bei der konstruktiven Umsetzung nicht eingehalten werden. Die separate Kanalführung von Hauptvorlauf, Vorlauf B und Rücklauf im Innern des Düsenschaftes erforderte aufgrund fertigungstechnischer Randbedingungen die Erweiterung des Düsenschaft-Außendurchmessers auf 8,5 mm. Der Einbau in einen konventionellen Zylinderkopf kann jedoch ohne Beschädigung der umgebenden Kühlwasserkanäle erfolgen [Sta].

Es ergibt sich bei der Auslegung für Vorlauf A mit geringem Durchfluss eine Düsenkonstante von 0,15 mit vergleichsweise hoher Drallausbildung (vgl. Bild 3.3). Im Gegensatz dazu stellt sich im Zustand Vorlauf A und Vorlauf B bei hohem Durchfluss eine Düsenkonstante von 1,2 mit geringem Drall ein. Zur Bewertung der Düseneigenschaften in diesen beiden Extremzuständen wurden mit Hilfe der vorgestellten nulldimensionalen Berechnungsansätze die Zusammenhänge zwischen Durchfluss, Druck und Spraykegelwinkel bestimmt. Das reibungsfreie Modell nach [vTr] wurde verwendet, da nur hierbei Rücklaufbetrieb berücksichtigt werden konnte. Zur Darstellung des Reibungseinflusses wurde mit dem Modell nach [Lef] gerechnet. Die Kennfelder dieser Berechnungen sind im folgenden Bild 3.7 dargestellt.

Die Extremzustände VL A bzw. VL A + VL B sind in den Diagrammen rot bzw. blau gekennzeichnet. Die Zustände mit Rücklaufbetrieb sind in derselben Farbe wie der Ausgangszustand markiert, jedoch mit gestrichelten Linien. Die Kurven mit gefüllten Symbolen stellen die Ergebnisse des reibungsbehafteten Modells dar.

Bei der Berechnung mit Rücklauf wurde angenommen, dass die durch den Rücklauf abströmende Masse und die eingespritzte Masse gleich groß sind. Theoretisch kann über den Rücklauf, bei hinreichend geringer Drosselung, soviel Masse abfließen, dass trotz geöffneter Nadel kein Kraftstoff mehr eingespritzt wird [vTr]. Für die variable Düse stellen somit die gestrichelten Kurven keine feste Betriebsgrenze dar. Die benötigte Förderleistung der Hochdruckpumpe nimmt jedoch mit steigendem Rücklaufanteil linear zu, so dass dem Betriebskennfeld der variablen Düse hierdurch entsprechende Grenzen gesetzt sind.

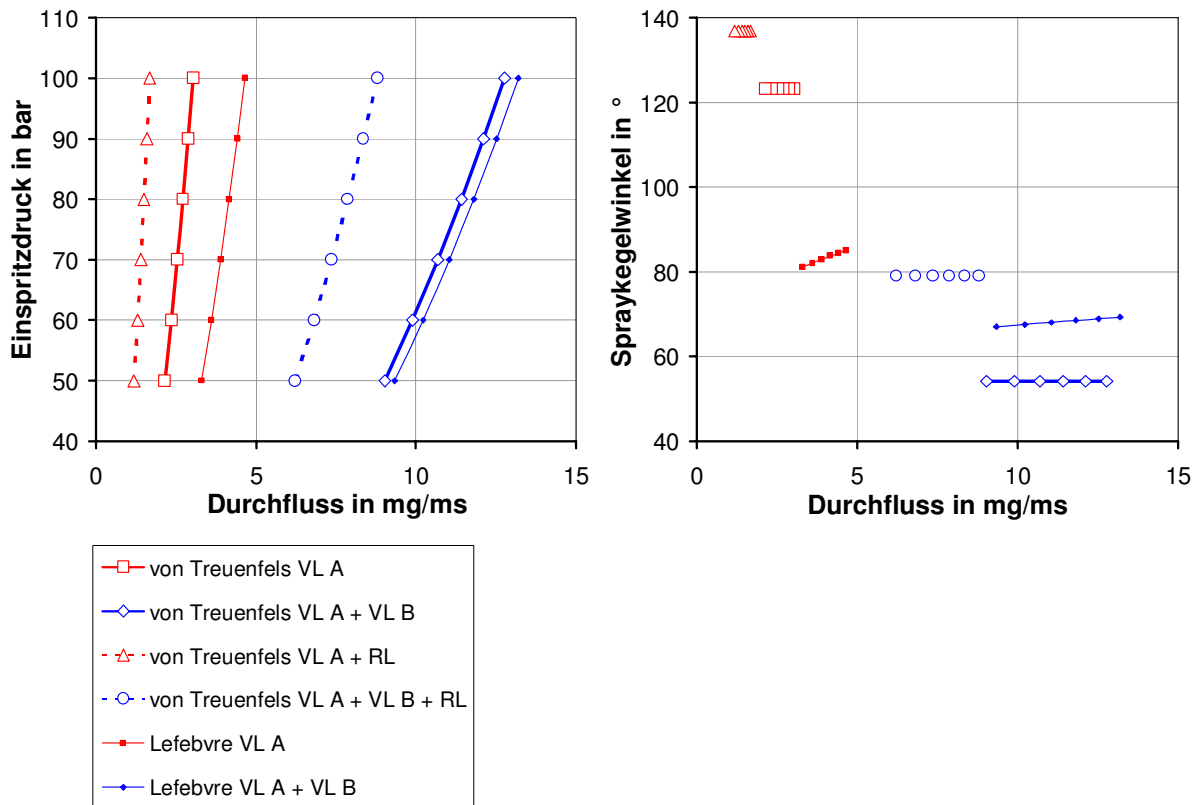


Bild 3.7: Kennfeld für eine variable Düse auf Drallbasis

Die Übereinstimmung der Ergebnisse der Modelle mit und ohne Reibung für den Zustand VL A + VL B (blaue Kurven: dünn / dick) ist deutlich zu erkennen. Größere Abweichungen entstehen beim Zustand VL A (rot), da bei diesem Zustand mit höherem Drall die Zunahme der Tangentialgeschwindigkeit in der Drallkammer durch den Reibungsansatz deutlich vermindert wird. Im reibungsbehafteten Fall wird daher ein höherer Durchflusswert und ein geringerer Spraykegelwinkel berechnet.

Der Einfluss von Reibungseffekten auf das Verhalten von Dralldüsen wird anhand grundsätzlicher Überlegungen verdeutlicht: bei konstantem Durchfluss durch eine Dralldüse nimmt aufgrund der Reibung die Tangentialgeschwindigkeit in der Drallkammer weniger stark zu, so dass die Dicke des Wandfilms in der Bohrung zunimmt. Aufgrund der damit verbundenen Abnahme der Kenngröße X steigt nach Gleichung 3.9 der Durchflussbeiwert C_D bei reibungsbehafteter Strömung an. Die reibungsbedingte Abnahme der tangentialen Austrittsgeschwindigkeit führt zu einer Verringerung des Spraykegelwinkels.

Die Effekte aufgrund der unterschiedlichen Auslegung für Vorlauf A und Vorlauf B können somit besser über ein Modell mit Reibungsansatz beschrieben werden. Die Tendenzen, die sich durch das Zuschalten des Rücklaufs ergeben, können nur mit dem Modell nach [vTr] qualitativ dargestellt werden.

Für die getroffene Auslegung der variablen Dralldüse wird durch das Zuschalten von Vorlauf B die geforderte Durchfluss-Spreizung mit berechneten Werten von 4,7 mg/ms bis 13,2 mg/ms bei 100 bar erfüllt. Durch das Zuschalten des Rücklaufes kann der Durchfluss entsprechend weiter vermindert werden.

Die gewünschte Winkelspreizung wird mit Werten zwischen 69° bis 85° durch das Zuschalten von Vorlauf B nicht komplett erfüllt, aber der Betrieb mit Rücklauf lässt eine zusätzliche Erhöhung (VL A: $\Delta\alpha$ ca. 14° / VL A + VL B: $\Delta\alpha$ ca. 25°) erwarten, so dass die geforderten Werte eingehalten werden können.

3.2 Die piezo-aktuierte Mehrlochdüse

Um das Potenzial von Mehrlochdüsen für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren darzustellen, sollen Effekte der Einspritzdruckerhöhung und der Nadelsitzdrosselung untersucht werden. Zur gezielten Beeinflussung der Nadelbewegung und des Nadelhubes

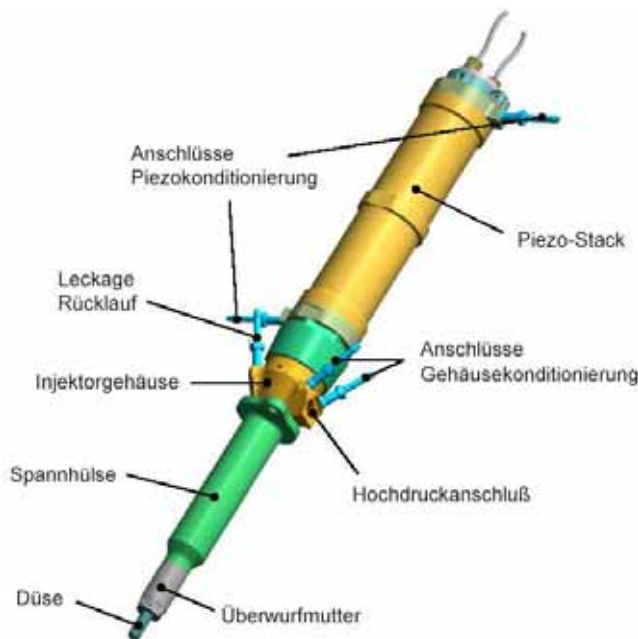


Bild 3.8: piezo-aktuierter Forschungsinjektor

daraus resultierenden asymmetrischen Einzelstrahlausbildung bei Sitzlochdüsen [Ste] wurde eine Düse aus der Serienanwendung in einem PKW-Dieselmotor mit Sackloch-Bauform und doppelter Nadelführung als Basis für die Prototypen-Mehrlochdüse gewählt.

Das motorische Potenzial soll an einem Einzylinder-Forschungsmotor untersucht werden, der bereits erfolgreich mit einer Mehrlochdüse im strahlgeführten Brennverfahren betrieben wurde [Pet]. In diesem Aggregat wurde eine konventionelle Mehrlochdüse mit sechs Löchern und einem Durchfluss von ca. 10 mg/ms bei 200 bar Einspritzdruck eingesetzt. Aufbauend auf den Eigenschaften dieser Referenzdüse wurde eine Mehrlochdüse ausgelegt.

Ziel der Untersuchungen ist es, die Effekte von Einspritzdrucksteigerung und Nadelsitzdrosselung unter identischen motorischen Randbedingungen zu bewerten. Aus diesem Grund muss der Durchfluss der Prototypen-Mehrlochdüse an die Referenzdüse angepasst werden. Zur Untersuchung von Effekten aufgrund von Einspritzdrucksteigerung wurde für einen Durchfluss von 10 mg/ms der Einspritzdruck auf 500 bar festgelegt, so dass bei gleicher Einspritzdauer mit einem um 300 bar höheren Druck eingespritzt werden kann. Der Betrieb dieser Düse mit 1000 bar verkürzt die Einspritzdauer entsprechend.

Durch Nadelsitzdrosselung nimmt der Durchfluss ab, so dass zur Darstellung eines Referenz-Durchflusses von 10 mg/ms je nach eingestelltem stationären Nadelhub ein höherer Einspritzdruck benötigt wird. Bei einem maximalen Einspritzdruck von 1000 bar ist somit

wird ein piezo-aktuierter Mehrloch-Injektor mit direkter Nadelbetätigung verwendet [Sch1]. Dieses Bauteil wurde bei Dieselanwendungen bis 1800 bar im Zusammenhang mit dem Experimental-Einspritzsystem TwinCR [Ste] eingesetzt und ist in Bild 3.8 dargestellt. Die Einstellung von Nadelteilhuben und Nadelöffnungsgeschwindigkeiten unabhängig vom Einspritzdruck ist mit diesem Bauteil möglich. Der Betrieb bis 1000 bar ist erprobt, und auch Mehrfacheinspritzungen sind darstellbar.

Durch den modularen Aufbau, wie in Bild 3.8 zu erkennen ist, muss für den Einsatz mit Benzin nur die Düse angepasst werden. Aufgrund der Problematik des Nadeltaumelns und der

noch Reserve vorhanden, um die Prototypendüse auch nadelsitzgedrosselt bei dem Referenz-Durchfluss betreiben zu können. Die Effekte können also ohne Quereinflüsse durch Änderungen der Einspritzdauer mit Bezug auf die Referenzdüse untersucht werden.

Zur Festlegung des Bohrungsdurchmessers der Düsenlöcher wird auf die Definition des Durchflussbeiwertes nach Gleichung 3.8 zurückgegriffen [Lef]:

$$\dot{m} = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_B^2 \cdot C_D \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_F} \quad (3.13)$$

Der Massenstrom \dot{m} durch n Bohrungen mit dem Durchmesser d_B wird in Abhängigkeit des Durchflussbeiwertes C_D , des anliegenden Druckgefälles Δp und der Flüssigkeitsdichte ρ_F bestimmt. Der Durchflussbeiwert berechnet sich nach folgender Formel [Lef]:

$$\frac{1}{C_D} = \frac{1}{0,827 - 0,0085 \cdot (l_B/d_B)} + \frac{20}{\text{Re}} \cdot \left(1 + 2,25 \cdot \frac{l_B}{d_B} \right) \quad (3.14)$$

Die Länge der Bohrung wird hierbei als l_B bezeichnet. Die Reynoldszahl Re in Gleichung 3.2 kann mit Hilfe der kinematischen Viskosität der Flüssigkeit ν_F und der axialen Strömungsgeschwindigkeit v_a folgendermaßen bestimmt werden [Lef]:

$$\text{Re} = \frac{d_B \cdot v_a}{\nu_F} = \frac{d_B \cdot C_D}{\nu_F} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_F}} \quad (3.15)$$

Für den ersten Iterationsschritt kann zur Bestimmung der Reynoldszahl der Durchflussbeiwert $C_D = 1$ in Gleichung 3.15 angesetzt werden. Mit der so ermittelten Reynoldszahl wird anschließend der Durchflussbeiwert berechnet. Nach zwei Iterationsschleifen ändern sich die Werte für Re und C_D nicht mehr signifikant. Die Dichte von Benzin beträgt 750 kg/m^3 bei 20°C , die kinematische Viskosität $7 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ bei 20°C . Die Länge der Bohrung wurde in Anlehnung an die Werte von Dieseldüsen zu 1 mm angenommen. In Tabelle 3.2 sind die abgeschätzten Bohrungsdurchmesser für drei Mehrlochdüsen zusammengestellt.

Tabelle 3.2: Abschätzung Bohrungsdurchmesser von Mehrlochdüsen

	Mehrlochdüse (Bestimmung der Verdampfungsgeschwindig- keit nach [Woe])	Mehrlochdüse (Referenz für Einzylinder- Motor [Pet])	Mehrlochdüse-Prototyp (Einspritzdruckerhöhung / Nadelsitzdrosselung)
Einspritzdruck Δp	100 bar	200 bar	500 bar
Durchfluss \dot{m}	8,4 mg/ms	9,6 mg/ms	9,6 mg/ms
Anzahl n	10	6	6
abgeschätzter Bohrungsdurchmesser d_B	0,110 mm	0,127 mm	0,100 mm

Für die Untersuchungen zur Bestimmung der Verdampfungsrate (vgl. Bild 2.28 [Woe]) wurde eine Mehrlochdüse verwendet, deren Bohrungsdurchmesser sich anhand der Randbedingungen auf ca. $0,11 \text{ mm}$ abschätzen lässt. Der Durchmesser der im Einzylinder-Forschungsmotor eingesetzten Mehrlochdüse liegt bei ca. $0,13 \text{ mm}$. Zur Umsetzung des

geforderten Referenz-Zustandes müssen die Bohrungen der Prototypen-Mehrlochdüse einen Durchmesser von ca. 0,1 mm aufweisen.

Zur Bestimmung des Bereichs der Nadelsitzdrosselung der Prototypen-Mehrlochdüse wird die Kegelmantelfläche zwischen Nadelsitz und Nadel mit der Fläche der Einspritzlöcher verglichen. Bei einem Nadelhub von 0,03 mm sind beide Flächen gleich groß. Der in [Ste] vorgestellte TwinCR Aktuator ermöglicht bei einem Einspritzdruck von 1000 bar die Darstellung eines maximalen Nadelhubes von 0,2 mm, so dass die Düse mit und ohne Nadelsitzdrosselung betrieben werden kann.

4 PRÜFSTANDSAUFBAU

Um die im vorangegangenen Kapitel festgelegten Funktionswerte für Druck, Durchfluss und Spraykegelwinkel für die variable Düse auf Drallbasis sowie die piezo-aktuierte Mehrlochdüse zu überprüfen, wurden Messungen am Komponentenprüfstand, an der Druckkammer und am Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt. Die Versuchsanordnung und die verwendete Messtechnik wird in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

4.1 Aufbau zur Untersuchung hydraulischer Eigenschaften

Die hydraulischen Eigenschaften einer Düse lassen sich durch die Einspritzmasse und die Einspritzrate beschreiben. Bei der Einspritzmasse ist der absolute Wert von Interesse, um im Motorbetrieb eine bestimmte Last (Mitteldruck) einzustellen. Die Reproduzierbarkeit der Einzelmasse in Form einer geringen Hub-zu-Hub-Streuung ist eine Voraussetzung für geringe zyklische Schwankungen im Motorlauf (Standardabweichung Mitteldruck).

Im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung werden die Düsen vorwiegend mit Druckspeichersystemen und direktbetätigten Düsennadeln betrieben, so dass die Einspritzratenverläufe trapezförmig sind. Nur im Fall kleiner Einspritzmassen im ballistischen Betrieb der Düsennadel wird der Einspritzratenverlauf dreieckförmig. Eine derart geringe Einspritzmasse tritt ausschließlich im Bereich des Motorleerlaufbetriebs auf. Aufgrund der trapezförmigen Einspritzrate ist der Zusammenhang zwischen Ansteuerdauer und Einspritzmasse im nicht-ballistischen Betrieb der Düsennadel linear. Daher kann die Durchflusscharakteristik einer Düse über den stationären Durchfluss und die Einspritzmasse bei einer festgelegten Ansteuerdauer beschrieben werden.

Die Bestimmung der beschriebenen, hydraulischen Eigenschaften der variablen Düse auf Drallbasis und der piezo-aktuierten Mehrlochdüse wird mit dem Injection Analyzer (IA) durchgeführt. Dieses Messgerät ermöglicht die direkte Messung des Einspritzratenverlaufs. Über die Integration des Signalverlaufs wird die eingespritzte Einzelmasse berechnet. Der Betrieb mit Benzin ist ebenfalls möglich.

Der Injection Analyzer besteht aus der Hydraulik-Einheit und dem Steuergerät. Das Steuergerät wird über einen Rechner mit entsprechender Auswertesoftware bedient. Das Funktionsprinzip des Injection Analyzers kann anhand von Bild 4.1 verdeutlicht werden. Der Kraftstoff wird in ein komplett gefülltes Kanalsystem mit konstantem Querschnitt eingespritzt. Aufgrund der Einspritzung entsteht eine dynamische Drucküberhöhung, die proportional zur Einspritzrate ist. Am Ende des Messkanals wird die so entstandene Druckwelle an einer manuell einstellbaren Spindeldrossel reflektiert. Je nach eingestelltem Öffnungsquerschnitt wird ein unterschiedlich großer Anteil der Druckwelle an der Drossel reflektiert. Der jeweils nicht reflektierte Anteil der Druckwelle durchläuft die Drosselstelle. Die optimale Einstellung ergibt sich, wenn die vierte Reflexion nicht mehr zu erkennen ist. Die Messkanallänge begrenzt somit die maximal messbare Einspritzdauer, da der Einspritzvorgang abgeschlossen sein muss, wenn die reflektierte Druckwelle am Sensor eintrifft. Bei dem verwendeten Gerät trifft die Reflexion temperatur- und gegendruckabhängig ca. 7 ms bis 8 ms nach Einspritzbeginn wieder beim Drucksensor ein. Die bei Benzin-Direkteinspritzung üblichen Einspritzdauern im Bereich von 0,4 ms bis 5,0 ms [Bos2] können mit dem Messgerät erfasst werden. Zur Simulation des Zylinderdruckes wird ein in der Hydraulikeinheit implementiertes, mit Stickstoff beaufschlagtes Gleichdruckventil verwendet, mit dem sich ein konstanter Gegendruck zwischen 1 bar und 180 bar manuell am Messgerät

einstellen lässt. Für die Anwendung bei Benzin-Direkteinspritzung wird ein Stickstoff-Druckminderer mit einem Einstellbereich bis 60 bar verwendet, um Zylinderdrücke während der Einspritzung bis zu 30 bar einzustellen. Dies entspricht theoretisch dem maximalen Druck bei isentroper Verdichtung und einem Verdichtungsverhältnis von 12 [Mer1] ausgehend von Umgebungsdruck.

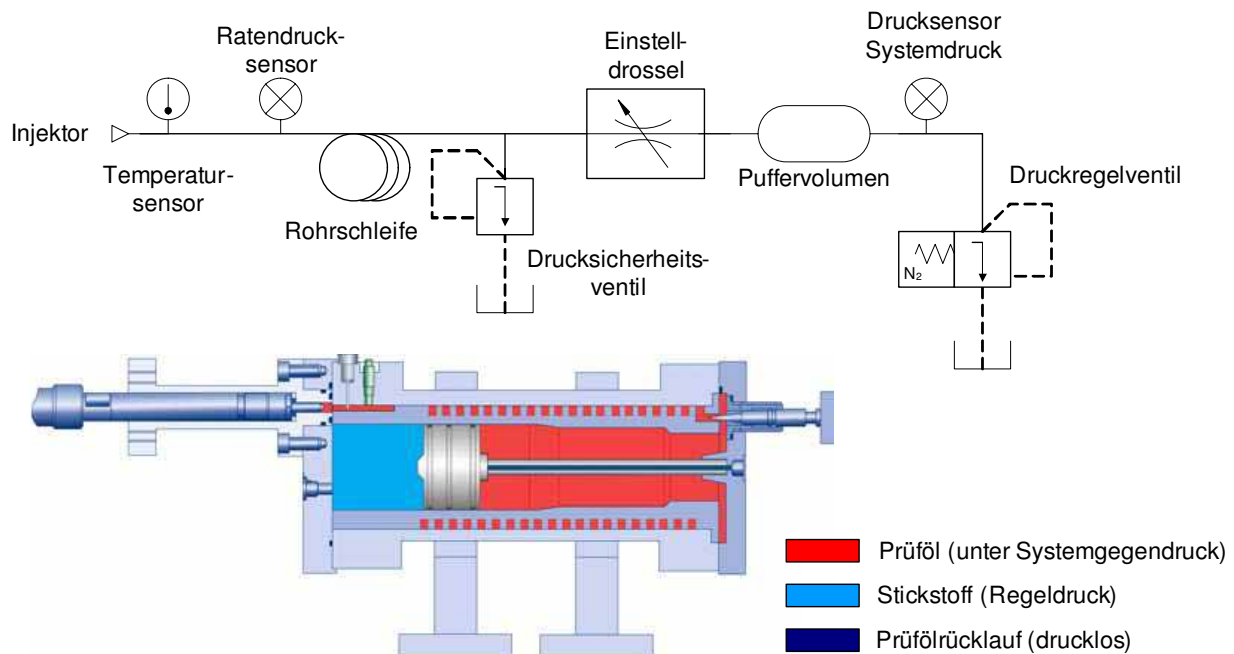


Bild 4.1: Aufbau und Funktion Injection Analyzer [Mah]

Der ratenproportionale dynamische Druck wird mit einem piezoelektrischen Drucksensor erfasst. Ein Thermoelement misst die Kraftstofftemperatur in Drucksensornähe. Um aus dem so ermittelten Drucksignal die Einspritzrate und damit auch die Einspritzmasse zu bestimmen, wird mit Hilfe eines temperatur- und druckabhängigen Schallgeschwindigkeitskennfeldes der Skalierungsfaktor ermittelt. Ein softwareseitiger Algorithmus rechnet den Druckverlauf in einen Einspritzratenverlauf um und bestimmt Einspritzbeginn und Einspritzende. Aus der Integration des Einspritzratenverlaufs wird die Masse des einzelnen Einspritzvorganges berechnet.

Die Ansteuerung der Injektoren erfolgt über universell einstellbare Magnetventilstufen des IAV-eigenen Entwicklungssteuergerätes FI^{2RE} (Flexible Injection and Ignition for Rapid Engineering) [Kra].

Bei der hydraulischen Vermessung von Injektoren durch Einspritzung in Flüssigkeit stellt sich die Frage, inwieweit diese Randbedingung Einfluss auf das Ergebnis nimmt. Anhand einer Versuchsreihe soll untersucht werden, ob es aufgrund der Messanordnung im IA zu Rückwirkungen auf die eingespritzte Kraftstoffmasse im Vergleich zur Einspritzung in Luft kommt. Unter identischen Randbedingungen (Ansteuerung, Druckerzeugung) wurde in ein druckentlastetes, luftgefülltes Gefäß eingespritzt. Die kumulative Masse von 1000 Einspritzungen wurde anschließend gravimetrisch bestimmt. Es wurde für die Untersuchungen eine konventionelle Dralldüse eines PKW-Benzinmotors mit Direkteinspritzung verwendet. Die Düse wurde mit 50 bar und 100 bar Einspritzdruck und bei Ansteuerdauern zwischen 0,4 ms und 5,0 ms betrieben, um den gesamten Betriebsbereich im Motoreinsatz abzudecken. Die kumulative Einspritzmasse beider Messarten und die Abweichung zwischen den Ergebnissen des IA und bei der Einspritzung in Luft sind in

Bild 4.2 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die vom Injection Analyzer gemessene Masse maximal 2% höher als die in Luft eingespritzte Masse ist und dass dieser Wert in weiten Bereichen sogar unterschritten wird. Es kann somit davon ausgegangen werden, dass die Beeinflussung des Einspritzsystems durch das Messgerät zu vernachlässigen ist.

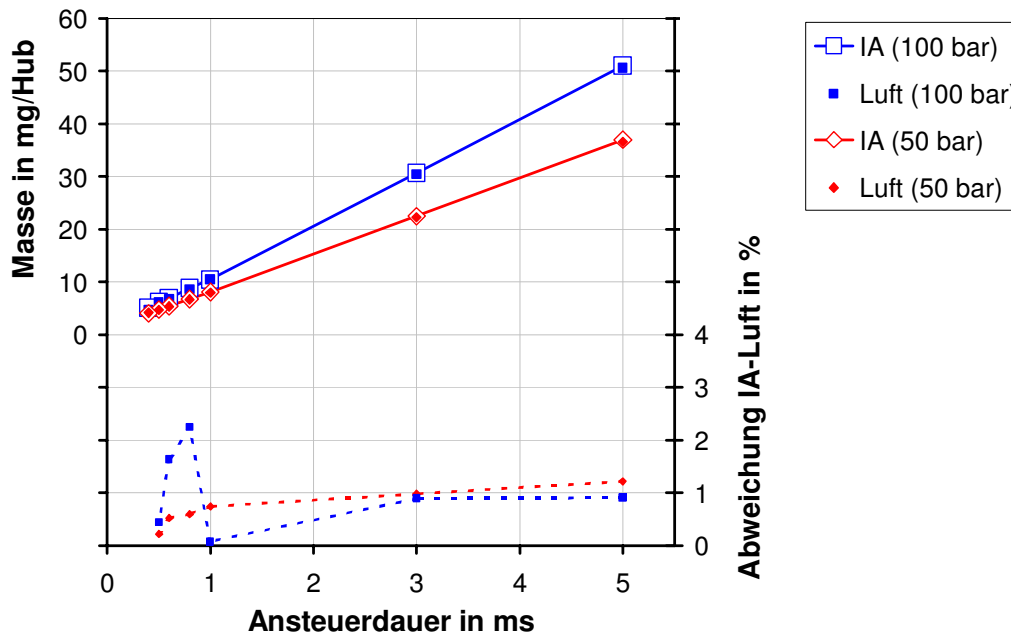


Bild 4.2: Vergleich Einspritzmassen für Einspritzung in Flüssigkeit und in Luft

4.2 Aufbau zur Untersuchung von Sprayeigenschaften

Zur Bewertung der Sprayeigenschaften unter möglichst motornahen Randbedingungen, wurden die Versuche an einer kontinuierlich mit Stickstoff durchströmten Druckkammer durchgeführt. Die Kammer kann auf Drücke von maximal 150 bar und Temperaturen bis maximal 350°C konditioniert werden. Über fünf optische Zugänge mit einer lichten Weite von 80 mm kann das Spray beobachtet werden [Kle]. Die verwendete Druckkammer ist in Bild 4.5 abgebildet.

Zur Bewertung und Quantifizierung kann die Form des Sprays mit Hilfe des Winkels und der Penetration beschrieben werden. In Abschnitt 3.1 wurden stationäre Spraywinkel für die verschiedenen Grundzustände der variablen Düse auf Drallbasis ausgelegt. Mit Hilfe der Messung in der Druckkammer kann überprüft werden, inwieweit die Funktionalität des Prototypen der variablen Düse gewährleistet ist und ob die mit Hilfe der Berechnungsmodelle ausgelegten Spraykegelwinkel mit den Messwerten übereinstimmen.

Weiterhin ist die Ausbildung der Dampfbereiche von Bedeutung. Die Dampfbereiche geben Aufschluss über die Gemischverteilung zu unterschiedlichen Zeiten des Einspritzvorganges. Zur Visualisierung des Sprays ist sowohl das Streulicht-, als auch das Schlieren-Verfahren geeignet. Mit dem Streulicht-Verfahren lässt sich der Spraywinkel und die Penetration der flüssigen Phase bestimmen, mit dem Schlierenverfahren kann zusätzlich zu der Flüssigkeit auch der Bereich der Dampfphase visualisiert werden.

Das Streulicht-Verfahren wird sehr häufig zur Darstellung von Sprays eingesetzt [Ofn, Els, Bac, Nau]. Dieses Verfahren beruht auf der Streuung von Licht an der Oberfläche von

Phasengrenzen kugelförmiger Teilchen, die fest (Partikel), flüssig (Tropfen) oder gasförmig (Gasblase) sein können. Das von den Kraftstofftropfen gestreute Licht wird direkt von der Kamera erfasst.

Als Schlieren werden örtlich begrenzte Inhomogenitäten in durchsichtigen Stoffen bezeichnet, die unregelmäßige Ablenkungen des Lichtes zur Folge haben. Das Messprinzip des Schlieren-Verfahrens beruht auf der Änderung des Brechungsindex eines transparenten, kompressiblen Mediums aufgrund von Dichtegradienten. Wie in Bild 4.3 dargestellt, werden einfallende, parallele Lichtstrahlen im regulären Strahlengang (1) über eine Schlierenlinse und eine Schlierenblende in eine Bildebene abgebildet. An Stellen mit Dichtegradienten (2), wie zum Beispiel in Dampfgebieten, werden die Lichtstrahlen gebrochen und durch die Schlierenblende, die sich im Brennpunkt der Schlierenlinse befindet, ausgeblendet. Dichtegradienten werden daher in Form von Intensitätsunterschieden (helle und dunkle Stellen) des Lichts in der Bildebene (CCD-Chip der Kamera) sichtbar. Wenn sich Flüssigkeit im Strahlengang befindet (3), nimmt die Extinktion des Lichtstrahles so stark zu, dass in der Bildebene kein Licht in dem entsprechenden Bereich auftrifft. Die Flüssigphase wird somit beim Schlieren-Verfahren als Schatten abgebildet.

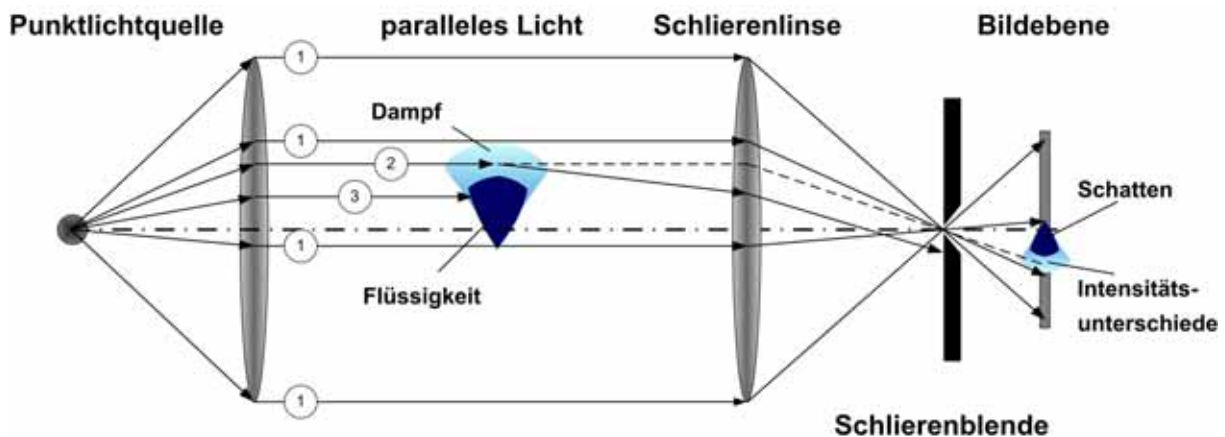


Bild 4.3: Prinzip Schlieren-Verfahren

Das Schlierenverfahren ermöglicht somit zusätzlich zur Darstellung der Flüssigphase als komplett dunkle Bereiche die Visualisierung der Dampfgebiete in Form von mehr oder weniger stark abgedunkelten Bereichen, die sich vom hellen Hintergrund deutlich absetzen.

Für beide Düsenarten ergeben sich unterschiedliche Anordnungen der optischen Komponenten zur Ausleuchtung und Aufzeichnung des Sprays. Bei der variablen Düse auf Drallbasis wurde das Spray mit seitlicher Blickrichtung senkrecht zur Injektorlängsachse aufgezeichnet, um den Spraywinkel und die Penetration abzubilden. Bei der Mehrlochdüse wurde die Blickrichtung in Injektorlängsachse gewählt, da sich bei der seitlichen Betrachtung einige Strahlkeulen überlagern und so keine Bewertung der einzelnen Strahlen möglich ist. Die Anordnung der einzelnen Komponenten zum Schlierenverfahren sind in Bild 4.4 und Bild 4.6 dargestellt. Der Strahlaustrittsbereich konnte bei der Untersuchung der Mehrlochdüse im Schlierenverfahren aufgrund der Anordnung des Spiegels direkt hinter der Düse nicht beleuchtet werden. Zur besseren Bewertung der Einzelstrahlkeulen wurde bei der Mehrlochdüse ergänzend zum Schlierenverfahren auch mit dem Streulichtverfahren gearbeitet, das in Bild 4.7 gezeigt wird.

Die für das Schlierenverfahren benötigte homogene und ausgedehnte Lichtquelle wird mit Laserlicht realisiert, das in eine mit fluoreszierender Lösung gefüllte Küvette eingekoppelt

wird [Kle]. Ausgehend von dieser Punktlichtquelle wird das Licht über einen Parabolspiegel als paralleles Strahlenbündel in die Druckkammer eingekoppelt. Bei der Transmissionsanordnung in Bild 4.4 durchläuft das Licht die Druckkammer und wird auf der Austrittsseite an einem Planspiegel reflektiert. Auf dem rückwärtigem Weg über den Parabolspiegel wird das Licht über einen Strahlteiler auf die als Schlierenblende verwendete Objektivblende der Kamera fokussiert. Bei der Reflexionsanordnung (Bild 4.6 / Bild 4.5) zur Untersuchung des Sprays der Mehrlochdüse befindet sich der Planspiegel zur Reflexion des parallelen Strahlbündels an der Unterseite der Düse. Bei dem Streulichtverfahren wird das Licht seitlich in die Kammer eingekoppelt und der Spiegel wird entfernt (Bild 4.7). Die Streuscheibe dient hierbei dazu, die Kohärenz des Laserlichtes zu verringern, um Interferenzeffekte zu minimieren.

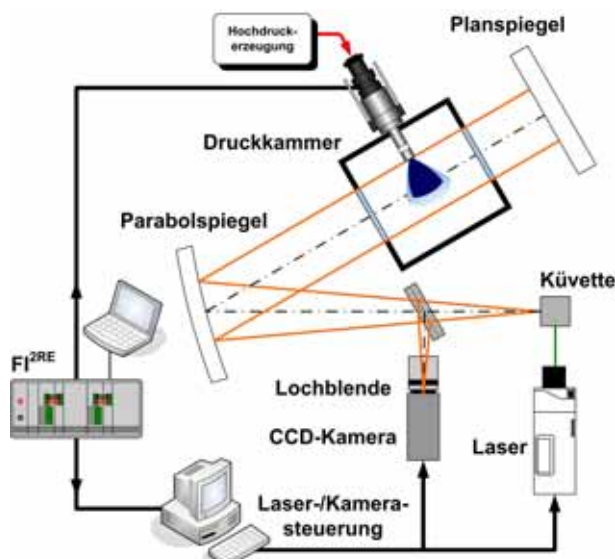


Bild 4.4: Anordnung variable Düse auf Drallbasis, Schlierenverfahren in Transmissionsanordnung



Bild 4.5: Druckkammer in Reflexionsanordnung bei Mehrlochdüse

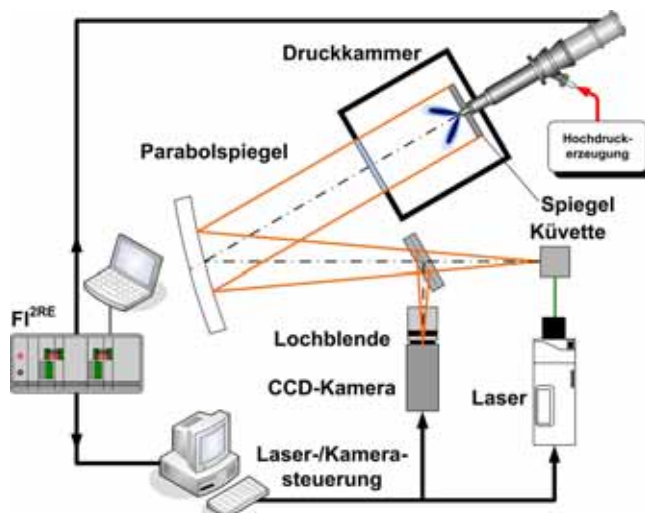


Bild 4.6: Anordnung Mehrlochdüse, Schlierenverfahren in Reflexionsanordnung

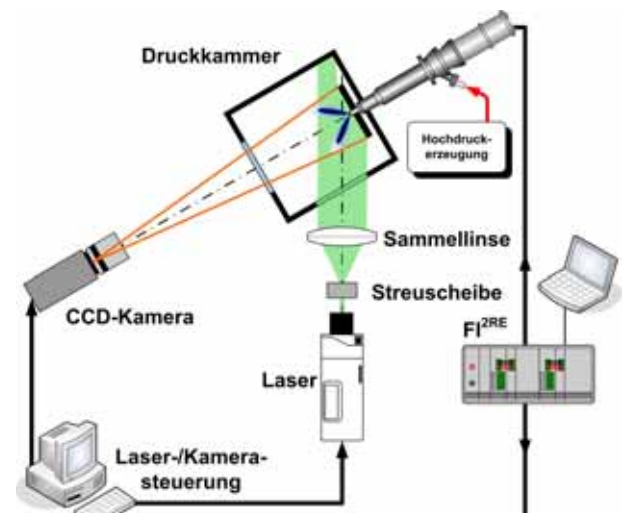


Bild 4.7: Anordnung Mehrlochdüse Streulichtverfahren

Die Messung wird durch den Ansteuerimpuls des Steuergerätes (FI^{2RE}) für den Injektor ausgelöst. Der Rechner für die Laser- und Kamera-Steuerung löst ausgehend von diesem Impuls den Laser-Puls und die Belichtung der Kamera aus. Bei den Untersuchungen wurde eine CCD-Kamera (LaVision, „FlowMaster 3“) mit einer Auflösung von 1280 x 1024 Pixel und einer maximalen Bildwiederholrate von 8 Hz eingesetzt. Die Beleuchtung erfolgte über einen Nd:YAG-Laser (New Wave Research) mit 532 nm Wellenlänge. Aufgrund der geringen Bildwiederholrate der Kamera wurde pro Einspritzvorgang nur ein Bild aufgezeichnet. Die Aufzeichnung der Kamera wurde von Einspritzvorgang zu Einspritzvorgang bezogen auf den Ansteuerbeginn um einen definierten Zeitwert später ausgelöst, so dass jeder Zeitpunkt des Einspritzvorganges untersucht werden konnte. Die Berechnung von Mittelwertbildern an konstanten Zeitpunkten wurde ebenfalls durchgeführt.

4.3 Versuchsträger: Variable Düse auf Drallbasis

Für den Prototypen der variablen Düse auf Drallbasis wurde die Nadel und das Oberteil einer konventionellen Dralldüse verwendet. In dem Oberteil befindet sich auch die Magnetspule zur Betätigung der Düsennadel. In dem neu entwickelten Düsenschaft wurden die Drallkammer sowie die zusätzlichen Kanäle für Vorlauf B und den Rücklauf integriert. Diese Kanäle werden über Leitungen im Oberteil separat nach außen geführt (Bild 4.8, links). Die Leitungen wiederum werden mit den piezo-aktuierten Schaltventilen verbunden. Der Hauptzulauf erfolgt wie bei der konventionellen Dralldüse zentral von oben.

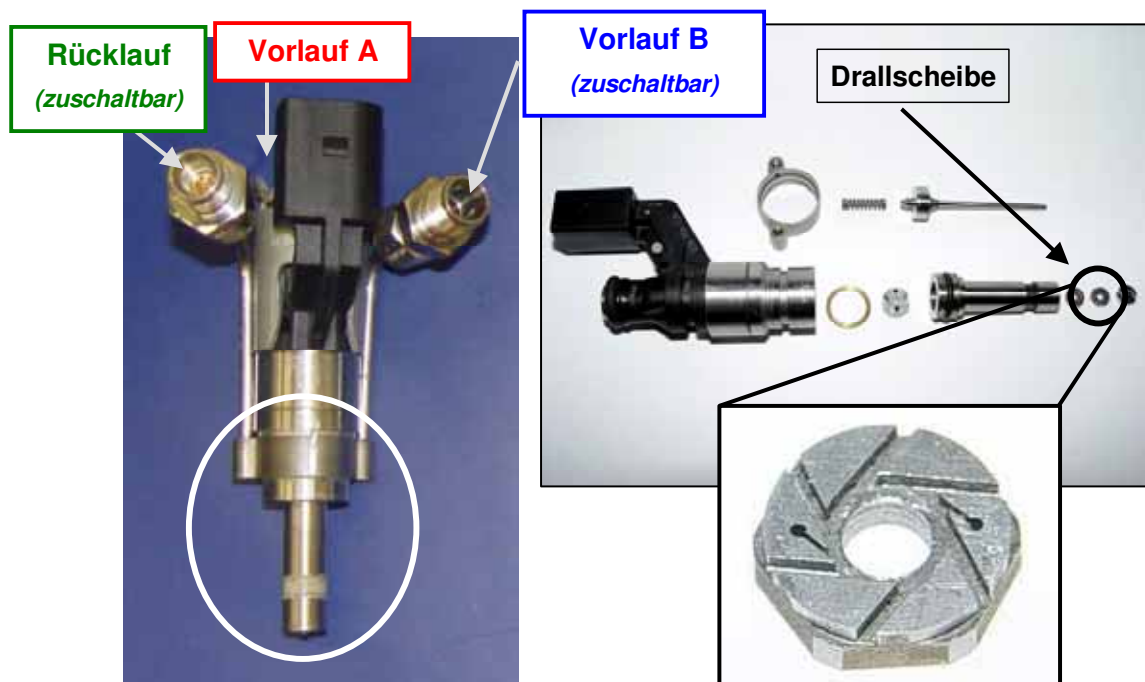


Bild 4.8: Aufbau variable Düse auf Drallbasis

Die piezo-aktuierten Schaltventile zur Drosselung der Kanäle von Vorlauf B und Rücklauf wurden im Betrieb des Experimental-Einspritzsystems TwinCR [Ste] bereits erfolgreich zur Druckmodulation bis 1800 bar [Ste] eingesetzt. Da diese Schaltventile modular aufgebaut sind, kann das drosselnde Element an die Durchfluss-Anforderungen der jeweiligen Anwendung angepasst werden. Wie in Bild 4.9 gezeigt, besteht das Ventil aus den Baugruppen Piezo-Aktuator und Ventilbereich. Der über einen Kühlmantel temperaturkonditionierte Piezo-Stack wird mit 160 V betrieben und erzeugt eine Wegänderung von ca. 180 μm . Zur wegproportionalen Drosselung des Durchflussquerschnitts

wird in das Ventil eine modifizierte Mehrlochdüse aus einem Serien PKW-Dieselmotor mit Direkteinspritzung eingesetzt. Bei dieser Düse wurde die Düsenkuppe so abgeschliffen, dass die Düsenlöcher komplett entfernt sind und die Drosselung ausschließlich über den Nadelsitzbereich erfolgt. Die Ausdehnung des Piezo-Stacks bei Beaufschlagung mit Spannung drückt über einen Stößel die Nadel in den Sitz und verschließt das Ventil. Abhängig von der Piezo-Spannung kann anschließend der Nadelhub und letztendlich auch der Durchflussquerschnitt eingestellt werden. Angesteuert werden die Piezo-Aktuatoren über universell einstellbare Piezo-Endstufen des Entwicklungssteuergerätes FI^{2RE} [Pre].

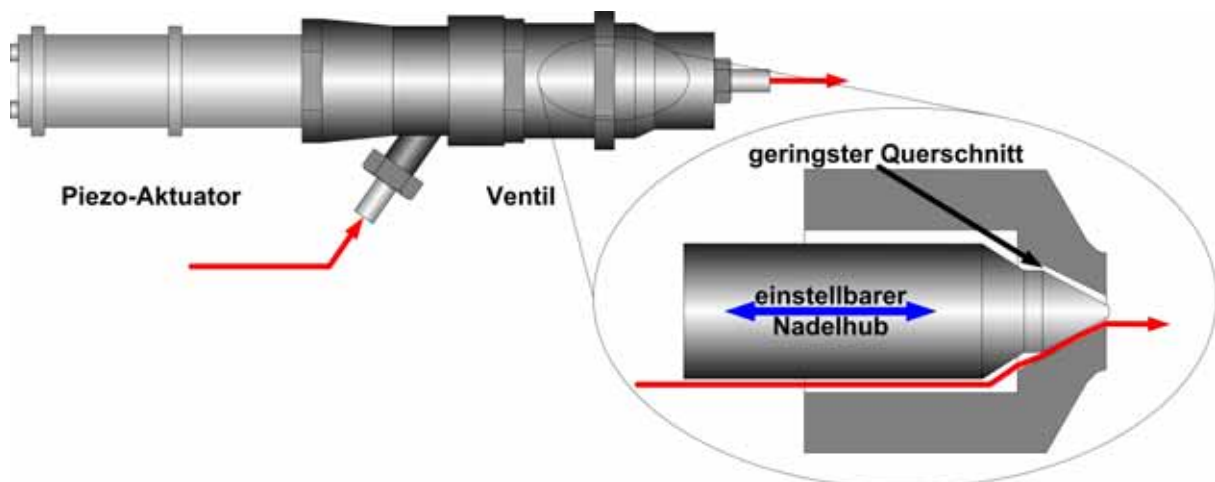


Bild 4.9: Aufbau piezo-aktuiertes Schaltventil

Zur Auswahl der Düse sowie zur Überprüfung der Funktion der Schaltventile wurden Vorversuche [Ric] durchgeführt. Zur Festlegung des maximalen Querschnitts für Vorlauf B wurde der Durchmesser einer Festdrossel solange erweitert, bis kein Unterschied in der Einspritzrate im Betrieb mit und ohne Festdrossel festgestellt werden konnte. Anschließend wurde die Festdrossel in einem gesonderten Versuchsaufbau mit konstantem Druck beaufschlagt, und der Durchfluss wurde gemessen. Über die Druck- und Durchflusswerte konnte nach Gleichung 3.8 ein effektiver Querschnitt von $0,153 \text{ mm}^2$ für den ungedrosselten Betrieb von Vorlauf B ermittelt werden. Zur Bestimmung des maximalen Rücklaufquerschnitts wurde der Durchmesser der Festdrossel solange vergrößert, bis der stationäre Durchfluss durch die variable Düse so stark anstieg, dass die Förderleistung der Hochdruckpumpe zur Einstellung von 100 bar Einspritzdruck nicht mehr ausreichte. Es ergab sich hierbei ein maximaler effektiver Querschnitt von $0,043 \text{ mm}^2$ für den Rücklauf.

Aufgrund dieser Ergebnisse wurde eine Düse ausgewählt, die bei einem Nadelhub von ca. $180 \text{ }\mu\text{m}$ einen effektiven Querschnitt von $0,153 \text{ mm}^2$ freigibt. Um dieselbe Düse auch im Rücklauf-Schaltventil einsetzen zu können, wurde der Rücklauf zur Reduzierung der benötigten Förderleistung der Hochdruckpumpe im Versuchsbetrieb vor der Einspritzung geöffnet und nach der Einspritzung wieder geschlossen.

Zur Überprüfung der hubabhängigen Durchfluss-Charakteristik der ausgewählten Düse wurde mit mechanisch eingestelltem Nadelhub und konstanter Druckbeaufschlagung der Durchfluss

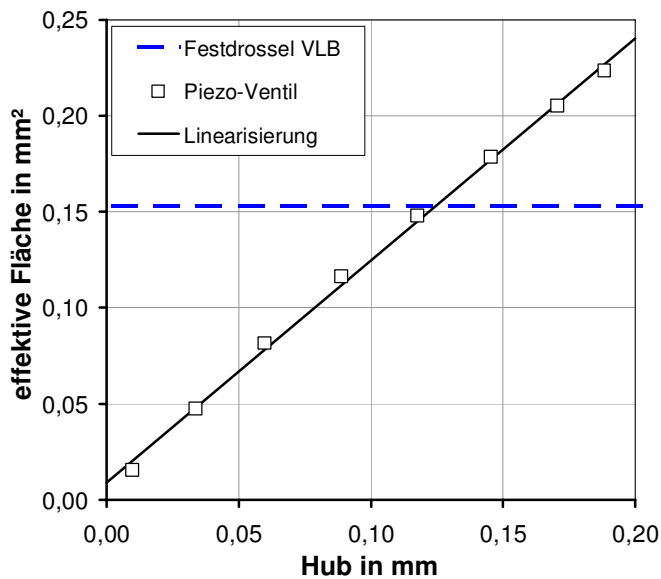


Bild 4.10: effektiver Querschnitt Schaltventil

gemessen und daraus der hubabhängige effektive Querschnitt bestimmt. Die Ergebnisse dieser Vermessungen sind in Bild 4.10 dargestellt.

Im untersuchten Hub-Bereich lässt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Nadelhub und effektivem Querschnitt feststellen. Für das vollständig entdrosselte Schalten des zweiten Vorlaufs ist somit ein Nadelhub von ca. 0,13 mm erforderlich.

Um die Funktionalität des Schaltventils im Zusammenwirken mit dem Piezo-Aktuator zu überprüfen, wurden die Ventile mit Druck beaufschlagt und mit einer Dauer von 5 ms angesteuert. Die Zeit bis zum Erreichen des Maximalwertes wurde bei den in Bild 4.11 dargestellten Verläufen der Piezo-Spannung und des Nadelhubes auf 1,3 ms eingestellt.

Um die Funktionalität des Schaltventils im Zusammenwirken mit dem Piezo-Aktuator zu überprüfen, wurden die Ventile mit

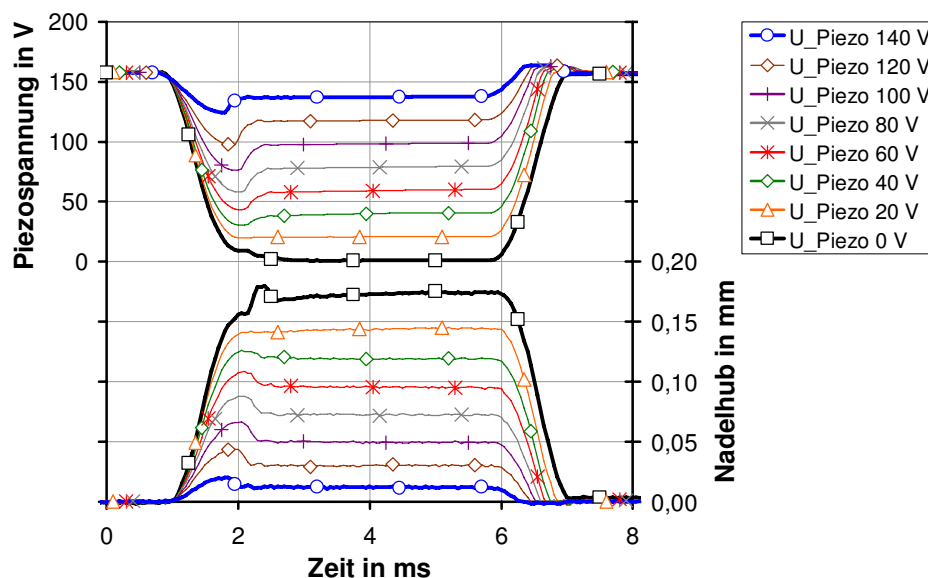


Bild 4.11: Schaltvorgang Piezo-Ventil, Variation Piezo-Spannung

Prinzipbedingt muss bei geschlossener Nadel (Hub = 0) eine Piezo-Spannung von 160 V aufgebracht werden, damit der Piezo-Aktuator maximal ausgedehnt wird. Während des Schaltvorganges wird die Spannung auf den gewünschten Wert abgesenkt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Nadelhub direkt der Spannungsänderung folgt und dass sich nach ca. 1 ms ein stationärer Zustand einstellt. Die Schwingung des Signals der Piezo-Spannung beim Öffnen wird durch die Spannungsregelung des Steuergerätes verursacht und wirkt sich direkt auf den Nadelhub aus. Der zur Einstellung des ungedrosselten zweiten Vorlaufs benötigte Nadelhub von 0,13 mm wird von dem Aktuator erreicht.

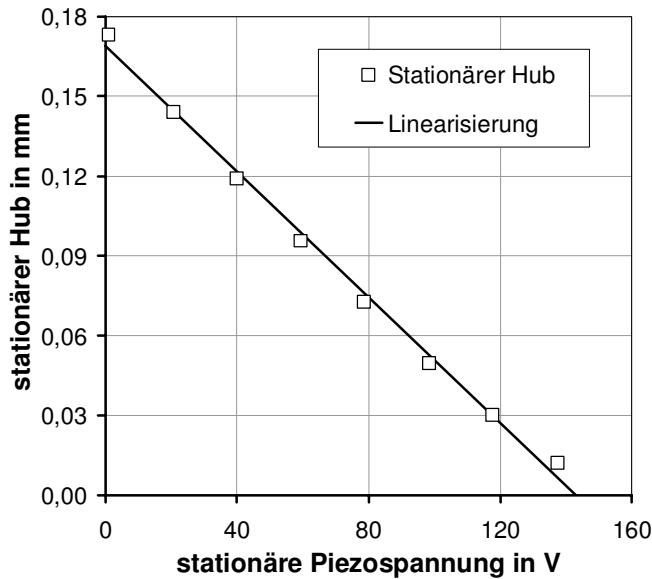


Bild 4.12: Zusammenhang Piezo-Spannung – Nadelhub

In Bild 4.12 werden die Mittelwerte von Piezo-Spannung und Nadelhub im stationären Bereich gezeigt. Es stellt sich ein linearer Zusammenhang zwischen beiden Größen ein, so dass aufgrund des in Bild 4.10 dargestellten Zusammenhanges der effektive Querschnitt des Schaltventils direkt über die Piezo-Spannung in beliebigen Teilschritten eingestellt werden kann. Das Ventil arbeitet somit als Proportionalventil.

Zur abschließenden Beurteilung des dynamischen Verhaltens der Ventile wurde bei den in Bild 4.13 dargestellten Messreihen die Zeit bis zum Erreichen der Maximalspannung variiert.

Mit Verkürzung der Zeit zum Erreichen der stationären Spannung öffnet das Ventil schneller.

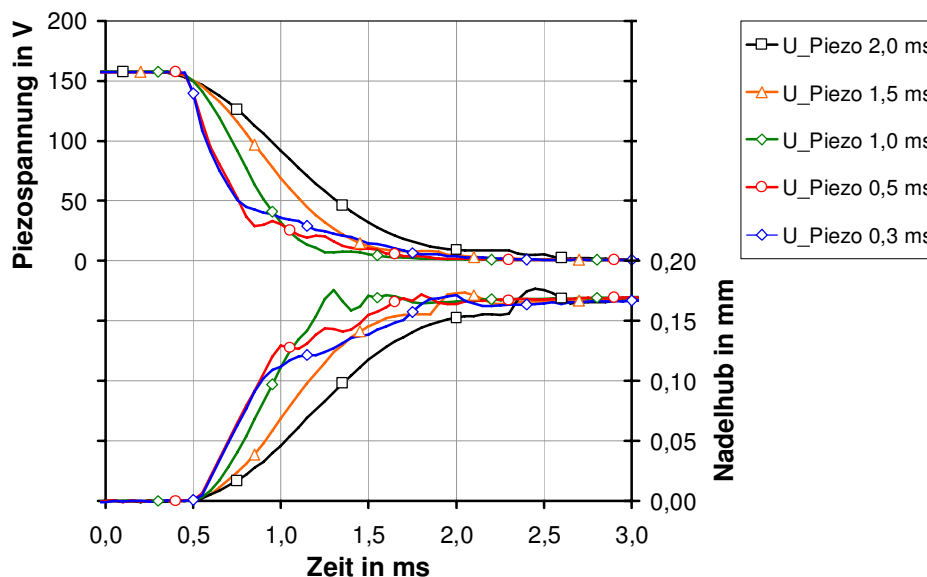


Bild 4.13: Variation Öffnungsdauer

Die Geschwindigkeit nimmt mit abnehmender Ansteuerzeit kontinuierlich zu. Bei Zeiten kleiner als 1 ms nimmt die Nadelhubgeschwindigkeit jedoch nach ca. 0,5 ms ab. Dieses Verhalten wird durch die Strombegrenzung im FI^{2RE} auf maximal 20 A verursacht. Sollte sich die Notwendigkeit zur Darstellung kürzerer Schaltzeiten ergeben, so besteht die Möglichkeit, das Steuergerät aufzurüsten. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten grundlegenden Untersuchungen zur Funktionalität der variablen Düse auf Drallbasis waren die Schaltzeiten und auch die effektiven Querschnitte der Ventile vollkommen ausreichend.

4.3.1 Komponentenversuch

Die variable Düse auf Drallbasis und die piezo-aktuierten Schaltventile sind im Verbund mit dem Druckerzeugungssystem im Bild 4.14 dargestellt. Aus dem Tank wird der Kraftstoff über eine Vorförderpumpe mit 5 bar zur Hochdruckpumpe gefördert, die den Kraftstoff auf 100 bar verdichtet und das Rail befüllt. Ein Druckregler am Rail steuert die überschüssige Kraftstoffmasse in den Rücklauf ab. Vom Rail ausgehend wird sowohl der Hauptvorlauf der variablen Düse mit Kraftstoff versorgt, als auch der zweite Vorlauf B über das piezo-aktuierte Schaltventil. Das an der Rücklaufleitung der variablen Düse angeschlossene Schaltventil steuert den Kraftstoff drucklos in den Tank ab.

Über die Piezo-Endstufen des FI^{2RE} werden die Schaltventile angesteuert. Die Ansteuerung der Magnetspule der variablen Düse erfolgt über eine Magnetventil-Endstufe des FI^{2RE}. Alle Endstufen sind frei parametrierbar, so dass die piezo-aktuierten Schaltventile unabhängig voneinander mit unterschiedlichen Öffnungs- und Schließzeiten sowie unterschiedlichen Nadelhubverläufen als Schaltventil oder als Proportionalventil betrieben werden können.

Mit diesem Versuchsaufbau kann das Einspritzsystem sowohl am Injection Analyzer, als auch an der Druckkammer und am Motorprüfstand betrieben werden.

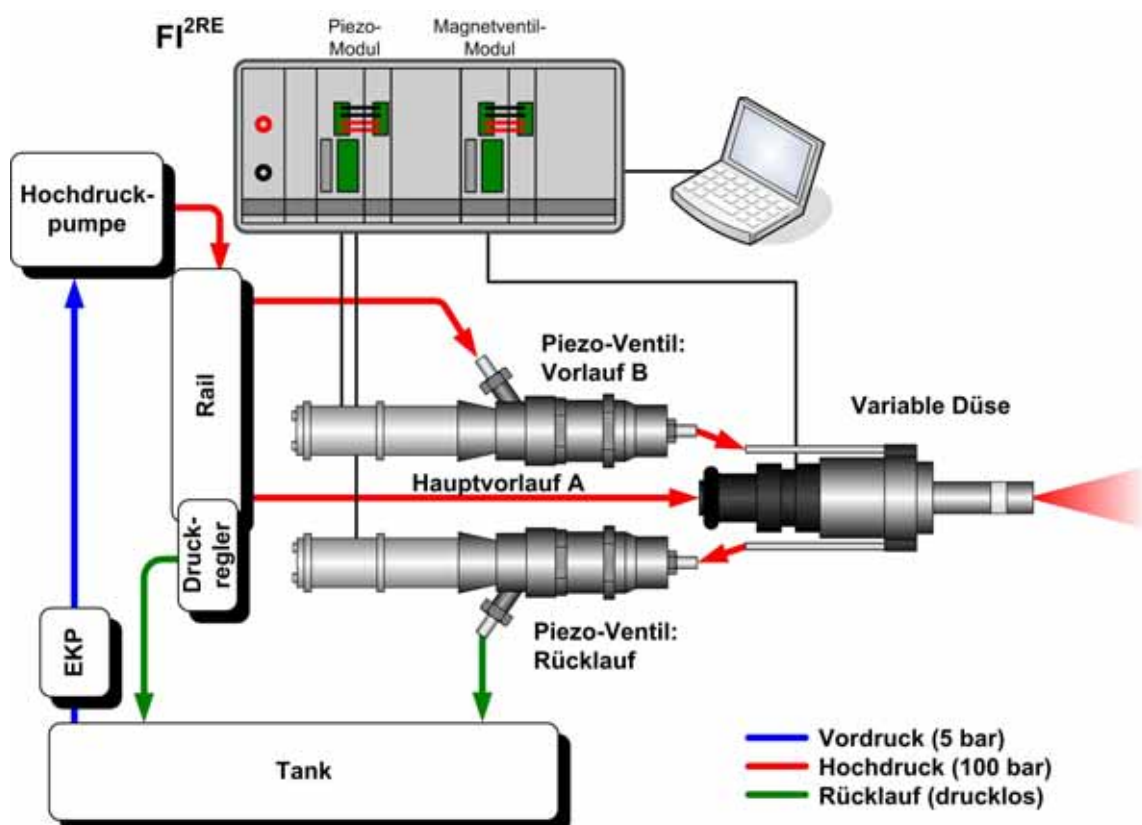


Bild 4.14: Gesamtaufbau variable Düse auf Drallbasis

4.3.2 Motorversuch

Um abzuschätzen, inwieweit die motorischen Eigenschaften mit Hilfe der variablen Düse auf Drallbasis und der darstellbaren Veränderungen der Durchfluss- und Spraycharakteristik beeinflusst werden können, wurden Versuche an einem Forschungs-Einzyliermotor durchgeführt. Bei dem Versuchsaggregat handelt es sich um einen Einzyliermotor der Firma Rotax, der für den Betrieb mit einem strahlgeführten Brennverfahren modifiziert wurde [Enk, Pet]. Der Brennraum dieses Motors ist als Dachbrennraum mit zwei Einlass- und zwei Auslassventilen ausgeführt. Bei dem Serienaggregat ist die Zündkerze zentral angeordnet. In diese Bohrung wurde bei dem modifizierten Zylinderkopf die Einspritzdüse integriert. Die Bohrung für die Zündkerze wurde um 30° zur Zylinderachse geneigt. Zur Anpassung an die Spraykontur der verwendeten Einspritzdüse kann die Einbautiefe der Zündkerze mit unterschiedlich dicken Einsatzscheiben variiert werden.

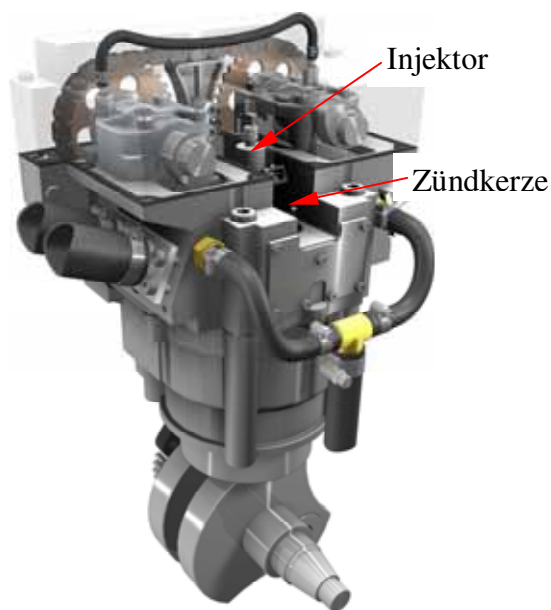


Tabelle 4.1: Technische Daten Rotax-Einzyliermotor

Hubraum	652 cm ³
Bohrung	100 mm
Hub	83 mm
Verdichtungsverhältnis	11:1
Winkel Dachbrennraum	140°
Ventilsteuerzeiten	
EV öffnet:	12°KW vor LOT
EV schließt:	121°KW vor ZOT
AV öffnet:	150°KW nach ZOT
AV schließt:	17°KW nach LOT

Bild 4.15: Teilansicht Rotax-Einzyliermotor [Enk]

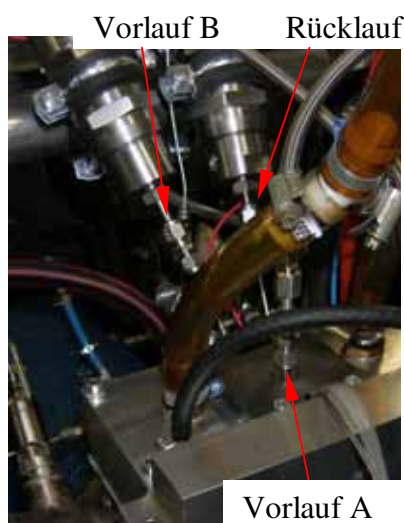


Bild 4.16: Einbausituation variable Düse im Zylinderkopf

Bild 4.15 zeigt die Lage der Düse und der Zündkerze in einer Teilansicht des Motors. Die technischen Daten des Motors sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Die Modifikation der Ventilsteuerzeiten im Vergleich zur Einstellung beim Serienaggregat verringert aufgrund der geringeren Ventilüberschneidung die interne Abgasrückführung [Pet].

Der Einbau des Einspritzsystems mit der variablen Düse und den piezo-aktuierten Proportionalventilen für Vorlauf B und Rücklauf ist im Bild 4.16 dargestellt.

Das bei dem Versuchsaggregat vorhandene System zur Beeinflussung der Ladungsbewegung [Pet] wurde nicht eingesetzt, um Quereinflüsse bei der Gemischbildung durch verstärkte Drall- oder Tumble-Strömung zu vermeiden.

4.4 Versuchsträger: piezo-aktuierte Mehrlochdüse

Der für die Untersuchungen zum Einfluss von Einspritzdruckerhöhung und Nadelsitzdrosselung bei Mehrlochdüsen verwendete Injektor auf Basis des Experimental-Einspritzsystems TwinCR [Ste] wurde bereits im Abschnitt 3.2 (Bild 3.8) vorgestellt. Die Integration dieses Injektors in ein Hochdruckerzeugungssystem und die Ansteuerung über die Piezo-Endstufe des FI^{2RE} sind im Bild 4.17 dargestellt.

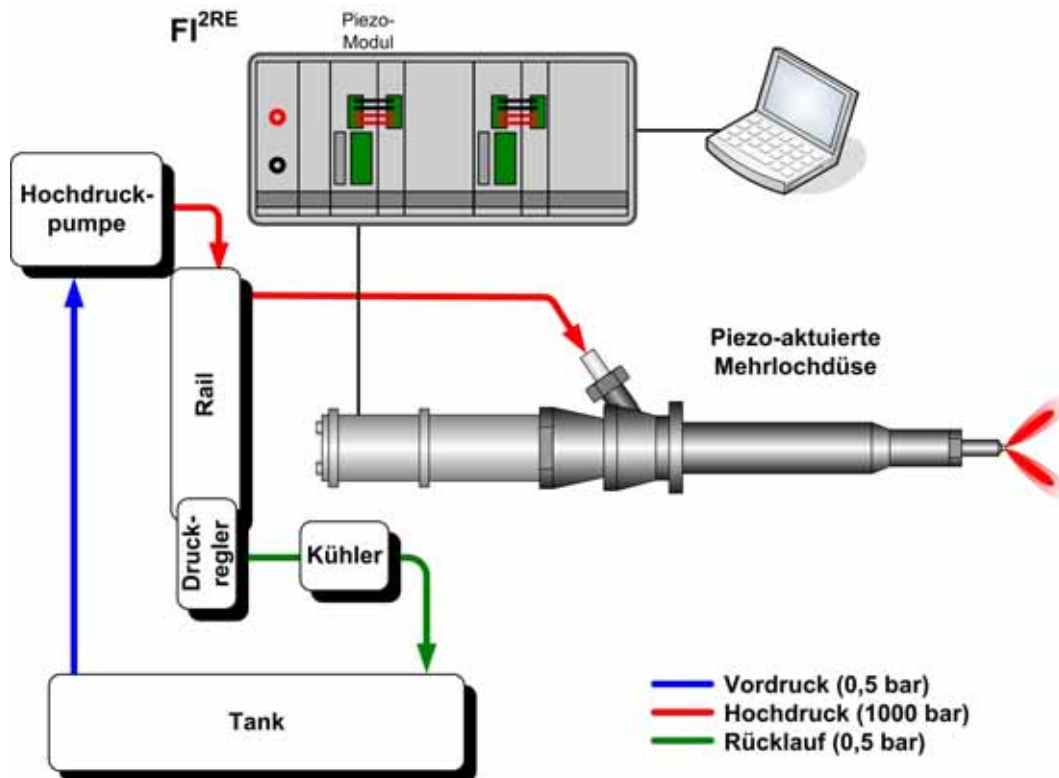


Bild 4.17: Gesamtaufbau piezo-aktuierte Mehrlochdüse

Der 1000 V-Piezo-Aktuator wirkt über eine Koppelstange direkt auf die Düsennadel, so dass der Nadelhübe direkt über die Ausdehnung des Piezo-Stacks und somit über die Piezo-Spannung eingestellt werden kann.

Dem Hochdruckerzeuger kommt aufgrund der verminderten Schmiereigenschaften des Kraftstoffs besondere Bedeutung zu. Es kam hierbei eine über einen E-Motor angetriebene 4-Kolben-Hochdruckpumpe (Kraus und Wimmer, maximaler theoretischer Durchfluss: $7,4 \text{ dm}^3/\text{min}$ bei 1000 bar und 2900 min^{-1}) mit Konstant-Förderung zum Einsatz. Aufgrund der modularen Bauweise dieses Pumpentyps kann im Schadensfall jede Kolben-Einheit einzeln ausgetauscht werden.

Aufgrund der konstanten Förderrate der Pumpe muss der nicht eingespritzte Kraftstoff über den Druckregler eines Serien PKW-Dieselmotors mit CR-Direkeinspritzung abgesteuert werden. Hierbei entstehen hohe Temperaturen im Bereich hinter dem Druckregler und im Tank. Erhöhte Temperaturen im Gesamtsystem führen einerseits dazu, dass die Pumpe, die konstruktionsbedingt nur bei einem maximalen Vordruck von $0,5 \text{ bar}$ betrieben werden kann, aufgrund der Dampfblasenbildung beim Ansaugen die Hochdruckförderung nicht mehr aufrechterhalten kann. Andererseits gasen die bei niedrigen Temperaturen siedenden Bestandteile des Kraftstoffs aus, so dass sich die Kraftstoffzusammensetzung im Laufe der

Versuche verändert. Deshalb wurde der Kraftstoff, bevor er in den Tank zurückgeleitet wurde, über einen Wärmetauscher abgekühlt. Zusätzlich wurde das System, einschließlich Tank, technisch dicht ausgeführt. Der Vordruck von 0,5 bar wurde zur Inertisierung des Gesamtsystems mit Stickstoff erzeugt.

Der Aktuator und auch der Injektor wurden über ein externes Temperieraggregat auf eine Temperatur von 60°C konditioniert, um die Betriebsbedingungen des Einspritzsystems im Komponentenversuch möglichst konstant zu halten und um die Temperaturbelastung im Motorbetrieb möglichst realitätsnah abzubilden. Im Motorbetrieb wird Wärme über den Zylinderkopf an den Injektor übertragen. Aufgrund der unterschiedlichen Ausdehnung des Piezo-Aktuators und des Gehäuses ändert sich das Betriebsverhalten des Injektors vor allem bei kleinen Nadelhüben und somit bei Nadelsitzdrosselung.

5 EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE

5.1 Variable Düse auf Drallbasis

Aufgrund der Auslegung der variablen Düse ergeben sich vier signifikante Betriebszustände, welche die Variabilität und die Betriebsgrenzen der Düse widerspiegeln. Diese Zustände werden im folgenden Abschnitt näher untersucht.

- | | | |
|----|--------------------------------------|--------------------|
| 1. | Vorlauf A | (VL A) |
| 2. | Vorlauf A und Vorlauf B | (VL A + VL B) |
| 3. | Vorlauf A mit Rücklauf | (VL A + RL) |
| 4. | Vorlauf A und Vorlauf B mit Rücklauf | (VL A + VL B + RL) |

Ausgehend vom permanent geöffneten Hauptvorlauf A mit zwei tangentialen Kanälen wurde der zweite Vorlauf B bestehend aus sechs zusätzlichen Kanälen mit großem Querschnitt zugeschaltet. Von diesen beiden Zuständen ausgehend wurde zusätzlich der Rücklauf zugeschaltet.

Das Ziel der Untersuchungen bestand darin, die Voraussagen der nulldimensionalen Berechnungsmodelle zu Durchfluss und Spraykegelwinkel zu überprüfen. In einem weiteren Schritt wurde die Reaktion der variablen Düse auf das dynamische Schaltverhalten der piezo-aktuierten Proportionalventile hinsichtlich Einspritzratenverlauf und Spraybild untersucht. Die Untersuchung der Übergänge zwischen den Grundzuständen schließt die Bestimmung der hydraulischen Kenngrößen und der Spraygeometrie der variablen Düse ab. Mit anschließenden Messungen am Einzylinder-Forschungsmotor wurde das Potenzial der variablen Düse für den motorischen Einsatz abgeschätzt.

5.1.1 Stationärer Betrieb

Im Abschnitt 3 wurden für die Grundzustände der variablen Düse Funktionswerte für Durchfluss und Spraykegelwinkel bei einem vorgegebenen maximalen Druck von 100 bar berechnet (vgl. Bild 3.7). Diese Werte beziehen sich jeweils auf den stationären Strömungszustand der Düse. Bei der motorischen Anwendung einer Dralldüse im Bereich der Benzin-Direkteinspritzung ist der getaktete Betrieb der Düse zwingend erforderlich. Zum Vergleich der Messdaten mit den berechneten Werten muss sichergestellt sein, dass sich ein stationärer Zustand an der Düse eingestellt hat.

Mit Hilfe des Injection Analyzers wurden die Einspritzratenverläufe an den oben genannten Betriebspunkten gemessen. Hierzu wurden 100 aufeinander folgende Einspritzvorgänge aufgezeichnet. Alle 100 Einspritzratenverläufe wurden exemplarisch für den Zustand VL A + VL B in Bild 5.1 überlagert. Im oberen Teil des Diagramms ist der Bestromungsverlauf mit Anzugs- und Haltephase, im unteren Teil der Einspritzratenverlauf über der Zeit aufgetragen. Nach einer Verzugszeit von ca. 0,3 ms bezogen auf den Ansteuerbeginn öffnet die Düse, die Einspritzrate steigt bis auf einen maximalen Wert an und nach ca. 3 ms stellt sich ein stationäres Niveau der Einspritzrate ein. Für diesen Zustand ist somit die Ansteuerdauer von 5 ms zur Einstellung stationärer Verhältnisse ausreichend.

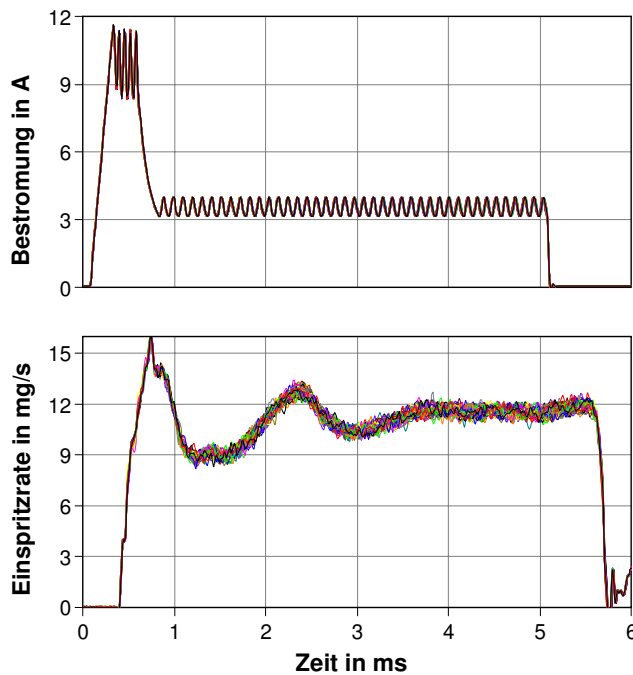


Bild 5.1: Signalverlauf: Bestromung und Einspritzrate (100 Einzelereignisse)

Datenreduktion werden in den folgenden Diagrammen nur noch Mittelwertsignalverläufe aus jeweils 100 Einzelereignissen dargestellt.

In Bild 5.2 sind die Einspritzratenverläufe aller vier Grundzustände in Abhängigkeit vom Einspritzdruck gegenübergestellt. In der oberen Zeile befinden sich die Signalverläufe der rücklauffreien Grundzustände (VL A / VL A + VL B), in der unteren Zeile die zugehörigen Verläufe bei Betrieb mit Rücklauf (VL A + RL / VL A + VL B + RL). Der Einspritzdruck wurde auf 50, 80 und 100 bar eingestellt, um die Drücke abzubilden, bei denen Dralldüsen in Serien PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung betrieben werden [Bos2, Pri]. Je nach Betriebszustand stellen sich charakteristische Verläufe auf unterschiedlichem Einspritzratenniveau ein. Bei Absenkung des Einspritzdruckes sinkt bei gleicher Verlaufsform die mittlere Einspritzrate.

Zur Beschreibung der charakteristischen Signalverläufe sind in Bild 5.3 alle vier Betriebszustände für den maximalen Einspritzdruck von 100 bar gegenübergestellt. Die unterschiedlichen, stationären Einspritzratenniveaus sind hierbei deutlich zu erkennen. Geht man vom Zustand VL A mit zwei kleinen Kanälen aus, so steigt die stationäre Einspritzrate durch Zuschalten des zweiten Vorlaufs mit sechs zusätzlichen Kanälen zum Zustand VL A + VL B erwartungsgemäß an. Durch das Zuschalten des Rücklaufes sinkt die stationäre Einspritzrate bei den Zuständen VL A + RL und VL A + VL B + RL.

Bei den beiden Zuständen ohne Rücklauf (VL A und VL A + VL B) tritt eine starke Überhöhung der Einspritzrate im Bereich bis zu ca. 1 ms nach Einspritzbeginn auf, die im Betrieb mit Rücklauf (VL A + RL und VL A + VL B + RL) nicht zu erkennen ist.

Weiterhin zeigt Bild 5.1 deutlich die Reproduzierbarkeit der Signalverläufe. Neben der im Beobachtungszeitraum unveränderten Bestromung verlaufen die Signale der Einspritzrate innerhalb einer gewissen Schwankungsbreite stabil. Die Standardabweichung der Einspritzmasse bei der in diesem Betriebspunkt gemessenen mittleren Masse von 56,5 mg/Hub beträgt 0,2 %. Bei einer konventionellen Dralldüse stellten sich vergleichbare Werte ein. Da auch bei den übrigen Grundzuständen der variablen Düse vergleichbare Werte für die Standardabweichung der Einzelmasse festgestellt wurden, kann somit von einer für den Motorbetrieb ausreichenden Stabilität der Einspritzmasse ausgegangen werden. Zur

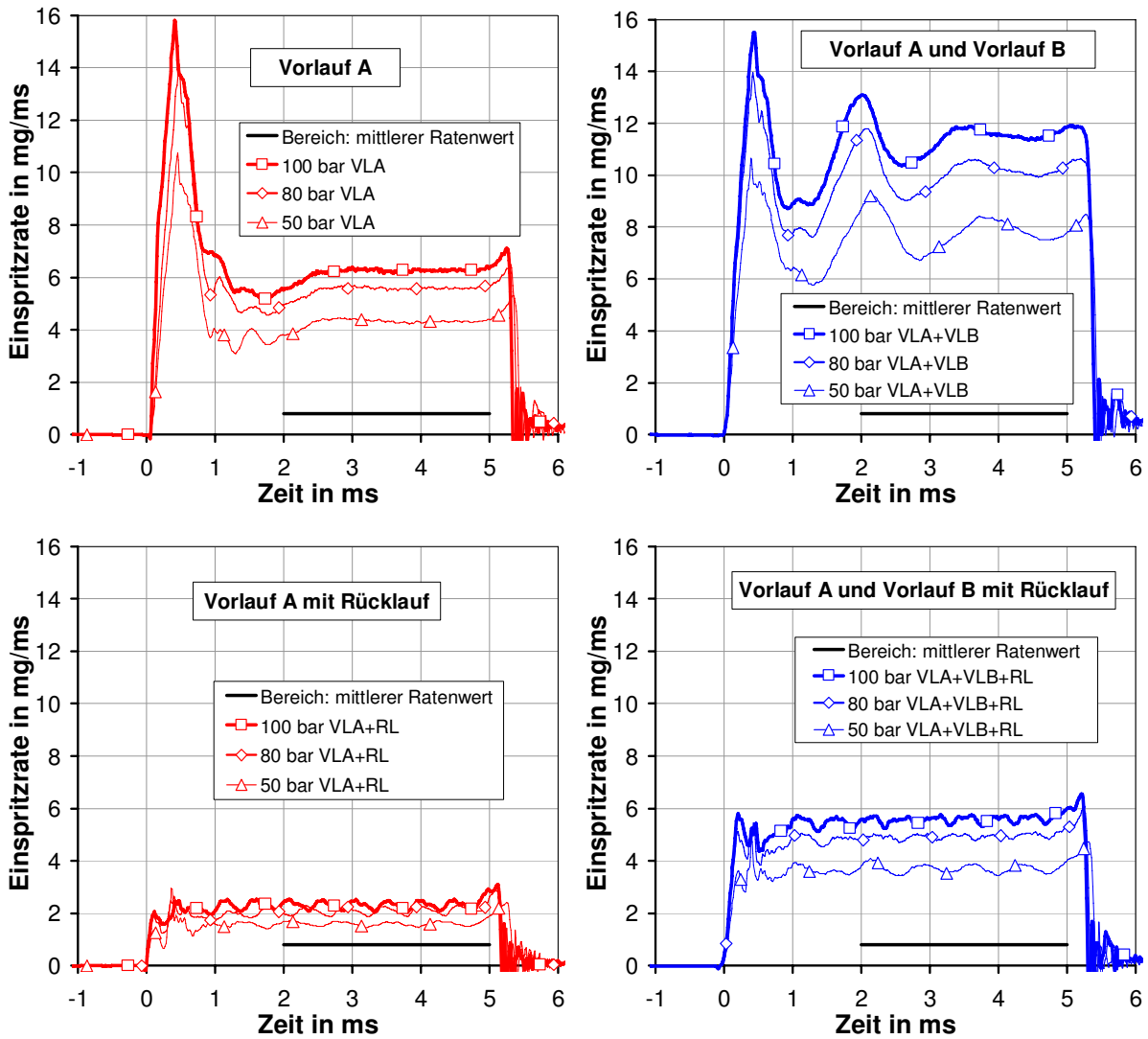


Bild 5.2: Einfluss Einspritzdruck, unterschiedliche Betriebszustände

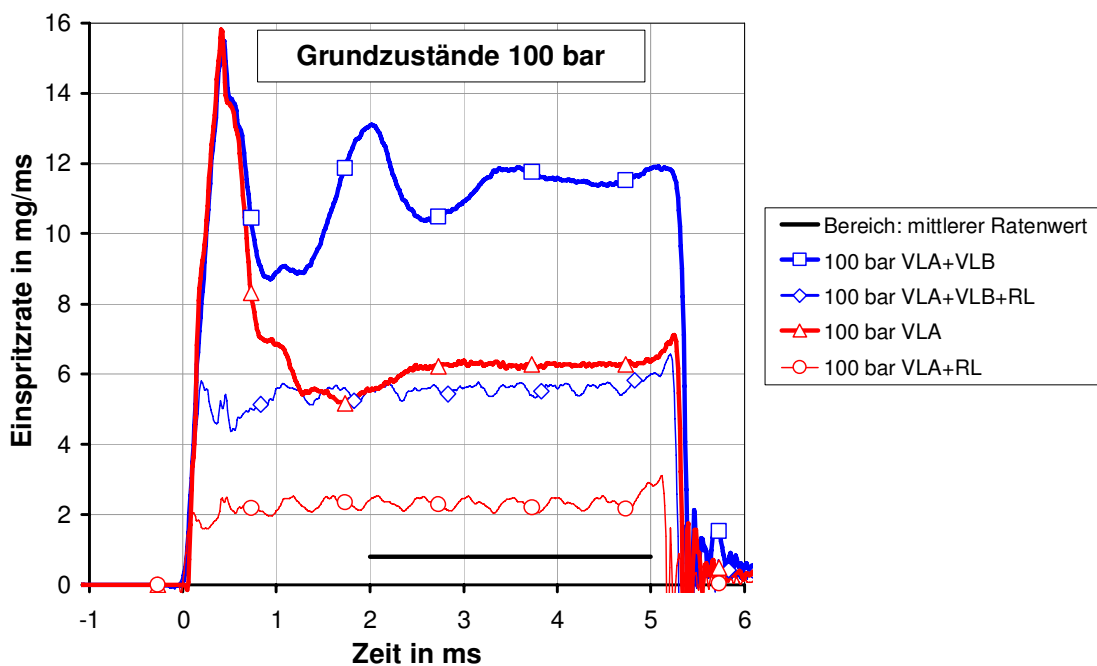


Bild 5.3: Vergleich Betriebszustände der variablen Düse bei 100 bar Einspritzdruck

Wie bereits in Abschnitt 2.2.1 erwähnt und wie anhand von korrespondierenden Sprayaufnahmen gezeigt werden wird, ist diese Einspritzratenüberhöhung zu Beginn der Einspritzung ein Indiz für den Vorstrahl und quantifiziert die während dieser Zeit eingebrachte Kraftstoffmasse. Im Rücklaufbetrieb strömt der Kraftstoff vor Beginn der Einspritzung bereits durch die Drallkammer, so dass die Flüssigkeit beim Öffnen der Nadel nicht aus der Ruhe heraus auf den stationären Zustand beschleunigt werden muss. Der Kraftstoff tritt bereits zu Beginn der Einspritzung als Hohlkegelspray ohne Vorstrahl aus der Düsenbohrung aus.

Im Betriebszustand VL A + VL B dauert es im Vergleich zu den übrigen Zuständen relativ lang, bis sich ein stationäres Einspritzratenniveau einstellt. Aufgrund des Nadelöffnens wird die Flüssigkeit in den Leitungen beschleunigt, so dass eine Druckwelle entsteht und das Leitungssystem zwischen Rail und Drallkammer zu einer abklingenden Schwingung angeregt wird. Aufgrund der sich ändernden Druckverhältnisse im Drallkammereintritt schwankt auch die Einspritzrate. Der Effekt ist bei Zustand VL A + VL B stark ausgeprägt, da an der Querschnittsverengung des Schaltventils für Vorlauf B die Reflexion der Druckwelle stattfinden kann (vgl. Bild 4.15). Im Zustand VL A befindet sich keine derartige Drosselstelle zwischen Drallkammer und Rail, so dass hierbei keine ausgeprägte Schwingung der Einspritzrate festgestellt wurde. Bei den Zuständen mit Rücklauf (VL A + RL / VL A + VL B + RL) befindet sich der Kraftstoff in den Zuleitungen bereits in Bewegung, so dass die Beschleunigungsphase nahezu vollständig entfällt und das deutliche Maximum 2 ms nach Einspritzbeginn nicht mehr auftritt.

Die geforderte Beeinflussung der Durchflusscharakteristik ist mit der variablen Düse auf Drallbasis grundsätzlich möglich, die Tendenzen entsprechen den Erwartungen. Zur Quantifizierung und zum Abgleich dieser Werte mit der Berechnung wird der Einspritzdruck über der gemittelten Einspritzrate im Intervall von 2 ms bis 5 ms nach Einspritzbeginn in Bild 5.4 dargestellt. Neben den Messwerten sind in diesem Diagramm die nach [Lef] ermittelten Kennlinien für die Zustände VL A und VL A + VL B sowie die Kennlinie einer konventionellen Dralldüse aus einem Serien PKW-Benzinmotor mit Direkteinspritzung eingezeichnet.

Die gemessenen stationären Durchflusswerte des Zustandes VL A sind ca. 30 % größer als die berechneten. Beim Zustand VL A + VL B fallen die Messwerte um ca. 14 % geringer als bei der Berechnung aus. Deshalb konnte insgesamt die geforderte Durchfluss-Spreizung mit der Prototypendüse nicht komplett erfüllt werden. Um die Übereinstimmung der vorausgerechneten Werte mit den Messungen zu verbessern, müssten die verwendeten nulldimensionalen Modelle angepasst werden. Die Ursache für die Abweichungen ist im Bereich der Reibungsansätze zur Bestimmung der Zunahme der Tangentialgeschwindigkeit in der Drallkammer zu sehen. Zur Voraussage von Tendenzen und Erklärung von Effekten sind die Modelle jedoch vollkommen ausreichend.

Die Wirksamkeit des zuschaltbaren Rücklaufs konnte ebenfalls nachgewiesen werden. Die gestrichelten Linien zeigen deutlich die Durchflussabnahme beim Zuschalten des Rücklaufs im Vergleich zu den entsprechenden rücklauffreien Zuständen. Der Effekt der Durchflusszunahme bei Zuschalten des zweiten Vorlaufs kann durch das zusätzliche Zuschalten des Rücklaufes komplett kompensiert werden. Die Zustände VL A und VL A + VL B + RL weisen vergleichbare stationäre Durchflusswerte auf (vgl. Bild 5.2).

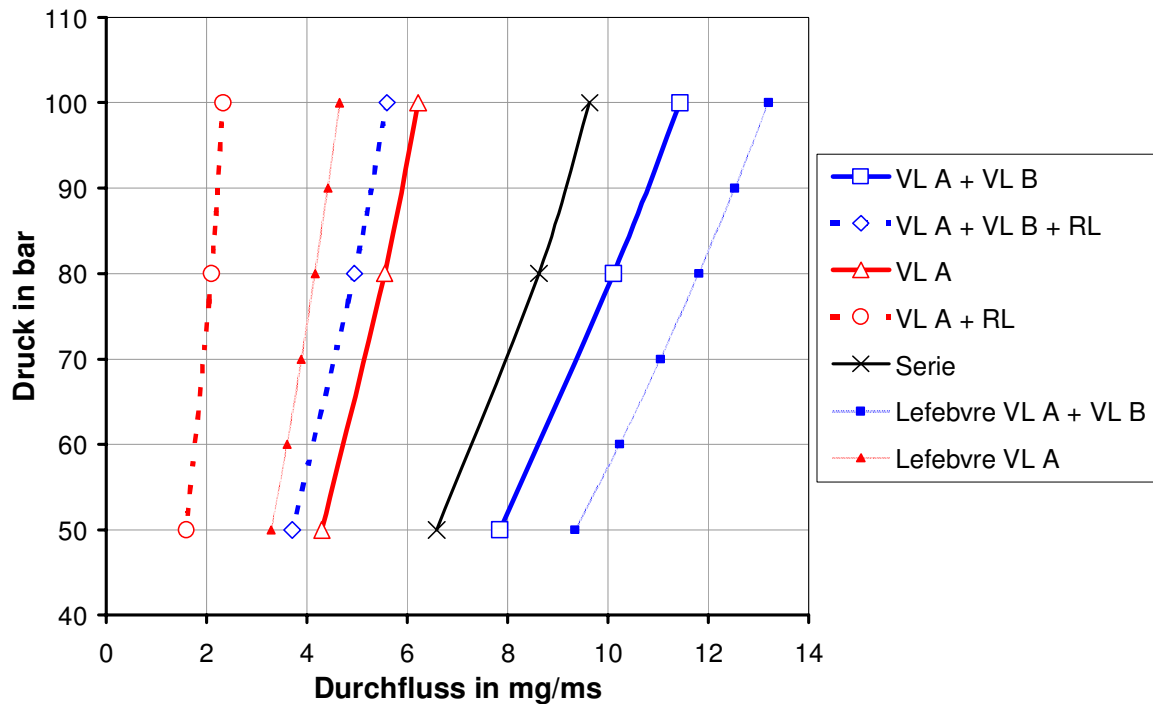


Bild 5.4: Kennfeld Druck-Durchfluss, gemessen

Ausgehend vom Zustand Vorlauf A können sogar extrem niedrige Einspritzraten im Bereich von ca. 2 mg/ms eingestellt werden. Grenzen der Strömung im Rücklauf hierbei nur durch drosselnde Querschnitte innerhalb der Düse, in den Zuführungen und im Schaltventil gesetzt. Wie bereits erwähnt, kann nach [vTr] bei entsprechend hohem Rücklaufmassenstrom der Durchfluss durch die Düse trotz geöffneter Düsennadel komplett unterbrochen werden.

Im Vergleich zu einer konventionellen Dralldüse lassen sich mit der variablen Düse auf Drallbasis sowohl höhere, als auch niedrigere stationäre Durchflüsse einstellen. Mit steigender Einspritzrate nimmt auch die Verdampfungsrate zu (vgl. Bild 2.29 / 2.30). Hohe Verdampfungsraten sind für das strahlgeführte Brennverfahren aufgrund der geringen zur Verfügung stehenden Gemischbildungszeit vorteilhaft.

Neben den hydraulischen Eigenschaften ist die Spraygeometrie für die Gemischbildung von entscheidender Bedeutung. Die optischen Messungen wurden in der Druckkammer mit dem Schlieren-Verfahren in Transmissionsanordnung (vgl. Bild 4.4) durchgeführt. Die Kammertemperatur betrug bei diesen Untersuchungen 100°C, der Kammerdruck 5 bar. In Bild 5.5 und Bild 5.6 sind die Sprayaufnahmen für die vier Grundzustände bei einem Einspritzdruck von 100 bar zu unterschiedlichen Zeitpunkten nach Einspritzbeginn (ESB) dargestellt. In der oberen Reihe sind, analog zu der Darstellung der hydraulischen Ergebnisse, jeweils die rücklauffreien Zustände (VL A und VL A + VL B) abgebildet, darunter jeweils die korrespondierenden Zustände mit Rücklaufbetrieb (VL A + RL und VL A + VL B + RL).

Zu einem frühen Zeitpunkt der Einspritzung (Bild 5.5) bei 0,4 ms sind die Unterschiede der einzelnen Betriebszustände deutlich zu erkennen. Bei rücklauffreiem Betrieb (obere Bildreihe) bildet sich ein schlanker Vorstrahl mit hoher Penetration aus. Unterschiede zwischen VL A und VL A + VL B sind zu diesem Zeitpunkt nicht zu erkennen, da beim

Nadelöffnen das komplette in der Drallkammer befindliche Kraftstoffvolumen, unabhängig vom Schaltzustand des Schaltventils für den zweiten Zulauf (VL B), beschleunigt werden muss.

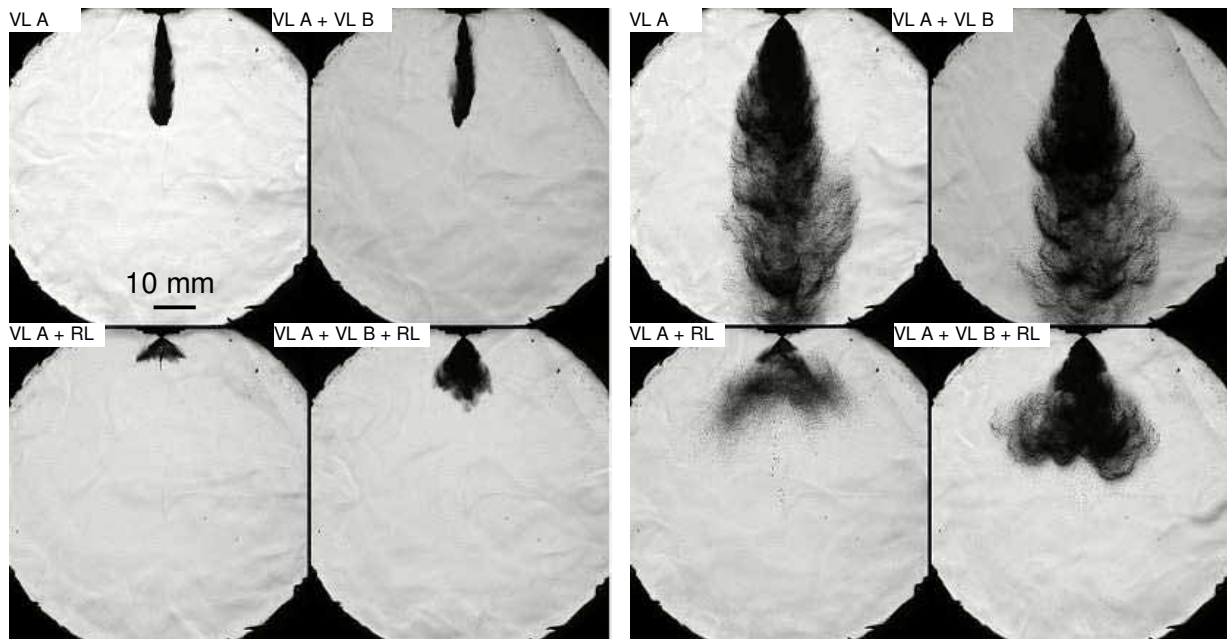


Bild 5.5: *Sprayausbreitung 0,4 ms nach ESB* Bild 5.6: *Sprayausbreitung 2,5 ms nach ESB*

Im Gegensatz dazu entwickelt sich bei Zuständen mit Rücklauf (untere Bildreihe) gleich zu Beginn der Einspritzung ein charakteristisches Hohlkegelspray. Aufgrund der höheren Durchflusswerte bei Zustand VL A + VL B + RL (vgl. Bild 5.3) bildet sich ein dichteres Spray mit erhöhter Penetration aus als bei Zustand VL A + RL.

Zu einem späteren Zeitpunkt (Bild 5.6) zeigen sich dann auch Unterschiede bei den rücklauffreien Zuständen (obere Reihe). Der Spraykegel im Düsenbereich ist beim Betriebszustand mit beiden Vorläufen (VL A + VL B) geringer, das Spray aufgrund der höheren Einspritzrate dementsprechend dichter. Die maximale Penetration übersteigt bei diesen Zuständen aufgrund der großen Penetration in der Phase des Vorstrahls die untere Grenze des Beobachtungsraums.

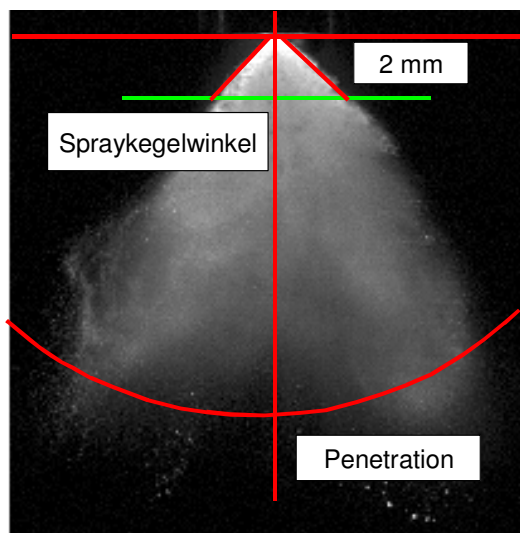


Bild 5.7: *Auswertung Spraybild*

Die qualitativen Unterschiede der einzelnen Betriebszustände im Hinblick auf die Sprayausbreitung sind anhand dieser Darstellung deutlich zu erkennen. Um diese Variabilität im Spraybild besser quantifizieren zu können, wurden als geometrische Bewertungsgrößen der Spraykegelwinkel im Abstand von 2 mm hinter der Düsenaustrittsbohrung und die Penetration mit Hilfe des Software-Programmes DaVis (Fa. LaVision) für sämtliche Bilder aller Versuchsreihen bestimmt. In Bild 5.7 ist exemplarisch der Spraykegelwinkel und die Penetration in ein Spraybild mit invertierter

Graustufenzuordnung eingetragen. Die für jeden Aufnahmezeitpunkt ermittelten Werte für Winkel und Penetration sind in Bild 5.8 über der Zeit aufgetragen. Der berechnete Penetrationswert enthält 99 % der Sprayfläche.

Im oberen Teil des Diagramms ist für die einzelnen Betriebszustände der Spraykegelwinkel und im unteren Teil die Penetration über der Zeit dargestellt. Da der Beobachtungsbereich durch die Druckkammerabmaße begrenzt ist, enden die Penetrationswerte bei 60 mm. Der schlanke Vorstrahl, der bei den Sprayaufnahmen deutlich zu erkennen ist, kann bei dieser Art der Auswertung durch Spraykegelwinkel im Bereich von 40° bis 60° identifiziert werden. Bei den Zuständen mit Rücklauf stellt sich sofort zu Beginn der Einspritzung ein etwa doppelt so großer Spraykegelwinkel ein.

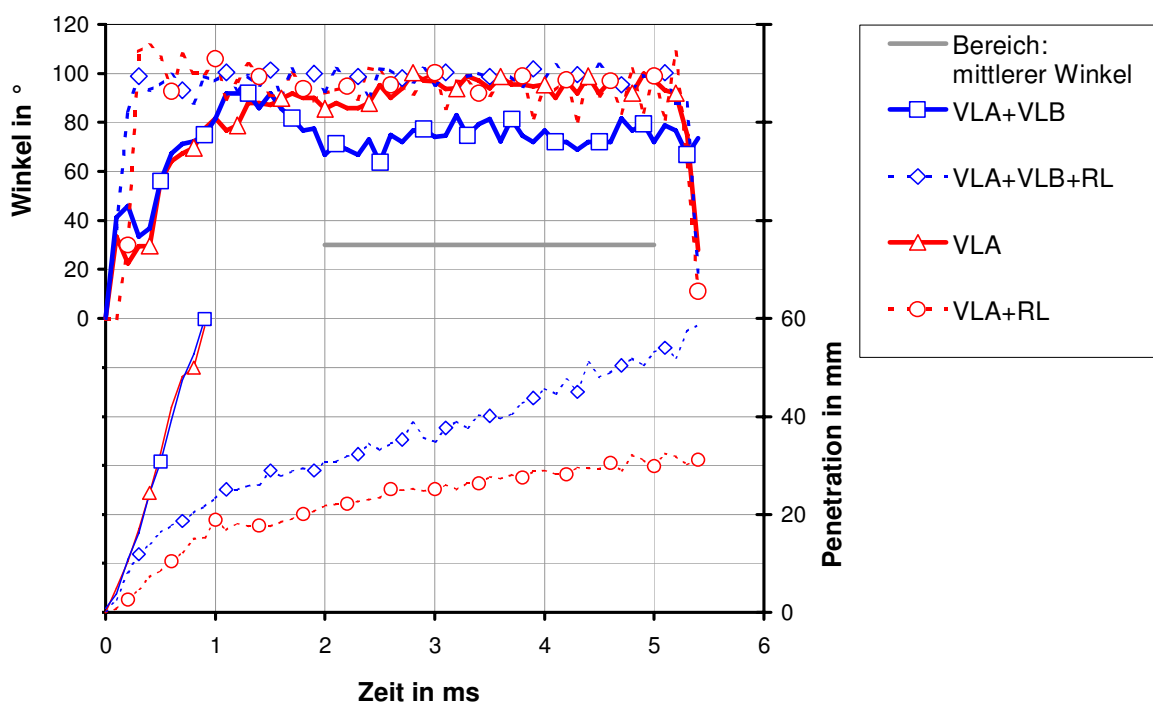


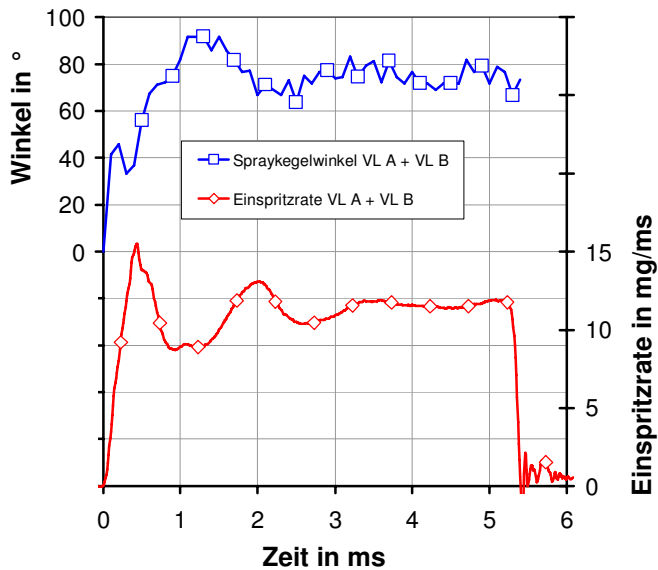
Bild 5.8: Spraykenngrößen verschiedener Betriebszustände

Ebenso wie bei den Einspritzratenverläufen stellt sich auch bei den Spraykegelwinkeln ein stationärer Zustand im Bereich von 2 ms bis 5 ms nach Einspritzbeginn ein. Bei dem rücklauffreien Zustand VLA mit geringem Durchfluss stellt sich ein höherer Spraykegelwinkel ein als bei dem ebenfalls rücklauffreien Zustand VLA + VLB mit höherem Durchfluss. Der im Abschnitt 3.1.1 dargestellte grundsätzliche Zusammenhang, dass bei Dralldüsen mit steigendem Durchflussbeiwert C_D der Spraykegelwinkel sinkt (Bild 3.3) erklärt dieses Verhalten. Durch Zuschalten des Rücklaufs nimmt der Durchfluss ab (Bild 5.4), so dass der C_D -Wert sinkt und somit der Spraykegelwinkel erwartungsgemäß zunimmt.

Der Vorstrahl entsteht während des Öffnens der Düsennadel. In der Drallkammer bildet sich in dieser Phase der Einspritzung noch keine Drallströmung aus, so dass die Flüssigkeit über den kompletten Bohrungsquerschnitt aus der Düse herausströmt. Der Durchflussbeiwert und somit auch die Einspritzrate steigen dadurch zu Beginn der Einspritzung stark an. Aufgrund der fehlenden Drallströmung weist die Geschwindigkeit des Kraftstoffs im Düsenaustritt

keine Tangentialkomponente auf, so dass sich nur ein geringer Spraykegelwinkel ausbildet. Die Eindringtiefe dieser vorwiegend mit Axialgeschwindigkeit austretenden großen Tropfen ist aufgrund des erhöhten Impulses und der geringen Spraybreite entsprechend groß. Diese Zusammenhänge wurden in Abschnitt 2.2.1 bereits dargestellt (vgl. Bild 2.9 / 2.10). Die Verläufe von Einspritzrate und Spraykegelwinkel sind exemplarisch für den Zustand VL A + VL B in Bild 5.9 gegenübergestellt.

Die Überhöhung der Einspritzrate im Bereich bis 1,0 ms nach Einspritzbeginn stimmt deutlich mit dem vorstrahlbedingten verminderten Spraykegelwinkel überein. Es besteht



somit ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Vorstrahlbildung und Einspritzratenüberhöhung zu Einspritzbeginn. Auch die gedämpfte Schwingung des Einspritzratenverlaufes bei diesem Betriebszustand findet sich im Verlauf der Spraykegelwinkel wieder.

Weiterhin ist anhand von Bild 5.8 bei den Zuständen mit Rücklaufbetrieb (VL A + RL und VL A + VL B + RL) ein deutlicher Zusammenhang zwischen der stationären Einspritzrate und der Penetrationsgeschwindigkeit zu erkennen. Mit steigender Einspritzrate nimmt auch die

Bild 5.9: Vergleich Spraykegelwinkel-Einspritzrate

Penetrationsgeschwindigkeit zu. Verursacht wird dieses Verhalten durch die Proportionalität zwischen axialer Austrittsgeschwindigkeit und Einspritzrate nach Gleichung 3.6. Die axiale Austrittsgeschwindigkeit bestimmt zusammen mit der momentan eingespritzten Masse den Sprayimpuls und somit seine Penetrationsgeschwindigkeit. Aus diesem Grund ist bei Zustand VL A + VL B + RL die Penetrationsgeschwindigkeit aufgrund der höheren Einspritzrate größer als bei Zustand VL A + RL.

Zum Vergleich der gemessenen Spraykegelwinkel mit den berechneten Werten sind im folgenden Bild 5.10 die Mittelwerte der Spraykegelwinkel (Bereich zwischen 2,0 ms und 5,0 ms nach Einspritzbeginn) der einzelnen Betriebszustände für unterschiedliche Einspritzdrücke über den zugehörigen Durchflusswerten aufgetragen. In Anlehnung an die Darstellung in Bild 5.4 sind die nach [Lef] berechneten Spraykegelwinkel und die Werte für eine konventionelle Dralldüse zusätzlich eingetragen.

Ausgehend von Zustand VL A kann der stationäre Spraykegelwinkel von 95° durch Zuschalten des zweiten Vorlaufs auf 75° beim Zustand VL A + VL B verringert werden. Durch das Zuschalten des Rücklaufs ausgehend von Zustand VL A + VL B kann der Spraykegelwinkel auf 99° erhöht werden. Die gemessenen Spraykegelwinkel liegen um bis zu 15 % höher als die berechneten. Die Ursache ist ebenso wie bei den Werten zum Durchfluss im Bereich der Reibungsansätze zu suchen. Die berechneten Kenngrößen können somit nur als Richtwerte verstanden werden, Tendenzen werden jedoch korrekt wiedergegeben.

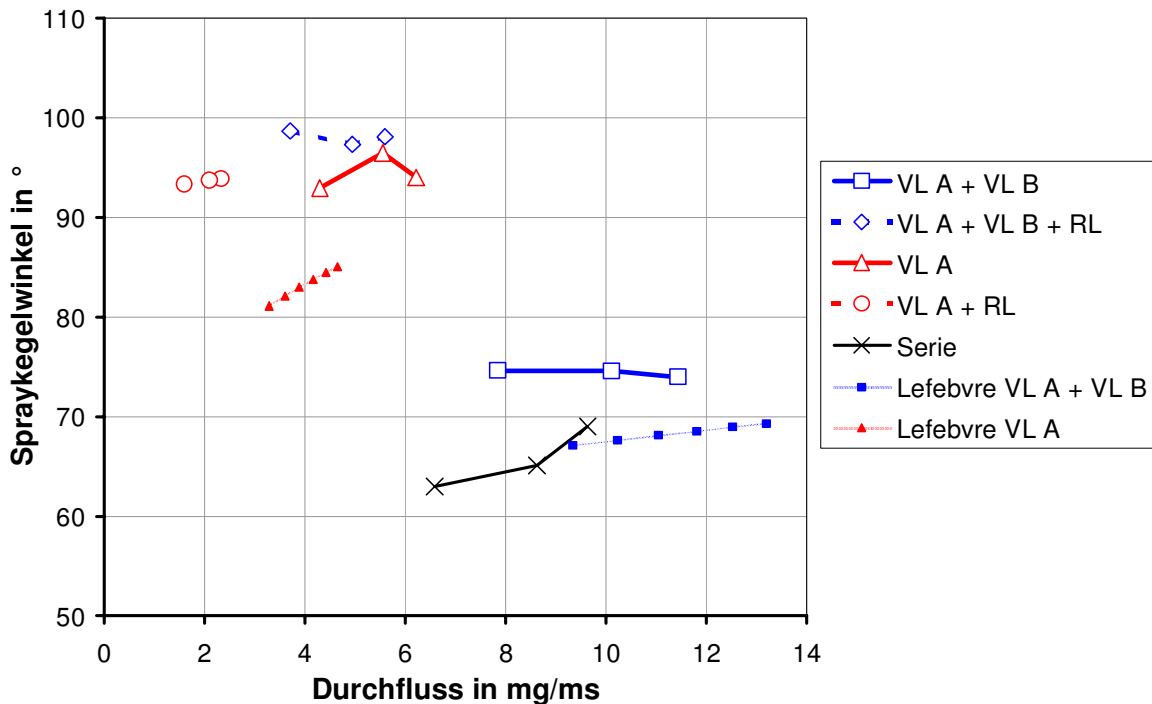


Bild 5.10: Kennfeld Spraykegelwinkel-Durchfluss, gemessen

Beim Zuschalten des Rücklaufs ausgehend vom Zustand VL A zeigte sich die nach [vTr] erwartete Winkelzunahme jedoch nicht. Als mögliche Ursache für dieses Verhalten wird eine exzentrische Lage der Düsenadel im geöffneten Zustand vermutet. Die Umspülung der einseitig anliegenden Düsenadel durch die Rücklaufströmung wirkt sich auf den Strömungszustand innerhalb der Drallkammer aus, was wiederum die Symmetrie der Strömung in der Düsenbohrung beeinflusst und ein leicht asymmetrisches, unregelmäßiges Spraybild verursacht (vgl. Bild 5.6, Zustand VL A + RL). Zur genaueren Analyse dieser Zusammenhänge wären zusätzliche Untersuchungen und möglicherweise eine Optimierung der Konstruktion notwendig. Es wurde jedoch im Rahmen dieser Arbeit auf dieses Vorgehen verzichtet, da die Variabilität der Düse für Grundsatz-Untersuchungen zur Potenzialabschätzung als ausreichend angesehen werden kann.

Der stationäre Spraykegelwinkel ändert sich nur geringfügig bei unterschiedlichem Einspritzdruck. Dieses Verhalten von Dralldüsen ist aus der Literatur bekannt (vgl. Tabelle 2.1 Abschnitt Stand der Technik).

Zur Vervollständigung der Untersuchungen der stationären Eigenschaften der variablen Dralldüse wurde auch die mittlere Tropfengröße mit Hilfe eines Laserbeugungsspektrometers im Abstand von 20 mm nach Düsenaustritt bestimmt. Die Referenzdralldüse erreichte bei diesen Untersuchungen mittlere Sauterdurchmesser im Bereich von 7 μm bis 11 μm . Bei der variablen Düse stellten sich vergleichbare Werte im Bereich zwischen 5 μm und 15 μm ein. Die Forderung (vgl. Tabelle 3.1) nach einer, zur Referenzdüse vergleichbaren, mittleren Tropfengröße wurde somit ebenso erfüllt.

Um die Funktionalität der variablen Düse auch unter motorischen Randbedingungen zu überprüfen, wurden Druckkammermessungen unter Umgebungsbedingungen und bei

erhöhtem Gegendruck und erhöhter Temperatur durchgeführt. Die Sprayaufnahmen sind in Bild 5.11 gegenübergestellt.

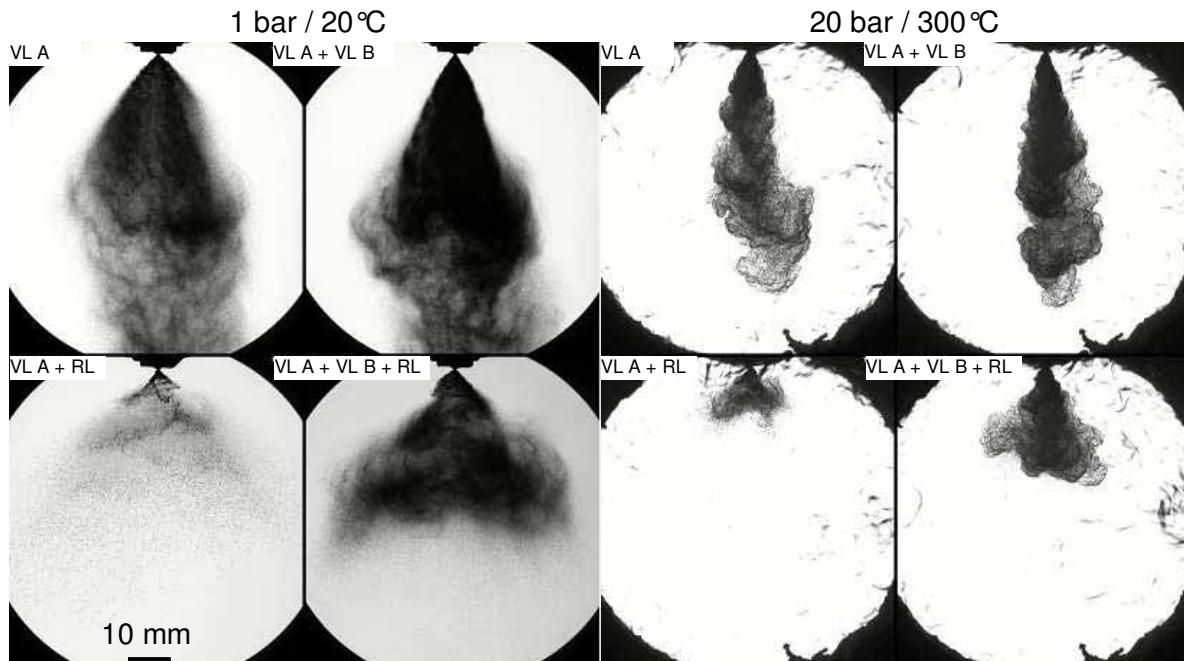


Bild 5.11: Einfluss: Kammerdruck / Kammertemperatur (2,5 ms nach ESB)

Die linken Bilder wurden unter Umgebungsbedingungen aufgezeichnet, bei den rechten Bildern wurde bei 20 bar Gegendruck und 300°C Kammertemperatur eingespritzt. Der Einfluss von steigendem Gegendruck und steigender Temperatur auf die Spraycharakteristik bei den unterschiedlichen Betriebszuständen ist deutlich zu erkennen. Penetration und Spraykegelwinkel nehmen ab aufgrund der erhöhten Gasdichte und der damit verbundenen verstärkten Entrainmentströmung zum Spraykegelinneren hin. Das Spray wird kompakter. Die charakteristischen Unterschiede der einzelnen Betriebszustände der variablen Düse bleiben jedoch erhalten, so dass die Funktionalität auch bei erhöhtem Gegendruck und erhöhter Temperatur erhalten bleibt.

Es besteht somit die Möglichkeit, mit der variablen Düse auf Drallbasis die Spraykontraktion aufgrund steigenden Gegendrucks zu kompensieren und den Winkel konstant zu halten. Ein Spraykegelwinkel von ca. 75°, der sich im Betriebszustand VL A + VL B unter Umgebungsbedingungen einstellt und bei einem Gegendruck von 20 bar auf ca. 68° verringert wird, kann durch Zuschalten des Rücklaufs bzw. Abschalten des zweiten Vorlaufs wieder eingestellt werden. Mit Hilfe dieser Schaltmöglichkeit ist es theoretisch möglich, das Spray der variablen Düse im Schichtbetrieb an späte Einspritzzeiten und somit höhere Drücke und Temperaturen im Brennraum anzupassen.

Abschließend soll die Variabilität der Düse anhand grundsätzlicher Zusammenhänge bei Dralldüsen bewertet werden. Nach [Lef] besteht über die Düsenkonstante K_D ein direkter Zusammenhang zwischen Durchfluss und Spraykegelwinkel (vgl. Bild 3.3). Die variable Düse auf Drallbasis vereint nun unterschiedliche Auslegungen (Düsenkonstanten) in einem Bauteil.

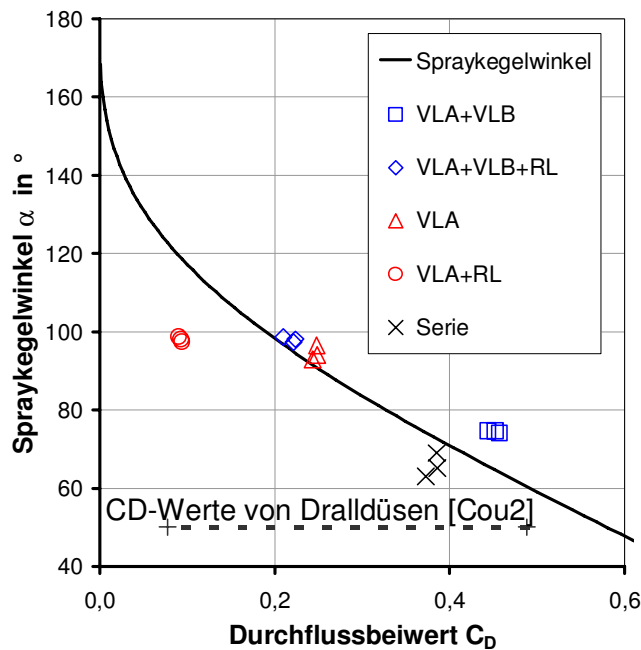


Bild 5.12: Abhängigkeit theoretischer Kenngrößen

untersuchten Düsen ist als gestrichelter Bereich markiert. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Variationsbreite der variablen Düse einen großen Bereich an Durchflussbeiwerten abdeckt. Im Bereich der Auslegung mit hohem Drall bei Zustand VLA + RL besteht durchaus noch Optimierungspotenzial bezüglich des Spraykegelwinkels.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Hauptforderungen nach einer Durchfluss- und Winkelspreizung nach Tabelle 3.1 mit dem Prototypen der variablen Düse auf Drallbasis umgesetzt werden konnten. Die erzielten Funktionswerte schließen die Kenngrößen einer konventionellen Dralldüse ein. Die mit nulldimensionalen Modellen berechneten Voraussagen zu den stationären Kenngrößen sind für die im Rahmen dieser Arbeit benötigten Aussagen ausreichend.

5.1.2 Instationärer Betrieb

Im vorangegangenen Abschnitt wurden die Einstellungen der Schaltventile für Rücklauf und zweiten Vorlauf während der Einspritzung nicht verändert, so dass sich stationäre Zustände ausbilden konnten. Wie die Voruntersuchungen in Abschnitt 4.3 zeigten, lässt sich mit den eingesetzten piezo-aktuierten Schaltventilen ein definierter Hub im Bereich zwischen $0 \mu\text{m}$ und $150 \mu\text{m}$ reproduzierbar einstellen. Systembedingt weisen die Schaltventile eine minimale Zeitdauer von 1 ms für den Öffnungs- und Schließvorgang auf. Im folgenden Abschnitt wird gezeigt, in wieweit mit den dynamischen Eigenschaften der Schaltventile die hydraulischen Eigenschaften und die Spraycharakteristik während der Einspritzung gezielt beeinflusst werden können.

Im Betrieb der variablen Düse mit stationär geöffnetem Rücklauf ist eine erhöhte Förderleistung der Hochdruckpumpe aufgrund der permanenten Durchströmung der Düse erforderlich. Im Extremfall kann der geforderte Einspritzdruck nicht erreicht werden. Um diesen Zustand zu vermeiden, soll der Rücklauf nur während des Einspritzvorganges geöffnet

Um die Variationsbreite dieser Einspritzdüse darzustellen, sind in Bild 5.12 sowohl der funktionelle Zusammenhang zwischen Durchflussbeiwert und Spraykegelwinkel nach Gleichung 3.9, 3.10 und 3.11, als auch die gemessenen Kenngrößen für die unterschiedlichen Betriebszustände der variablen Düse sowie für eine konventionelle Dralldüse aus einem Serien PKW-Benzinmotor mit Direkteinspritzung dargestellt. Der Durchflussbeiwert C_D wurde hierbei aus den gemessenen mittleren Einspritzratenverläufen und den zugehörigen Einspritzdrücken nach Gleichung 3.8 berechnet. Der Bereich der C_D -Werte der in [Cou2]

werden. Es muss daher untersucht werden, zu welchem Zeitpunkt vor Düsenadelöffnen das Schaltventil für den Rücklauf spätestens geöffnet werden muss, um einen vorstrahlfreien Einspritzbeginn zu gewährleisten. Hierzu wird ausgehend vom Zustand VL A + VL B + RL das Öffnen des Rücklaufs in 2°KW-Schritten in Richtung Einspritzbeginn verschoben. Die entsprechenden Signalverläufe der Einspritzrate und des Zustandes des Rücklaufventils sind in Bild 5.13 dargestellt.

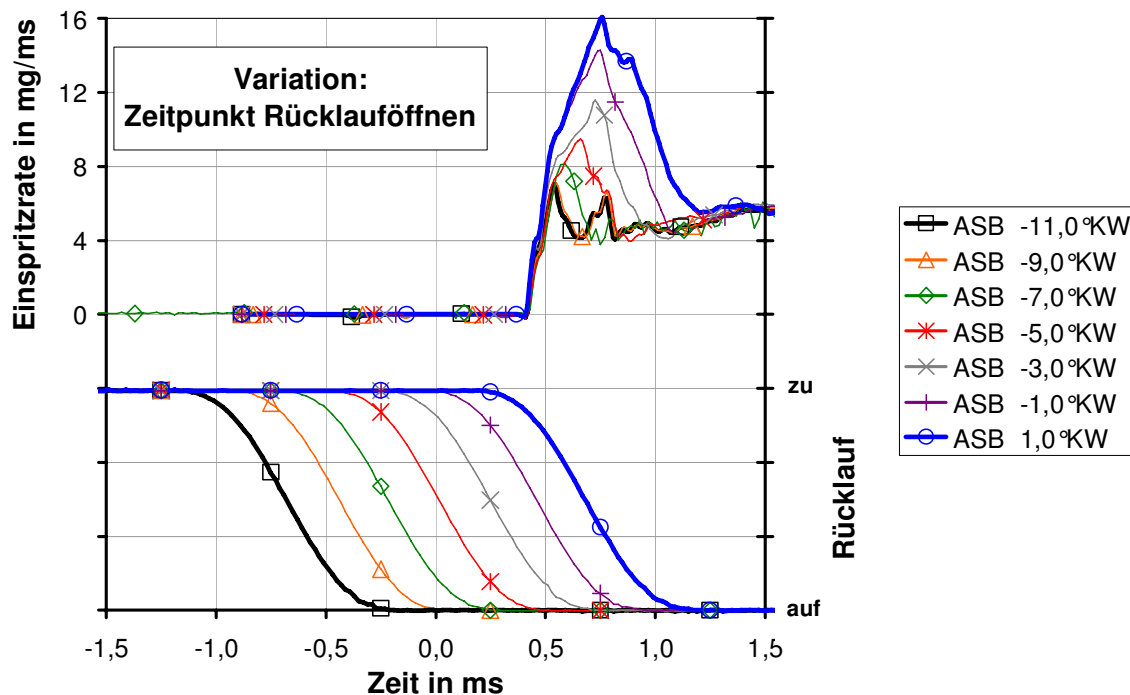


Bild 5.13: Hydraulische Vermessung Variation Öffnungsbeginn Rücklauf ($n = 1450 \text{ min}^{-1} \text{ KW}$)

Die Versuche wurden bei einer Drehzahl von $1450 \text{ min}^{-1} \text{ KW}$ durchgeführt, so dass bei der Einstellung -11°KW der Ansteuerbeginn des Rücklaufventils $1,25 \text{ ms}$ vor Ansteuerbeginn der Düse (Zeitpunkt 0 ms) liegt. Aufgrund der Öffnungsdauer des Rücklaufventils von $1,0 \text{ ms}$ und der Verzugszeit von $0,45 \text{ ms}$ zwischen Ansteuer- und Einspritzbeginn der Düse, war der Rücklauf $0,7 \text{ ms}$ vor Einspritzbeginn komplett geöffnet. Durch die Verschiebung um 2°KW beginnt der Öffnungsvorgang $0,23 \text{ ms}$ später.

Der charakteristische Signalverlauf der Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung verändert sich erstmalig bei einem Ansteuerbeginn des Rücklaufventils von -7°KW . Die maximale Einspritzrate innerhalb der ersten $0,4 \text{ ms}$ nach Einspritzbeginn nimmt mit späterem Ansteuerbeginn des Rücklaufventils kontinuierlich zu. Wie im vorangegangenen Abschnitt gezeigt wurde, ist die Einspritzratenüberhöhung zu Beginn des Einspritzvorgangs ein hydraulisches Indiz für die Ausbildung eines Vorstrahls. Der Öffnungsvorgang des Rücklaufventils muss somit spätestens $0,16 \text{ ms}$ vor Einspritzbeginn abgeschlossen sein, damit sich kein Vorstrahl ausbildet.

Das folgende Bild 5.14 zeigt die zu den Einspritzratenverläufen korrespondierenden Sprayaufnahmen unter Umgebungsbedingungen.

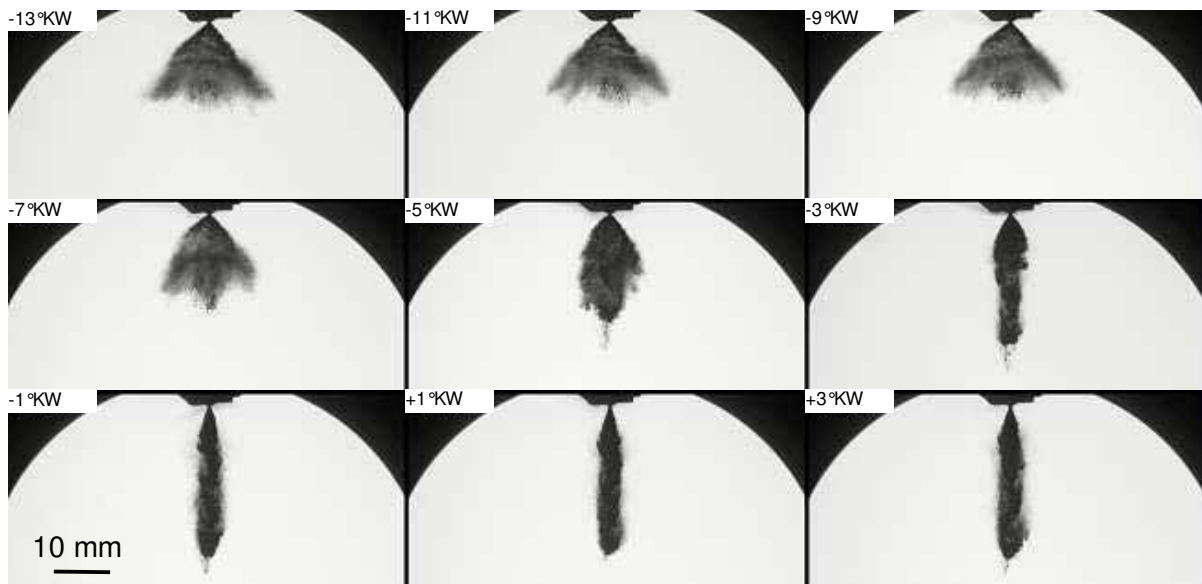


Bild 5.14: Spraybilder Variation Öffnungsbeginn Rücklauf (0,4 ms nach ESB)

Die dargestellten Bilder wurden jeweils 0,4 ms nach Einspritzbeginn aufgezeichnet. Im Bereich zwischen -7°KW und -1°KW Ansteuerbeginn des Rücklaufschaltventils verändert sich das charakteristische Aussehen des Spraybildes deutlich. Mit späterem Ansteuerbeginn entwickelt sich aus dem vorstrahlungsfreien Hohlkegelspray mit großem Spraykegelwinkel ein charakteristischer Vorstrahl mit schlankem Spray und hoher Penetration. Der bei den hydraulischen Messungen identifizierte Übergangsbereich konnte somit bei den Druckkammermessungen bestätigt werden.

Zur abschließenden Quantifizierung dieses Effektes sind in Bild 5.15 Ergebnisse aus den hydraulischen Messungen und den Messungen in der Druckkammer gegenübergestellt. Zur hydraulischen Beschreibung der Vorgänge in einem frühen Stadium der Einspritzung ist die innerhalb von 0,4 ms nach Einspritzbeginn eingespritzte Masse dargestellt. Im Falle eines ausgeprägten Vorstrahls ist diese Masse prinzipbedingt hoch, so dass dieser Wert als ein Indikator für das Auftreten des Vorstrahls angesehen werden kann. Ein Spray mit Vorstrahl lässt sich durch einen geringen Spraykegelwinkel und eine hohe Penetration in einer frühen Phase der Einspritzung charakterisieren. Die eingespritzte Masse wird in Bild 5.15 daher dem Spraykegelwinkel und der Penetration 0,4 ms nach Einspritzbeginn gegenübergestellt. Die geometrischen Eigenschaften des Sprays (Winkel / Penetration) sind auf der linken Achse des Diagramms dargestellt, die hydraulischen Eigenschaften auf der rechten Achse.

Bei sehr frühem Ansteuerbeginn des Rücklaufs bleiben alle Kennwerte konstant, es stellt sich ein stabiler vorstrahlungsfreier Zustand ein mit großem Winkel, geringer Penetration und geringer Einspritzmasse. Im bereits identifizierten Übergangsbereich zwischen -7°KW und -1°KW Ansteuerbeginn findet ein kontinuierlicher Übergang statt. Der Spraykegelwinkel halbiert sich, die Penetration nimmt um die Hälfte zu und die eingespritzte Masse steigt auf den doppelten Wert an. Bei Ansteuerbeginnen größer als 1°KW sind die Kennwerte wieder konstant.

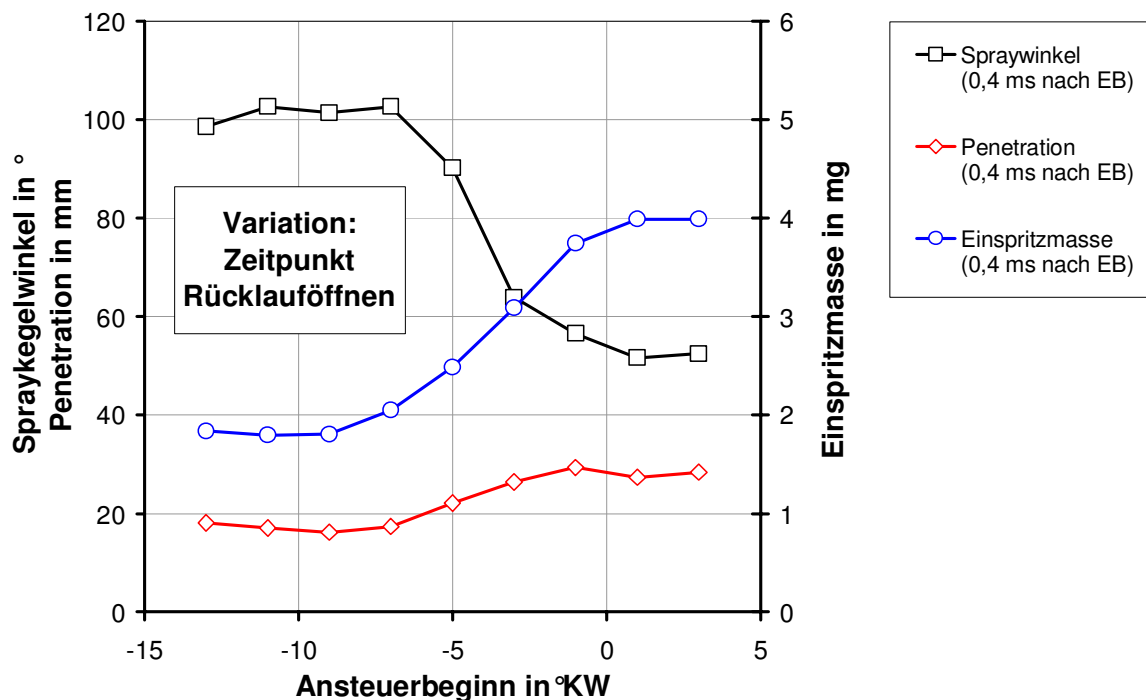


Bild 5.15: Vergleich der Kenngrößen zur Beschreibung des Vorstrahls bei Variation Öffnungsbeginn Rücklauf

Anhand dieser Messreihe konnte gezeigt werden, dass zur Vermeidung des Vorstrahles kein permanenter Durchfluss durch den Rücklauf erforderlich ist. Es ist ausreichend, das Schaltventil für den Rücklauf erst kurz vor und während der Einspritzung zu öffnen, so dass die Förderleistung der Hochdruckpumpe reduziert werden kann. Weiterhin wurde sichtbar, dass sich durch die Ansteuerung des Schaltventils kontinuierliche Zwischenzustände im Betrieb einstellen lassen.

Anhand der in Bild 5.13 dargestellten Einspritzratenverläufe ist deutlich erkennbar, dass sich nach abgeschlossenem Schaltvorgang immer wieder derselbe Einspritzratenverlauf einstellt. Nur während des Schaltvorganges ändert sich die Einspritzrate, so dass man dynamisch während des Einspritzvorganges auf die Einspritzrate Einfluss nehmen kann. Bei den rücklauffreien Zuständen (VL A / VL A + VL B) kann dieser Effekt dazu genutzt werden, den Rücklauf vor Einspritzbeginn kurz zu öffnen und nach abgeschlossenem Nadelöffnen bei Erreichen der stationären Einspritzrate wieder zu schließen, um die Vorstrahlbildung zu vermeiden.

Bild 5.16 zeigt die Gegenüberstellung der Einspritzratenverläufe für die Zustände VL A / VL A + VL B mit geschlossenem Rücklauf und mit kurzzeitig zu Beginn der Einspritzung geöffnetem Rücklauf (Bezeichnung: ohne VS). Bei den Zuständen mit dynamischem Zuschalten des Rücklaufes vor Einspritzbeginn entfällt die starke Ratenüberhöhung zu Beginn, die ein Indikator für die Ausbildung des Vorstrahles ist. Das stationäre Rateniveau und damit auch der stationäre Spraykegelwinkel des rücklauffreien Zustandes wird trotzdem erreicht. Der signifikante Einschwingvorgang im Zustand VL A + VL B wird durch die zu Beginn der Einspritzung bereits vorhandene Strömung in der Düse gedämpft. Die Darstellung

von vorstrahlungsfreien und trotzdem stationär rücklauffreien Zuständen ist mit der variablen Düse ebenfalls möglich.

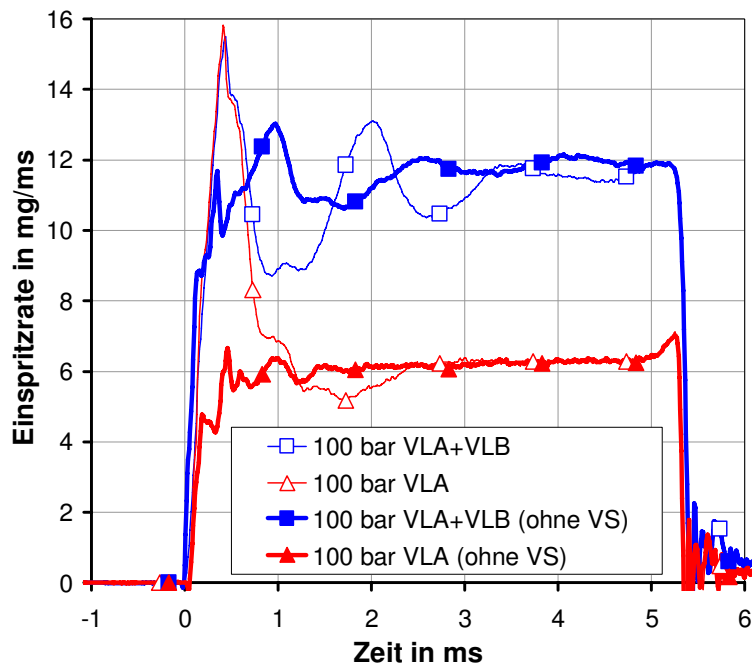


Bild 5.16: Zustände VL A und VL A + VL B, vorstrahlungsfrei

5.1.3 Übergänge der Grundzustände

Die Grenzen des Betriebes der variablen Düse im stationären Bereich wurden in Abschnitt 5.1.1 beschrieben. Die Verwendung piezo-aktuierter Stellventile eröffnet die Möglichkeit, auch während des Einspritzvorganges Durchfluss und Spraygeometrie an die motorischen Anforderungen anzupassen. Ziel der Untersuchungen in diesem Abschnitt ist es, ein möglichst umfassendes Bild von den Verstellmöglichkeiten und dem Übergangsverhalten zwischen den Grundzuständen zu erhalten. Aus diesem Grund werden Zwischenzustände durch unterschiedlich starkes Androsseln der Strömung im zweiten Vorlauf und im Rücklauf stationär eingestellt.

Der Hub der Aktuatoren ist nach den Ergebnissen der Voruntersuchungen in Abschnitt 4.3 proportional zum effektiven Querschnitt der Schaltventile und ebenfalls zur angelegten Piezo-Spannung. Somit kann über die Piezo-Spannung direkt der drosselnde Querschnitt gesteuert werden. In Bild 5.17 sind die Einspritzratenverläufe bei verschiedenen Teilhuben des Rücklauf-Schaltventils aufgetragen. Die Piezo-Spannung ist hierbei der Variationsparameter. Die Schaltventile sind im Betrieb mit 0 V vollständig geöffnet, bei einer Maximalspannung von 160 V sind die Ventile komplett geschlossen. Ausgangszustand für die dargestellte Messreihe ist der Zustand VL A + VL B mit geschlossenem Rücklauf (Bezeichnung: RL 160 V). Die Piezo-Spannung wurde in 20 V – Schritten vermindert, so dass sich der Zustand VL A + VL B + RL bei geöffnetem Rücklauf (Bezeichnung: RL 0 V) einstellt.

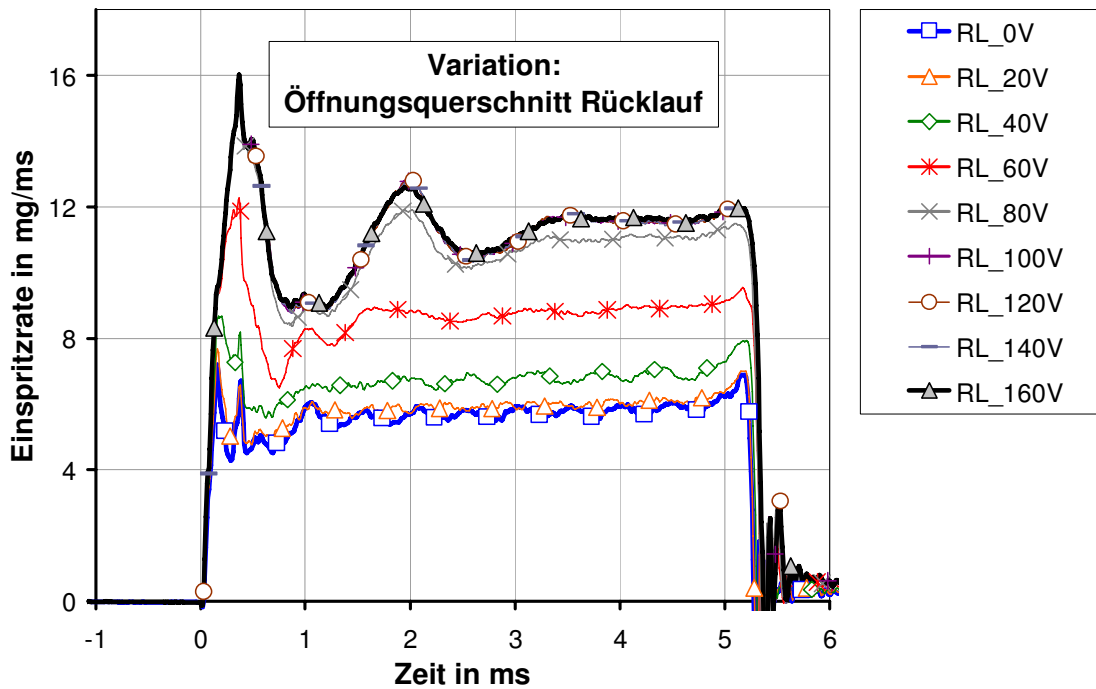


Bild 5.17: Hydraulische Vermessung Variation Öffnungsquerschnitt Rücklauf

Ebenso wie bei den Untersuchungen zur Variation des Rücklauföffnens vor Einspritzbeginn verändert sich auch bei dieser Messreihe der Ratenverlauf zu Beginn der Einspritzung signifikant. Mit abnehmendem Rücklaufquerschnitt (RL 0 V \pm RL 160 V) nimmt die Ratenüberhöhung bei Einspritzbeginn zu. Wie bereits gezeigt, ist diese Einspritzratenüberhöhung ein Indiz für Vorstrahlbildung. Weiterhin ändert sich die stationäre Einspritzrate kontinuierlich mit abnehmendem Rücklaufquerschnitt.

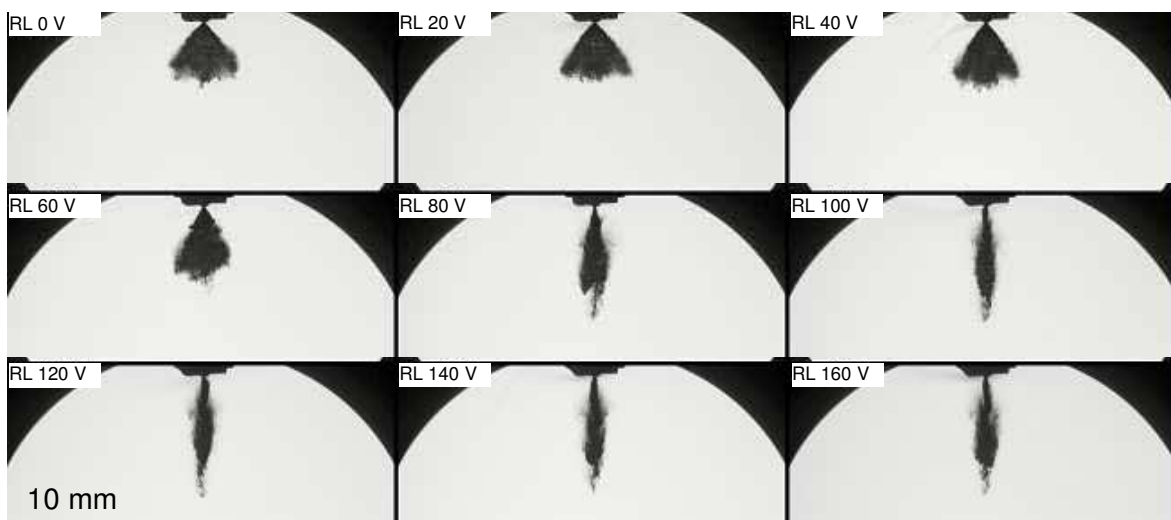


Bild 5.18: Spraybilder Variation Öffnungsquerschnitt Rücklauf (0,4 ms nach ESB)

Es kann somit auch durch kontinuierliche Veränderung des Rücklaufquerschnitts Einfluss sowohl auf das Vorstrahlverhalten, als auch auf den stationären Durchfluss der Düse genommen werden. Beliebige Zwischenzustände sind hierbei darstellbar.

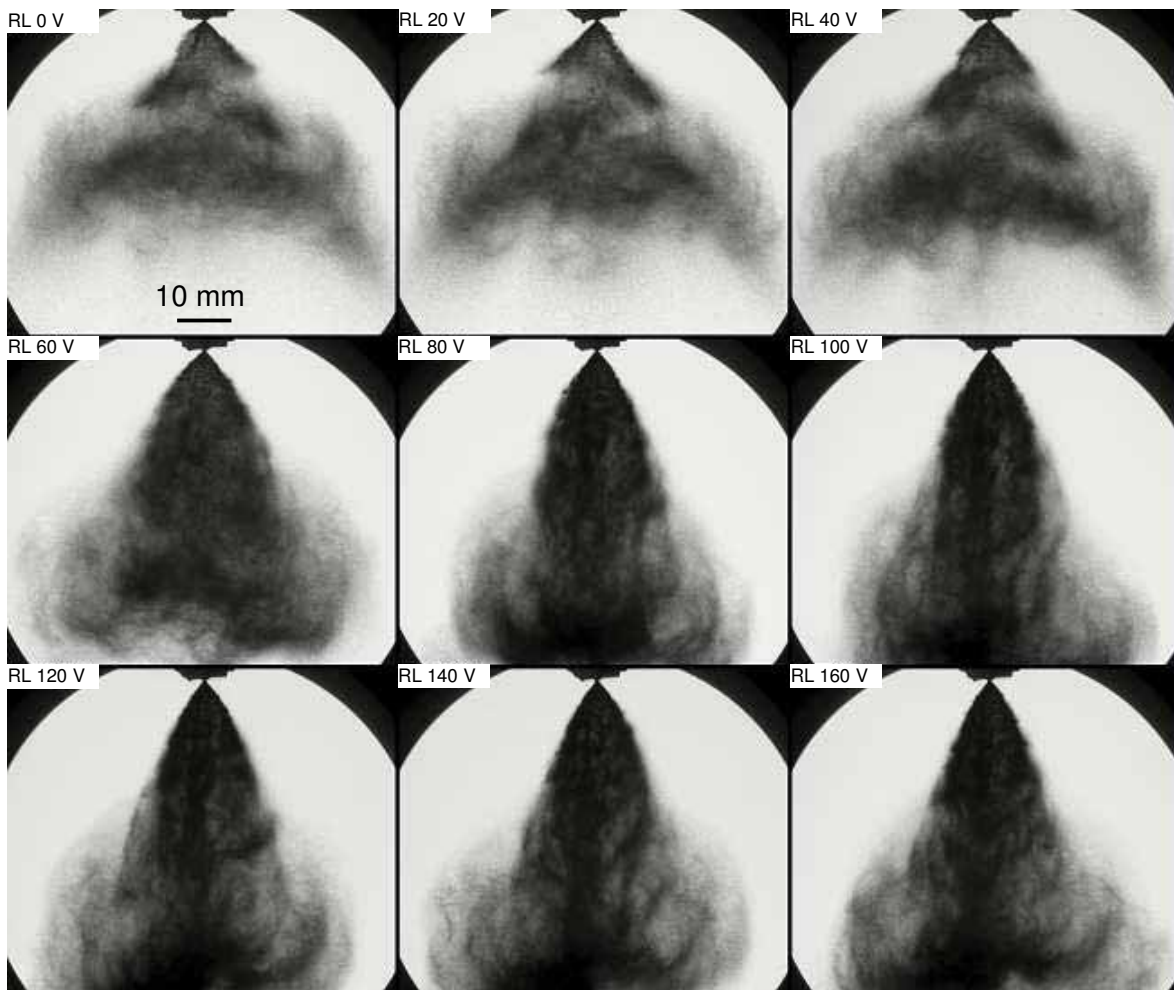


Bild 5.19: Spraybilder Variation Öffnungsquerschnitt Rücklauf (3,0 ms nach ESB)

In Ergänzung zu den hydraulischen Ergebnissen sind in Bild 5.18 die Spraybilder zu Beginn der Einspritzung und in Bild 5.19 die Spraybilder im stationären Bereich der Einspritzung abgebildet. Anhand von Bild 5.18 ist deutlich zu erkennen, dass der Übergang zwischen den Betriebszuständen ohne und mit Vorstrahl im Bereich zwischen 60 V und 100 V Piezo-Spannung liegt. Dieser Bereich lässt sich auch bei den Einspritzratenverläufen in Bild 5.17 durch den starken Einspritzratenanstieg zu Beginn der Einspritzung als Übergangsbereich identifizieren. Bei den Spraybildern im stationären Bereich (Bild 5.19) ist qualitativ zu erkennen, dass mit höherer Piezo-Spannung und damit verkleinertem Rücklaufquerschnitt die Penetration zunimmt und der Spraykegelwinkel abnimmt. Zur besseren Quantifizierung dieser Beobachtungen sind in Bild 5.20 die spraygeometrischen Kenngrößen auf der linken Achse des Diagramms und die hydraulischen Kenngrößen auf der rechten Achse des Diagramms dargestellt. Zur Beurteilung der Abhängigkeit der Vorstrahlbildung vom Öffnungsquerschnitt des Rücklaufs sind in Bild 5.20 (analog zu Bild 5.15) der Spraykegelwinkel, die Penetration sowie die Einspritzmasse in der frühen Phase der Einspritzung (0,4 ms nach ESB) über der Piezo-Spannung aufgetragen.

Ebenso wie in Bild 5.15 ist die kontinuierliche Beeinflussung des Vorstrahls in Form von sinkendem Spraykegelwinkel, steigender Penetration und steigender Einspritzmasse mit abnehmendem Rücklaufquerschnitt (steigender Piezo-Spannung) deutlich zu erkennen.

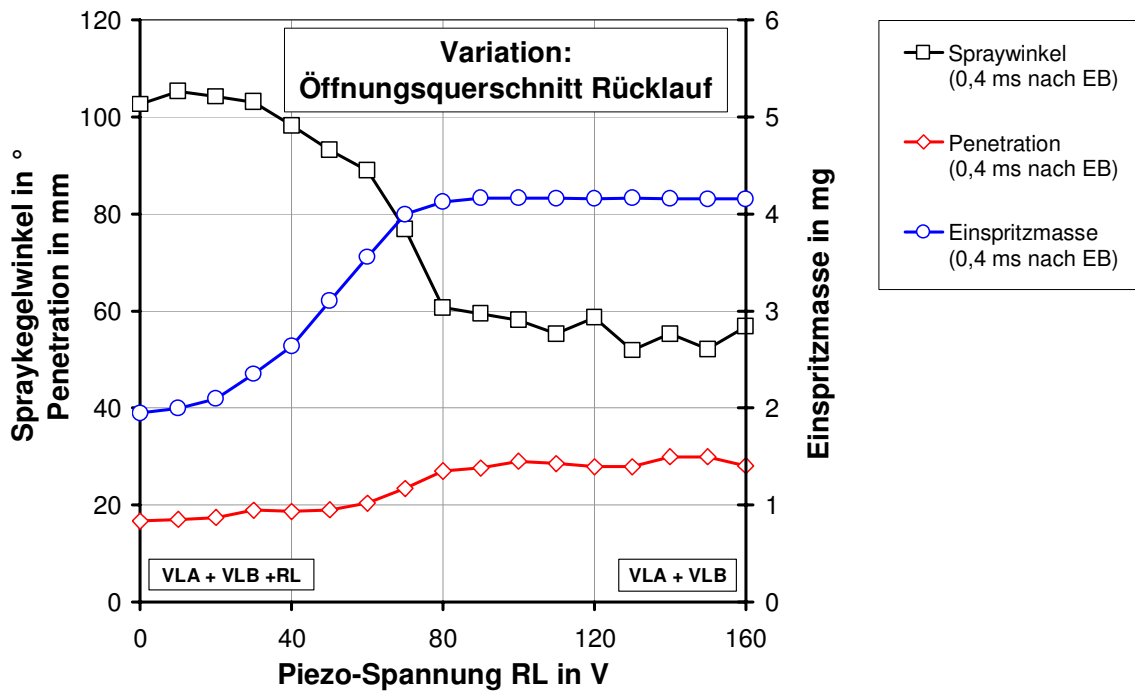


Bild 5.20: Vergleich der Kenngrößen zur Beschreibung des Vorstrahls bei Variation Öffnungsquerschnitt Rücklauf

Für Ansteuerspannungen des Rücklauf-Schaltventils von mehr als 80 V bildet sich ein gleichbleibender Vorstrahl aus. Bis dahin nimmt der Spraykegelwinkel kontinuierlich ab. Bei Piezo-Spannungen bis einschließlich 60 V ist auch anhand der Spraybilder (Bild 5.18) keine Vorstrahlbildung zu erkennen.

Die stationären Werte des Spraykegelwinkels und der Einspritzrate im Bereich von 2 ms bis 5 ms nach Einspritzbeginn für die Variation des Rücklaufquerschnitts sind in Bild 5.21 zusammengestellt. Der Spraykegelwinkel sinkt und die Einspritzrate steigt mit steigender Piezo-Spannung und abnehmendem Rücklaufquerschnitt (vgl. Bild 5.12) im stationären Bereich. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Übergang von Zustand VL A + VL B + RL zum Zustand VL A + VL B stetig verläuft. Der vollständige Verschluss des Rücklaufs stellt sich bei 80 V bis 100 V Piezo-Spannung ein, so dass nicht der komplette Hub des Piezo-Aktuators zum Verstellen ausgenutzt werden kann. Die Vorspannung des Piezo-Aktuators zur Sicherstellung der Dichtigkeit auch bei Druckbeaufschlagung bewirkt die Verringerung des maximalen Hubes und damit auch des maximalen Querschnitts.

Analog zu der Untersuchung des Schaltverhaltens des Rücklaufventils wurde auch der Querschnitt des zweiten Vorlaufs mit Hilfe von Teilhüben des piezo-aktuierten Schaltventils eingestellt. Die Einspritzraten zu dieser Messreihe werden in Bild 5.22 gezeigt. Die variable Düse wird hierbei zwischen den Zuständen VL A + VL B mit geöffnetem Piezo-Schaltventil (Bezeichnung: VL B 0 V) und VL A mit geschlossenem Piezo-Schaltventil (Bezeichnung: VL B 160 V) betrieben.

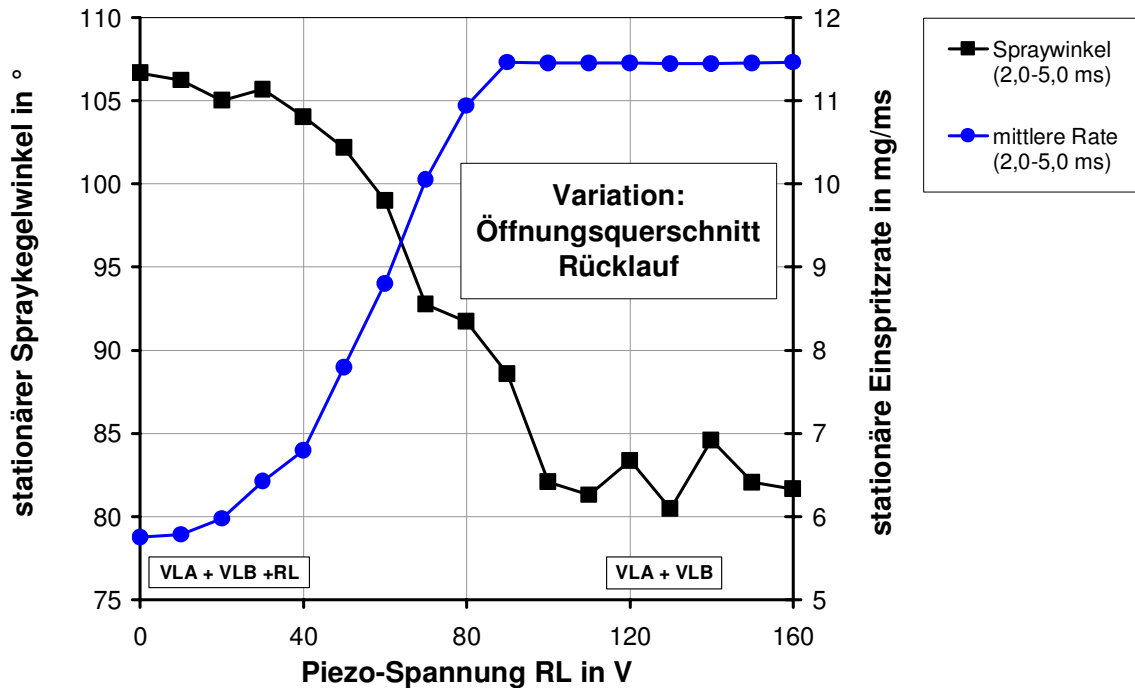


Bild 5.21: Vergleich der stationären Kenngrößen bei Variation Öffnungsquerschnitt Rücklauf

Zu Beginn der Einspritzung sind keine Unterschiede in der Einspritzung feststellbar. Unabhängig vom Schaltzustand des zweiten Vorlaufs bildet sich der Vorstrahl aus. Im stationären Bereich der Einspritzung ändert sich die Einspritzrate proportional zur anliegenden Piezo-Spannung. Mit steigender Piezo-Spannung wird der Querschnitt des zweiten Vorlaufs verschlossen und der stationäre Durchfluss nimmt stetig ab.

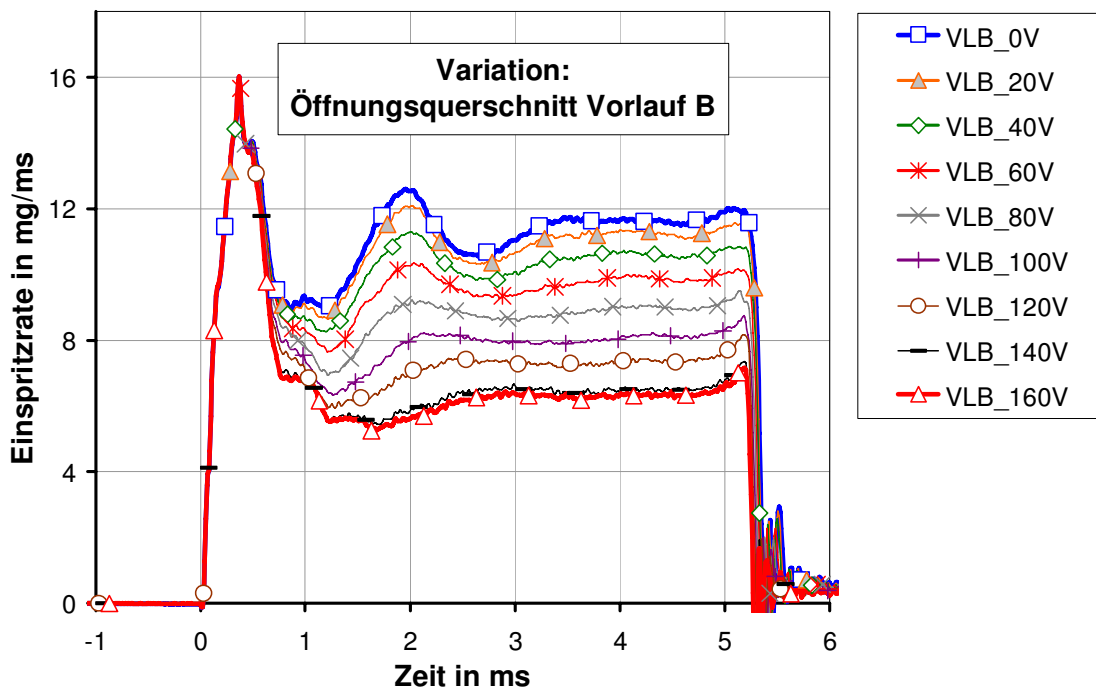


Bild 5.22: Hydraulische Vermessung Variation Öffnungsquerschnitt Vorlauf B

Die zugehörigen Spraybilder im stationären Bereich (4,0 ms nach ESB) werden in Bild 5.23 gezeigt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Spraykegelwinkel mit abnehmendem Strömungsquerschnitt im Vorlauf B (sinkende Einspritzrate) zunimmt.

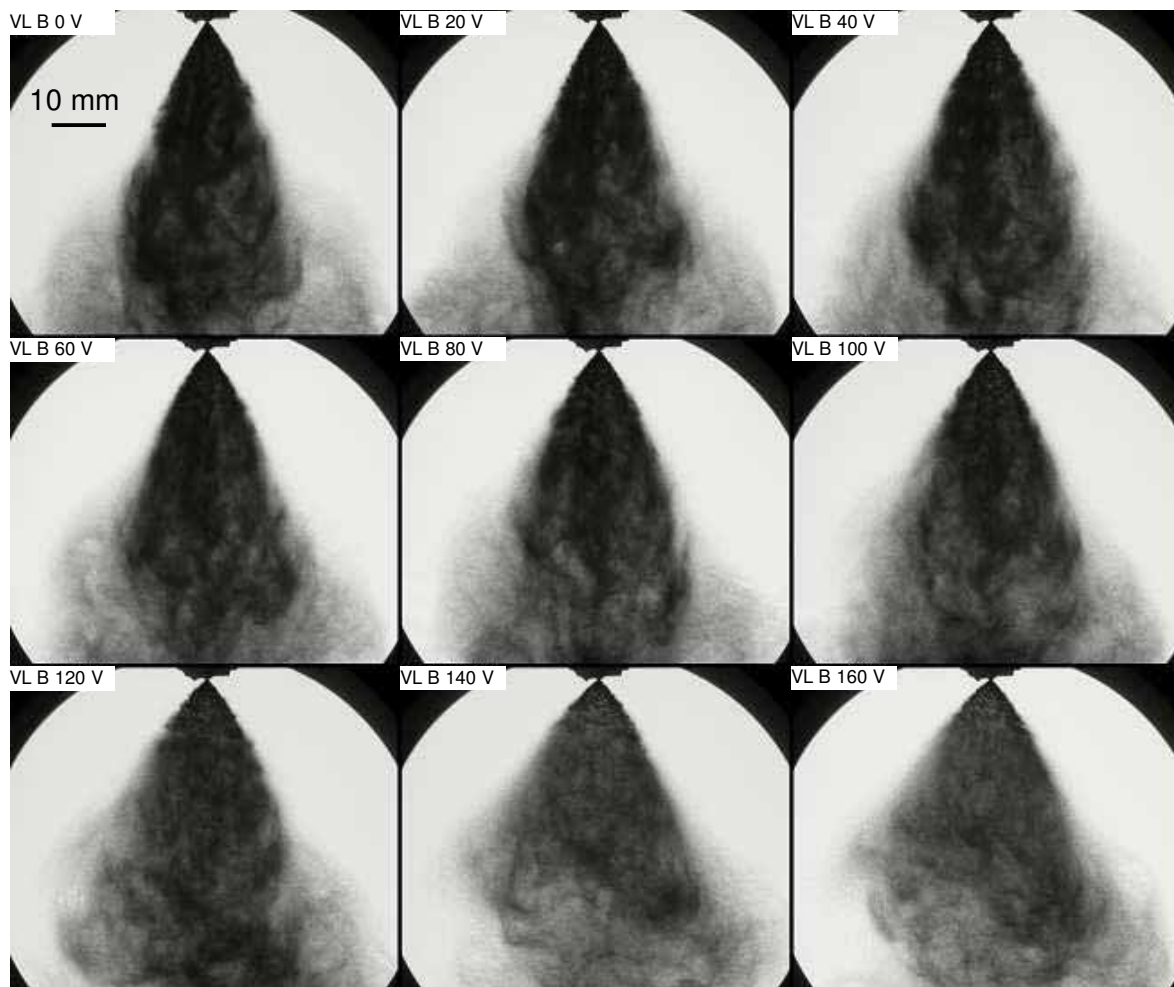


Bild 5.23: Spraybilder Variation Öffnungsquerschnitt Vorlauf B (4,0 ms nach ESB)

Zur Bewertung des Übergangsverhaltens sind in Bild 5.24 die stationären Werte der Einspritzrate und des Spraykegelwinkels über der Ansteuerspannung des Piezo-Schaltventils des zweiten Vorlaufs aufgetragen. Ähnlich wie bei den Untersuchungen zum Verhalten des Rücklaufventils (Bild 5.20) lässt sich auch hier der stetige Übergang zwischen den Zuständen feststellen. Der wirksame Verstellbereich der Piezo-Spannung wird im Vergleich zum Schaltventil für den Rücklauf vollständig ausgenutzt.

Das Gesamtsystem weist einen ausgeprägten Stellbereich (Rücklauf: 0 V bis 100 V; Vorlauf B: 0 V bis 160 V) auf, der stetig verläuft. Mit Hilfe der piezo-aktuierten Schaltventile kann zwischen den Kennlinien der stationären Grundzustände aus Bild 5.4 und Bild 5.10 jeder beliebige Zwischenzustand als eine feste Kombination aus Einspritzrate und Spraykegelwinkel eingestellt werden. Diese Eigenschaft ist dann von besonderer Bedeutung, wenn die variable Düse zum Beispiel als Aktor in einem Regelkreis eingesetzt werden soll. Über die Möglichkeit zur Bestimmung des momentanen Gemisch-Zustandes im Bereich der Zündkerze (z.B.: optische Methoden, Ionenstrommessung an Zündkerze) könnte ein Regelkreis geschlossen werden. Die individuelle Anpassung des Sprays durch die

Veränderung des Spraykegelwinkels an die Erfordernisse zur stabilen Zündung und Entflammung des Gemischs im Bereich der Zündkerze wäre dann für jeden Zyklus möglich.

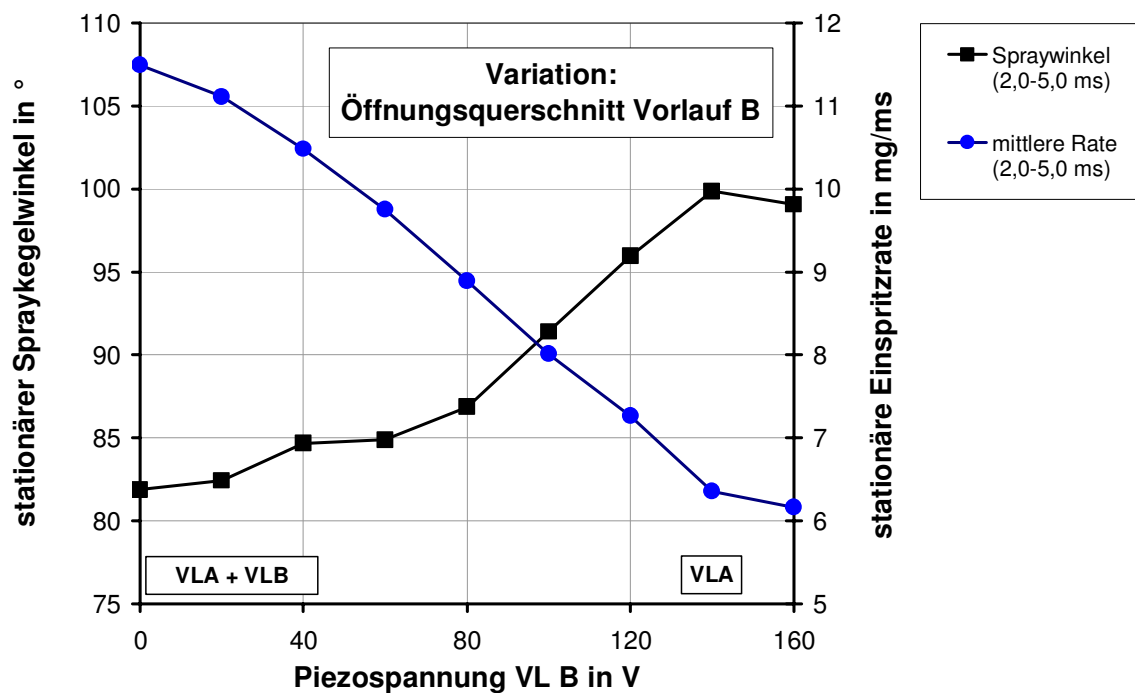


Bild 5.24: Vergleich der stationären Kenngrößen bei Variation Öffnungsquerschnitt Vorlauf B

Zum Abschluss der Untersuchungen am Komponentenprüfstand und an der Druckkammer wurde das dynamische Verhalten der variablen Düse während eines einzelnen Einspritzvorganges als Möglichkeit zur Sprayformung untersucht. Es soll geklärt werden, ob ein derartiges Gemischbildungskonzept für ein strahlgeführtes Brennverfahren alternativ zum Ansatz der Mehrfacheinspritzung mit einer A-Düse bei höherer Last im Schichtbetrieb erfolgreich eingesetzt werden kann.

Bei den folgenden Untersuchungen wurde während des Einspritzvorganges zwischen Zustand VL A + RL mit maximalem Spraykegelwinkel und minimalem Durchfluss und Zustand VL A + VL B mit minimalem Spraykegelwinkel und maximalem Durchfluss umgeschaltet. Die beiden Umschaltmöglichkeiten der Zustände wurden als Variante 1 und Variante 2 bezeichnet. Bei Variante 1 wurde die Gemischwolke von außen nach innen aufgefüllt, bei Variante 2 von innen nach außen. Es wurde bei diesen Untersuchungen eine konstante Einspritzmasse von 12 mg eingestellt, um einen motorischen Lastpunkt bei ca. 3 bar indiziertem Mitteldruck abzubilden.

Die Ergebnisse der Umschaltvorgänge nach Variante 1 und Variante 2 sind in Bild 5.25 dargestellt. Im oberen Diagramm sind ergänzend zum Einspritzratenverlauf die Schaltzustände der Ventile für Vorlauf B und Rücklauf eingetragen. Im unteren Diagramm sind die Ergebnisse der geometrischen Auswertung des Sprays dargestellt.

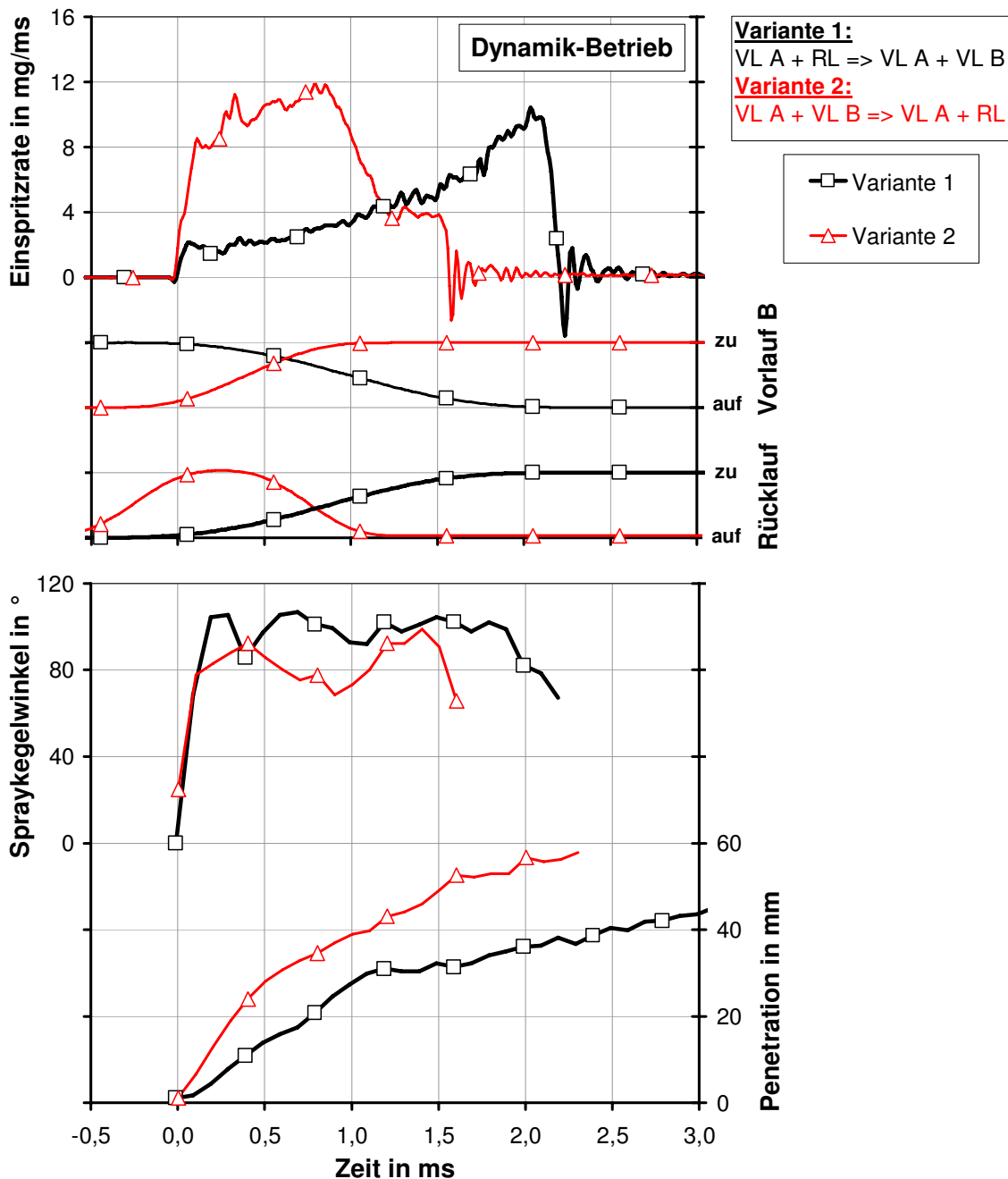


Bild 5.25: Signalverläufe bei Umschaltvorgang während des Einspritzvorganges

Die unterschiedliche Veränderung des Einspritzratenverlaufs während der Einspritzung ist deutlich zu erkennen. Bei Variante 1 steigt die Rate kontinuierlich an, bei Variante 2 nimmt sie ab der Mitte des Einspritzvorganges sehr schnell ab. Die starke Zunahme der Einspritzrate bei Variante 1 findet sich in einer Verringerung des Spraykegelwinkels nach ca. 1,5 ms (nach Einspritzbeginn) wieder. Bei Variante 2 steht die Abnahme der Einspritzrate im Zusammenhang mit der Zunahme des Spraykegelwinkels ca. 1 ms nach Einspritzbeginn. Diese Veränderungen des Spraykegelwinkels und der Einspritzrate haben offenbar keinen ausgeprägten Einfluss auf den Penetrationsverlauf. Die anfängliche Penetrationsgeschwindigkeit und die maximale Penetration wird vorwiegend durch die Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung bestimmt. Bei Variante 1 mit geringer anfänglicher Einspritzrate fallen auch die Penetrationswerte geringer aus.

Die zugehörigen Sprayaufnahmen sind in Bild 5.26 zusammengestellt. In der oberen Reihe sind die Aufnahmen von Variante 1 dargestellt, in der unteren Reihe die Aufnahmen von Variante 2. Der Einspritzvorgang wird hierbei in vier Bereiche eingeteilt: in den Einspritzbeginn, die erste Phase mit dem Zustand vor dem Schaltvorgang, die zweite Phase mit dem Zustand nach dem Schaltvorgang und schließlich das Einspritzende.

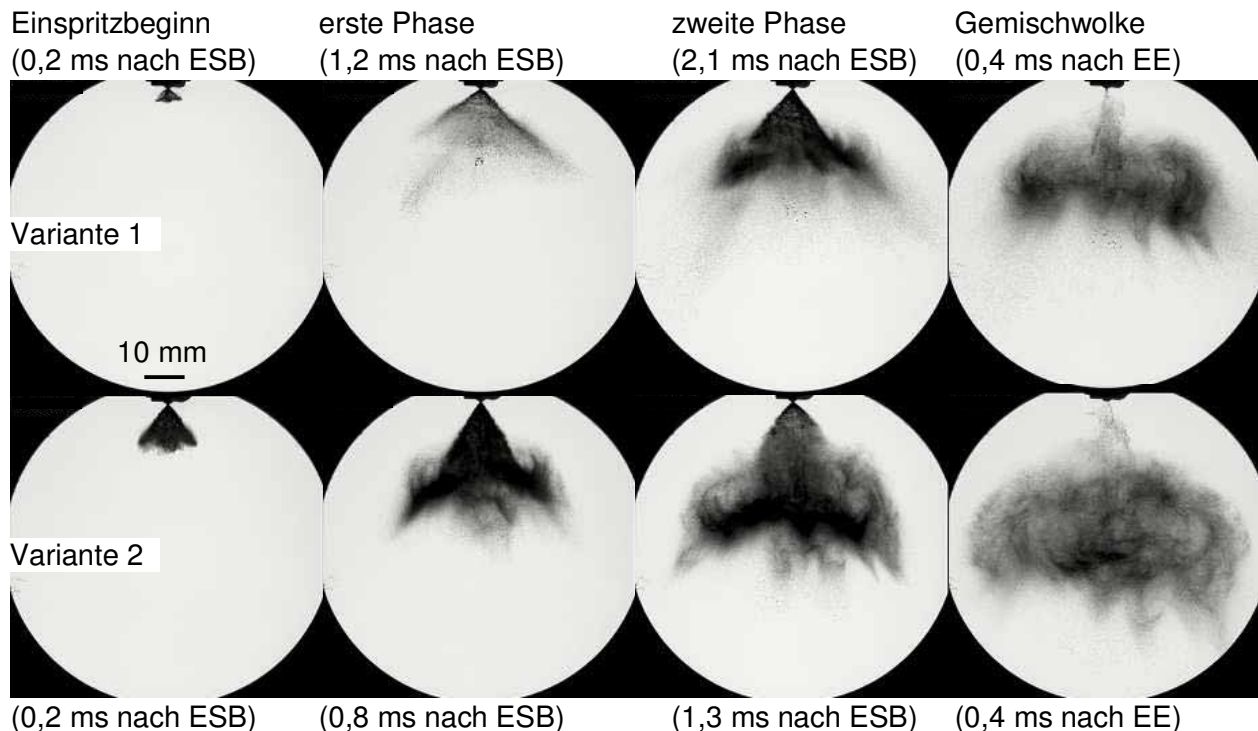


Bild 5.26: Spraybilder bei Umschaltung während Einspritzung (Variante 1 und 2)

Die Veränderungen der Einspritzrate, des Winkels und der Penetration gehen einher mit einer deutlichen Veränderung des Spraybildes. Die Einspritzung beginnt bei beiden Varianten vorstrahlungsfrei jedoch mit unterschiedlicher Penetration je nach Höhe der anfänglichen Einspritzrate. Variante 1 bildet zu Beginn ein breites Spray mit geringer Penetration und geringer Spraydichte in der ersten Phase aus. Der Winkel verkleinert sich im weiteren Verlauf der Einspritzung und auch die Spraydichte nimmt mit der ansteigenden Einspritzrate zu. Im Vergleich dazu bildet sich bei Variante 2 in der ersten Phase der Einspritzung ein kompakteres Spray, wobei zum Einspritzende hin der Spraykegelwinkel aufgeweitet wird und die Spraydichte abnimmt. Die Gemischwolke nach Einspritzende zeigt bei Variante 2 eine größere Ausdehnung und Penetration als bei Variante 1.

Es ist also möglich, die Sprayform und damit die Ausbildung der Gemischwolke durch Umschalten der Ventile für Vorlauf B und Rücklauf deutlich zu verändern. Für das strahlgeführte Brennverfahren ist die Variante 1 aufgrund der geringeren maximalen Penetration und der kompakteren Gemischwolke als vorteilhafter anzusehen.

In diesem Abschnitt konnte gezeigt werden, dass sich mit Hilfe der piezo-aktuierten Schaltventile neben den vier Grundzuständen beliebige Zwischenzustände einstellen lassen. Die Übergänge zwischen den einzelnen Zuständen sind stetig. Aufgrund der Schaltgeschwindigkeit der Ventile konnten die charakteristischen Eigenschaften der Düse sogar während eines einzelnen Einspritzvorganges verändert werden. Es ist somit erstmalig

möglich, mit der variablen Düse auf Drallbasis das Spray und damit auch die Gemischwolke während des Einspritzvorganges zu formen.

5.1.4 Motorischer Betrieb

Die verschiedenen Betriebszustände der variablen Einspritzdüse auf Drallbasis wurden sowohl hydraulisch, als auch optisch unter stationären Randbedingungen des Komponentenprüfstands bzw. der Druckkammer untersucht. Das Potenzial zur Beeinflussung funktionsrelevanter Eigenschaften wie Durchfluss und Spraykegelwinkel wurde nachgewiesen. Mit den im folgenden Abschnitt vorgestellten Untersuchungen am Einzylinder-Forschungsmotor wird nachgewiesen, dass die Funktion der variablen Düse auf Drallbasis auch unter motorischen Randbedingungen gewährleistet ist. Außerdem wird untersucht, ob über die Variabilität der Düse Einfluss auf die Verbrauchs- und Abgaswerte des Motors genommen werden kann.

Aufgrund der Variationsmöglichkeiten der Düse in Kombination mit den Motorbetriebszuständen wurden die Versuche auf einem Motorbetriebspunkt bei 2000 min^{-1} Motordrehzahl und einem indizierten Mitteldruck von 3 bar p_{mi} beschränkt.

Um das gesamte Spektrum der Variabilität abzudecken, wurde die Düse weitestgehend innerhalb der in Abschnitt 5.1 beschriebenen Grenzzustände mit konstanter Einspritzmasse betrieben. Die Übergänge wurden dabei jeweils mit zwei Zwischenstellungen angefahren, so dass sich insgesamt drei Versuchsabschnitte ergaben:

1. Bereich: Ausgehend vom Zustand VL A + VL B + RL (großer Spraykegelwinkel und niedrige Rate) wurde der Rücklauf schrittweise geschlossen bis zum Zustand VL A + VL B (geringer Spraykegelwinkel und hohe Rate) (vgl. Bild 5.4 / Bild 5.10). Der Rücklaufquerschnitt war zu 100 %; 70 %; 40 % und 0 % geöffnet. Um die Vorstrahlbildung zu vermeiden, wurde der Rücklauf bei Zustand VL A + VL B, wie in Abschnitt 5.1.2 gezeigt, erst nach Einspritzbeginn geschlossen. Die mit dem Schließen des Rücklaufs einhergehende Erhöhung der Einspritzrate wurde mit einer verkürzten Einspritzdauer, zur Einstellung konstanter Einspritzmasse, kompensiert.

2. Bereich: Der Übergang vom Zustand VL A + VL B zum Zustand VL A durch Androsseln des zweiten Vorlaufs wurde im Bereich 2 dargestellt. Der Spraykegelwinkel wird in diesem Bereich vergrößert und der Durchfluss verkleinert. Zur Darstellung einer konstanten Einspritzmasse wurde die Einspritzdauer verlängert. Die Kanäle des zweiten Vorlaufs wurden zu 100 %; 70 %; 40 % und 0 % geöffnet. Zum vorstrahlfreien Betrieb der Düse wurde bei den prinzipiell rücklauffreien Zuständen des zweiten Bereiches der Rücklauf vor Beginn der Einspritzung geöffnet und mit Einspritzbeginn wieder geschlossen.

3. Bereich: Im dritten Versuchsabschnitt wurde ausgehend vom Zustand VL A der Rücklaufquerschnitt erhöht, um den Zustand VL A + RL zu erreichen. Dabei wurde der Winkel noch weiter vergrößert, bei gleichzeitig verkleinertem Durchfluss, so dass die Einspritzdauer zur Darstellung konstanter Einspritzmasse weiter verlängert werden musste. Zur Darstellung des indizierten Mitteldruckes von 3 bar war eine

Kraftstoffmasse von ca. 15 mg/Hub notwendig. Die zur Einspritzung dieser Masse benötigte Einspritzdauer im Zustand VL A + RL liegt bei ca. 6 ms (72°KW), da der stationäre Durchfluss in diesem Zustand nur 2,5 mg/ms beträgt (vgl. Bild 5.4). Diese extrem lange Ansteuerdauer erscheint für ein Schichtladeverfahren nicht sinnvoll, so dass auf den Zustand VL A + RL im Motorbetrieb verzichtet wurde. Der Rücklauf wurde somit nur zu 0 %; 25 % und 40 % geöffnet.

Die variable Düse wurde für alle untersuchten Bereiche bei 100 bar Einspritzdruck betrieben. Zur Vergleichbarkeit der einzelnen Messpunkte wurden das Ansteuerende (32°KW vor ZOT) und der Zündzeitpunkt (30°KW vor ZOT) konstant gehalten. Um Quereinflüsse auf die Gemischbildung möglichst gering zu halten, wurde auf eine Abgasrückführung und Maßnahmen zur Unterstützung der Ladungsbewegung verzichtet. Die Gemischbildung sollte maßgeblich durch die Sprayausbildung der variablen Düse bestimmt werden.

Das folgende Bild 5.27 veranschaulicht die Einbausituation der Zündkerze im Brennraum. Der Injektor befindet sich parallel zur Zylinderachse, leicht in Kurbelwellenlängsachse

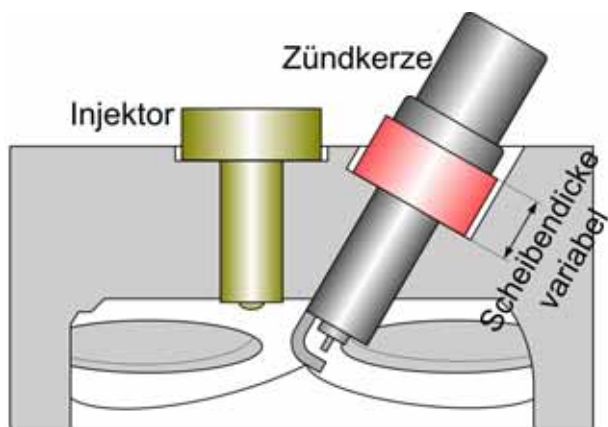


Bild 5.27: Einbausituation Zündkerze

verschoben. Die Zündkerze liegt seitlich geneigt daneben, zwischen den Ein- und Auslassventilen ebenfalls in der Spitze des Dachbrennraums. Der Motor wird mit einem flachen Kolben betrieben.

Um die Zündkerze optimal in der Nähe des Sprayrandes positionieren zu können, wurde die Einbautiefe der Zündkerze über unterschiedlich dicke Scheiben eingestellt. Im linken Teil von Bild 5.28 ist ein repräsentatives Spraybild als Schlierenaufnahme mit eingezeichneten Extrempositionen der Zündkerze bei Variation der Scheibendicke dargestellt. Erste Versuche mit unterschiedlicher Zündkerzenausrichtung zeigten, dass sich im Motorbetrieb geringere zyklischen Schwankungen einstellen, wenn sich der Spalt der Zündkerze auf der dem Spray abgewandten Seite, also im Schatten der Masse-Elektrode, befindet. Diese Einstellung wurde für die weiteren Versuche beibehalten.

Der Einfluss der axialen Zündkerzenposition auf die Stabilität des Motorlaufs ist in Form der Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks im rechten Diagramm von Bild 5.28 über den verschiedenen Betriebszuständen aufgetragen. Die drei vorgestellten Versuchsabschnitte sind hierbei zusätzlich durch farbige Balken gekennzeichnet. In den folgenden Diagrammen werden jedoch nur noch die Grenzpunkte der einzelnen Bereiche durch größere Markierung gekennzeichnet, um die einzelnen Bereiche deutlich abzugrenzen.

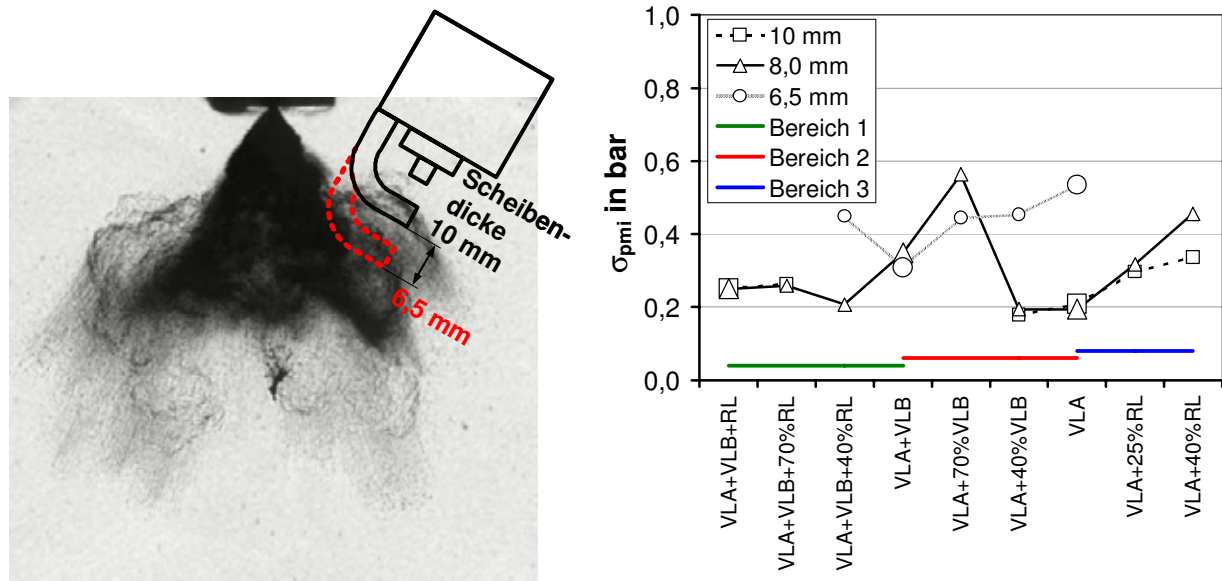


Bild 5.28: Sprayaufnahme exemplarisch für Zustand VL A (1,2 ms nach ESB) (links), zyklische Schwankungen bei verschiedenen Einbaulagen der Zündkerze (rechts)

Anhand des Spraybildes wird deutlich, dass die Zündkerze je nach eingesetzter Scheibendicke teilweise innerhalb des Sprays und teilweise sehr weit vom äußeren Sprayrand entfernt positioniert war. Dieser Effekt findet sich in der Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes wieder. Es ist zu erkennen, dass nur mit einer Scheibendicke von 8 mm bei allen Betriebszuständen Messungen durchgeführt werden konnten. Bei 6,5 mm Scheibendicke konnten nur Zustände im zweiten Bereich bei tendenziell kleineren Winkeln gemessen werden. Die Zündkerze befand sich bei dieser Einstellung tiefer im Brennraum, teilweise sogar innerhalb des Sprays (große Spraykegelwinkel der Bereiche 1 und 3), so dass aufgrund der höheren Wahrscheinlichkeit der Zündkerzenbenetzung die Entflammungsstabilität abnahm. Beim Betrieb mit 10 mm Scheibendicke stellte sich der umgekehrte Effekt ein: Der Motor konnte im Bereich 2 mit kleineren Spraykegelwinkeln nicht betrieben werden, da die Zündbedingungen aufgrund des zunehmenden Abstandes der Zündkerze zum Sprayrand ungünstiger wurden. Es wurde somit für die folgenden Untersuchungen eine mittlere Zündkerzenlage mit einer Unterlegscheibe von 8 mm ausgewählt, um sämtliche Bereiche der Verstellmöglichkeiten der variablen Düse mit einer Zündkerzeneinstellung abdecken zu können. Die Absolutwerte der Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes mit 0,2 bar können für den verwendeten Einzylindermotor mit einem Experimentaleinspritzsystem als akzeptabel bezeichnet werden, optimale Werte liegen im Bereich von 0,1 bar [Pet].

In Bild 5.29 sind die Motorergebnisse für die Scheibendicke von 8 mm zusammengestellt. Im Bereich 1 zwischen den Zuständen VL A + VL B + RL und VL A + VL B sinkt der indizierte Verbrauch (b_i) leicht, es muss weniger Masse zur Einstellung von 3 bar p_{mi} eingespritzt werden, so dass das globale Luftverhältnis (λ) steigt. Die Brenndauer sinkt, so dass die Verbrennung bei gleichem Zündzeitpunkt insgesamt früher stattfindet, wie am 50%-Umsatzpunkt (x_{m50}) zu erkennen ist. Die abnehmenden CO-Emissionen deuten auf eine vollständigere Verbrennung hin, was zusammen mit der Erhöhung des Luftverhältnisses zu der Verbrauchsverbesserung führt.

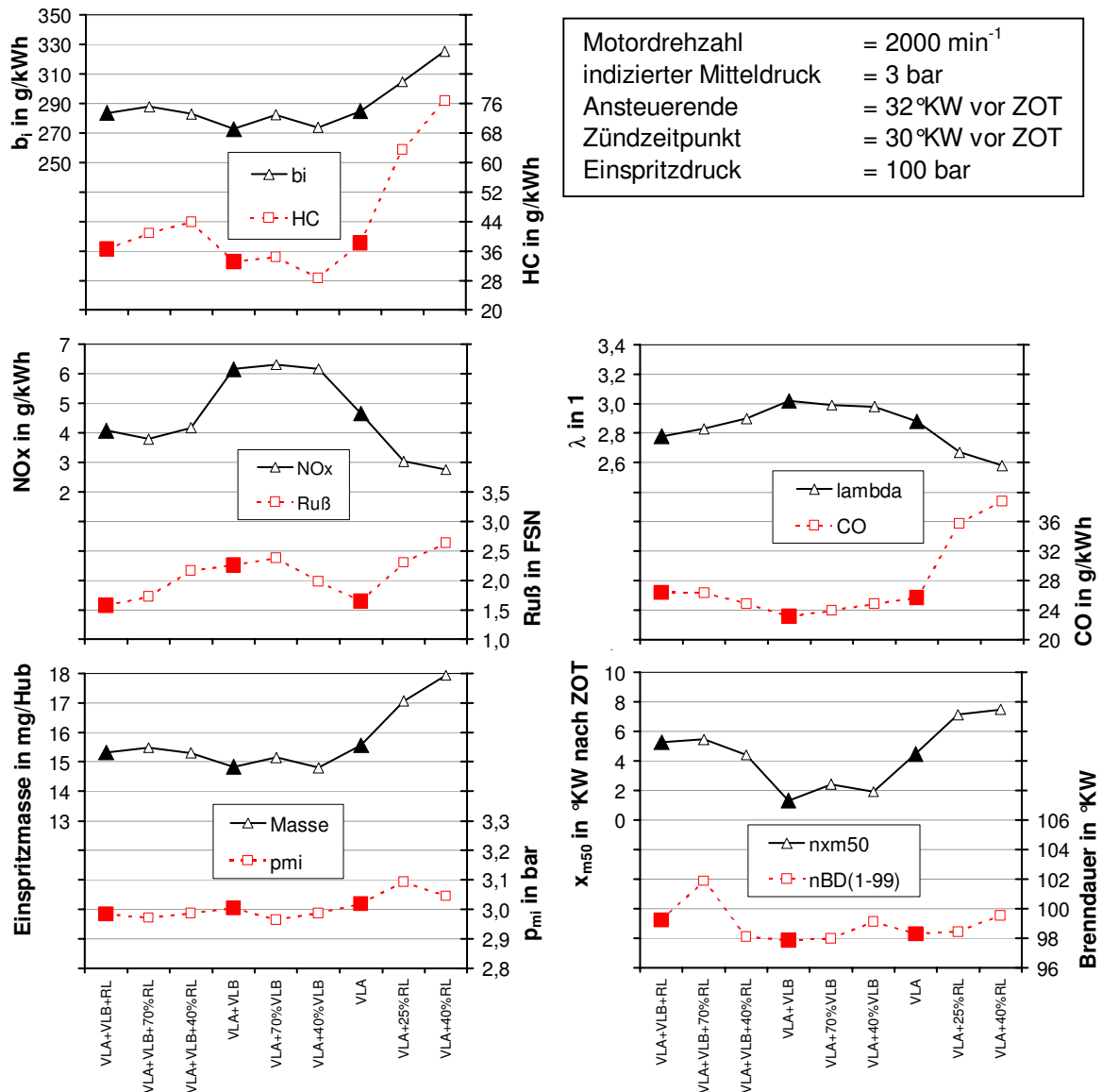


Bild 5.29: Motoregebnisse unterschiedlicher Betriebszustände der variablen Düse

Der Anteil an Kohlenwasserstoffen (HC) im Abgas steigt zwar bei den Zwischenzuständen im Bereich 1 leicht an, nimmt jedoch beim rücklauffreien Zustand VL A + VL B wieder ab. Die Stickoxide nehmen im Bereich 1 deutlich zu. Die Frühverlagerung der Verbrennung bewirkt den starken Anstieg der NO_x-Emissionen. Bei früher Verbrennung steigen die Brennraumspitzentemperaturen und begünstigen damit die Stickoxid-Bildung [Bos2]. Die Rußbildung nimmt im Bereich 1 ebenfalls stark zu. Im Gegensatz zu den Verbrauchswerten weisen die Abgaswerte im ersten Bereich eine signifikante Verschlechterung auf.

Im Bereich 2 zwischen VL A + VL B und VL A zeigen sich im Vergleich zu Bereich 1 gegenläufige Tendenzen. Der Verbrauch und die eingespritzte Masse steigen minimal an und das Luftverhältnis sinkt. Der Wirkungsgrad wird schlechter und die Verbrennung läuft unvollständiger ab, wie anhand der CO-Emissionen zu erkennen ist. Die unvollständigere Verbrennung findet sich auch in den HC-Emissionen wieder, die im zweiten Bereich leicht ansteigen. Die Brenndauer bleibt konstant, aber der Verbrennungsschwerpunkt verschiebt

sich nach spät, so dass die Stickoxidbildung wieder abnimmt. Auch die Rußbildung nimmt ab und fällt auf ein Niveau vergleichbar mit dem Ausgangszustand von Bereich 1.

Im Bereich 3 zwischen VL A und VL A + RL nimmt der Verbrauch sehr stark zu. Es wird mehr Kraftstoff eingespritzt und die Verbrennung läuft unvollständiger ab. CO-, HC und Ruß-Emissionen steigen stark an. Da die Verbrennung später stattfindet, wie an der Schwerpunktlage der Verbrennung (x_{m50}) zu erkennen ist, sinken die NO_x -Werte weiter ab.

Zur weitergehenden Interpretation der Motorergebnisse wurden die unterschiedlichen Betriebszustände am Komponentenprüfstand untersucht. Bild 5.30 zeigt die Einspritzratenverläufe.

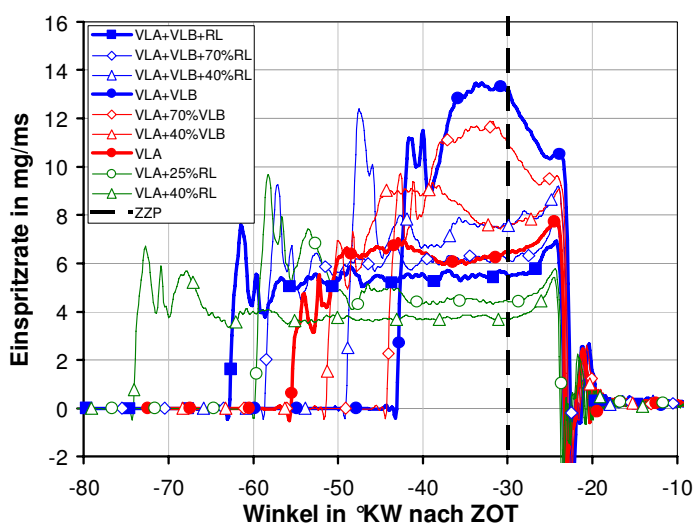


Bild 5.30: Einspritzratenverläufe für Motorbetrieb

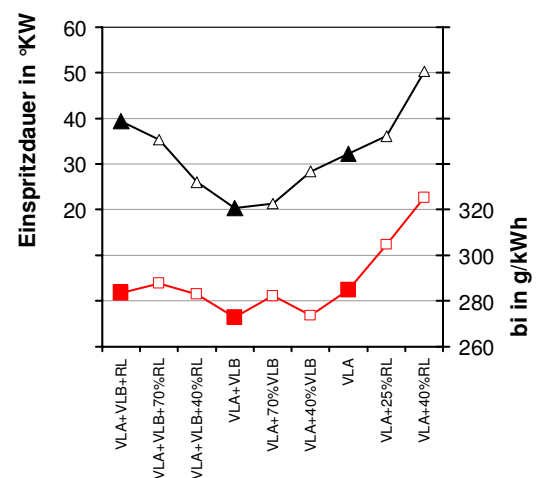


Bild 5.31: Einspritzdauer und Verbrauch

Die Auftragung der Signalverläufe erfolgte hierbei über dem Kurbelwinkel, wobei das Ansteuerende auf 32°KW vor ZOT gelegt wurde, um den motorischen Bezug herzustellen. Es ergibt sich hierbei ein Einspritzende bei 22°KW vor ZOT, das bei allen Betriebszuständen annähernd gleich ist. Auch der Zündzeitpunkt (ZZP) bei 30°KW vor ZOT ist eingezeichnet.

Eine kurze Gemischbildungsdauer ist das entscheidende Kriterium für die Umsetzung eines strahlgeführten Brennverfahrens. Mit steigender Einspritz- und Verdampfungsrate (vgl. Bild 2.29 / 2.30) und sinkender Einspritzdauer wird der Verbrennungsablauf optimiert und damit der Motorwirkungsgrad erhöht und schließlich der Kraftstoffverbrauch verringert. Es ist anhand von Bild 5.30 deutlich zu erkennen, dass sich die Einspritzraten und damit auch die Einspritzdauern bei den einzelnen Zuständen stark unterscheiden. Im Betriebszustand VL A + VL B stellt sich die kürzeste Einspritzdauer ein, so dass sich hierbei im Vergleich zu den übrigen Zuständen der niedrigste Verbrauchswert einstellt (Bild 5.31). Die Veränderungen im Kraftstoffverbrauch sind somit in allen drei Bereichen im Zusammenhang mit der Einspritzrate und der Einspritzdauer zu erklären.

Kohlenwasserstoff-Emissionen im Abgas entstehen aufgrund von unvollständiger, chemischer Umsetzung des Kraftstoffs in Wand- und Kolbennähe als Folge von niedrigen Temperaturen. Ruß bildet sich, wenn die Flammenfront auf flüssigen Kraftstoff trifft, der aufgrund

unvollständiger Verdampfung oder als Wandfilm im Brennraum vorhanden ist. Die Wandbenetzung und die Gemischverteilung zum Zündzeitpunkt und beim Einsetzen der Verbrennung sind somit entscheidend für die Ausbildung von HC- und Ruß-Emissionen. Zur Erklärung der Ursachen für die Änderungen der Emissionswerte dieser Abgaskomponenten in den einzelnen Bereichen wurden Untersuchungen des Spraybildes in der Druckkammer durchgeführt. Anhand der indizierten Druckverläufe der Motormessungen wurden die Randbedingungen für die Messungen in der Druckkammer festgelegt. Im Winkelbereich von 75°KW bis 22°KW vor ZOT betrug der mittlere Druck 4,9 bar und die mittlere Temperatur 219°C bei den Messungen am Motor, so dass die Druckkammer bei 5 bar und 200°C betrieben wurde. Die Schlierenaufnahmen der unterschiedlichen Zustände zum Zündzeitpunkt sind in Bild 5.32 zusammengestellt.

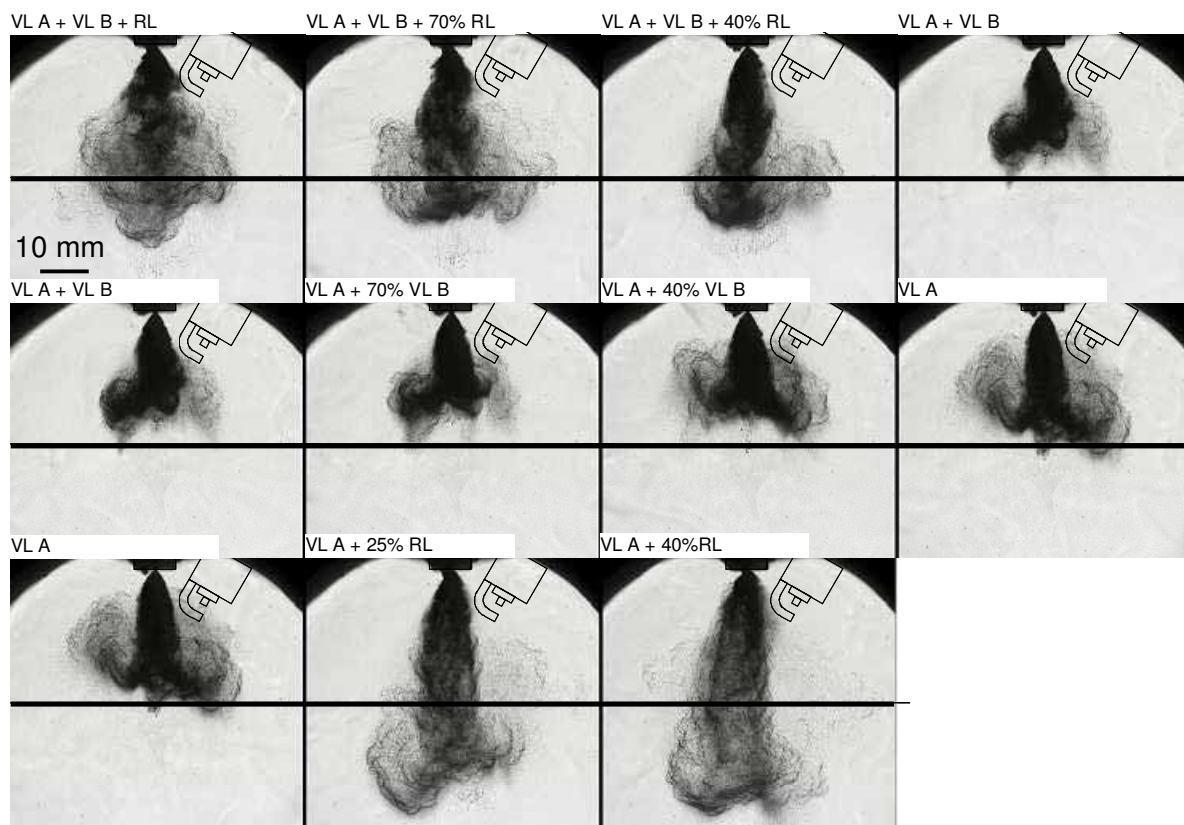


Bild 5.32: Spraybilder aller Zustände mit eingezeichneter ZK-Lage (8 mm) und Kolbenposition zum Zündzeitpunkt

In die einzelnen Bilder wurde die Zündkerzenposition und die Kolbenposition zum Zündzeitpunkt eingezeichnet. In der oberen Reihe sind die Zustände von Bereich 1, in der mittleren Reihe die Zustände von Bereich 2 und in der unteren Reihe die Zustände von Bereich 3 abgebildet. Die dunklen bis schwarzen Bereiche des Sprays zeigen die Flüssigkeit, die grauen, schattierten Bereiche kennzeichnen das Dampfgebiet. Es sind deutliche Unterschiede in der Dampf- und der Flüssigkeitspenetration bei den einzelnen Zuständen erkennbar.

In Bereich 1 (obere Reihe) ist die maximale Penetration größer als der Kolbenabstand, so dass davon ausgegangen werden muss, dass der Kolben im Motorbetrieb bereits zum Zündzeitpunkt mit flüssigem Kraftstoff benetzt wurde. Weiterhin nimmt in Bereich 1 die

Dichte des Sprays und damit auch der Flüssigkeitsanteil zum Zündzeitpunkt (ZZP) zu. Der ansteigende Flüssigkeitsanteil des Sprays kann als eine Ursache für die Zunahme der Rußbildung in Bereich 1 angesehen werden. Wahrscheinlich sind auch beim Eintreffen der Flammenfront noch erhöhte Flüssigkeitsanteile im Gemisch vorhanden, die für die zunehmende Rußbildung verantwortlich sind. Außerdem zeigt das Spray im Zustand VL A + VL B die geringste räumliche Ausdehnung. Zusammen mit der kurzen Einspritzdauer führt das kompaktere Spray in diesem Betriebszustand dazu, dass die Verbrennung verbessert und der Kraftstoffverbrauch gesenkt wird (vgl. Bild 5.31).

In Bereich 2 (mittlere Reihe) ist die Penetration zum Zündzeitpunkt geringer als der Abstand des Kolbens zur Düse und bleibt zu diesem Zeitpunkt für alle Zustände gleich, da die variable Düse vorstrahlungsfrei betrieben wurde. Der Rücklauf wurde erst zu Beginn der Einspritzung ausgeschaltet, und deshalb bestimmt die Einspritzrate zu Beginn des Einspritzvorgangs den Penetrationsverlauf maßgeblich (vgl. Bild 5.15 / Bild 5.20). Durch Androsseln des zweiten Vorlaufs und damit Absenken der Einspritzrate wird der Spraykegelwinkel vergrößert. Der Flüssigkeitsanteil des Sprays nimmt ab. Analog zu den Vermutungen zur Rußbildung in Bereich 1 kann die Ursache für die abnehmende Ruß-Emission in Bereich 2 in der Abnahme des Flüssigkeitsanteils des Sprays vermutet werden.

In Bereich 3 (untere Reihe) nimmt die Penetration aufgrund der deutlich längeren Einspritzdauer zu, so dass die Penetration zum Zündzeitpunkt deutlich größer als der Abstand zum Kolben ist. Der Anteil von flüssigem Kraftstoff auf dem Kolbenboden nimmt deutlich zu. Durch diesen Effekt ist der Anstieg der Ruß-Emission zu erklären. Der Bereich magerer Gemischzonen nimmt durch den höheren Dampfanteil des Sprays (vgl. Bild 5.32 untere Reihe) und die längere Verweildauer im Brennraum und das damit verbundene Abdampfen der Flüssigkeit vom Kolbenboden zu. In diesen mageren Gemischzonen in Wandnähe bei vergleichsweise niedrigen Temperaturen wird das Gemisch nicht mehr von der Flamme erfasst und verbrennt nicht vollständig. Dadurch entstehen erhöhte CO- und HC-Emissionen.

Da der Einspritzvorgang zum Zündzeitpunkt noch nicht beendet ist, wurde zur Abschätzung der Kolbenbenetzung zusätzlich noch die Gemischsituation nach Einspritzende untersucht. In Bild 5.33 sind die Schlierenaufnahmen 0,5 ms nach Einspritzende für die drei Bereiche zusammengestellt. Der Aufnahmezeitpunkt entspricht einem Kurbelwinkel von 10° vor ZOT. Zu diesem Zeitpunkt setzt die Verbrennung ein. Der aus der Druckverlaufsanalyse bestimmte 5%-Massenumsatzpunkt liegt im Bereich zwischen 8°KW und 10°KW vor ZOT. Im Gegensatz zu der Darstellung von Bereich 1 in Bild 5.32 nimmt die maximale Penetration mit zunehmender Androsselung des Rücklaufes zu. Auch der Flüssigkeitsanteil, der durch die dunklen Bereiche markiert wird, befindet sich in einem größeren Abstand zur Düse. Der Hauptanteil der Flüssigkeit befindet sich bei dem Zustand VL A + VL B + RL (obere Reihe, linkes Bild) im oberen Drittel des Beobachtungsraumes. Bei dem anderen Grenzzustand VL A + VL B (obere Reihe, rechtes Bild) ist die Flüssigkeit hauptsächlich im unteren Drittel des Beobachtungsraumes positioniert. Verursacht wird dieses Verhalten durch die höhere axiale Austrittsgeschwindigkeit bei höherem Durchfluss. Das Spray tritt mit einem höheren Impuls aus und dadurch dringt das Spray weiter in den Brennraum (bzw. die Druckkammer) ein.

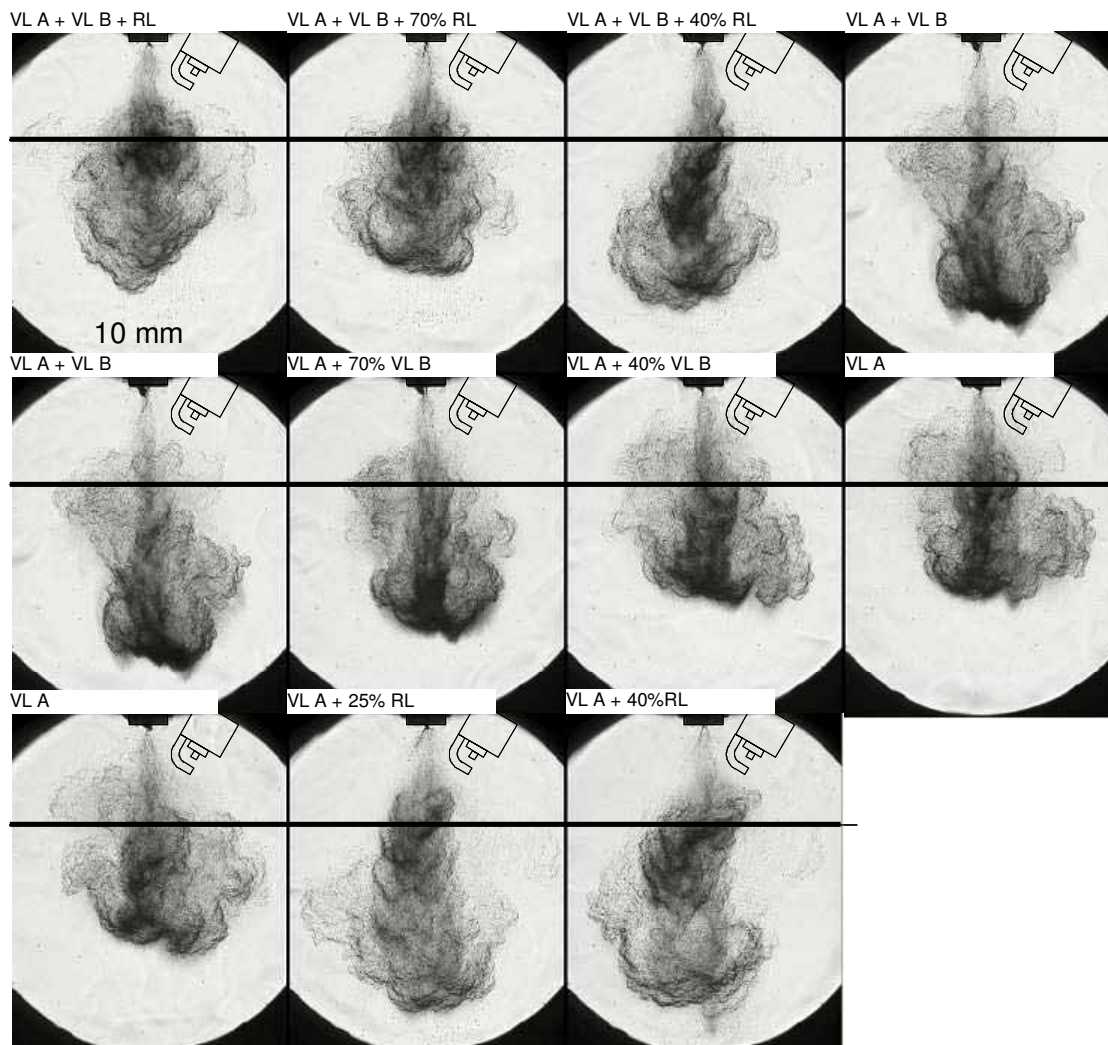


Bild 5.33: Spraybilder aller Zustände mit eingezeichneter ZK-Lage (8 mm) und Kolbenposition 0,5 ms nach Einspritzende

Die umgekehrte Tendenz findet sich in Bereich 2 (mittlere Reihe). Mit Androsselung des zweiten Vorlaufs und Verringerung des Durchflusses (axiale Austrittsgeschwindigkeit) nimmt die Penetration der Flüssigkeitsbereiche sowie des Dampfes ab. Zum Zündzeitpunkt (Bild 5.32) war diese Tendenz aufgrund der unterschiedlich weit fortgeschrittenen Einspritzvorgänge noch nicht zu erkennen.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass ein hoher Sprayimpuls aufgrund hoher Einspritzrate und damit verbundener hoher Axialgeschwindigkeit die Spraywolke in größerer Entfernung vom Injektor positioniert. Die Kolbenbenetzung wird in diesem Fall zunehmen und die Wahrscheinlichkeit des Zurückprallens einzelner Tropfen vom Kolbenboden wird ebenfalls zunehmen. Der entstehende Wandfilm auf dem Kolben und auch vereinzelt abprallende große Tropfen können beim Zusammentreffen mit der Flammenfront verstärkte Rußbildung hervorrufen. Der Anstieg der Rußbildung in Bereich 1 und die Abnahme in Bereich 2 kann somit auf das unterschiedliche Eindringverhalten des Sprays zurückgeführt werden. Es lässt sich anhand der gezeigten Bilder jedoch deutlich erkennen, dass Kolbenbenetzung in allen Betriebspunkten stattgefunden haben muss. Dies ist als Ursache für die insgesamt hohen Rußwerte anzusehen. Für den verwendeten Motor liegen die Werte bei Betrieb mit einer Mehrlochdüse deutlich unterhalb von 0,5 FSN [Pet].

Das Ziel, mit den Verstellmöglichkeiten der variablen Düse im Motorbetrieb Einfluss auf Verbrauchs- und Abgaswerte zu nehmen, konnte somit erreicht werden. Es ist weiterhin deutlich sichtbar, dass über die Variabilität der Düse die Sprayform und die Eindringtiefe signifikant beeinflusst werden kann.

Um das Potenzial der variablen Düse für den Einsatz im strahlgeführten Brennverfahren besser beurteilen zu können, sind in Bild 5.34, analog zur Darstellung in Bild 5.29, Motorergebnisse einer Mehrlochdüse bei 200 bar Einspritzdruck unter sonst identischen Randbedingungen im geschichteten Betrieb gegenübergestellt. Für die Bewertung der Eigenschaften der variablen Düse im Homogenbetrieb wurden zum Vergleich Daten einer vergleichbaren Mehrlochdüse bei einem Einspritzdruck von 125 bar aus der Literatur [Pet] verwendet.

Die variable Düse auf Drallbasis wurde im Zustand VL A + VL B +RL bei 100 bar betrieben. Der Zündzeitpunkt wurde im Rahmen akzeptabler zyklischer Schwankungen des indizierten Mitteldrucks ($< 0,2$ bar) variiert. Das Einspritzende wurde bei diesen Untersuchungen konstant gehalten. Es lag bei 26°KW vor ZOT für die Mehrlochdüse und bei 32°KW vor ZOT für die variable Düse. In den Diagrammen von Bild 5.34 sind die Ergebnisse der variablen Düse auf Drallbasis mit gefüllten Markierungen eingetragen, die Ergebnisse der Mehrlochdüse mit weißem Hintergrund.

Im Schichtbetrieb sind die Verbrauchswerte bei der variablen Düse schlechter als bei der Mehrlochdüse. Es stellt sich bei der variablen Düse zwar ein geringfügig höherer Mitteldruck ein, aber die mehr eingespritzte Kraftstoffmasse steht nicht im Verhältnis zu dieser Lastzunahme. Vielmehr sinkt das Luftverhältnis und die mehr eingespritzte Masse spiegelt sich in erhöhten Kohlenwasserstoff- und Ruß-Emissionen wieder. Ursache hierfür ist, wie bereits dargestellt, die Kolbenbenetzung mit flüssigem Kraftstoff aufgrund zu hoher Penetration des Sprays. Die geringeren Kohlenmonoxid-Emissionen bei dem Betrieb mit der Mehrlochdüse deuten auf eine vollständigere Verbrennung hin, die schneller und früher stattfindet, wie anhand der geringeren Brenndauer und des früheren 50%-Massenumsatzpunktes zu erkennen ist. Obwohl bei der Mehrlochdüse später gezündet wird, verbrennt das Gemisch früher, so dass sich im Vergleich zum Betrieb mit der variablen Düse höhere Temperaturen und damit höhere NO_x -Emissionen einstellen. Zusammenfassend kann für den Schichtbetrieb mit der variablen Düse festgestellt werden, dass aufgrund der zu großen Penetration der Einsatz der Düse mit der derzeitigen Auslegung im strahlgeführten Brennverfahren noch nicht möglich ist. Es besteht an dieser Stelle Optimierungsbedarf.

Die Ergebnisse der Mehrlochdüse im Homogenbetrieb können nur als Anhaltswerte dienen, da die Untersuchungen von [Pet] mit größerer Ventilüberschneidung durchgeführt wurden. Aufgrund der erhöhten internen Abgasrückführung stellen sich bei der Mehrlochdüse im Homogenbetrieb niedrigere NO_x -Emissionen ein. Die bei Betrieb mit Abgasrückführung verlangsamte Verbrennung muss durch einen früheren Zündzeitpunkt kompensiert werden, um dieselbe Schwerpunktlage der Verbrennung einzustellen. Bei der variablen Düse stellt sich im Homogenbetrieb ein geringerer Verbrauch als bei der Mehrlochdüse ein. Die HC- und Ruß-Emissionen sind bei beiden Düsentypen gleich. Ruß tritt im Homogenbetrieb nicht auf, da zum Zeitpunkt der Verbrennung und Flammenausbreitung aufgrund der längeren Gemischbildungszeit kein flüssiger Kraftstoff im Brennraum vorliegt.

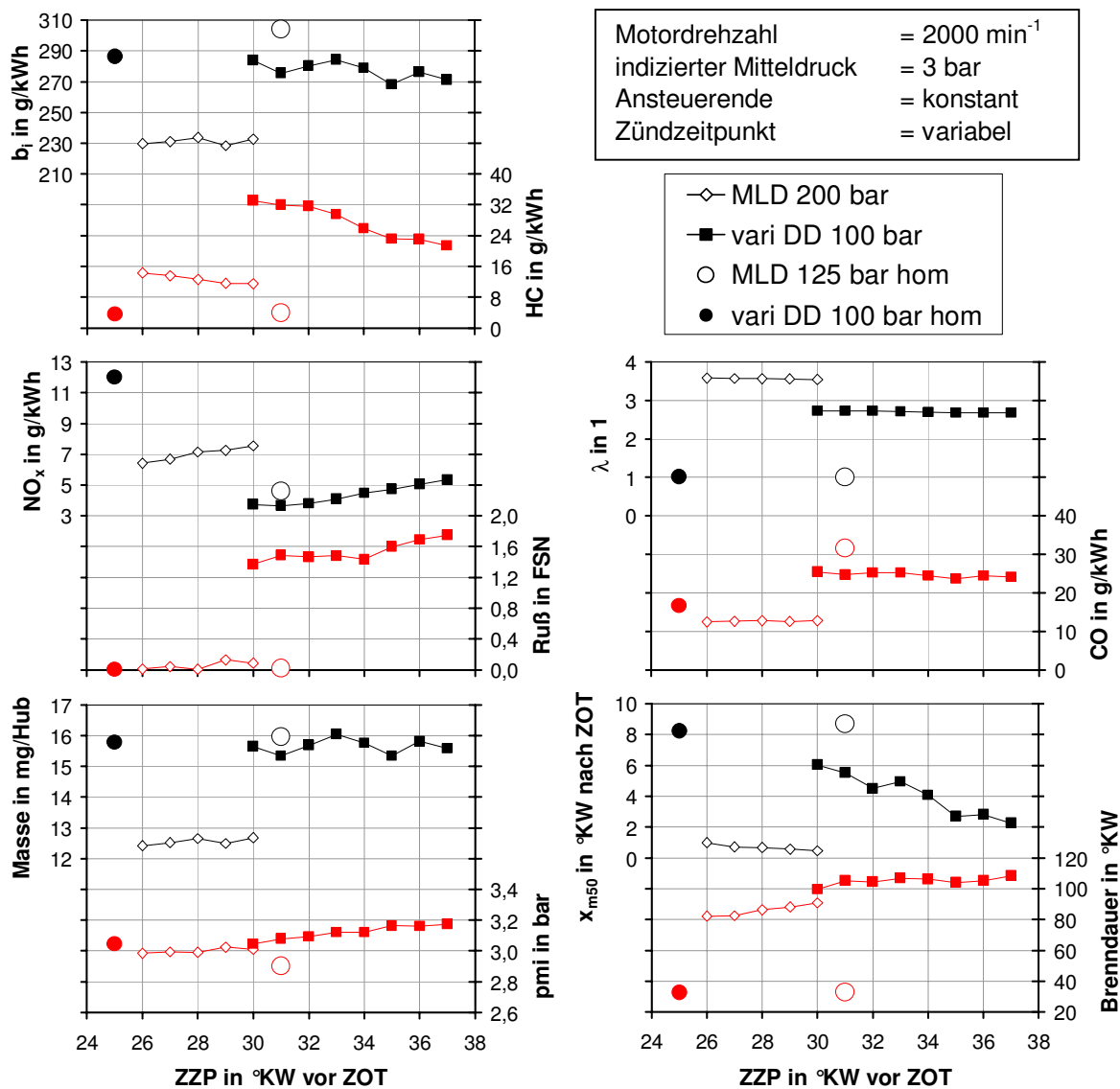


Bild 5.34: Vergleich Motorergebnisse: Mehrlochdüse (geschichtet / homogen), variable Düse (geschichtet / homogen) bei $p_{mi} = 3 \text{ bar}$

Es kann somit festgestellt werden, dass der Einsatz der variablen Düse im Homogenbetrieb grundsätzlich möglich ist. Die motorischen Ergebnisse sind vergleichbar mit den Daten einer Mehrlochdüse.

Im vorangegangenen Abschnitt wurde gezeigt, dass die Veränderungen der Einspritzrate und der Spraycharakteristik der variablen Düse auch unter motorischen Randbedingungen umgesetzt werden können. Die motorischen Auswirkungen auf Verbrauch und Abgaswerte konnten mit diesen Veränderungen in Zusammenhang gebracht werden. Aufgrund der hohen Penetration und der damit verbundenen Kolbenbenetzung mit Kraftstoff konnte kein zufriedenstellender Motorbetrieb mit strahlgeführter Verbrennung erreicht werden. Die Verbrauchswerte und die Emissionswerte insbesondere von Kohlenwasserstoffen und Ruß lagen aber im Vergleich zu den Emissionswerten einer Mehrlochdüse bei strahlgeführtem Brennverfahren zu hoch. Aus diesem Grund wurden keine weiteren Untersuchungen zur

Veränderung der Spraycharakteristik während des Einspritzvorganges durchgeführt. Im Homogenbetrieb der variablen Düse konnten jedoch zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden.

5.2 Piezo-aktivierte Mehrlochdüse

Wie in den vorangegangenen Abschnitten 2.2 und 3.2 bereits gezeigt wurde, liegt das Entwicklungspotenzial von Mehrlochdüsen im Hinblick auf das strahlgeführte Brennverfahren einerseits im Betrieb mit höheren Einspritzdrücken und andererseits in der bewussten Verstärkung der Kavitationsneigung zur Unterstützung des Strahlaufbruchs, was zum Beispiel durch Nadelsitzdrosselung oder Veränderung der Düsenlochgeometrie im Bereich des Einlaufs und der Lochform erreicht werden kann. Dass die aus der Dieseleinspritzung bekannten Kavitationseffekte und deren Auswirkung auf den Strahlaufbruch auch für die Benzineinspritzung gültig sind, konnte von [Gil] bereits in einem Einspritzdruckbereich bis 80 bar an transparenten Einlochdüsen mit schrägen Bohrungen gezeigt werden. Weitere Untersuchungen zur Einspritzdrucksteigerung bei Benzin-Direkteinspritzung bis 500 bar wurden von [Nau] durchgeführt, die das Verbesserungspotenzial für die motorische Verbrennung deutlich aufzeigen. Zweck der folgenden Untersuchungen ist es, aufbauend auf diesen Erkenntnissen, das Potenzial der Einspritzdrucksteigerung bis auf 1000 bar zu untersuchen und ergänzend Effekte aufgrund von Nadelsitzdrosselung zu überprüfen.

5.2.1 Grundsätzliche Untersuchungen an transparenten Düsen

Die Düseninnenströmung und der Strahlaufbruch bei Benzin und Diesel wurden anhand von Voruntersuchungen an Transparentdüsen gegenübergestellt. Es wurden hierzu die in [Sal] beschriebenen Einlochdüsen sowohl mit Dieselkraftstoff, als auch mit Benzin (98 ROZ) bei Einspritzdrücken zwischen 300 bar und 700 bar betrieben. Der maximale Druck wurde hierbei durch die Festigkeitseigenschaften der Transparentdüse begrenzt. Der Bohrungsdurchmesser beträgt 400 μm . Dieser Wert ist verhältnismäßig groß (vgl. Tabelle 3.2: Bohrungsdurchmesser 100 μm bis 130 μm), aber zur Darstellung der Kavitationstendenzen kann diese Versuchsanordnung verwendet werden.

Die Sacklochgröße der Transparentdüse entspricht den Werten konventioneller Sacklochdüsen aus Dieselanwendungen, so dass die Ausbildung von Effekten im Sackloch aufgrund von Nadelsitzdrosselung exakt darstellbar ist. Der Gegendruck wurde zwischen 1 bar und 10 bar variiert, was den Zylinderdruckbereich im Schichtbetrieb tendenziell widerspiegelt. Der Nadelhub wurde durch Unterlegscheiben konstant eingestellt.

In Bild 5.35 sind Aufnahmen des stationären Zustandes für Benzin- und Dieseleinspritzung gegenübergestellt. Im oberen Teil des jeweiligen Bildes ist die Transparentdüse mit Sackloch und Düsenadel zu erkennen, im unteren Teil ist das Spray im Düsennahbereich dargestellt. Die Aufnahmen wurden bei einem Nadelhub von 40 μm durchgeführt. Es kann davon ausgegangen werden, dass bei diesem Nadelhub die Hauptdrosselstelle nicht im Bereich des Nadelsitzes, sondern im Düsenloch liegt. Rechnerisch lässt sich der Übergang von Sitz- zu Lochdrosselung bei der hier vorhandenen Nadel- und Lochgeometrie auf ca. 60 μm abschätzen. Nach [Bus] wird die Kegelmantelfläche unterhalb der Dichtkante der Düsenadel

in Abhängigkeit vom Nadelhub der Fläche des Düsenloches gegenübergestellt. Zur Darstellung eines nadelsitzgedrosselten Zustandes wurde der Nadelhub auf $20\ \mu\text{m}$ eingestellt.

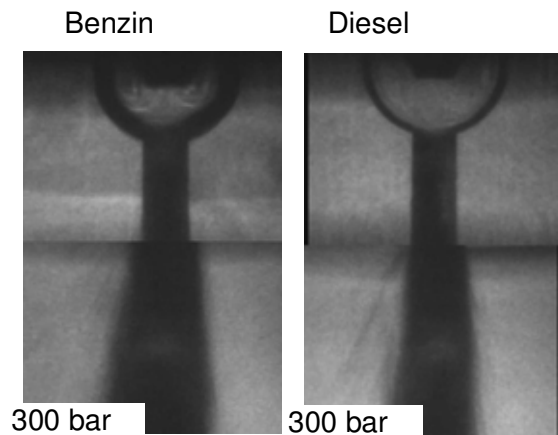


Bild 5.35: Vergleich der Kavitationsbildung bei Benzin und Diesel-Betrieb

Bei dem hier angewendeten Schattenverfahren sind kavitationsbedingte Dampfblasen aufgrund des Phasenüberganges zwischen Flüssigkeit und Dampf und der damit verbundenen Brechung des Lichts als dunkle Bereiche zu erkennen. Die dunklen Randbereiche des Sackloches und des Düsenloches bei der Benzinmessung sind jedoch nicht auf Dampf zurückzuführen, sondern auf den unterschiedlichen Brechungsindex von Benzin und Diesel-Ersatzkraftstoff im Vergleich zum Brechungsindex des Düsenmaterials. Es kommt vorwiegend im Bereich starker Rundungen im Übergang zwischen Düsenmaterial und

Flüssigkeit zu stärkerer Brechung bei Benzinbetrieb, so dass auch diese Bereiche dunkel abgebildet werden. Die Flüssigkeit im Inneren der Transparentdüse wird im Schattenverfahren durchsichtig dargestellt, im Bereich des Sprayaustritts wird die flüssige Phase dunkel abgebildet.

Wie anhand von Bild 5.35 zu erkennen ist, kann im Sacklochbereich bei beiden Medien keine Kavitation festgestellt werden. Im Bereich der Bohrung hingegen ist Kavitation deutlich zu erkennen. Beim Betrieb mit Diesel sind noch vereinzelt helle Bereiche der Flüssigphase in der Bohrung feststellbar, wohingegen die Bohrung bei Benzin komplett mit Dampf gefüllt ist. Auch mit zunehmendem Druck sind keine Veränderungen im Bereich des Sackloches feststellbar, da die Hauptdrosselstelle in der Bohrung liegt. Auf die Darstellung dieser Bilder wurde verzichtet.

Im folgenden Bild 5.36 sind die Aufnahmen bei einem Nadelhub von $20\ \mu\text{m}$ dargestellt, um die Auswirkungen der Nadelsitzdrosselung auf Kavitationsbildung und Strahlaufbruch zu untersuchen. In der oberen Reihe sind die Aufnahmen mit Benzin, in der unteren Reihe die Aufnahmen mit Diesel dargestellt. Oberhalb der einzelnen Spalten ist der Einspritzdruck und der Gegendruck eingetragen. Es ist zu erkennen, dass im Falle der Nadelsitzdrosselung bei beiden Medien schon bei geringen Einspritzdrücken (300 bar / 1 bar) erste Kavitationserscheinungen in Form von Blasen bzw. Nebel im Bereich des Sackloches auftreten. Mit steigendem Einspritzdruck (700 bar / 1 bar) verstärkt sich dieser Effekt, so dass sich Kavitation in Form eines Streifens von der Düsennadel zur Düsenbohrung hin ablöst. In der Literatur [Bir, Bus, Wal] wird diese Form der Kavitation als Wirbelkavitation (string cavitation) bezeichnet. Bei Benzin ist dieser Effekt stärker ausgeprägt und verläuft zeitlich stabil, bei Diesel hingegen sind diese Wirbel instabil und stochastisch verteilt. Die verstärkte Kavitation im Sackloch bei steigendem Einspritzdruck kann auch in der Düsenbohrung festgestellt werden. Bei den Versuchen mit Benzin nahm der Spraywinkel aufgrund des kavitationsunterstützten Strahlaufbruchs bei Nadelsitzdrosselung zu. Dieser Effekt konnte bei den Dieselversuchen nicht festgestellt werden, der Winkel nimmt tendenziell ab.

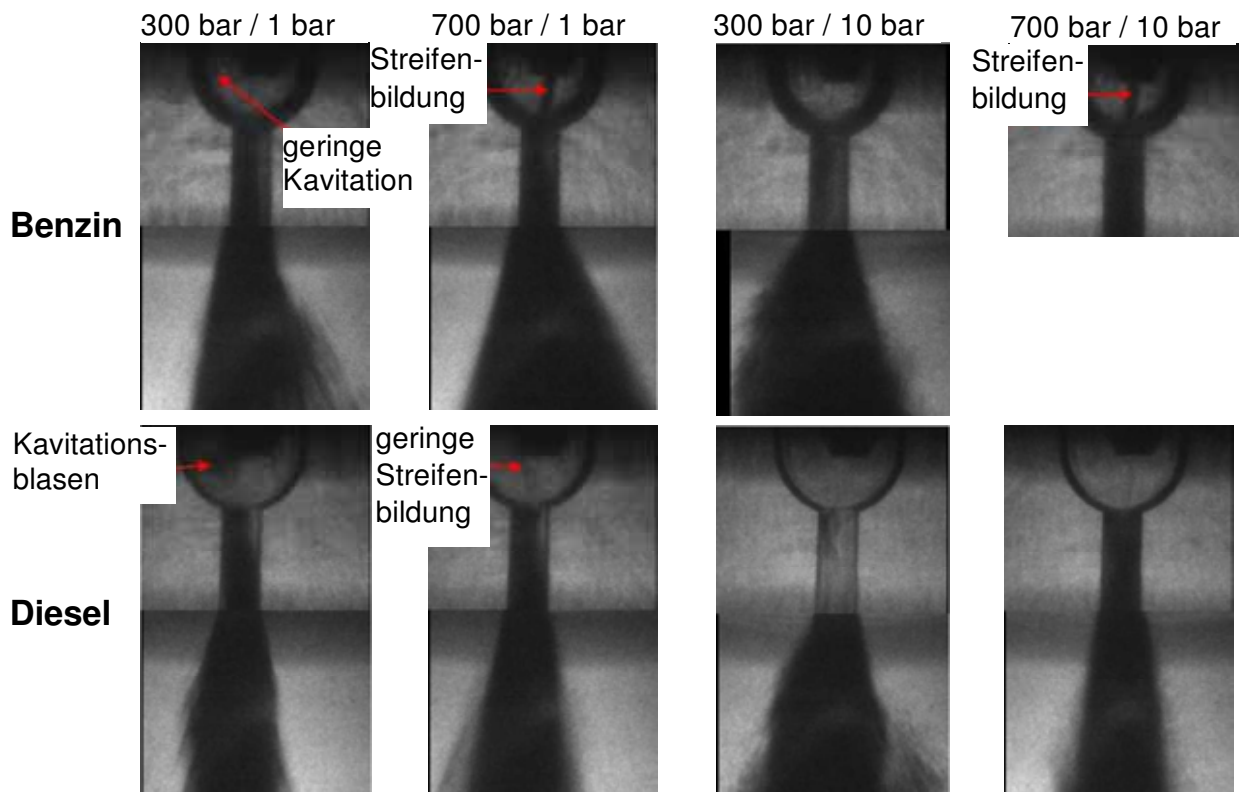


Bild 5.36: Vergleich Kavitationsbildung bei Benzin und Diesel mit Nadelsitzdrosselung

Aufgrund von steigendem Gegendruck wird sowohl bei Diesel, als auch bei Benzin der Spraywinkel vergrößert. Diese Tendenz ist aus der Literatur bekannt [Nau, Ste]. Bei niedrigen Einspritzdrücken (300 bar / 10 bar) ist bei Dieselversuchen in der Düsenbohrung keine Kavitation mehr zu erkennen. Der Dampfdruck des Kraftstoffes wird aufgrund des höheren statischen Druckes sogar im Düsenloch, im Bereich der höchsten Strömungsgeschwindigkeit, nicht mehr unterschritten. Bei Benzin ist trotz des höheren Gegendruckes Kavitation im Einlaufbereich der Bohrung zu erkennen. Die Ursache ist in dem im Vergleich zum Diesel höheren Dampfdruck des Benzins zu sehen, der hierbei trotz des höheren Gegendruckes und der bei 300 bar vergleichsweise geringen Strömungsgeschwindigkeiten unterschritten wird. Bei höheren Einspritzdrücken (700 bar / 10 bar) ist bei beiden Medien Kavitation im gesamten Bereich der Bohrung feststellbar. Die deutliche Wirbelbildung im Sackloch bei Benzinbetrieb bleibt jedoch auch bei erhöhtem Gegendruck erhalten. Das bedeutet, dass die stabile Kavitation im Sackloch bei höheren Einspritzdrücken auch bei erhöhten Gegendrücken die Kavitation in der Düsenbohrung verstärkt und somit den Strahlaufbruch unterstützt.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Spraywinkel im Benzinbetrieb bei identischen geometrischen Bedingungen durchgehend größer sind als im Dieselbetrieb. Weiterhin treten die Kavitationseffekte aufgrund des geringeren Dampfdruckes bei Benzin stärker als bei Diesel auf. Nadelsitzdrosselung unterstützt den Strahlaufbruch bei höheren Einspritzdrücken in Form von Wirbelkavitation im Sackloch, die sich im Benzinbetrieb sogar stabil ausbildet. Der daraus resultierende, verstärkte Strahlaufbruch mit größerem Spraywinkel unterstützt die Gemischbildung. Dass die Effekte aufgrund von Nadelsitzdrosselung auch bei höheren Gegendrücken auftreten, ist für den motorischen Betrieb bei späten Einspritzzeitpunkten im Schichtbetrieb (strahlgeführtes Brennverfahren) vorteilhaft. Die Ergebnisse der Voruntersuchen geben deutliche Hinweise darauf, dass Erfahrungen aus der

Diesel-Anwendung von Mehrlochdüsen übertragbar sind und die für den Gemischbildungsprozess positiven Effekte teilweise sogar durch den Betrieb mit Benzin verstärkt werden. Es deutet sich somit an, dass die Gemischbildung bei einem Benzinmotor mit Direkteinspritzung durch den Einsatz nadelsitzgedrosselter Mehrlochdüsen bei Einspritzdrücken bis 1000 bar durchaus verbessert werden kann.

5.2.2 Untersuchungen zum Einfluss von Einspritzdruck und Nadelsitzdrosselung

Die bei den vorangegangenen Voruntersuchungen gewonnenen, grundlegenden Erkenntnisse können nur Hinweise auf bestimmte Tendenzen geben. Wichtige Funktionsparameter wie der Lochdurchmesser, die Lochanordnung (bei den Voruntersuchungen ohne Neigungswinkel) und nicht zuletzt die Lochanzahl stimmen nicht mit den Werten einer realen Einspritzdüse überein. Deshalb wurde eine 6-Loch-Prototypen-Düse untersucht, deren Strahlausrichtung an die Anforderungen des in Abschnitt 5.1.4 verwendeten Einzylinder - Forschungsmotors angepasst ist. Die Düse wurde auf Basis einer Mini-Sacklochdüse aus der Anwendung in einem Serien PKW-Dieselmotor modifiziert, um die Anbindung an das direktbetätigte, piezoaktivierte Düsenmodul des TwinCR-Forschungs-Einspritzsystems zu gewährleisten. Der Vorteil der Mini-Sacklochdüse besteht darin, dass sich im Vergleich zur Sitzlochdüse ein über die einzelnen Spritzlöcher gleichmäßigeres Spray und somit auch eine gleichmäßigere Massenverteilung der Einzelstrahlen ausbildet [Ste]. Diese gleichmäßige Verteilung bereits in der frühen Phase der Einspritzung ermöglicht den Betrieb der Düse mit kurzen Ansteuerdauern bei Mehrfacheinspritzung zur Reduzierung der Penetrationstiefe.

Im folgenden Bild 5.37 ist die Anordnung der Einspritzstrahlen der 6-Lochdüse dargestellt.

Der Injektor wird bei diesem Anwendungsfall zentral im Motor eingebaut, die Zündkerze befindet sich seitlich.

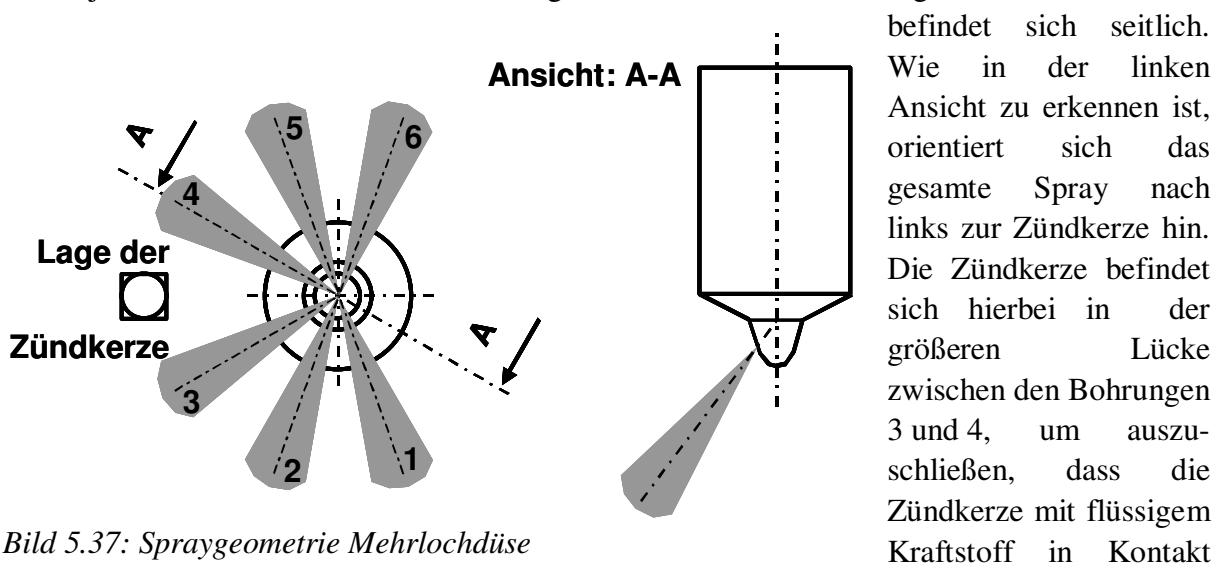


Bild 5.37: Spraygeometrie Mehrlochdüse

kommt. Außerdem ist die sprayinduzierte Strömungsgeschwindigkeit zwischen den Strahlkeulen bei größerem Winkelabstand der Strahlkeulen geringer [Maa], so dass die Gefahr des Ausblasens des Zündfunken reduziert wird. Die Winkelabstände zwischen den übrigen Bohrungen sind geringer, damit sich ein möglichst kompaktes und homogenes Spray ausbilden kann. Die Bohrungen 1/6, 2/5 und 3/4 sind symmetrisch angeordnet. Der Höhenwinkel ist an die Neigung des Dachbrennraums und die mögliche Einbautiefe der

Zündkerze angepasst, um eine Benetzung des Zylinderkopfes und der Ein- und Auslassventile im Homogenbetrieb zu vermeiden.

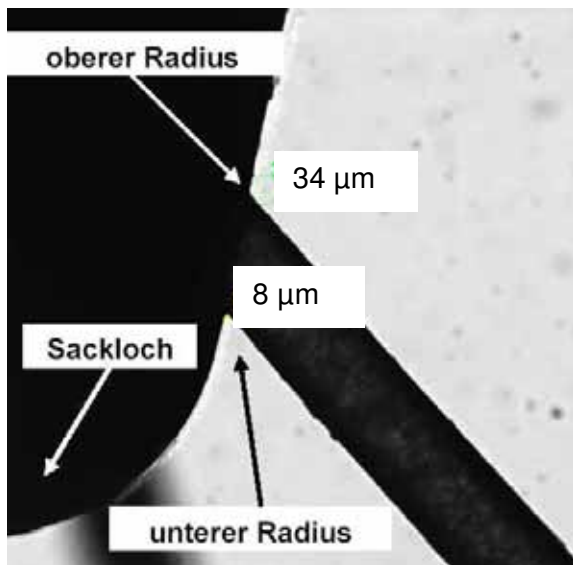


Bild 5.38: Düsenabdruck Mehrlochdüse

Aktuators von $1000 \mu\text{s}$ für unterschiedliche Einspritzdrücke dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass mit steigendem Druck die Einspritzrate zunimmt und die Düse jeweils früher öffnet und später schließt. Der Druck wirkt bei diesem Injektor direkt von unten auf die Schulter der Düsennadel (vgl. Bild 2.14), so dass der Öffnungsvorgang durch den zunehmenden Einspritzdruck unterstützt wird und bereits früher einsetzt. Der Schließvorgang hingegen wird durch zunehmenden Druck behindert und beginnt erst später. Außerdem lässt sich anhand der Ratenverläufe ebenfalls zeigen, dass die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeiten nicht durch den Druck beeinflusst werden. Die Zeitdauer für den kompletten Schaltvorgang des Piezo-Aktuators bleibt druckunabhängig und dominiert somit den Vorgang des Öffnens und Schließens der Düse.

Bei der Ansteuerdauer von 5 ms stellt sich aufgrund der hohen Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit in einem weiten Bereich der Einspritzung ein näherungsweise konstanter Einspritzratenverlauf ein. Um den Zusammenhang zwischen Druck und Rate besser quantifizieren zu können, wurde im rechten Diagramm von Bild 5.39 der Mittelwert der Einspritzrate im Bereich zwischen 2 ms und 5 ms nach Ansteuerbeginn über der Wurzel des Druckgefälles aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass ein linearer Zusammenhang zwischen diesen Größen besteht. Dieser Zusammenhang wird über Gleichung 3.13 beschrieben, so dass sich die druckabhängige stationäre Einspritzrate der verwendeten Einspritzdüse mit ausreichender Genauigkeit voraussagen lässt. Der in Tabelle 3.2 geforderte Durchfluss von $9,6 \text{ mg/ms}$ bei einem Druck von 500 bar wird mit der Prototypendüse erreicht (vgl. Bild 5.39 rechtes Diagramm).

Um das Potenzial des erhöhten Einspritzdruckes und der Nadelsitzdrosselung grundsätzlich zu untersuchen, wurde auf eine Variation der Düsenlochgeometrie in Form von k -Faktor und HE -Verrundung verzichtet. Die verwendete Düse wurde mit nicht verrundeten, zylindrischen Bohrungen ausgeführt, um die Ausbildung von Kavitation zu unterstützen. Die Bohrungsdurchmesser liegen zwischen $110 \mu\text{m}$ und $113 \mu\text{m}$. Bild 5.38 zeigt einen Düsenabdruck der verwendeten Düse.

In Bild 5.39 sind die Einspritzratenverläufe bei konstanter Ansteuerdauer von 5 ms und Öffnungs- und Schließdauer des Piezo-

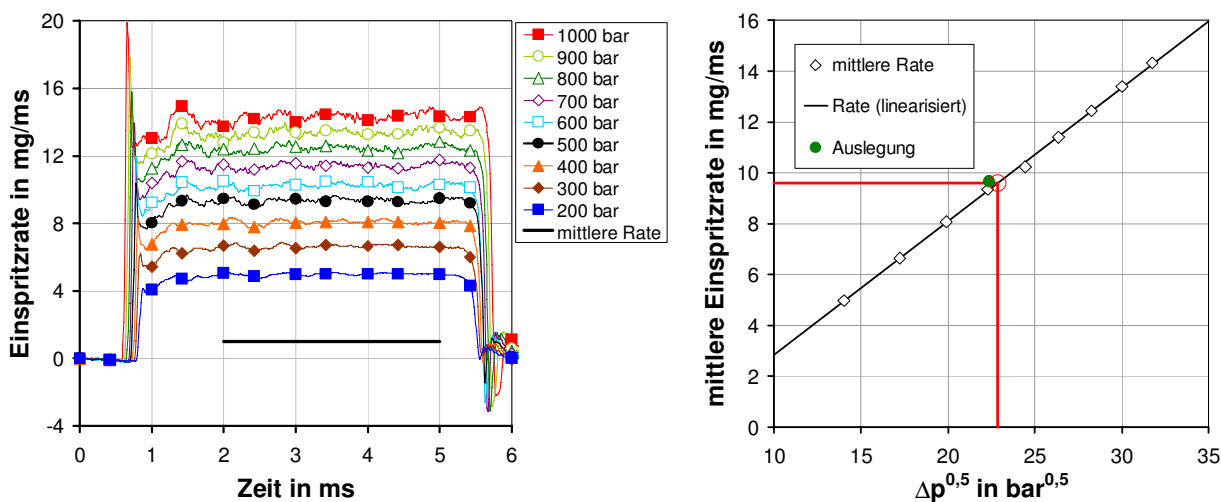


Bild 5.39: Einfluss Einspritzdruck auf Einspritzrate

Um die Düse im Motor am Betriebspunkt $2000 \text{ min}^{-1} \text{KW} / 3 \text{ bar } p_{\text{mi}}$ einzusetzen, werden die Untersuchungen bei einer konstanten Einspritzmasse von ca. 12 mg/Hub (vgl. Bild 5.34) durchgeführt. Der Vergleich der Einspritzratenverläufe bei unterschiedlichem Einspritzdruck ist in Bild 5.40 dargestellt. Als Referenz dient hierbei der Einspritzdruck von 500 bar, weil die Durchflussverhältnisse und somit auch die Einspritzzeiten mit dem Wert der konventionellen Referenz-Mehrlochdüse übereinstimmen. Es werden weiterhin Extremsituationen wie minimaler Druck mit 200 bar und maximaler Druck mit 1000 bar in diesem Diagramm dargestellt. Die Einspritzzeitverkürzung mit steigendem Einspritzdruck ist deutlich zu erkennen.

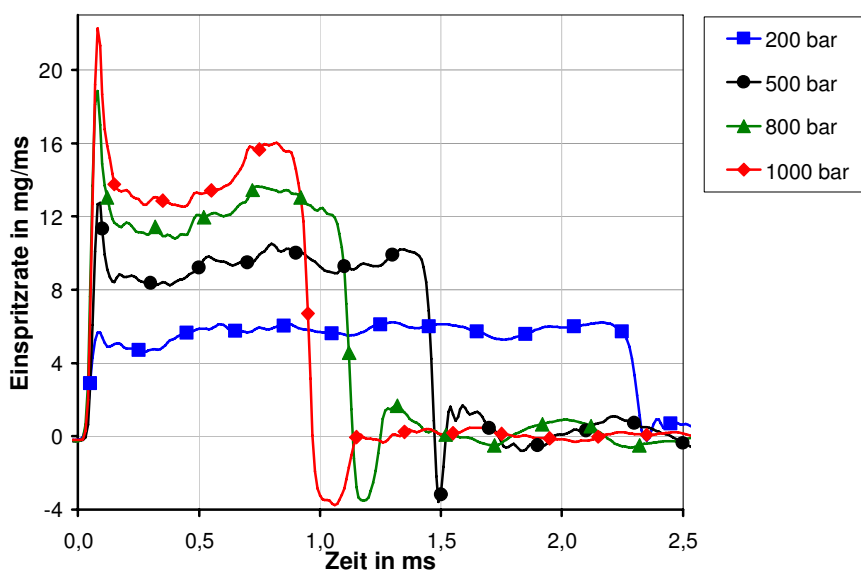


Bild 5.40: Ratenvergleich bei konstanter Einspritzmasse

Weiterhin ist eine starke Signalüberhöhung zu Beginn und ein Unterschreiten der Nulllinie zum Ende der Einspritzung zu erkennen. Dieser Effekt wird mit zunehmendem Einspritzdruck stärker. Es wird vermutet, dass der Betrieb mit Realkraftstoff im Injection Analyzer zur Bildung von Dampfblasen aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit am Düsenlochaustritt und des damit verbundenen niedrigen statischen Druckes führt. Die Bildung eines

Dampfpolsters im Injection Analyzer zu Beginn der Einspritzung und damit die Zunahme des Volumens wird von dem Messsystem als zusätzliche Einspritzrate erkannt. Nach ca. 200 μs stellt sich ein stationärer Zustand ein und zum Einspritzende geht der Dampfanteil wieder in Flüssigkeit über. Diese Volumenabnahme wird im Messsystem als negative Einspritzrate detektiert.

Im Betrieb mit Prüföl, das einen sehr viel geringeren Dampfdruck (Dampfdruck bei 20°C: Prüföl: 0,1 mbar_(abs) / Benzin: 500 mbar_(abs)) als Benzin aufweist, sind diese Phänomene auch bei Einspritzdrücken bis 1000 bar nicht feststellbar. Um die vom Injection Analyzer gemessene Einspritzmasse zu überprüfen, wurde ein kumulatives Durchfluss-Messgerät nachgeschaltet. Die Unterschiede der vom IA und vom Durchfluss-Messgerät ermittelten Masse sind bei Einspritzdrücken im Bereich zwischen 200 bar und 500 bar geringer als 3%. Bei 800 bar Einspritzdruck wird vom IA ca. 6% und bei 1000 bar ca. 10% mehr kumulative Einspritzmasse bestimmt, was auf die Ratenüberhöhung zu Beginn der Einspritzung zurückzuführen ist.

Zur Untersuchung von Effekten bei Nadelsitzdrosselung wurde bei 800 bar und bei 1000 bar Einspritzdruck der Nadelhub so stark reduziert, dass sich dieselbe stationäre Einspritzrate wie beim Referenz-Punkt mit 500 bar Einspritzdruck einstellt. In Bild 5.41 sind die Einspritzratenverläufe bei 800 bar und 1000 bar sowohl ohne (dünne Linie, gefüllte Symbole), als auch mit Nadelsitzdrosselung (dicke Linie, Symbole mit weißem Hintergrund) dargestellt.

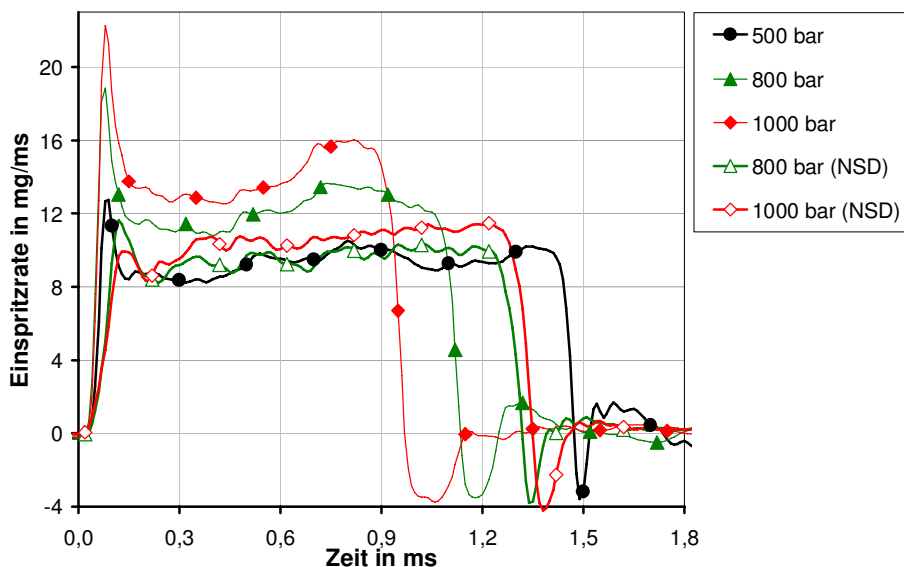


Bild 5.41: Einstellung der Nadelsitzdrosselung auf konstante Einspritzrate

Der Nadelhub wurde bei 1000 bar von 180 μm auf 12 μm begrenzt. Bei 800 bar betrug der Nadelhub im gedrosselten Fall 22 μm . Es wird deutlich, dass durch Reduzierung des Nadelhubes die Einspritzrate trotz des höheren Einspritzdruckes auf einen Wert von ca. 10 mg/ms reduziert werden konnte. Die Öffnungsgeschwindigkeit und damit der Einspritzratenanstieg wird durch die Ansteuerung des Piezo-Aktuators vermindert. Die Zeit zum Erreichen des maximalen Nadelhubes wird mit 500 μs im Steuergerät gleich eingestellt,

nur der maximale Hub wird unterschiedlich vorgegeben. Bei einem Maximalhub von $180\ \mu\text{m}$ im ungedrosselten Fall wird der Bereich der Nadelsitzdrosselung, der rechnerisch bei ca. $24\ \mu\text{m}$ Nadelhub endet, schneller durchlaufen, als bei einem Maximalhub von $12\ \mu\text{m}$ bzw. $25\ \mu\text{m}$ bei Nadelsitzdrosselung. Hierbei wird die komplette Zeit von $500\ \mu\text{s}$ zum Erreichen des Teillhubes benötigt, so dass der Öffnungsvorgang ansteuerungsbedingt langsamer abläuft. Die Öffnungs- und Schließzeit nimmt jedoch nur einen geringen Anteil der gesamten Einspritzdauer ein, so dass an dieser Stelle auf eine Anpassung im Steuergerät verzichtet wurde.

Um darzustellen, inwieweit die Zustände mit Nadelsitzdrosselung im Vergleich zu den übrigen Betriebszuständen stabil eingestellt werden konnten, ist im Bild 5.42 die mittlere Einspritzmasse aus 100 Einzeleinspritzungen über dem Einspritzdruck aufgetragen.

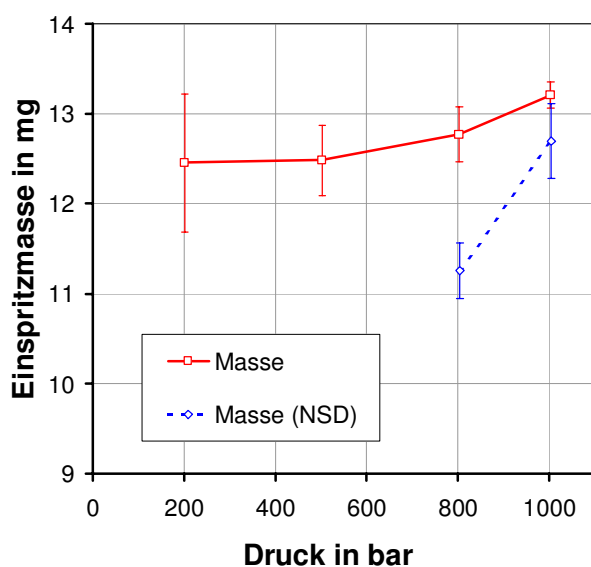


Bild 5.42: Stabilität Einspritzmasse

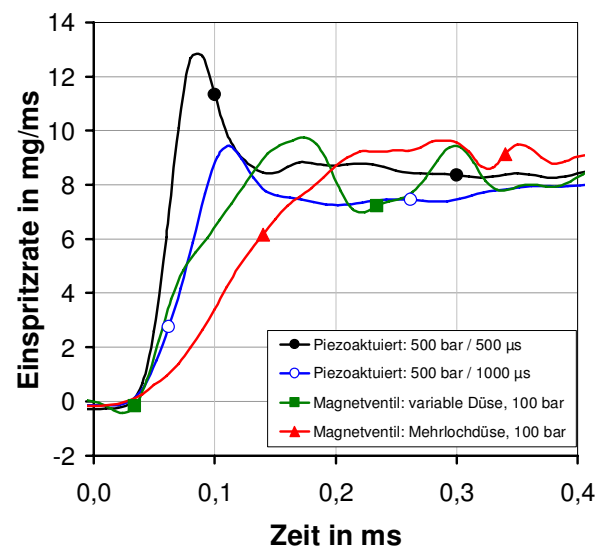


Bild 5.43: Ratenverläufe verschiedener Systeme

Die Fehlerbalken zeigen die Standardabweichung der Einzelmasse an. Es wird hierbei deutlich, dass die Streuung bei 200 bar vergleichsweise hoch ist. Dieses Verhalten wird durch Druckschwankungen im Rail verursacht. Der verwendete Druckregler stammt aus einem Serien PKW-Dieselmotor mit CR-Einspritzsystem und ist nicht für diesen niedrigen Druckbereich ausgelegt. Außerdem wird von der Hochdruckpumpe ständig maximaler Durchfluss gefördert, so dass der Druckregler nur minimal angesteuert werden kann und er somit an der Drosselgrenze arbeitet. Bei höheren Drücken ab ca. 400 bar arbeitet das System stabiler und die Hub-zu-Hub Schwankungen der Einspritzmasse werden geringer. Für die Untersuchung geringer Einspritzdrücke wäre der Einsatz einer Hochdruckpumpe aus einer PKW-Serien Anwendung für Benzin-Direkteinspritzung optimal. Für die zu untersuchenden hohen Einspritzdrücke von über 500 bar ist der Aufbau jedoch geeignet.

Im nadelsitzgedrosselten Betrieb treten erhöhte Masseschwankungen auf, die durch Schwankungen im Nadelhub verursacht werden. Die Schwankungen liegen zwar mit $2,5\ \mu\text{m}$ absolut gesehen sehr niedrig, bezogen auf einen Nadelhub von $12\ \mu\text{m}$ ändern sich die Werte jedoch um 20%. Da aber im Falle der Nadelsitzdrosselung der Nadelhub direkt die

Einspritzmasse beeinflusst, verursachen die erhöhten Schwankungen des stationären Nadelhubes die Zunahme der Streuung der Einspritzmasse.

Bei einem Seriensystem für einen PKW-Benzinmotor mit Direkteinspritzung (Mehrlochdüse, 100 bar Einspritzdruck) liegen die zyklischen Schwankungen der Einspritzmasse bei einem vergleichbaren Betriebspunkt im Bereich von ca. 1 %. Die bei diesen Untersuchungen festgestellten Werte der Hub-zu-Hub-Streuungen im Bereich zwischen 3 % und 10 % können somit nicht als optimal angesehen werden. Für grundsätzliche Untersuchungen mit einem Forschungs-Einspritzsystem können diese Werte aber durchaus akzeptiert werden.

Zum Vergleich von Nadelöffnungsgeschwindigkeit unterschiedlicher Düsenkonzepte sind in Bild 5.43 die Einspritzratenverläufe der direktbetätigten, piezo-aktuierten Mehrlochdüse bei verschiedenen Öffnungszeiten und die Werte konventioneller, magnetbetriebener, ebenfalls direktbetätigter Einspritzdüsen gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, dass sich die Zeit bis zum Erreichen der stationären Einspritzrate bei den einzelnen Systemen deutlich unterscheidet. Die piezo-aktuierte Mehrlochdüse generiert abhängig von der Einstellung des Steuergerätes (FI^{2RE}) die schnellsten Öffnungsvorgänge im Bereich von ca. 100 μ s. Die hier gegenübergestellten Düsen mit magnetbetriebener Düsennadel benötigen für die Öffnung ca. 200 μ s. Der große Vorteil des schnellen Öffnens liegt darin, dass der Bereich der Nadelsitzdrosselung bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten schneller durchlaufen wird. Während der Phase des Nadelöffnens muss sich die Strömung erst ausbilden, somit ist die Geschwindigkeit gering und der Strahlaufbruch ist im Vergleich zu den stationären Verhältnissen schlechter. Folglich können auch geringere Massen mit verbesserter Gemischbildung eingespritzt werden, so dass die Vorteile der Mehrfacheinspritzung bei der piezo-aktuierten Mehrlochdüse besser genutzt werden können, als bei Düsen mit magnetbetriebenen Düsennadeln.

Es konnte gezeigt werden, dass die vorgestellte piezo-aktuierte Mehrlochdüse bei einem Einspritzdruck von bis zu 1000 bar stabil betrieben werden kann. Die definierte Einstellung des Nadelhubes ermöglicht die Darstellung nadelsitzgedrosselter Betriebszustände. Die Auswirkung dieser Effekte auf das Spray der Düse wird in der Druckkammer unter repräsentativen, motorischen Randbedingungen bei einem Kammerdruck von 5 bar und einer Kammertemperatur von 200°C überprüft (vgl. Abschnitt 5.1.4). Dieser Zustand entspricht einem mittleren Druck und einer mittleren Temperatur im Zylinder für einen Einspritzbereich im Schichtbetrieb zwischen 30°KW und 60°KW vor ZOT. Analog zu den hydraulischen Untersuchungen wurde der Einspritzdruck variiert.

Die Streulichtaufnahmen der Spraybilder bei verschiedenen Einspritzdrücken sind in Bild 5.44 für einen Beobachtungszeitpunkt von 0,3 ms nach Einspritzbeginn (ESB) dargestellt. Zur Verdeutlichung der Lage der Düse im Brennraum ist als weißer Bereich die Position des Spaltes der Zündkerzenelektroden in den jeweiligen Bildern gekennzeichnet.

Erkennbar hierbei ist, dass mit steigendem Druck die Penetration zunimmt und auch der Winkel der einzelnen Strahlen größer wird. Die höhere Austrittsgeschwindigkeit bei steigendem Druck erzeugt einen verstärkten Sprayimpuls und bewirkt somit eine höhere Penetration. Außerdem wird durch die höhere Geschwindigkeit der Strahlaufbruch sowohl im Primär-, als auch im Sekundärbereich intensiviert, was zu einem breiteren Spray und einem größeren Winkel führt.

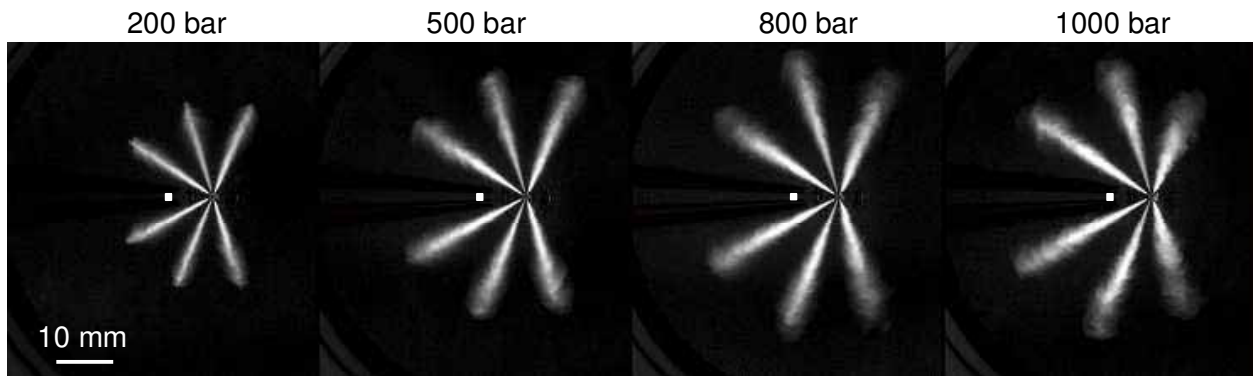


Bild 5.44: Spraybilder Einfluss Gegendruck (Streulicht; 0,3 ms nach ESB)

Das Spraybild ist symmetrisch. Es fällt auf, dass bei den gegenüberliegenden Strahlen 1 und 6 (vgl. Bild 5.37) der Winkel größer und die Penetration geringer ist. Nach Auswertung der Düsenabdrücke (vgl. Bild 5.38) wurden jedoch keine Auffälligkeiten bei den Lochdurchmessern oder den Höhenwinkeln festgestellt. Es wird vermutet, dass die asymmetrischen Einströmbedingungen aufgrund des großen Winkelabstandes zwischen den Bohrungen dazu führen, dass der Strahlaufbruch möglicherweise kavitationsunterstützt verstärkt wird. Dieser Effekt wird mit steigendem Druck und damit auch steigender Strömungsgeschwindigkeit stärker, was die Vermutung eines Kavitationsphänomens zusätzlich unterstützt.

Um diese qualitativen Feststellungen besser bewerten und Effekte besser vergleichen zu können, wurden die Spraybilder geometrisch ausgewertet. In Bild 5.45 ist eine exemplarische

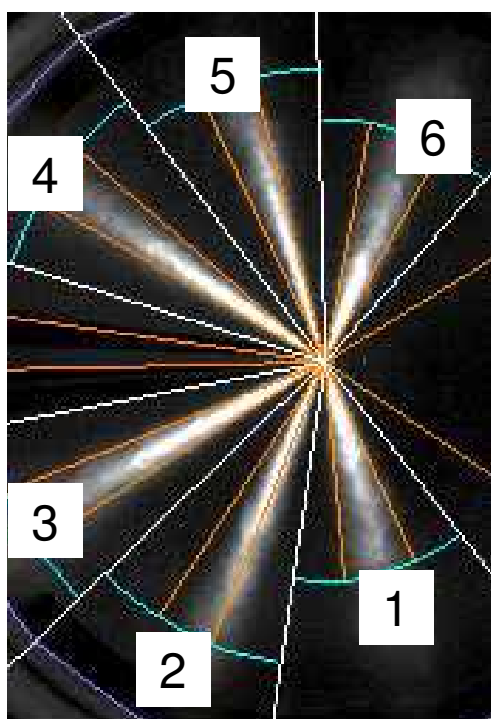


Bild 5.45: Auswertung Mehrlochspray

geometrische Auswertung des Winkels und der Penetration der Einzelstrahlen dargestellt. Anhand der Nummerierung der Einzelstrahlen werden in den Diagrammen von Bild 5.46 die Werte für Penetration und Spraywinkel über der Zeit nach Einspritzbeginn in Abhängigkeit vom Einspritzdruck aufgetragen. Im oberen Teil der einzelnen Diagramme ist die Penetration, im unteren Teil der Spraywinkel dargestellt. Die korrespondierenden, gegenüberliegenden Strahlen (1/6, 2/5 und 3/4) sind in derselben Linienfarbe gekennzeichnet, der Mittelwert aller Einzelstrahlen ist als dicke, grüne Linie markiert.

In einer frühen Phase der Einspritzung bis ca. 200 μ s verlaufen alle Kurven (Penetration und Winkel) identisch, erst später kommt es zu deutlichen Abweichungen. Die Spraysymmetrie ist daran zu erkennen, dass die gleichfarbigen Kurven der gegenüberliegenden Strahlen beinahe identisch verlaufen. Im Gegensatz zu Spraywinkelverläufen bei Dralldüsen, bei denen sich das Hohlkegelspray erst aufbaut und der Winkel zu Beginn der Einspritzung zunimmt (vgl. Bild 5.8), nimmt bei Mehrlochdüsen der Spraywinkel zu Beginn der Einspritzung zuerst ab, bis sich ein stationärer Zustand einstellt. Die Ursache für dieses charakteristische Verhalten

ist darin zu sehen, dass die Flüssigkeit, die zu Beginn aus dem Düsenloch austritt, auf ruhendes Gas trifft. Der Impulsaustausch führt zu verstärktem Abbremsen der zuerst gebildeten Tropfen und zu einer Aufweitung des Strahles [Nau]. Mit fortschreitender Einspritzzeit werden die austretenden Kraftstofftropfen im Windschatten der Sprayfront weniger stark abgebremst, so dass der Winkel kleiner wird.

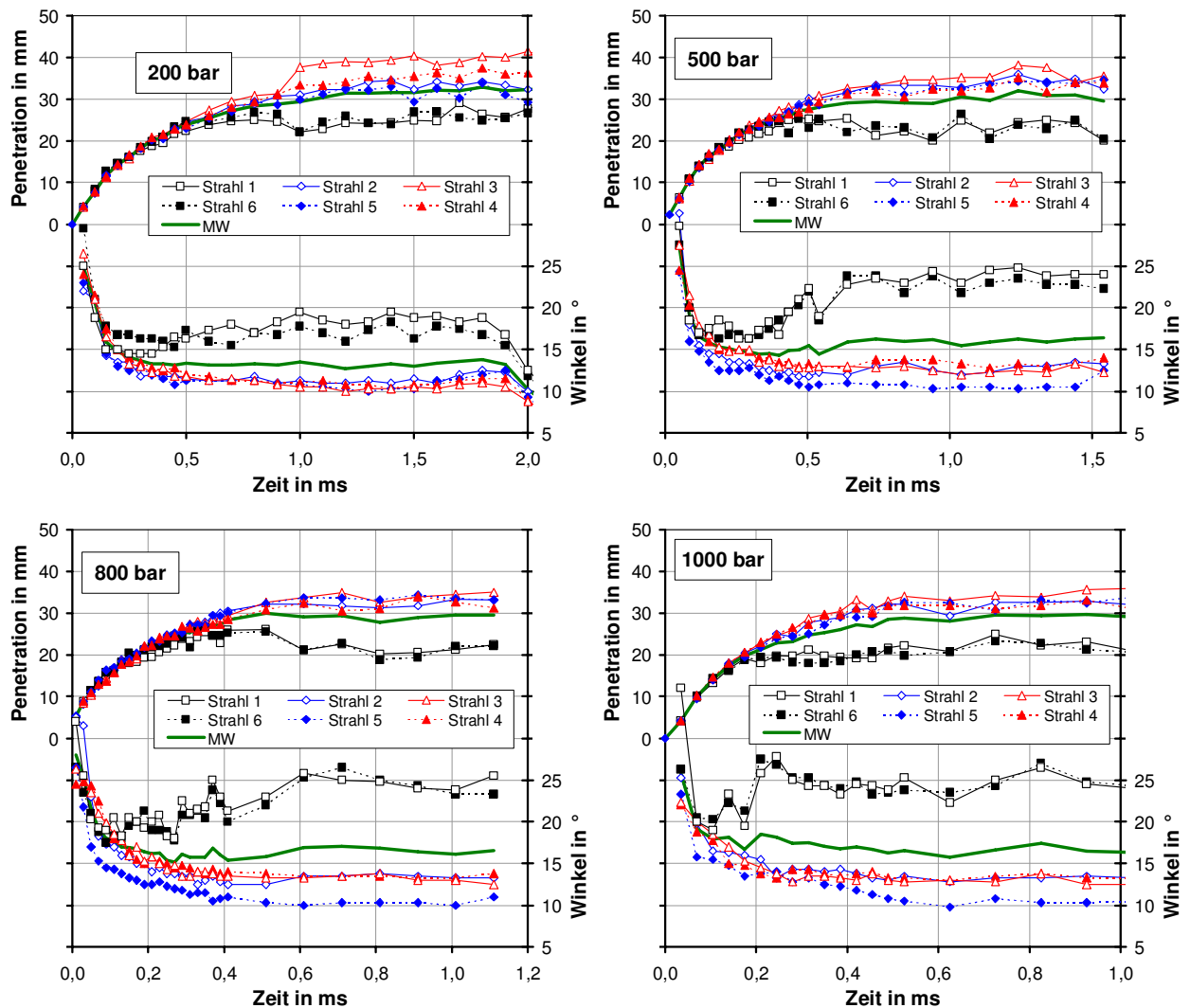


Bild 5.46: Penetration / Winkel: Einspritzdruckvariation (Streulicht)

Die bereits in Bild 5.44 festgestellte Auffälligkeit, dass die Einzelstrahlen 1 und 6 (schwarze Kurven) im Vergleich zu den übrigen Strahlen größere Winkel und geringere Penetrationswerte aufweisen, ist bei der Darstellung in Bild 5.46 ebenfalls deutlich zu erkennen, sogar schon bei 200 bar Einspritzdruck. Die schwarzen Kurven der Penetration liegen unterhalb und die Kurven des Winkels oberhalb der Mittelwertkurve. Der Effekt verstärkt sich mit steigendem Druck.

Um die Signalverläufe der einzelnen Betriebszustände besser vergleichen zu können, sind in Bild 5.47 nur die Mittelwertkurven von Penetration und Winkel dargestellt.

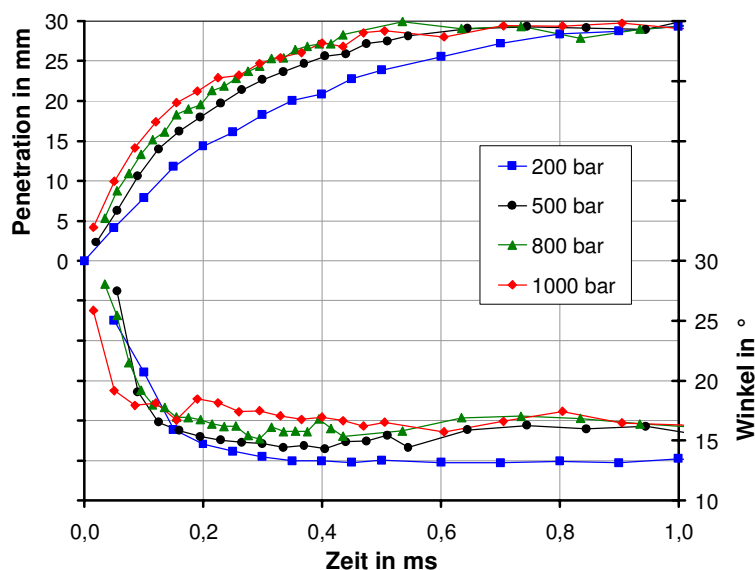


Bild 5.47: Penetration / Winkel: Einfluss Einspritzdruck (Mittelwerte, Streulicht)

Die maximale Penetration ist für alle Einspritzdrücke gleich (vgl. Bild 2.23) und liegt im Bereich von 30 mm. Die Ursache für dieses Verhalten ist darin zu sehen, dass sich mit steigendem Druck kleinere Tropfen bilden [Nau], die mit höherer Geschwindigkeit aus dem Düsenloch austreten. Diese Tropfen werden jedoch aufgrund der geringeren Masse und dem damit verbundenen geringeren Impuls schneller verzögert, so dass sich unabhängig vom Einspritzdruck dieselbe maximale Penetration einstellt. Die Penetrationsgeschwindigkeit nimmt mit steigendem Einspritzdruck aufgrund der ebenfalls steigenden Austrittsgeschwindigkeit kontinuierlich zu, und der Spraywinkel steigt ebenfalls mit höherem Einspritzdruck an.

Die Streulicht-Technik in Bild 5.44 zur Aufzeichnung des flüssigen Sprays erleichtert die geometrische Auswertung durch die deutliche Abgrenzung des Sprayrandes. Zur Beurteilung der Dampfphase wurden die Messung zusätzlich mit dem Schlieren-Verfahren durchgeführt. Es wird hierbei sowohl die Flüssig-, als auch die Dampfphase sichtbar gemacht. In Bild 5.48 sind Schlieren-Aufnahmen bei verschiedenen Einspritzdrücken bei einem Aufnahmezeitpunkt 0,3 ms nach Einspritzbeginn gegenübergestellt.

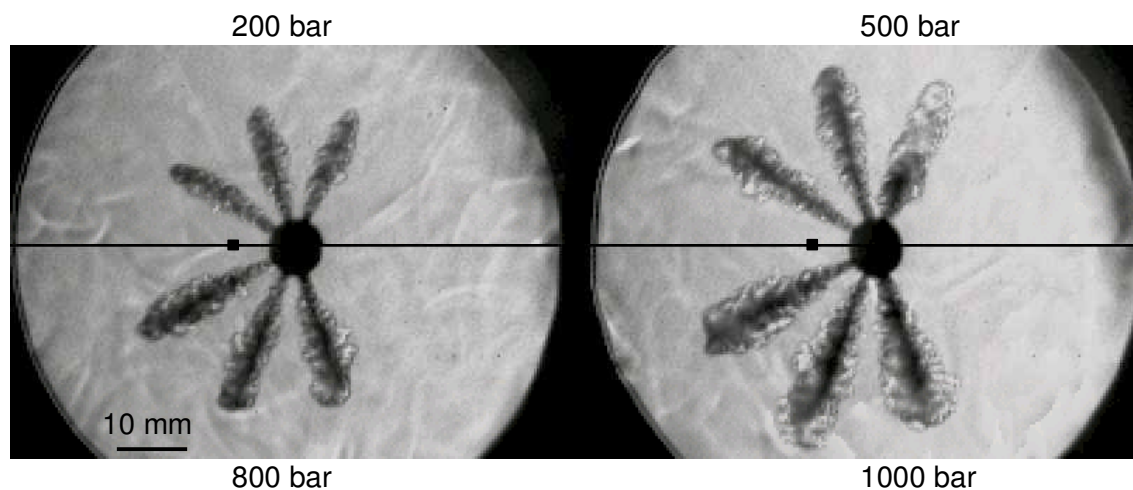


Bild 5.48: Einfluss Einspritzdruck (Schlierenverfahren; 0,3 ms nach ESB)

Aufgrund der Symmetrie gegenüberliegender Strahlkeulen und zur besseren Vergleichbarkeit der einzelnen Zustände werden jeweils nur Halbbilder gezeigt. Die Position des Spaltes der Zündkerze ist hier schwarz markiert. Die Flüssigphase erscheint beim Schlieren-Verfahren schwarz, die Dampfphase ist in unterschiedlichen Grauschattierungen zu erkennen. Man sieht deutlich, dass die einzelnen Spraykeulen mit steigendem Druck größer werden und dass der Dampfbereich seitlich der Keulen und im Bereich der Sprayfront größer wird. Es bildet sich somit bereits in einer frühen Phase der Einspritzung mehr Dampf bei höheren Einspritzdrücken, was die Gemischaufbereitung unterstützt.

Zum Einspritzende, wie in Bild 5.49 dargestellt, ist der Bereich zwischen den einzelnen Strahlen teilweise komplett mit Dampf gefüllt. Die Gemischsituation nach Einspritzende ist von Bedeutung, da die Zündung im Schichtbetrieb und im Besonderen auch beim strahlgeführten Brennverfahren erst nach Einspritzende erfolgt (vgl. Bild 5.33).

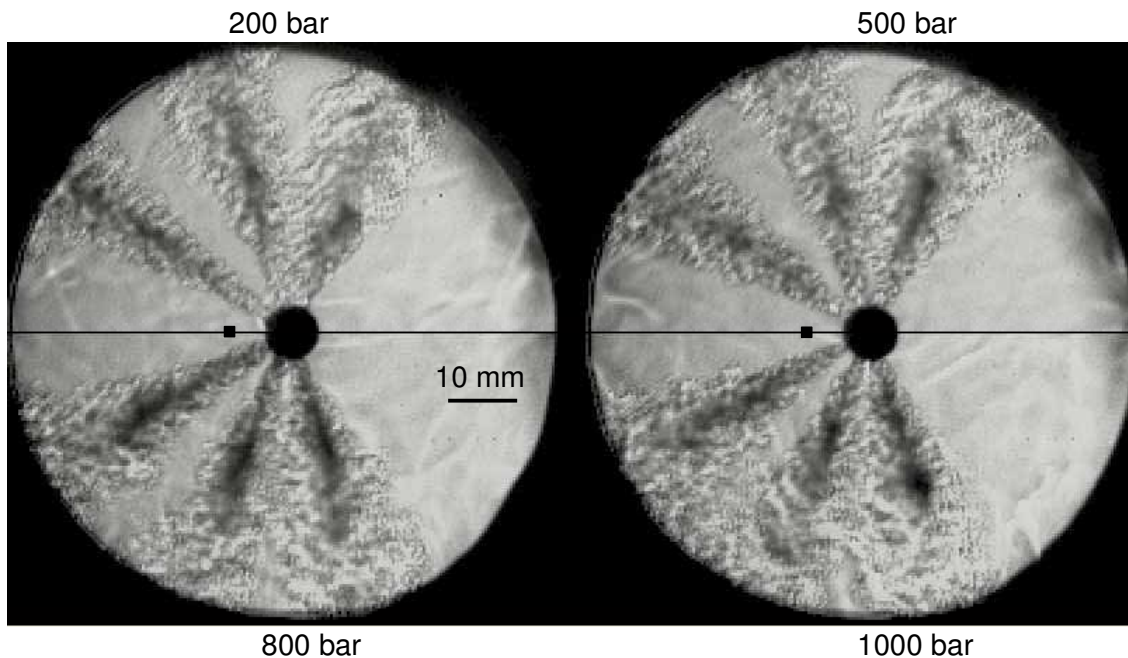


Bild 5.49: Einfluss Einspritzdruck (Schlierenverfahren; Einspritzende)

Mit steigendem Einspritzdruck wird somit der dampffreie Bereich zwischen den Strahlkeulen immer geringer, so dass die Gemischwolke zum Zündzeitpunkt am Einspritzende mit steigendem Einspritzdruck homogener wird. Der vom flüssigen und dampfförmigen Kraftstoff erfasste Bereich ist größer, die Durchmischung mit der umgebenden Luft wird verstärkt. Je homogener die Gemischwolke ausgebildet ist, desto gleichmäßiger und im Idealfall auch schneller kann die Verbrennung ablaufen. Zusätzlich findet die Gemischbildung aufgrund der kürzeren Einspritzzeit bei steigendem Einspritzdruck schneller statt, so dass im motorischen Betrieb im strahlgeführten Brennverfahren spätere Einspritzzeitpunkte angefahren werden können. Außerdem wird die Zündkerze bei der gewählten Konfiguration der Einzelstrahlen nicht benetzt. Der Abstand des Dampfgebietes vom Zündkerzenspalt nimmt mit steigendem Druck ab, was sich positiv auf die Gemischzusammensetzung in Zündkerzennähe zum Zündzeitpunkt auswirkt.

Die Verbesserung der Gemischqualität nach Einspritzende, die Verkürzung der Gemischbildungsdauer und der verringerte Abstand des Dampfgebietes zur Zündkerze beschreiben das Potenzial der Einspritzdrucksteigerung für das strahlgeführte Brennverfahren.

Neben dem Einspritzdruckeinfluss wurde auch die Veränderung des Spraybildes bei Nadelsitzdrosselung untersucht. In Bild 5.50 sind die Streulichtaufnahmen mit und ohne Nadelsitzdrosselung im Halbschnitt zusammengestellt. Die obere Zeile zeigt den Referenzpunkt von 500 bar ohne Nadelsitzdrosselung. In der unteren Zeile werden die Aufnahmen bei 800 bar mit geringer und bei 1000 bar mit starker Nadelsitzdrosselung abgebildet.

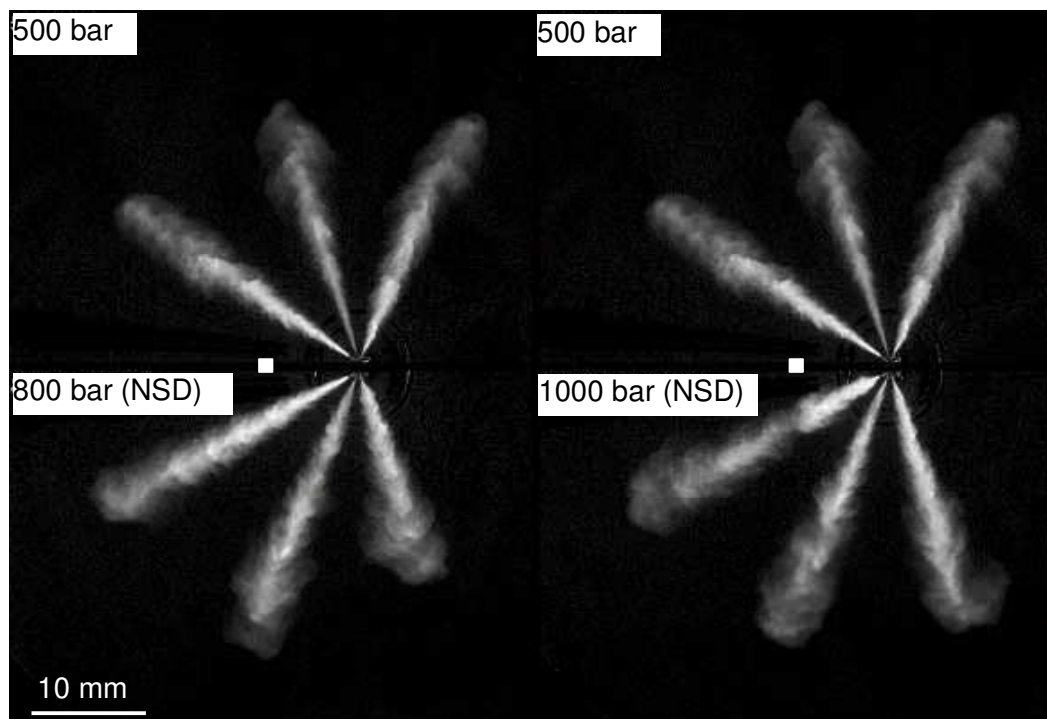


Bild 5.50: Vergleich bei Nadelsitzdrosselung (NSD) (Streulicht; 0,3 ms nach ESB)

Es fällt auf, dass im Vergleich zum Referenzpunkt trotz des höheren Einspritzdruckes keine Vergrößerung der Penetration (Bild 5.47) zu erkennen ist. Die Einzelstrahlen werden bei steigendem Einspritzdruck und Nadelsitzdrosselung breiter und die Fluktuation im Spray ist stärker. Der Sprayrand bildet sich bei Nadelsitzdrosselung unregelmäßiger aus (s. Bild 5.50, rechts unten, Strahl 3). Diese bereits im Dieselmotor beschriebenen Effekte [Ste] sind darauf zurückzuführen, dass der Strahlaufbruch durch zusätzliche Kavitation im Bereich des Nadelsitzes verstärkt wird. Wie bereits bei den Voruntersuchungen gezeigt werden konnte, tritt im Benzinbetrieb bei Nadelsitzdrosselung verstärkt Kavitation im Bereich des Sackloches auf (Bild 5.36), so dass dies als Ursache für die Zunahme des Winkels angesehen werden kann.

Zur Beschreibung der Auswirkung der Nadelsitzdrosselung auf die Sprayeigenschaften ist in Bild 5.51 die geometrische Auswertung der Einzelstrahlen mit und ohne Nadelsitzdrosselung gegenübergestellt.

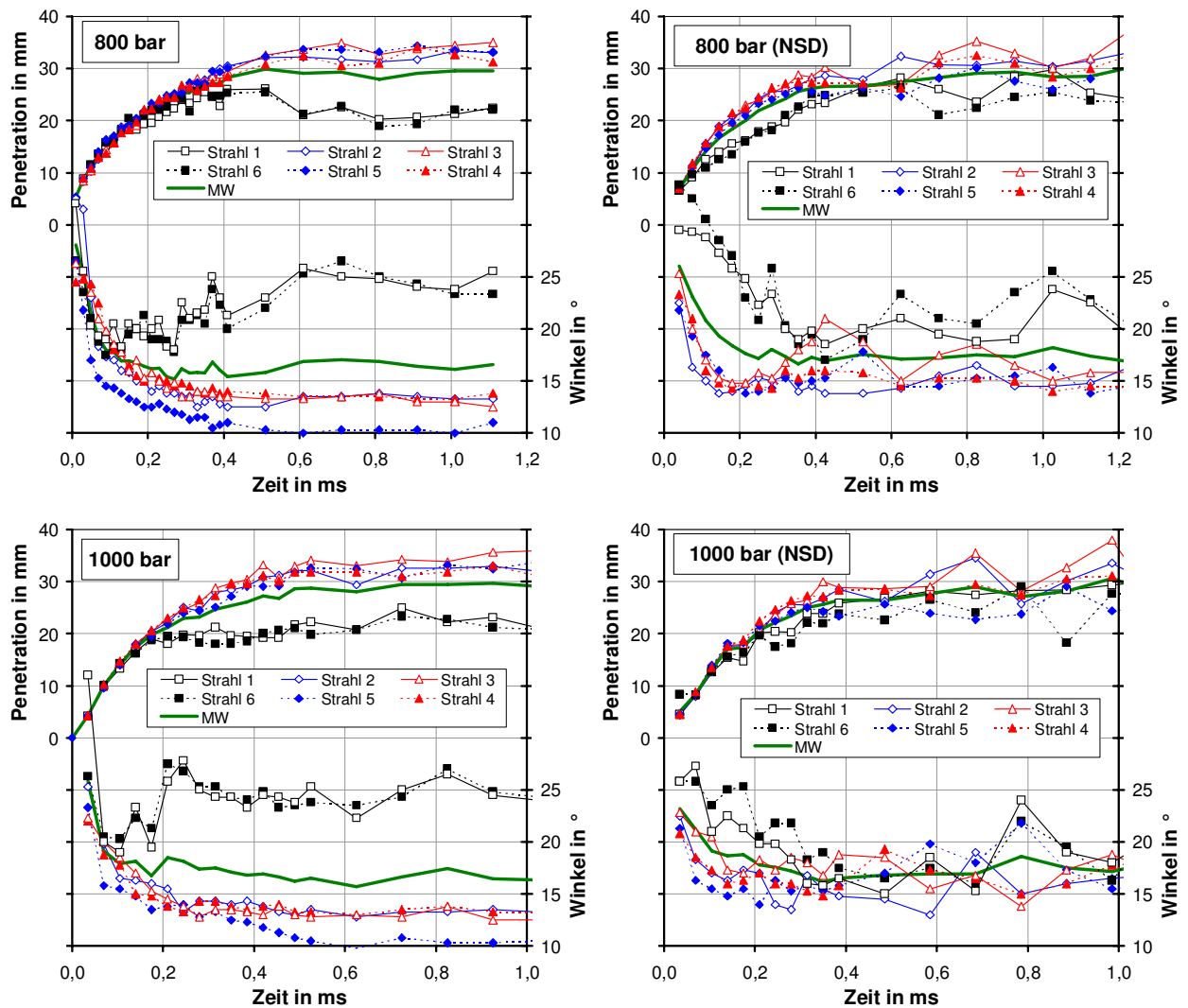


Bild 5.51: Penetration / Winkel: Nadelsitzdrosselung (Streulicht)

Wie bereits in Bild 5.50 zu erkennen ist, findet eine Vergleichmäßigung der einzelnen Strahlen bei Nadelsitzdrosselung statt. Der Unterschied zwischen den Strahlen 1 / 6 und den restlichen Strahlen, der bei den Zuständen ohne Nadelsitzdrosselung stark ausgeprägt ist, kann bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung nicht mehr festgestellt werden. Die Ursache für dieses Verhalten ist darin zu sehen, dass die Kavitation bei geringem Nadelteilhub bereits im Bereich des Nadelsitzes entsteht und nicht im Bereich des Bohrungseinlaufs. Die Einlaufbedingungen der einzelnen Bohrungen sind daher bei Nadelsitzdrosselung von untergeordneter Bedeutung. Es stellen sich bei allen Einzelstrahlen annähernd gleiche Werte für den Winkel und die Penetration ein, wobei im Vergleich zu den nicht nadelsitzgedrosselten Zuständen der mittlere Winkel zunimmt und die mittlere Penetration tendenziell abnimmt.

Zur Darstellung der Effekte durch Nadelsitzdrosselung im Vergleich zum Referenzzustand bei 500 bar Einspritzdruck sind in Bild 5.52 die Mittelwertverläufe von Penetration und Spraywinkel für den Referenzzustand sowie für 800 bar und 1000 bar Einspritzdruck mit Nadelsitzdrosselung gegenübergestellt.

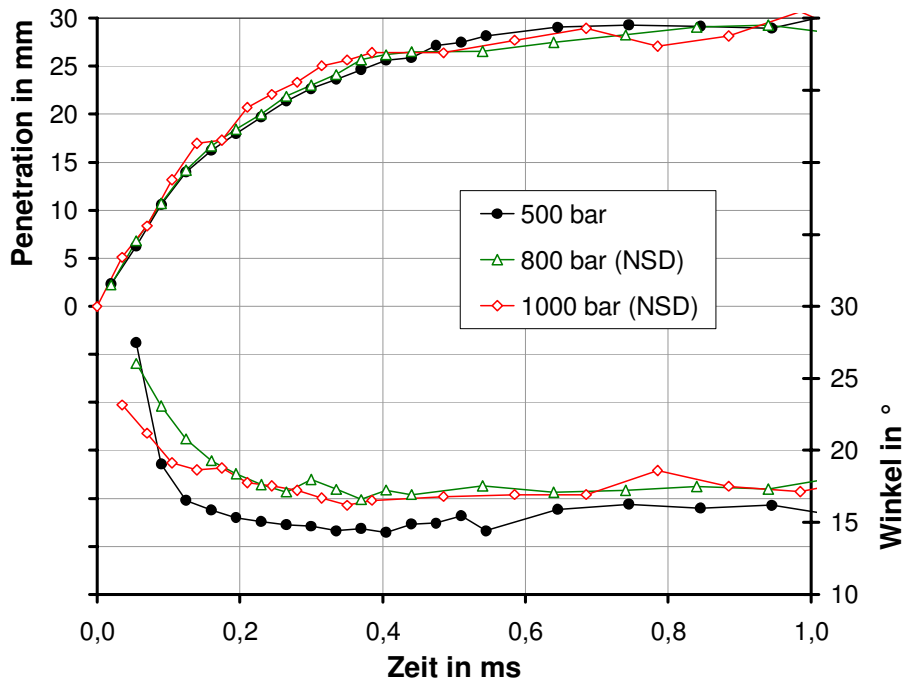


Bild 5.52: Penetration / Winkel: Einfluss Nadelsitzdrosselung (NSD) (Mittelwerte, Streulicht)

Wie bereits anhand des Spraybildes (Bild 5.50) festgestellt wurde, bleibt der Penetrationsverlauf trotz Anstieg des Einspritzdruckes bei allen dargestellten Zuständen annähernd gleich. Die Ursache für dieses Verhalten ist darin zu sehen, dass mit sinkender Einspritzrate bei Nadelsitzdrosselung die Austrittsgeschwindigkeit des Sprays und damit auch die Penetrationsgeschwindigkeit sinkt. Dieser Zusammenhang zwischen Einspritzrate und Penetrationsgeschwindigkeit lässt sich auch bei der Einspritzdruckvariation deutlich erkennen (vgl. Bild 5.40/Bild 5.47). Der mittlere Spraykegelwinkel hingegen nimmt bei den Zuständen mit Nadelsitzdrosselung zu, so dass im Vergleich zum Referenzzustand bei gleichem Eindringverhalten durch die Nadelsitzdrosselung verstärkter Strahlaufbruch generiert werden kann.

Ergänzend zu Bild 5.50 sind in Bild 5.53 die Schlierenaufnahmen zum Vergleich des Gemischzustandes nach Einspritzende für die nadelsitzgedrosselten Zustände zusammengestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich im Bereich zwischen den Einspritzstrahlen bei Nadelsitzdrosselung mehr Dampf befindet, dass die Zündkerze nicht mit flüssigem Kraftstoff in Berührung kommt und dass sich das Dampfgebiet näher an den Zündkerzenspalt heran ausdehnt. Hieraus ergibt sich das Potenzial zur Optimierung der Gemischbildung im strahlgeführten Brennverfahren durch den Einsatz von Nadelsitzdrosselung. In Ergänzung zu den Effekten bei Einspritzdrucksteigerung liegt bei der Nadelsitzdrosselung zusätzliches Potenzial in der Vergleichmäßigung der Einzelstrahlen und der damit verbundenen stärkeren Homogenisierung der Gemischwolke.

Zur Zusammenfassung und Quantifizierung der Effekte aufgrund von Einspritzdrucksteigerung und Nadelsitzdrosselung ist die Penetrationsgeschwindigkeit und der mittlere Spraywinkel in Bild 5.54 dargestellt. Die Penetrationsgeschwindigkeit zu Beginn der Einspritzung (bis 0,1 ms nach ESB) und der mittlere stationäre Spraywinkel wurden über der

Wurzel des Druckgefälles aufgetragen, um den Zusammenhang dieser Größen mit der Einspritzrate zu verdeutlichen (vgl. Bild 5.39, rechtes Diagramm).

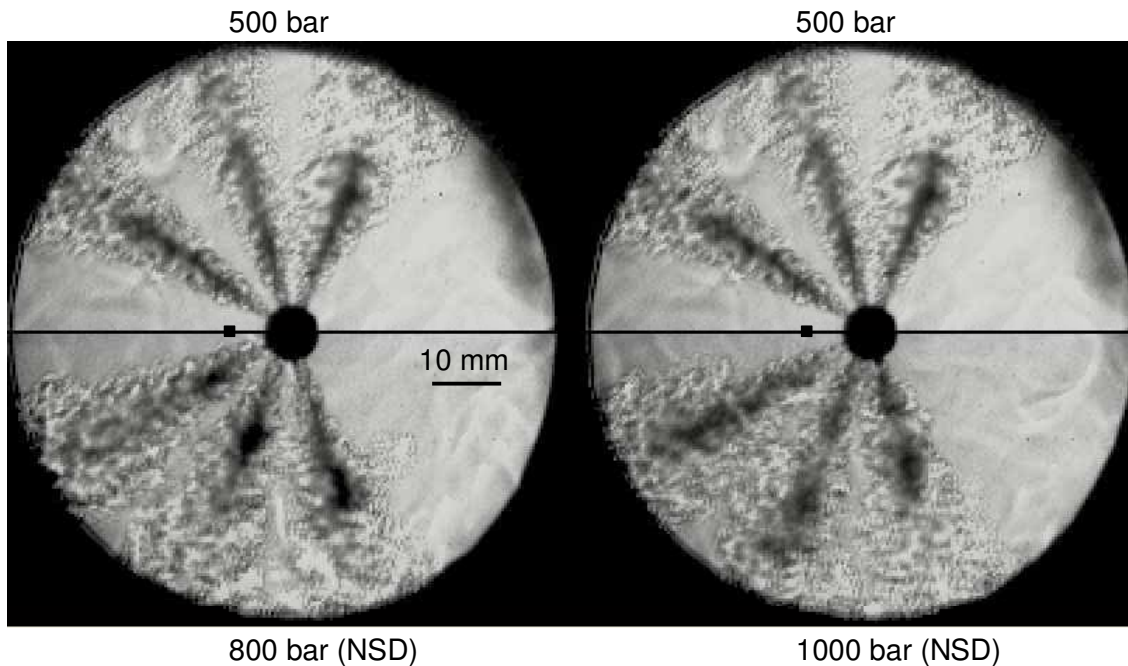


Bild 5.53: Vergleich bei Nadelsitzdrosselung (NSD) (Schlieren; Einspritzende)

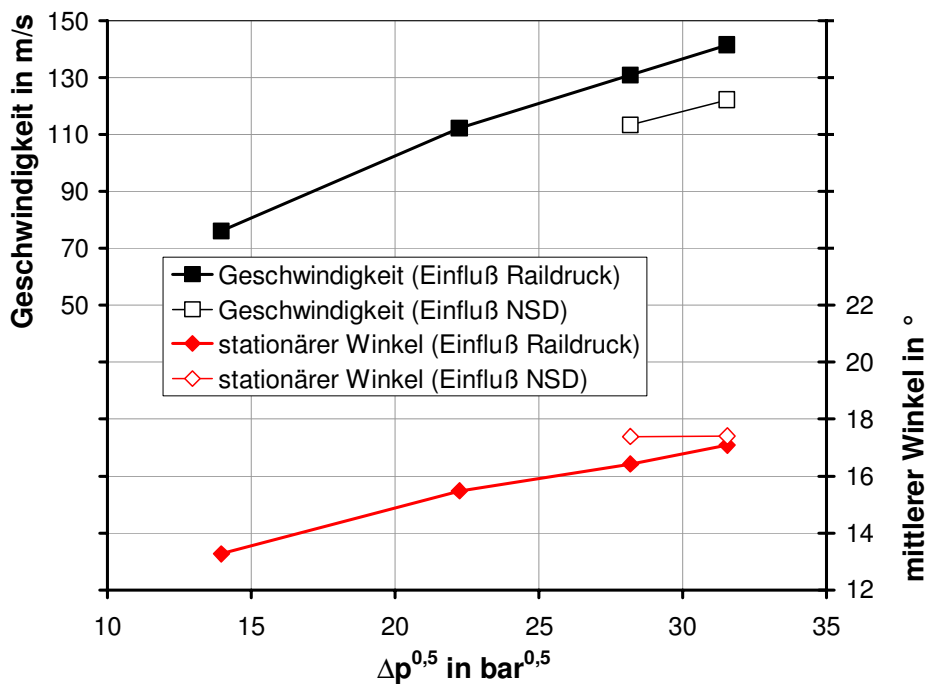


Bild 5.54: Zusammenfassung Einfluss Einspritzdruck / Nadelsitzdrosselung

Die bereits beschriebene Abhängigkeit zwischen Penetrationsgeschwindigkeit und Druckgefälle bzw. Einspritzrate ist anhand dieser Darstellung eindeutig zu erkennen. Auch der mittlere Spraywinkel nimmt bei dieser Untersuchung mit steigendem Einspritzdruck kontinuierlich zu. Durch Nadelsitzdrosselung wird die Penetrationsgeschwindigkeit und damit

das Eindringverhalten zu Beginn der Einspritzung verringert, der Spraywinkel steigt jedoch tendenziell an.

5.3 Bewertung

Bei den Untersuchungen zur variablen Düse auf Drallbasis konnte in Abschnitt 5.1 gezeigt werden, dass die geforderten und berechneten Funktionswerte im Hinblick auf Druck, Durchfluss und Spraykegelwinkel mit dem Prototypen der variablen Düse größtenteils erreicht wurden. Die Beeinflussung der Einspritzrate und damit verbunden auch des Spraykegelwinkels und der Penetration mit Hilfe von piezo-aktuierten Schaltventilen wurde nachgewiesen. Beliebige Zwischenzustände wurden über Teilhübe der Schaltventile eingestellt. Die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der Schaltventile ermöglichte die Veränderung der Funktionswerte sogar während des Einspritzvorganges. Die Genauigkeit der mit nulldimensionalen Modellen vorausgesagten Funktionswerte ist für eine grobe Auslegung und zur Bestimmung der Tendenzen ausreichend, für eine präzise Vorausberechnung müssen die Modelle optimiert werden.

Unter motorischen Randbedingungen wurde gezeigt, dass die Beeinflussung der Funktionswerte der variablen Düse auch zu Veränderungen der Verbrauchs- und Emissionswerte führt. Aufgrund der zu hohen Penetration am untersuchten Betriebspunkt waren die motorischen Ergebnisse im Schichtbetrieb im Vergleich zu den Werten einer konventionellen Mehrlochdüse nicht zufriedenstellend. Deshalb wurde auch das Potenzial der Sprayformung während des Einspritzvorganges nicht weiter untersucht. Um mit der variablen Düse trotzdem ein strahlgeführtes Brennverfahren darzustellen, müsste die Auslegung der Düse optimiert werden. In Bild 5.55 ist die Auslegungsstrategie für eine Dralldüse mit großem Spraykegelwinkel (geringer Penetration) und großem Durchfluss (geringer Einspritzdauer) dargestellt.

Unter der Annahme eines konstanten Einspritzdruckes von 100 bar wurde nach Gleichung 3.12 der mittlere Sauterdurchmesser für einen Bohrungsdurchmesser von 1,0 mm und 0,5 mm bestimmt. Um bei einer bestehenden Auslegung

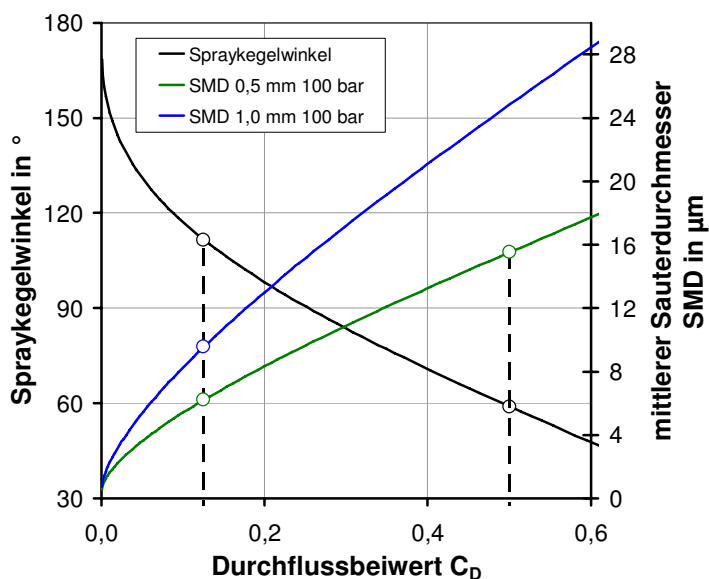


Bild 5.55: Auslegungsvorschlag für Dralldüse

mit hohem Durchflussbeiwert C_D von 0,5 und somit auch hoher Einspritzrate (vergleichbar VL A + VL B) den Spraykegelwinkel zu vergrößern, müsste die Auslegung z.B. auf einen Durchflussbeiwert von 0,125 erfolgen. Der Winkel ändert sich somit von ca. 59° auf 111° und der Sauterdurchmesser sinkt von $15,5 \mu\text{m}$ auf $6,2 \mu\text{m}$ bei einem Bohrungsdurchmesser von 0,5 mm. Auch der Durchfluss sinkt bei dieser Auslegung mit höherem

Drall unter der Annahme eines konstanten Bohrungsdurchmessers auf $\frac{1}{4}$ des Ausgangswertes. Zur Kompensation der Durchflussabnahme muss der Bohrungsdurchmesser verdoppelt werden, so dass sich bei einem Bohrungsdurchmesser von 1,0 mm ein mittlerer Sauterdurchmesser von $9,6 \mu\text{m}$ ergibt. Dieser Wert liegt sogar noch unterhalb des Ausgangswertes von $15,5 \mu\text{m}$. Es ist somit möglich, über eine Auslegung mit hohem Drall und großem Bohrungsdurchmesser einen hohen Durchfluss und großen Spraykegelwinkel bei geringen Tropfengrößen zu erzielen. Die variable Düse auf Drallbasis überstreicht zwar mit den einzelnen Betriebszuständen die dargestellten Durchflussbeiwerte (vgl. Bild 5.12), jedoch ist der Bohrungsdurchmesser für den von einer A-Düse erzielten Durchfluss von ca. 30 mg/ms im Zustand VL A + VL B + RL mit hohem Drall zu gering.

Im Homogenbetrieb lieferte die variable Düse im aktuellen Prototypenstadium zufriedenstellende Ergebnisse. Weitere Untersuchungen mit entsprechenden Parametervariationen können das Potenzial der variablen Düse auf Drallbasis für den Homogenbetrieb aufzeigen.

In Abschnitt 5.2 wurde gezeigt, dass eine Mehrlochdüse bei 1000 bar Einspritzdruck und mit Benzin stabil betrieben werden konnte. Über eine direktbetätigte, piezo-aktivierte Düsennadel wurden druckunabhängiges Nadelöffnen und -schließen sowie Nadelteilhübe zur Nadelsitzdrosselung eingestellt. Der ausgelegte Durchfluss für den Referenzpunkt bei 500 bar Einspritzdruck wurde erreicht. Ausgehend von diesem Referenzzustand wurde die Einspritzdruck bis auf 1000 bar gesteigert. Zur Nadelsitzdrosselung wurde bei 1000 bar Einspritzdruck der Nadelhub reduziert, bis sich dieselbe Einspritzrate wie beim Referenzdruck von 500 bar einstellte.

Es konnte anhand von Messungen am Injection Analyzer und beim Betrieb der Düse in der Druckkammer gezeigt werden, welche Veränderungen sich bei der Gemischbildung durch die Steigerung des Einspritzdruckes und durch den Einsatz von Nadelsitzdrosselung einstellen. In beiden Fällen nimmt der Dampfanteil zwischen den Einzelstrahlen mit steigendem Druck zu, so dass sich bei 1000 bar Einspritzdruck kurz nach Einspritzende mit und ohne Nadelsitzdrosselung eine nahezu zusammenhängende Gemischwolke ausbildet. Die Ausdehnung der Gemischwolke ändert sich nicht mit steigendem Einspritzdruck, was durch die konstante maximale Penetration beschrieben wird. Da sich die Zündkerze in der Lücke zwischen zwei Strahlen befindet, ist anzunehmen, dass verstärkte Verdampfung ebenfalls dazu führt, dass sich das Dampfgebiet bei der vorhandenen Lochanordnung bis zur Zündkerze ausdehnt. Aufgrund der Anforderungen des strahlgeführten Brennverfahrens an die Gemischbildung würde die Verkürzung der Einspritzdauer sowie die Steigerung der Verdampfungsrate bei Einspritzdrucksteigerung durch die Verkürzung der Gemischbildungsdauer eine Optimierung darstellen. Daraus ließe sich schließen, dass eine Verbesserung der Motorergebnisse durch die Einspritzdrucksteigerung zu erwarten ist. Eine homogenere Gemischwolke aufgrund der erhöhten Verdampfungsrate führt nach Zündung des Gemischs zu einer gleichmäßigeren und schnelleren Flammenausbreitung. Die daraus resultierende schnellere Verbrennung ermöglicht eine wirkungsgradoptimale Spätverlagerung der Schwerpunktlage der Verbrennung, so dass der Verbrauch reduziert wird.

Bei Nadelsitzdrosselung stellt sich ebenso wie bei der Einspritzdrucksteigerung eine verstärkte Dampfbildung zwischen den Strahlkeulen ein, jedoch bei längeren Einspritzzeiten.

Zusätzlich vergleichmäßigen sich die Einzelstrahlen, so dass die Homogenität der Gemischwolke bei Nadelsitzdrosselung weiter zunimmt. Es wird vermutet, dass sich der Effekt des homogeneren Gemischs positiv auf die Verbrennung im Motorbetrieb mit strahlgeführten Brennverfahren auswirkt. Welche Strategie - Einspritzdruckerhöhung oder Nadelsitzdrosselung - mehr Potenzial zur Optimierung eines strahlgeführten Brennverfahren aufweist, lässt sich abschließend nur im Motorbetrieb bewerten.

Vergleichend zur A-Düse als Referenz bezüglich ihrer hydraulischen und spraygeometrischen Eigenschaften zur Darstellung eines strahlgeführten Brennverfahrens, sind in Bild 5.56 die Einspritzraten- und die Penetrationsverläufe aller Düsen gegenübergestellt. Die Darstellung der Verläufe erfolgte unter motorischen Gesichtspunkten über Grad Kurbelwinkel. Das Einspritzende wurde auf 23°KW vor ZOT gelegt in Anlehnung an die Motormessungen in Abschnitt 5.1.4 (Drehzahl 2000 min⁻¹KW; indizierter Mittelddruck 3 bar). Bei der Mehrlochdüse wurde über die Neigung der Einzelstrahlen gegenüber der Injektorachse von radialer in axiale Penetration umgerechnet (Bild 5.37). Zur Bewertung der Penetrationsverläufe ist zusätzlich der Abstand zwischen Kolben und Injektor für den in Abschnitt 5.1.4 verwendeten Forschungs-Einzyliermotor eingetragen.

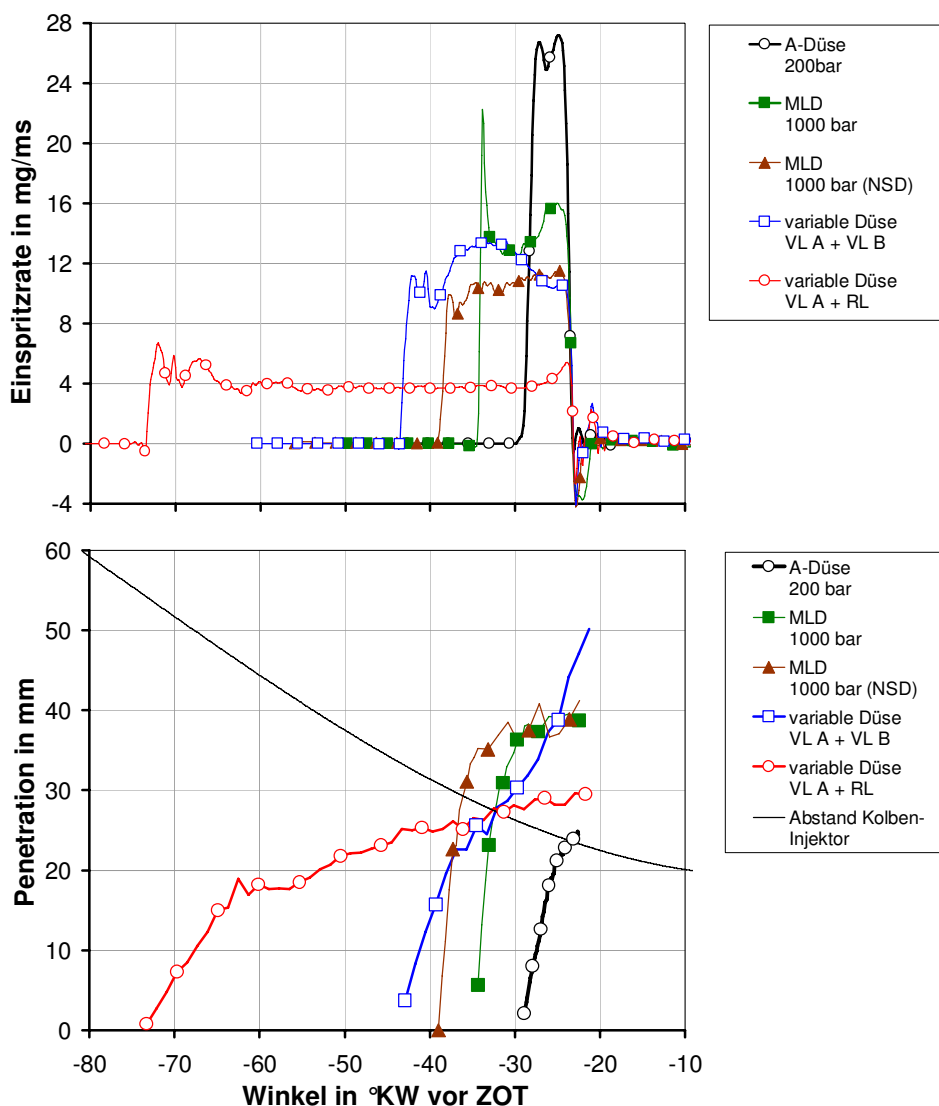


Bild 5.56: Vergleich der Düsenkonzepte: Einspritzrate / Penetration

Die A-Düse weist im Vergleich zur Mehrlochdüse und zur variablen Düse auf Drallbasis eine deutlich geringere Einspritzdauer und auch eine geringere Penetration auf.

Vergleicht man die Extremzustände VL A + VL B und VL A + RL der variablen Düse auf Drallbasis, so ist das Potenzial zur Beeinflussung der Einspritzrate und der Penetration deutlich zu erkennen. Die Penetrationswerte im Zustand VL A + RL liegen im Bereich der Werte einer A-Düse. Die Absenkung der Penetration geht jedoch einher mit der Abnahme der Einspritzrate, so dass die Einspritzdauer so stark verlängert wird, dass ein Motorbetrieb mit strahlgeführtem Brennverfahren bei der momentanen Auslegung der variablen Düse nicht möglich ist (vgl. Abschnitt 5.1.4). Prinzipiell können mit der variablen Düse auf Drallbasis jedoch ähnliche Durchfluss- und Sprayeigenschaften wie bei einer A-Düse dargestellt werden. Das besondere Potenzial der variablen Düse auf Drallbasis zur Sprayformung kann erst mit einer optimierten Auslegung sinnvoll am Motor untersucht werden. An dieser Stelle besteht weiterer Entwicklungsbedarf.

Die extrem hohe maximale Einspritzrate einer A-Düse wurde von der piezo-aktuierten Mehrlochdüse im derzeitigen Auslegungsstadium nicht erreicht. Der Fokus der Auslegung lag in diesem Fall auf der Verstärkung des Strahlaufruchs durch Reduzierung des Bohrungsdurchmessers unter Einhaltung der geometrischen und hydraulischen Randbedingungen einer Referenzdüse. Zur Darstellung eines vergleichbaren Einspritzratenverlaufs müssten die Bohrungen vergrößert werden, was wiederum den Strahlaufruch und damit die Verdampfungsrate verschlechtert. Die bessere Alternative wäre an dieser Stelle, eine Düse mit einer größeren Anzahl an Löchern einzusetzen.

Aufgrund der Unabhängigkeit der maximalen Penetration vom Einspritzdruck bei der eingesetzten Mehrlochdüse kann das prognostizierte Potenzial für die Zunahme der Verdampfungs geschwindigkeit (vgl. Bild 2.29) ohne Nachteile durch erhöhte Penetrationswerte ausgeschöpft werden. Durch Anpassung der Einzelstrahlneigung können Penetrationswerte erreicht werden, die vergleichbar mit einer A-Düse sind. Grenzen sind der Strahlneigung durch die Geometrie des Brennraums und durch den maximalen Hub der Ein- und Auslassventile gesetzt, damit die Ventile auch bei Saughubeinspritzung nicht benetzt werden.

Durch die gleichmäßigere Aufteilung der einzelnen Spraykeulen aufgrund des Effektes der Nadelsitzdrosselung und durch die verstärkte Dampfbildung nimmt die Homogenität des Gesamtsprays zu. Die geschlossene Sprayform einer A-Düse wird zwar nicht erreicht, aber das Spray der Mehrlochdüse nähert sich dieser Form an und besitzt darüber hinaus die Möglichkeit, die Strahlorientierung lochspezifisch auszuwählen.

Zusammenfassend kann somit festgestellt werden, dass das Potenzial der variablen Düse durchaus vorhanden ist, ein mit einer A-Düse vergleichbares Spray zu erzeugen, das im strahlgeführten Brennverfahren eingesetzt werden kann. Mit einer modifizierten Auslegung könnten die Vorteile der variablen Düse gegenüber der A-Düse aufgrund des geringeren Einspritzdruckes und der Möglichkeit zur flexiblen Sprayformung während der Einspritzung im motorischen Betrieb überprüft werden.

Das Spray der eingesetzten Mehrlochdüse ist im Vergleich zum Spray einer A-Düse weniger homogen. Durch die vorgestellten Maßnahmen in Form von Einspritzdruckerhöhung und Nadelsitzdrosselung zur Verstärkung des Strahlaufbruchs und zur Erhöhung der Verdampfungsrate wird das Potenzial zur Verbesserung der Gemischbildung beim strahlgeführten Brennverfahren deutlich erkennbar. Auch bei der piezo-aktuierten Mehrlochdüse muss mit Untersuchungen am Motor das Verbesserungspotenzial abschließend bestimmt werden.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Bereich der PKW-Benzinmotoren mit Direkteinspritzung verspricht der Betrieb mit Ladungsschichtung im strahlgeführten Brennverfahren das höchste theoretische Potenzial zur Verbrauchssenkung. Bei der Umsetzung dieses Brennverfahrens sind die Eigenschaften der Einspritzdüse von entscheidender Bedeutung. Für Serienanwendungen werden daher momentan nach außen öffnende piezo-aktuierte Ringspaltdüsen (A-Düsen) favorisiert. Aufgrund des Piezo-Aktuators ist dieser Düsentyp jedoch technisch extrem aufwendig und daher sehr kostenintensiv. Der zentrale Vorteil bei der Gemischbildung mit einer A-Düse im strahlgeführten Brennverfahren ist die im Vergleich zu Drall- und Mehrlochdüsen hohe Verdampfungsrate. Die Steigerung der Einspritzrate und damit auch der Verdampfungsrate kann einerseits über die geometrische Auslegung der Düse und andererseits über Einspritzdrucksteigerung erfolgen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde daher das Potenzial zur Verbesserung der Gemischbildung im strahlgeführten Brennverfahren mit Hilfe zweier variabler Einspritzsysteme untersucht.

Das erste Konzept zur Beeinflussung der **Auslegungsparameter** basiert auf einem Dralldüsen-Prinzip. Hierbei werden separate Kanäle für zwei Vorläufe und einen Rücklauf über schnell schaltende Proportionalventile gedrosselt geöffnet bzw. geschlossen. Zur Auslegung einer variablen Düse auf Drallbasis wurde auf nulldimensionale Berechnungsmodelle zurückgegriffen. Mit Hilfe dieser Berechnungen wurde ein Prototyp entwickelt. Die Übereinstimmung der Auslegung mit den realen Funktionswerten dieses Prototypen wurde anhand von Untersuchungen der hydraulischen Eigenschaften am Komponentenprüfstand und der Spraycharakteristik in der Druckkammer in weiten Bereichen nachgewiesen. Bei konstantem Einspritzdruck wurde die Einspritzrate und der Spraykegelwinkel durch Öffnen bzw. Schließen der Kanäle des zweiten Vorlaufs und des Rücklaufs kontinuierlich verstellt. Dadurch konnte die gegendruckabhängige Abnahme des Spraykegelwinkels kompensiert werden. Die Ausbildung eines Vorstrahls wurde durch den Betrieb der Düse mit geöffnetem Rücklauf verhindert. Somit entfallen bei diesem variablen Düsenkonzept die beiden Hauptprobleme konventioneller Dralldüsen. Aufgrund der kurzen Schaltzeiten der eingesetzten Proportionalventile konnte die Möglichkeit der Beeinflussung der Düseneigenschaften und damit auch der Sprayformung während einer einzelnen Einspritzung zum ersten Mal nachgewiesen werden. Abschließend wurde die Funktionalität der variablen Düse an einem Einzylinder-Forschungsmotor überprüft. Die Variabilität der Düseneigenschaften machte sich in der Veränderung von Verbrauchs- und Abgaswerten bemerkbar. Da die Penetration unter den gegebenen motorischen Randbedingungen zu hoch war, wurde der Kolben mit flüssigem Kraftstoff benetzt, was wiederum zu einem nicht akzeptablen Anstieg von Ruß- und Kohlenwasserstoff-Emissionen führte. Um die variable Düse auf Drallbasis in einem weiteren Evolutionsschritt für den Betrieb im strahlgeführten Brennverfahren erfolgreich einsetzen zu können, wurde ein Optimierungsansatz für die Auslegung vorgestellt.

Bei dem zweiten Konzept wurde das Potenzial der **Einspritzdrucksteigerung** in Verbindung mit einer Intensivierung des Strahlauflaufs durch Effekte der **Nadelsitzdrosselung** eingehender untersucht. Es kam hierbei eine Mehrlochdüse mit piezo-aktuierter, direktbetätigter Düsennadel zum Einsatz. Anhand von Untersuchungen an transparenten

Einspritzdüsen wurde gezeigt, dass im Fall der Nadelsitzdrosselung die bei dieselmotorischen Anwendungen bekannten Effekte der Kavitationsbildung im Bereich des Sackloches im Betrieb mit Benzin sogar verstärkt auftreten. Untersuchungen am Komponentenprüfstand zeigten deutlich die Veränderung der Dampfbildung des Sprays bei steigendem Einspritzdruck sowie bei Nadelsitzdrosselung. Die Größe der Dampfgebiete zwischen den Strahlkeulen nahm aufgrund des verstärkten Strahlaufbruchs bei steigendem Einspritzdruck zu, wobei Nadelsitzdrosselung in Verbindung mit Einspritzdrucksteigerung zusätzlich zu einer Vergleichmäßigung der Spraykeulen führte. Insgesamt konnte somit eine Intensivierung der Gemischbildung festgestellt werden. Die dargestellten Veränderungen werden sich vorteilhaft auf den Verbrennungsablauf und damit auch auf die Verbrauchs- und Abgaswerte im motorischen Betrieb mit strahlgeführten Brennverfahren auswirken.

Bei den Untersuchungen zur variablen Düse auf Drallbasis wurde gezeigt, dass sowohl der zweite Vorlauf, als auch der Rücklauf die Einspritzrate und den Spraykegelwinkel gleichermaßen beeinflussen. Es ergibt sich somit der Ansatz, nur eine der beiden Maßnahmen in einem nachfolgenden Prototypen umzusetzen. Sinnvollerweise sollte bei diesem zukünftigen Konzept der Rücklauf erhalten bleiben, um die Ausbildung des Vorstrahls zu vermeiden. Somit ließe sich die Konstruktion der Düse deutlich vereinfachen bei gleicher Funktionalität.

Da sich die Sprayeigenschaften der variablen Düse im Betrieb kontinuierlich verändern lassen, wäre der Einsatz der Düse als Stellglied in einem Regelkreis denkbar. Durch die Information über den aktuellen Zustand der Verbrennung könnte der Spraykegelwinkel optimal für jeden Betriebspunkt von Einspritzung zu Einspritzung individuell geregelt werden. Die Erfassung der aktuellen Verbrennungssituation könnte hierbei über Ionenstrommessung oder Zündfunken-Emissionsspektroskopie an der Zündkerze oder über einen zusätzlichen optischen Sensor im Brennraum erfolgen.

Das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Potenzial von Mehrlochdüsen zur Verbesserung der Gemischbildung im strahlgeführten Brennverfahren durch Einspritzdrucksteigerung und Nadelsitzdrosselung sollte im Motorversuch bestätigt werden. Im Rahmen weiterführender Untersuchungen müsste geklärt werden, bei welchem Einspritzdruck sich ein Optimum für den Motorbetrieb mit strahlgeführtem Brennverfahren ergibt.

Ein Hauptproblem beim Einsatz von Mehrlochdüsen mit kleinen Düsenlöchern im Schichtbetrieb ist die Verkokung und die damit verbundene Veränderung der Durchfluss- und Sprayeigenschaften der Düse. Da die Implosion von Gasblasen an den betroffenen Bauteilen zu Schäden in Form von Erosion der Materialoberfläche führt, müssten sich im Umkehrschluss durch den gezielten Einsatz von Kavitation auch die Verkokungen aus dem Düsenaustrittsbereich entfernen lassen. Hieraus ergibt sich der Ansatz, durch die bewusste Anwendung der Nadelsitzdrosselung im motorischen Betrieb die Düsenbohrungen in regelmäßigen Abständen zu reinigen.

Transparente Düsen wurden auch im Betrieb mit Benzin bei Einspritzdrücken bis 700 bar zur Beobachtung von Phänomenen im Bereich des Sacklochs und der Bohrung erfolgreich eingesetzt. An dieser Stelle sollten weiterführende Untersuchungen mit optimierten geometrischen Randbedingungen (Durchmesser und Neigung der Bohrung, Größe des

Sacklochs) das Verständnis der Vorgänge im Innern der Düse verbessern und den Abgleich zu Simulationsmodellen zu ermöglichen.

Die im Zusammenhang mit der piezo-aktuierten A-Düse entwickelte Technologie zur Nadelhubsteuerung könnte natürlich auch bei einer Mehrlochdüse zum Einsatz kommen. Der bei diesen Aktuatoren einstellbare Hubbereich bis $50\ \mu\text{m}$ wäre für die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Mehrlochdüse durchaus ausreichend, um Nadelsitzdrosselung bei Teilhuben zwischen $10\ \mu\text{m}$ und $20\ \mu\text{m}$ darzustellen. Somit wäre die Anpassung dieser serientauglichen Aktuatoren für den Einsatz in Mehrlochdüsen zur gezielten Nadelsitzdrosselung ein zukünftiger Entwicklungsansatz.

LITERATUR

- [Abe] *Abe, M.; Okamoto, Y.; Kadomukai, Y.; Tanabe, Y.; Ishikawa, T.:*
Fuel spray pattern control using 1-step nozzle for swirl-type injector
SAE Technical Papers Series 2004-01-0540 (2004)
- [Ach] *Achleitner, E.; Frenzel, H.; Klepatsch, M.; Maier, J.; Pasqui, R.:*
Benzindirekteinspritzsystem mit Piezo-Injektor für strahlgeführte Brennverfahren
Strahlgeführte Verbrennungssysteme, Expert-Verlag (2004)
- [Ach1] *Achleitner, E.; Amann, R.; Klepatsch, M.; Pasqui, R.; Frenzel, H.; Warnecke, V.;
Bauer, P.:*
Die innovative Technologie für die Benzindirekteinspritzung mit strahlgeführten
Brennverfahren
Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (2003)
- [Ach2] *Achleitner, E.; Berger, S.; Frenzel, H.; Klepatsch, M.; Warnecke, V.:*
Benzin-Direkteinspritzsystem mit Piezo-Injektor für strahlgeführte Brennverfahren
MTZ 65 Nr. 5 (2004)
- [Alt] *Alt, M. B.; Buhr, R.; Zimmermann, J.:*
Benzindirekteinspritzung, eine sinnvolle Technologie auch für kleine Motoren
Direkteinspritzung im Ottomotor V, Expert-Verlag (2005)
- [Aqu] *Aquino, C.; Plensdorf, W.; Lovoie, G.; Curtis, E.:*
The occurrence of flash-boiling in a port injected gasoline engine
SAE Technical Papers Series 982522 (1998)
- [Arc] *Arcoumanis, C.; Gavaises, M.; Argueyrolles, B.; Galzin, F.:*
Modeling of pressure-swirl atomizers for GDI engines
SAE Technical Papers Series 1999-01-0500 (1999)
- [Bac] *Bacher, H.; Hübner, W.; Witt, A.:*
Potenziale und Herausforderungen des strahlgeführten DI-Brennverfahrens
Strahlgeführte Verbrennungssysteme, Expert-Verlag (2004)
- [Bas] *Van Basshuysen, R.; Schäfer, F.:*
Handbuch Verbrennungsmotor
Vieweg Verlag, Braunschweig Wiesbaden (2002)
- [Bau] *Baumgarten, C.:*
Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der
Hochdruck-Dieseinspritzung
Dissertation Universität Hannover (2003)
- [Bec] *Becker, J.:*
Einfluss der Zylinderinnenströmung auf Gemischbildung und Verbrennung eines
Ottomotors mit Direkteinspritzung
Dissertation Universität Karlsruhe, Logos Verlag Berlin (2004)

- [Bez] *Bezner, M.; Enderle, C.; Kaden, A.; Schaupp, U.; Altenschmidt, F.:*
Einsatz der 3D-Strömungssimulation bei der Entwicklung ottomotorischer
Brennverfahren mit Direkteinspritzung
Strahlgeführte Verbrennungssysteme, Expert-Verlag (2004)
- [Boe] *Böhme, J.; Hatz, W.; Eiser, A.; Dornhöfer, R.; Ehret, W.; Wurms, R.:*
Der neue R4-1,8l T-FSI-Motor von Audi
Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (2006)
- [Bos] *Bosch:*
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch
23. Auflage, Vieweg Verlag, Braunschweig Wiesbaden (1999)
- [Bos2] *Bosch:*
Benzin-Direkteinspritzung, Ottomotor-Management
Vieweg & Sohn Verlag, Braunschweig Wiesbaden (2005)
- [Boh] *Bohl, W.:*
Technische Strömungslehre
12. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg (2001)
- [Bus] *Busch, R.:*
Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen
Dissertation Universität Hannover (2001)
- [Cha] *Chaves, H.; Ludwig, Ch.:*
Characterization of cavitation in transparent nozzles depending on nozzle geometry
Proceedings 20th annual conference on liquid atomization and spray systems
ILLASS Europe (2005)
- [Cou] *Cousin, J.; Ren, W.M.; Nally, S.:*
Transient flows in high pressure swirl injectors
SAE Technical Papers Series 980499 (1998)
- [Cou2] *Cousin, J.; Nuglisch, H. J.:*
Modeling of internal flow in high pressure swirl injectors
SAE Technical Papers Series 2001-01-0963 (2001)
- [Dah] *Dahl, H. D.:*
Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Flüssigkeitszerstäubung mit
Hohlkegeldüsen
VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 3 Nr. 302, VDI-Verlag (1992)
- [Dah1] *Dahl, H. D.; Trautmann, P.:*
Einfluss der Einlaufgeometrie auf das Betriebsverhalten von Hohlkegeldüsen
Chem.-Ing.-Tech. 65 Nr.8, VCH Verlagsgesellschaft mbH Weinheim (1993)

- [Das] *Das, S.; VanBrocklin, P. G.:*
Effect of design and operating parameters on the spray characteristics of an outward opening injector
Thirteenth International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting, Detroit (2003)
- [DeV] *De Vita, A.; Allocca, L.:*
Experimental analysis and CFD simulation of GDI Sprays
SAE Technical Papers Series 2003-01-0004 (2003)
- [Els] *Elsässer, G.:*
Experimentelle Untersuchung und numerische Modellierung der freien Kraftstoffstrahlausbreitung und Wandinteraktion unter motorischen Randbedingungen
Dissertation Universität Karlsruhe (2001)
- [Enk] *Enkler, H.-G.:*
Konstruktion eines Zylinderkopfes für einen Einzylinder-Forschungsmotor
Teil I: Grundlagen, Konstruktion
Studienarbeit Universität Karlsruhe (2005)
- [Eve] *Evers, L. W.:*
Characterization of the transient spray from a high pressure swirl injector
SAE Technical Papers Series 940188 (1994)
- [Gei] *Geiger, J.; Lang, O.; Salber, W.; Krebber-Hortmann, K.:*
Status Quo und zukünftige Potenziale strahlgeführter Otto-DI Brennverfahren
Strahlgeführte Verbrennungssysteme, Expert-Verlag (2004)
- [Gif] *Giffen, E.; Muraszew, A.:*
The atomisation of liquid fuels
Chapman & Hall, London (1953)
- [Gil] *Gilles-Birth, I.; Rechs, M.; Spicher, U.; Bernhardt, S.:*
Untersuchungen zur Düseninnenströmung von Sitzlochinjektoren für die Benzindirekteinspritzung
7. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden (2006)
- [Hei] *Heil, B.; Weining, H. K.; Karl, G.; Panten, D.; Wunderlich, K.:*
Verbrauch und Emissionen – Reduzierungskonzepte beim Ottomotor, Teil 2
MTZ 62 Nr. 12 (2001)
- [Her] *Herden, W.:*
Visionen idealer strahlgeführter BDE-Brennverfahren
Diesel- und Benzin-Direkteinspritzung II, Expert-Verlag (2002)
- [Ipp] *Ipp, W.; Wagner, V.; Krämer, H.; Wensing, M.; Leipertz, A.; Arndt, S.; Jain, A. K.:*
Spray formation of high pressure swirl gasoline injectors investigated by two-dimensional Mie and LIEF techniques
SAE Technical Paper Series No. 1999-01-0498 (1999)

- [Kan] *Kang, K. K.; Cho, H. S.; Baik, S. K.; Bae, J.:*
The fuel spray structure of high pressure direct swirl injector for gasoline injection system
SAE Technical Paper Series No. 2004-01-0541 (2004)
- [Kem] *Kemmler, R.; Frommelt, A.; Kaiser, T.; Schaupp, U.; Schommers, J.; Waltner, A.; Krämer, S.:*
Thermodynamischer Vergleich ottomotorischer Brennverfahren unter dem Fokus minimalen Kraftstoffverbrauchs
11. Aachener Kolloquium, Aachen (2002)
- [Kle] *Kleinhardt, H.:*
Bewertung von Kraftstoffsprays durch optische Messverfahren
Diplomarbeit, Technische Universität Braunschweig (2006)
- [Klo] *Klostermann, J.:*
CFD-Simulation der mehrphasigen Düseninnenströmung in einem Drallinjektor
Diplomarbeit, Technische Universität Bergakademie Freiberg (2005)
- [Koh] *Kohlmann, J.; Schmidt, G.; Slowik, M.; Bürgmeister, M.:*
Eine Zerstäubungstechnologie zur Minimierung des Einflusses des Düsenverschleißes auf die Tropfengröße
ILASS-Europe 2000, Darmstadt (2000)
- [Kra] *Kracke, T; Fengler, H.-P.; Müller, P.; Barsum, N.:*
FI^{2RE} – Ein Entwicklungssteuergerät für flexible Einspritzung und Zündung
MTZ 62 Nr.1 (2001)
- [Kre] *Krebs, R.; Spiegel, L.; Stiebels, B.:*
Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung von Volkswagen
8. Aachener Kolloquium, Aachen (1999)
- [Kre1] *Krebs, R.; Szengel, R.; Middendorf, H.; Fleiß, M.; Laumann, A.; Voeltz, S.:*
Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen, Teil 1: Konstruktive Gestaltung
MTZ 66 Nr.11 (2005)
- [Kre2] *Krebs, R.; Szengel, R.; Middendorf, H.; Sperling, H.; Siebert, W.; Theobald, J.; Michels, K.:*
Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen, Teil 2: Thermodynamik
MTZ 66 Nr.12 (2005)
- [Kum] *Kume, T.; Iwamoto, Y., Iida, K.;Muratami, M.; Akishino, K.; Ando, H.:*
Combustion control technologies for direct injection SI engine,
SAE Technical Paper Series No. 960600 (1996)
- [Lan] *Landerl, C.; Klauter, N.; Klüting, M.:*
Die Konzeptmerkmale des neuen BMW Reihensechszylinder Ottomotors
Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (2004)

- [Led] *Ledoyen, S.; Dumouchel, C.; Preterre, C.:*
Experimental investigation on the characteristics and on the reproducibility of the flow issuing from a high-pressure direct-injection nozzle
SAE Technical Papers Series 1999-01-3655 (1999)
- [Lef] *Lefebvre, A. H.:*
Atomization and Sprays
Taylor and Francis (1989)
- [Lüc] *Lückert, P.; Frey, J.; Kemmler, R.; Schaupp, U.; Vent, G.; Waltner, A.:*
Kunden- und zukunftsorientierte Technologien am Ottomotor – heute und morgen
26. Internationales Wiener Motorensymposium (2005)
- [Maa] *Maaß, J.:*
Gemischbildung im Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren
Dissertation Universität Magdeburg (2004)
- [Mah] *Marohn, R.; Kwast, T.; Rölle, T.; Behnk, K.:*
Neue Möglichkeiten in der Entwicklung von Dieseleinspritzsystemen durch den Einsatz des Meßsystems Injection Analyzer
Diesel- und Benzin-Direkteinspritzung III, Expert-Verlag (2004)
- [Mer] *Merker, G.P.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.:*
Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung,
Teubner Verlag, Stuttgart (2004)
- [Mer1] *Merker, G.P.; Kessen, U.:*
Technische Verbrennung Verbrennungsmotoren
Teubner Verlag, Stuttgart (1999)
- [Mer2] *Merker, G.P.; Baumgarten, C.:*
Wärme- und Fluidtransport - Strömungslehre
Teubner Verlag, Stuttgart (2000)
- [Miy] *Miyajima, A.; Okamoto, Y.; Kadomukai, Y.; Togashi, S.; Kashiwaya, M.:*
A study on fuel spray pattern control of fuel injection of gasoline direct injection engines
SAE Technical Papers Series 2000-01-1045 (2000)
- [Mus] *Muschelknautz, E.; Greif, V.; Trefz, M.:*
Zyklone zur Abscheidung von Feststoffen und Gasen
VDI-Wärmeatlas, VDI-Verlag, 8. Auflage (1997)
- [Nau] *Nauwerck, A.; Pfeil, J.; Velji, A.; Spicher, U.; Richter B.:*
A basic experimental study of gasoline direct injection at significantly high injection pressures
SAE Technical Papers Series 2005-01-0098 (2005)

- [Ofn] *Ofner, B.:*
Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail
Einspritzsystemen
Dissertation Universität München (2001)
- [Oza] *Oza, R. D.; Sinnamon, J. F.:*
An experimental and analytical study of flash-boiling fuel injection
SAE Technical Papers Series 830590 (1983)
- [Pet] *Peters, H.:*
Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Abgasrückführung und
Abgassichtung beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem
Brennverfahren
Dissertation Universität Karlsruhe (2004)
- [Pio] *Piock, W. F.; Sikinger, H.; Fraidl, G. K.:*
Das strahlgeführte Brennverfahren: Ein Vergleich zur ersten Generation der
Direkteinspritzung
Strahlgeführte Verbrennungssysteme, Expert-Verlag (2004)
- [Pio1] *Piock, W. F.; Quelhas, S.; Ramsay, G. M.; Zizelman, J.; Frick, M. J.:*
Gasoline fuel systems for clean and efficient powertrains
18. International AVL „Engine & Environment“ Conference, Graz (2006)
- [Pis] *Pischinger, S.:*
Verbrennungsmotoren
Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen (2000)
- [Pre] *Predelli, O.; Kracke, T.; Schmidt, W.; Meyer, S.:*
FI^{2RE} – Neues Steuermodul für Piezoinjektoren
MTZ 65 Nr. 1 (2004)
- [Pri] *Pritze, S.; Kauer, R.; Oswald, H.; Rothenberger, P.; Wiedenhöft, D.:*
Benzin-Direkteinspritzung mit stöchiometrischer Verbrennung am 2,2l ECOTEC
Aluminium-Motor für den Opel Signum
Direkteinspritzung im Ottomotor IV, Expert-Verlag (2003)
- [Ric] *Richter, R.:*
Funktionsuntersuchungen an einem piezoaktuerten Stellventil
Studienarbeit, FH Wolfenbüttel-Braunschweig (2005)
- [Rob] *Robart, D.; Kneer, R.; Lai, M.-C.:*
Application of a high temporal resolution laser diffraction technique to the
characterization of gasoline direct injection sprays
Direkteinspritzung im Ottomotor III, Expert-Verlag (2001)
- [Sal] *Saliba, R.; Champoussin, J.C.:*
Influence of the nozzle geometry on the cavitation and on the spray development in
diesel injection
Proceedings 20th annual conference on liquid atomization and spray systems
ILLASS Europe (2005)

- [Sch] *Schaupp, U.; Altenschmidt, F.; Bertsch, D.; Laudenbach, N.; Voigtländer, D.; Waltner, A.:*
Das strahlgeführte Mercedes-Benz-Brennverfahren: Robustheitsanforderungen unter Serienaspekten
Direkteinspritzung im Ottomotor V, Expert-Verlag (2005)
- [Sch1] *Schmidt, S.:*
Hydraulische und optische Untersuchungen zur Charakterisierung von ottomotorischen Hochdruck-Einspritzprozessen
Diplomarbeit, Technische Universität Braunschweig (2005)
- [Scm] *Schmitz, I.; Leipertz, A.:*
Flash-Boiling-Einflüsse auf die Spray-Entwicklung bei der Benzindirekteinspritzung
VI. Tagung Motorische Verbrennung, Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik, Schriftenreihe Heft 3.1 (2003)
- [Slo] *Slowik, G.; Kohlmann, J.:*
Verfahren und Einspritzdüse zum Einspritzen von Kraftstoff in den Brennraum einer Brennkraftmaschine
Patentschrift DE 19835340A1 (2000)
- [Spi] *Spicher, U.:*
Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren
Universität Karlsruhe (2005)
- [Spi1] *Spicher, U.; Heidenreich, T.; Nauwerck, A.:*
Stand der Technik strahlgeführte Verbrennungssysteme
Strahlgeführte Verbrennungssysteme, Expert-Verlag (2004)
- [Sta] *Starke, H.:*
Inbetriebnahme eines variablen piezoaktuierten Hochdruckeinspritzsystems zur Untersuchung der Benzin-Direkteinspritzung am Ottomotor
Diplomarbeit Fachhochschule Hannover (2005)
- [Ste] *Stegemann, J.:*
Optische und motorische Untersuchungen der dieselmotorischen Einspritzverlaufsformung unter Verwendung eines piezoaktuierten Experimentaleinspritzsystems
Dissertation Universität Hannover (2003)
- [Sti] *Stiebels, B.; Schweizer, M.-J.; Ebus, F.; Pott, E.:*
Die FSI-Technologie von Volkswagen - nicht nur ein Verbrauchskonzept
Direkteinspritzung im Ottomotor IV, Expert-Verlag (2003)
- [Sto] *Storch, A.; Köhler, R.; Gerhardt, J.; Wirth, M.; Zimmermann, D.; Schamel, A.:*
Das strahlgeführte Brennverfahren: Ein attraktives System hinsichtlich Kosten, Verbrauch und Emissionen
Strahlgeführte Verbrennungssysteme, Expert-Verlag (2004)

- [Stu] *Sturm, M.:*
Numerische Untersuchungen zur kavitierenden Düseninnenströmung in Hochdruck-Einspritzsystemen für Benzindirekteinspritzung
Diplomarbeit Technische Universität Braunschweig (2005)
- [Tre1] *Tremmel, O.; Maaß, J.; Pape, J.; Rölle, T.; Behnk, K.; Merker, G. P.:*
Ein neues variables Einspritzsystem zur Optimierung von Ottomotoren mit Direkteinspritzung
Diesel- und Benzin-Direkteinspritzung III, Expert-Verlag (2004)
- [Tre2] *Tremmel, O.; Maaß, J.; Rölle, T.; Merker, G. P.:*
Potenziale eines variablen Einspritzsystems zur Optimierung von Ottomotoren mit Direkteinspritzung
Direkteinspritzung im Ottomotor V, Expert-Verlag (2005)
- [vTr] *von Treuenfels, W.*
Regelbare Drallzerstäuberdüsen mit Rücklauf
Dissertation Universität Berlin-Charlottenburg (1953)
- [Wal] *Waltner, A.; Bezner, M.; Lückert, U.; Schaupp, U.; Vent, G.:*
Anforderungen und Entwicklungsschwerpunkte für Ottomotoren mit Direkteinspritzung bei Mercedes-Benz
Stuttgarter Symposium (2005)
- [Wal2] *Walzel, P.:*
Auslegung von Einstoff-Druckdüsen
Chem.-Ing.-Tech. 54, Verlag Chemie GmbH (1982)
- [Wal3] *Walther, J.:*
Quantitative Untersuchung der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen
Dissertation Universität Darmstadt (2002)
- [Wel] *Welter, A.; Unger, H.; Hoyer, U.; Brüner, T.; Kiefer, W.:*
Der neue aufgeladene BMW Reihensechszylinder Ottomotor
Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (2006)
- [Wir] *Wirth, M.; Zimmermann, D.; Friedfeldt, R.; Caine, J.; Schamel, A.; Storch, A.; Ries-Müller, K.; Gansert, K.-P.; Pilgram, G.; Ortmann, R.:*
Die nächste Generation der Benzin-Direkteinspritzung – gesteigertes Verbrauchspotenzial bei optimierten Systemkosten
12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen (2003)
- [Woe] *Wörner, P.; Arndt, S.; Grzeszik, R.; Ruthenberg, I.; Gaudigs, E.:*
Grundlagenuntersuchung zur Korrelation zwischen Gemischbildung und Zündung bei Benzindirekteinspritzung
Direkteinspritzung im Ottomotor V, Expert-Verlag (2005)

-
- [Xu] *Xu, M.; Markle, L. E.:*
CFD-aided development of spray for an outwardly opening direct injection gasoline injector
SAE Technical Papers Series 980493 (1998)
- [Zim] *Zimmermann, D.; Kerek, Z.; Wirth, M.; Storch, A.; Grzeszik, R.; Gansert, K.-P.; Josefsson, G.:*
Optimierung strahlgeführter DI-Brennverfahren mit Hilfe von Simulationstechniken und optischer Analyse
Strahlgeführte Verbrennungssysteme, Expert-Verlag (2004)

