

Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuierten Experimentaleinspritzsystemen

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation
von

Dipl.-Ing. Jens Stegemann

geboren am 22.10.1970 in Langenhagen

2004

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. F. Mayinger

Tag der Promotion: 31. Oktober 2003

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker, dem Leiter des Instituts, für die fachliche und persönliche Unterstützung bei der Durchführung dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates. Sein mir entgegengebrachtes Vertrauen ermöglichte mir zum einen ein selbständiges und eigenverantwortliches Arbeiten und zum anderen die Realisierung eigener Ideen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. F. Mayinger danke ich herzlich für das entgegengebrachte Interesse an der Arbeit und für die freundliche Übernahme des Korreferates. Ebenso möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danken.

Besonderer Dank gilt allen Kolleginnen und Kollegen für die gute Zusammenarbeit, für die Hilfsbereitschaft und für die intensiven Diskussionen. Des Weiteren danke ich allen Studenten und wissenschaftlichen Hilfskräften, die wertvolle Hilfe zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben. Bei den Institutsangestellten im Bereich der Mess- und Prüfstandtechnik sowie der mechanischen Werkstatt möchte ich mich für die stete Unterstützung bedanken.

Jens Stegemann

Hannover, im August 2003

INHALTSVERZEICHNIS

Abkürzungen und Formelzeichen	VI
Kurzfassung	IX
Abstract	IX
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Dieselmotorischer Prozess mit heterogener Verbrennung	3
2.1.1 Einspritzung und Gemischbildung	3
2.1.2 Verbrennung und Abgasemissionen	20
2.2 Diesel-Einspritzsysteme	26
2.2.1 Systeme mit kontinuierlicher Hochdruckerzeugung	26
2.2.2 Einspritzsysteme mit einspritzsynchrone Druckerzeugung	28
2.3 Potenzial der Einspritzverlaufsformung	30
2.4 Bewertung	33
3 Aufgabenstellung	36
4 Prüfstandsbeschreibung	38
4.1 Einspritzverlaufsindikator (EVI)	38
4.2 Schnelle Kompressionsmaschine – Einhubtriebwerk (ETW)	39
4.2.1 Adaption an Nkw-Dimensionen	40
4.2.2 Auswahl der optischen Messtechniken	45
4.2.3 Mie-Streulichtverfahren	46
4.2.4 Schlieren- / Schattenverfahren	49
4.3 Forschungseinzylinder	51
4.3.1 Auswahl des Versuchsaggregates	51
4.3.2 Beschreibung des Motorprüfstandes und der Messgrößen	52
5 Piezoaktuiertes Speichereinspritzsystem	56
5.1 Piezoaktuiertes Einspritzventil	56
5.2 Kraftstoff-Hochdruckversorgung mit Druckmodulation (Twin-CR)	63

6	Experimentelle Untersuchungen	68
6.1	Voruntersuchungen zur Nadelsitzdrosselung	68
6.1.1	Parametervariation	69
6.1.2	Ergebnisse	71
6.2	Untersuchungen zur druck- und nadelhubgesteuerten Einspritzratenbegrenzung	74
6.2.1	Optische Untersuchungen	79
6.2.2	Motorische Untersuchungen	89
6.3	Bewertung der Ergebnisse	98
7	Zusammenfassung und Ausblick	100
	Literatur	103

ABKÜRZUNGEN UND FORMELZEICHEN

Abkürzungen

<i>A-Maß</i>	Höhenlage des Spritzloches bezogen auf den Nadelsitz
<i>AGR</i>	Abgasrückführung
<i>APCRS</i>	Amplifier Piston Common Rail System
<i>BR 500</i>	Baureihe 500
<i>CCD</i>	Charged Coupled Device
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics (Numerische Strömungsmechanik)
<i>CR</i>	Common Rail
<i>DC</i>	DaimlerChrysler AG
<i>DI</i>	Direkteinspritzung
<i>E-Motor</i>	Elektromotor
<i>ETW</i>	Einhubtriebwerk
<i>EVI</i>	Einspritzverlaufsindikator
<i>FI²RE</i>	Flexible Injection and Ignition for Rapid Engineering
<i>FSN</i>	Filter Smoke Number
<i>HCCI</i>	Homogenous Charge Compression Ignition
<i>HD</i>	Hochdruck
<i>HE-Verrundungsgrad</i>	hydro-erosiv erzeugter Einlaufkantenverrundungsgrad
<i>ITV</i>	Institut für Technische Verbrennung
<i>K-Faktor</i>	Konizität-Faktor
<i>KW</i>	Kurbelwinkel
<i>M</i>	Motor
<i>ND</i>	Niederdruck
<i>Nkw</i>	Nutzkraftwagen
<i>NO_x</i>	Stickoxide
<i>OT</i>	oberer Totpunkt
<i>PAK</i>	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
<i>Pkw</i>	Personenkraftwagen
<i>PD</i>	Pumpe-Düse
<i>PLD</i>	Pumpe-Leitung-Düse
<i>SCR</i>	selektive katalytische Reduktion
<i>UT</i>	unterer Totpunkt
<i>ZOT</i>	Zünd-OT
<i>ZV</i>	Zündverzug
<i>Zyl</i>	Zylinder

Formelzeichen

<i>A_{SI}</i>	Summe der Spritzlochquerschnitte [m ²]
<i>A_{Si}</i>	Strömungsquerschnitt am Düsennadelsitz (Mantelfläche des Kegelstumpfes) [m ²]
<i>D</i>	Spritzlochdurchmesser [m]

D_0	Sacklochdurchmesser [m]
$D_{1;2}$	optisch detektierbarer Durchmesser 1; 2 [m]
D_{aussen}	Durchmesser Spritzlochaustritt [m]
D_{innen}	Spritzlochdurchmesser Übergang Sackloch – Spritzloch [m]
d_{Sl}	Spritzlochdurchmesser [m]
F_D	Kraft des Druckraumes [N]
F_F	Kraft des Injektors [N]
H_{ETW}	Kolbenhub ETW [m]
H_{Motor}	Kolbenhub Motor BR 500 [m]
He	He-Verrundungsgrad [-]
h	Nadelhub [m]
L	Spritzlochlänge [m]
$L_{1;2}$	projizierte Strahllänge 1; 2[m]
K	Konizitäts-Faktor [-]
k	Geschwindigkeitskonstante [-]
M_M	an der Abtriebswelle gemessenes Moment des Verbrennungsmotors [Nm]
m_B	pro Arbeitsspiel eingespritzte Brennstoffmasse [kg]
m_{Bv}	umgesetzte Brennstoffmasse [kg]
n	Spritzlochanzahl [-]
n_M	Motordrehzahl [min^{-1}]
p	Druck [Pa]
p_e	Einspritzdruck [Pa]
p_g	Gegendruck [Pa]
p_{Kammer}	Druckkammerdruck [Pa]
p_{mi}	indizierter Zylindermitteldruck [Pa]
p_{OT}	Kompressionsenddruck [Pa]
p_{Pail}	Raildruck [Pa]
p_s	Sacklochdruck [Pa]
p_{System}	Druck des Systems [Pa]
p_0	statischer Druck im Grundzustand [Pa]
$p_{1;2}$	statischer Druck der Zone 1; 2 [Pa]
$Q_{1;2,hydr}$	innerhalb 30 s bei einem Kraftstoffdruck von 10 MPa stationär vor (1) und nach dem Verrunden (2) durchgesetztes Kraftstoffvolumen [$\text{cm}^3/30 \text{ s}/10 \text{ MPa}$]
S	Strahleindringtiefe [m]
t	Zeit [s]
t_b	breakup-time [s]
$u_{1;2}$	Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung der Zone 1; 2 [m/s]
v_{Luft}	Luftgeschwindigkeit [m/s]
W_t	technische Arbeit [J]
x_B	normierter Brennverlauf [-]
α	Einfallswinkel [$^\circ$]
γ_{ok}	Strömungseintrittswinkel an der Spritzlochoberkante [$^\circ$]
γ_{uk}	Strömungseintrittswinkel an der Spritzlochunterkante [$^\circ$]
Δl	Längendifferenz [m]

Δp	Druckdifferenz [Pa]
ε	Verdichtungsverhältnis [-]
η_{th}	thermischer Wirkungsgrad [%]
Θ	Spraykegelwinkel [°]
$\Theta_{Hüll}$	Hüll-Strahlkegelwinkel [°]
Θ_{Kern}	Kern-Strahlkegelwinkel [°]
Θ_{nah}	Nah-Strahlkegelwinkel [°]
λ	Luft/Kraftstoffverhältnis [-]
ξ	Einspritzstrahlablenkung [°]
ρ_l	Dichte der eingespritzten Flüssigkeit [kg/m ³]
ρ_g	Gasdichte [kg/m ³]
Φ, φ	Spraykegelwinkel [°]
φ	Kurbelwinkel [°KW]
ψ	Öffnungswinkel [°]

KURZFASSUNG

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Forschungseinspritzsystem als Experimentalwerkzeug zur Brennverfahrensentwicklung von direkteinspritzenden Nkw-Dieselmotoren realisiert. Das System verfügt über einen Einspritzinjektor, der piezoaktuiert direkt die Nadel der Einspritzdüse betätigt. Des Weiteren bietet das Speichereinspritzsystem durch eine Druckmodulationseinheit die Möglichkeit, den Einspritzdruck über dem Injektionsintervall zu variieren. Es ist bekannt, dass ein über der Einspritzung ansteigender Brennstoffmassenstrom Vorteile bezüglich des Ruß-NO_x-Emissionsverhaltens bieten kann. Eine solche Begrenzung des eingespritzten Brennstoffmassenstromes kann sowohl durch einen während der Injektion ansteigenden Einspritzdruck als auch durch Teilhübe der Düsennadel, der sogenannten Nadelsitzdrosselung generiert werden. Durch Einsatz dieses Forschungseinspritzsystems wurde erstmalig ein druckmoduliert über der Einspritzung ansteigender Einspritzratenverlauf durch einen nadelsitzgedrosselt erzeugten abgebildet. Diese einspritzhydraulischen Parameter wurden an einer schnellen Kompressionsmaschine mit bildgebend optischen Zugang unter dieselmotorischen Bedingungen hinsichtlich der makroskopischen Strahlgrößen untersucht und auf einen Einzylinder-Forschungsmotor übertragen. Die Ergebnisse der optischen Untersuchungen zeigen einen signifikant verstärkten Strahlaufbruch der nadelsitzgedrosselten Einspritzung, was mit den motorischen Ergebnissen korreliert. Die druckmodulierte Einspritzung zeigt bei vergleichbaren Ruß-Emissionen einen deutlich geringeren Ausstoß an Stickoxidemissionen.

Schlagwörter: Druckmodulation - Dieselmotor - Gemischbildung

ABSTRACT

This study is about the realisation of an injection system for DI truck engines as a research tool in order to optimise injection and combustion processes. Its fundamental difference to conventional common rail injectors is that a piezo element is directly connected with the needle of the nozzle enabling a highly dynamic and extremely accurate movement and positioning of the needle during the injection. The injector is combined with a pressure modulation unit which makes possible to vary the injection pressure during the injection interval. It is a fact that an increasing injection rate during the injection time provides advantages concerning the simultaneous reduction of soot and NO_x emissions. Such a limitation of the injection rate can be generated both by increasing the injection pressure and using throttle effects at the needle seat caused by transient partial needle lifts. The research tool is the first injection system that enables to realise comparable increasing injection rates generated by pressure modulation and throttle effects at the needle seat. In order to evaluate the effects of the new injection technology a rapid compression machine was utilised which realises motorlike pressure and temperature conditions and offers an excellent optical access to the combustion chamber. Moreover a truck size single cylinder research engine was applied in order to verify the optical results of the injection by measuring the soot and NO_x emissions and the cylinder pressure. The optical results of the examinations indicate a significant influence of throttle effects at the needle seat on the spray characteristics in terms of an increased spray break-up. This effect correlates with the engine results as the pressure modulated injection shape possesses lower NO_x emissions combined with comparable soot emissions.

keywords: pressure modulation - diesel engine - mixture formation

1 EINLEITUNG

In der Entwicklung moderner Verbrennungsmotoren für den Kraftfahrzeugeinsatz treten energie- und umweltpolitische Anforderungen immer stärker in den Vordergrund. Mit der Reduzierung der Schadstoffemissionen gemäß den stufenweise in Kraft tretenden EURO-Normen und der Verpflichtung zur Absenkung der flottenbezogenen CO₂-Emissionen werden hier wesentliche Zielsetzungen durch den Gesetzgeber definiert.

Die kommenden Restriktionen seitens der Abgasgesetzgebung stellen die Motorenindustrie vor Herausforderungen, die eine Bewertung aller inner- und außermotorischen Maßnahmen erforderlich machen. Mit dem heutigen Stand der Technik können mit innermotorischen Maßnahmen trotz stetig weiterentwickelter Einspritzsysteme mit immer höheren Einspritzdrücken und hochdynamischen Injektoren sowie gekühlter Abgasrückführung nur in Kombination mit außermotorischen Maßnahmen ausreichende Lösungen erzielt werden. Mit Rußpartikelfiltern und Entstickungskatalysatoren liegen technische Konzepte vor, die aktuell Einzug in die Serienfertigung sowohl bei Pkw- als auch bei Nkw-Motoren halten. Durch diese externen motorischen Maßnahmen wird der Kosten- sowie der Wartungsaufwand erheblich vergrößert. Außerdem erhöht sich durch die Installation katalytischer Systeme im Abgasstrang der Abgasgegendruck, der wiederum für ein Ansteigen des Kraftstoffverbrauchs verantwortlich ist. Auf Grund dieser Nachteile sind weitere intensive Forschungen im Bereich der Schadstoffentstehung notwendig, da in einer geeigneten Gemischaufbereitung die Möglichkeit gesehen wird, Schadstoffemissionen am Ort ihrer Entstehung weitestgehend zu verhindern, um somit auf aufwendige Abgasnachbehandlungssysteme verzichten zu können. Dabei spielt das Einspritzsystem eine zentrale Rolle, da es die zeitliche und räumliche Zumengung des Kraftstoffs in den Brennraum, und infolge dessen den Brennverlauf mit allen Konsequenzen für die Entstehung von Verbrennungsprodukten steuert.

Derzeit beherrschen zwei Einspritzsysteme mit unterschiedlichen Wirkprinzipien den Markt:

- Das *Common-Rail-System* mit einem permanent in einem Speichervolumen vorgehaltenen Einspritzdruck ermöglicht die variable Verteilung mehrerer Teileinspritzungen über das Arbeitsspiel. Dabei wird die Einspritzrate, die pro Zeiteinheit eingebrachte Kraftstoffmenge, wesentlich durch den Speicherdruck beeinflusst.
- Beim *Pumpe-(Leitung-)Düse-System* wird der Kraftstoffdruck hingegen synchron zur Einspritzung eine Nockenwelle erzeugt. Somit steht für verschiedene Teileinspritzungen nur ein begrenztes Zeitfenster zur Verfügung.

Die genannten Systeme finden seit Jahren Verwendung in Dieselmotoren verschiedenster Ausprägung. Ihre Potenziale sind tiefgreifend mit den jeweiligen Vor- und Nachteilen untersucht worden. Hinsichtlich der vollvariablen Formung des Einspritzverlaufs, in der ein weiteres Potenzial zur Minimierung der Rohemissionen gesehen wird, sind beide Systeme stark begrenzt, hier kommen aufwändigere Forschungs-Einspritzsysteme zur Anwendung. Forschungs-Einspritzsysteme basieren in der Regel auf dem Common-Rail-System, weil damit eine zeitlich freie Verteilung der Teileinspritzungen möglich ist. Zur Formung des Ratenverlaufes einer Einspritzung liegen zwei Konzepte vor:

- Zum einen kann durch einen gesteuerten Hubverlauf der Düsennadel der Einspritzdüse im Düseninneren eine Abdrosselung des Kraftstoffdrucks bewirkt werden – man spricht von der sogenannten Sitzdrosselung.
- Zum anderen kann der vorgehaltene Kraftstoffdruck während der Einspritzung hochdynamisch variiert werden – die sogenannte Druckmodulation.

In der vorliegenden Arbeit werden die genannten Konzepte zur Formung des Einspritzratenverlaufs in vergleichbaren Untersuchungen hinsichtlich ihres Potenzials als innermotorische Maßnahme zur Minderung der Rohemissionen eines direkteinspritzenden NKW-Dieselmotors umfassend bewertet.

Ein im Rahmen dieser Arbeit entwickeltes, druckmoduliertes Common-Rail-Forschungseinspritzsystem mit einem direktwirkenden piezoaktuierten Injektor wird dabei anhand von Messdaten aus einem Prüfstandsverbund bewertet und mit Ergebnissen verglichen, die sich bei Verwendung der Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation einstellen. Der Prüfstandsverbund umfasst neben einem Forschungs-Einzylinderaggregat eine Kompressionsmaschine mit vergleichbarer Brennraumgeometrie, in der optische Strahlbilduntersuchungen nach dem Mie-Streulichtverfahren und dem Schlierenverfahren durchgeführt werden. Hinzu kommt ein Einspritzlabor für hydraulische Untersuchungen mit einem Einspritzverlaufsindikator. Die Ergebnisse werden in Bezug auf die Gemischbildung, den Brennverlauf und die Schadstoffemissionen interpretiert und bewertet.

2 STAND DER TECHNIK

Kernpunkt bei der Entwicklung von DI-Dieselmotoren ist die Einhaltung zukünftiger Abgasgrenzwerte unter Gewährleistung eines hohen Motorwirkungsgrades. Neben motorexternen Maßnahmen zur Reduzierung der Hauptschadstoffe NO_x und Ruß durch Katalysator- und Filterkonzepte steht vor allem die Reduzierung der Rohemissionen durch motorinterne Schritte im Vordergrund. Im Folgenden werden die für das DI-Dieselmotoren wesentlichen Prozesse und aktuellen Erkenntnisse beschrieben und die daraus resultierenden Anforderungen an das Einspritzsystem sowie die Versuchsträger formuliert. Da der Hintergrund dieser Arbeit der kombinatorische Einsatz von optischen und motorischen Untersuchungen unter Verwendung eines annähernd frei parametrierbaren Einspritzsystems ist, werden die Teilprozesse Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung aufgearbeitet, um das Verständnis der zu untersuchenden Phänomene aufzubauen und die Abstimmung der optischen und motorischen Versuchsträger und -parameter zu beschreiben.

2.1 Dieselmotorischer Prozess mit heterogener Verbrennung

Der konventionelle dieselmotorische Prozess zeichnet sich durch eine innere Gemischbildung aus. Kurz vor Ende des Kompressionstaktes wird um den OT der flüssige Kraftstoff in die verdichtete und erhitzte Luft eingespritzt. Direkt nach dem Eindringen des Kraftstoffes wird dieser physikalisch und chemisch aufbereitet und bildet das zündfähige Kraftstoff-Luft-Gemisch. Die Einbringung des Kraftstoffes geschieht beim DI-Verfahren druck-/zeitgesteuert über Mehrlochdüsen unmittelbar in den Brennraum, der im Wesentlichen aus der in den Kolben eingelassenen Mulde besteht. Da der Dieselmotor mit einer Qualitätsregelung betrieben wird, stellt die eingespritzte Menge ein äquivalentes Maß für die Lastabgabe des Motors dar. Für eine optimale Verbrennung im Hinblick auf einen niedrigen Kraftstoffverbrauch und geringe Schadstoffwerte ist eine möglichst homogene Durchmischung von Kraftstoff und Luft anzustreben. Da sich im Fall der heterogenen Verbrennung die Prozesse der Gemischbildung und Verbrennung zeitlich als auch örtlich stark überschneiden, können für dieses Brennverfahren mit einem Einspritzzeitpunkt um den OT prinzipbedingt keine homogenisierten Bedingungen realisiert werden. Im folgenden werden die für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten optischen und motorischen Untersuchungen wesentlichen Grundlagen zur Einspritzung, Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung aufgearbeitet und die Einspritzdüse als Schnittstelle zwischen Einspritzsystem und Brennraum beschrieben. Der Einfluss der Düsenbauformen und Spritzlochgeometrien auf die Strahlparameter ist zur Auswahl des Versuchskonzeptes von entscheidender Bedeutung.

2.1.1 Einspritzung und Gemischbildung

Bei der dieselmotorischen Verbrennung laufen die entscheidenden Vorgänge Einspritzung, Gemischbildung, Zündung und Verbrennung simultan während nur weniger Millisekunden im Brennraum ab. Abhängig vom Wirkprinzip des Einspritzsystems liegt während der Einspritzung an der Düse ein Kraftstoffdruck von 15 MPa bis 200 MPa an. Der Gegendruck im Brennraum zum Zeitpunkt der Einspritzung liegt abhängig von der Verdichtung, dem Aufladegrad und dem Einspritzbeginn zwischen 3 MPa und 12 MPa. Der Kraftstoff tritt auf Grund des anliegenden Druckes und der kleinen Spritzlöcher mit hoher Geschwindigkeit bzw.

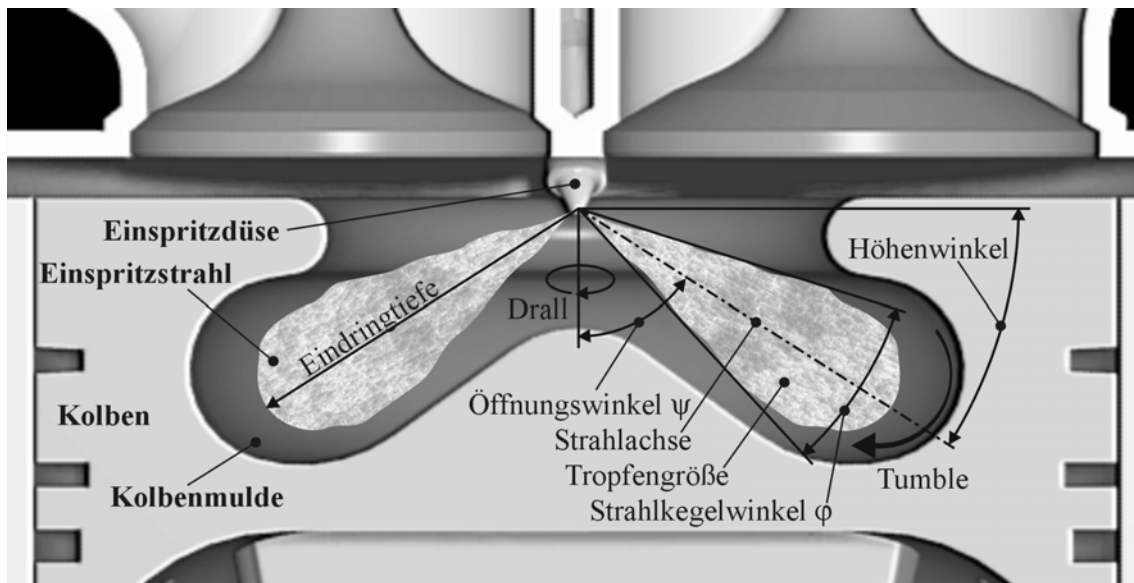


Bild 2.1: Schematische Darstellung der dieselmotorischen Strahlausbreitung

hohem Impuls und großer Turbulenz aus der Düse aus. Durch die Relativgeschwindigkeit zur hochverdichteten Brennraumluft, die aerodynamische Kräfte aufbaut, und die im Strahl vorliegende Turbulenz, zerfällt der Einspritzstrahl in kleine Tröpfchen.

Der Strahlkegelwinkel und die Eindringtiefe geben Aufschluss über das Volumenverhältnis des flüssigen und verdampften Kraftstoffs. Steigt der Kegelwinkel bei gleichbleibender Einspritzmenge, so deutet dies auf eine bessere Zerstäubung des Strahles und eine stärkere Mischung des Kraftstoffes mit der Brennraumluft hin. Der Öffnungs- bzw. Höhenwinkel der Strahlage ist mit der Brennraummuldenkontur abzustimmen, um zum einen eine optimale räumliche und zeitliche Brennraumausnutzung zu gewährleisten und zum anderen eine deutliche Interaktion des Strahles mit der Muldenwand mit resultierender Wandfilmbildung zu vermeiden. **Bild 2.1** zeigt die für die dieselmotorische Strahlausbreitung und Gemischbildung relevanten Rahmenbedingungen. In den folgenden Abschnitten wird sowohl auf die geometrischen Strahlgrößen und deren Abhängigkeit von den einspritzsystemspezifischen Rahmenbedingungen wie auch auf die Brennraumluftbewegung näher eingegangen.

Die **Einspritzdüse** stellt neben der vom jeweiligen Einspritzsystem abhängigen Art der Druckerzeugung und Einspritzverlaufsformung die wesentliche auf die dieselmotorischen Sprayparameter einflussnehmende Komponente dar. Bei DI-Dieselmotoren werden Mehrlochdüsen in Sack- und Sitzlochbauform eingesetzt. **Bild 2.2** zeigt exemplarisch eine typische Einspritzdüse in Sacklochbauform für Pkw- und Nkw-Applikationen. Die Einspritzdüse kann gemäß **Bild 2.3** vereinfacht als ein Zweidrosselsystem beschrieben werden [Bus],[Bad]. Eine Hauptdrosselstelle stellen die Spritzlöcher A_{Sl} , eine weitere die vom Nadelhub h abhängige Fläche am Nadelsitz A_{Si} dar. Während der Spritzlochquerschnitt A_{Sl} unveränderlich ist, vergrößert sich die Kegelstumpfmantelfläche A_{Si} bei zunehmendem Nadelhub. Während der frühen Öffnungsphase stellt sich im Sackloch auf Grund der geringeren Ringspaltfläche ein gedrosselter Einspritzdruck ein (*Nadelsitzdrosselung*). Die gebräuchlichste Düsenausführung besitzt bei Serien-Einspritzsystemen – mit Ausnahme des Einspritzsystems von Cummins [Pis] - eine federbelastete Düsennadel, die durch den

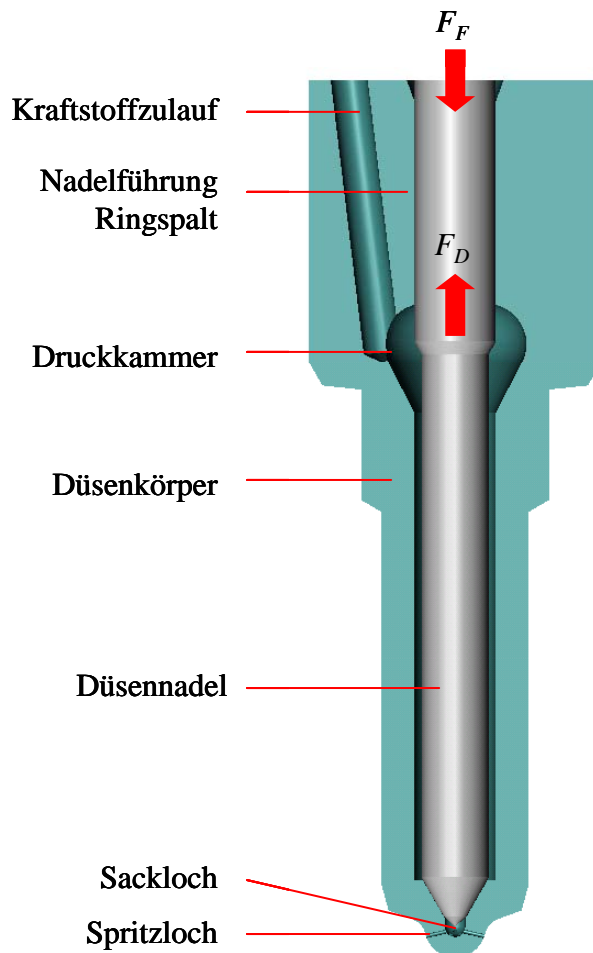


Bild 2.2: Einspritzdüse

zwischen dem Nadelsitz und dem Spritzlocheintritt wirken sich radiale Bewegungen der Düsennadelspitze nicht direkt durchflussbegrenzend auf einzelne Spritzlöcher aus. Bei Sitzlochdüsen führt ein solches Nadeltaumeln zu unterschiedlich ausgebildeten Strahlkeulen mit stark variierenden Strahleindringtiefen [Lei]. Dem Vorteil der besseren Strahlsymmetrie der Sacklochdüsen steht der Nachteil erhöhter HC-Emissionen gegenüber. Das im Sackloch vorhandene Volumen führt nach Ende der Einspritzung zum Nachspritzen bzw. Ausgasen des unverbrannten Kraftstoffes [Pot]. Nachspritzer weisen wegen des fehlenden Einspritzdruckes und der dadurch hervorgerufenen schlechten Zerstäubung große Tropfendurchmesser auf und verbrennen nur teilweise und luftarm unter Bildung weiterer Rußpartikel in der Abbrandphase. Ein spätes Ausgasen des Schadvolumens bedingt, dass der Kraftstoff nicht mehr vollständig verbrannt wird und als Kohlenwasserstoffemissionen ins Abgas gelangt. Diesem Zielkonflikt von Strahlsymmetrie und Schadvolumen wird aktuell Rechnung getragen, indem die Schadvolumina der Sacklochdüsen zunehmend verkleinert werden und die Sitzlochbauform durch eine bessere Zentrierung der Düsennadel optimiert wird, wie die doppelte Nadelführung und spezielle Geometrieänderungen am Düsensitz.

Brennstoffdruck vom Nadelsitz abgehoben wird und die Düsenbohrungen freigibt. Die Düsennadel wird mit einem Spiel von 2-4 μm im Düsenkörper eng geführt. Über diesen, als Drossel wirkenden Ringspalt, wird der Einspritzdruck der Druckkammer auf den annähernd drucklosen Leckölstrom abgebaut. Kraftstoffseitig liegt ausgehend vom Druckraum eine Kraft F_D an, die die Nadelöffnung bewirkt. Entgegen wirkt eine vom Injektor aufzubringende Kraft F_F , die das Düsenschließen zum Beenden der Einspritzung erzwingt. Grundsätzlich sind die bei aktuellen DI-Dieselmotoren verwendeten Mehrlochdüsen in die folgenden Bauformen zu unterscheiden (Bild 2.4):

- Sacklochdüsen
- Sitzlochdüsen

Die Sacklochdüse verfügt über ein zusätzliches Volumen in der Düsenskuppe zwischen dem Nadelsitz und dem Spritzlocheintritt. Auf Grund des bei der Sacklochdüse vergrößerten Abstands

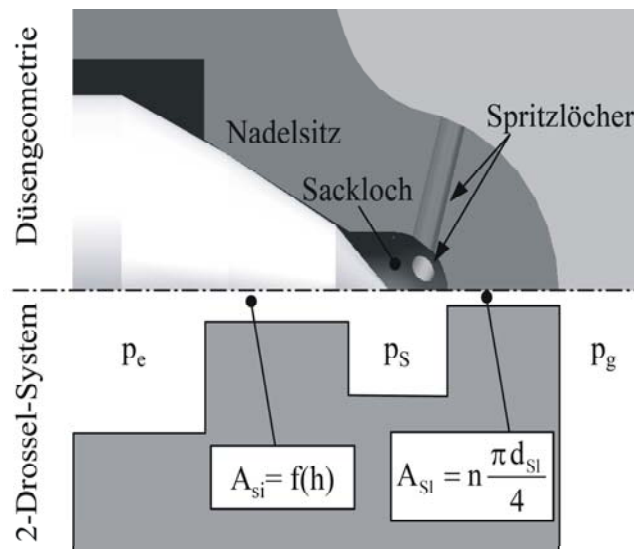


Bild 2.3: Düsengeometrie einer Sacklochdüse als Zweidrosselsystem [Bus]

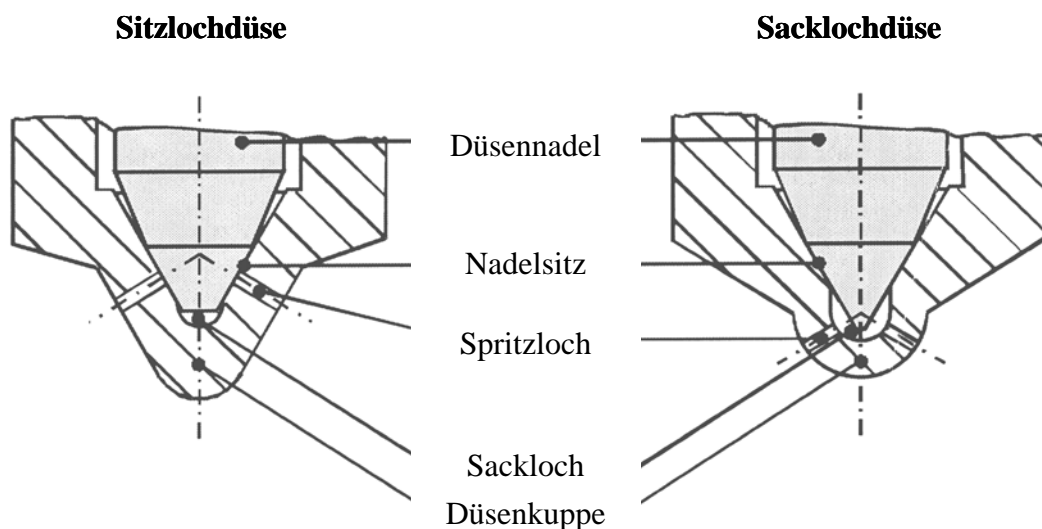


Bild 2.4: Vergleichende Detaildarstellung von Düsenbauformen [Bad]

Für die Bewertung optischer Strahluntersuchungen mit Übertrag der Einspritzparameter auf den Motorversuch ist es von entscheidender Bedeutung, eine hohe Reproduzierbarkeit der Einspritzbedingungen zu gewährleisten, was die Sacklochbauform prädestiniert [Pot], [Ofn], [Fet].

Bild 2.5 illustriert die Vorteile der besseren Strahlsymmetrie bei Sacklochdüsen. Man erkennt, dass die Sitzlochdüse der Einzelstrahlen insbesondere in der frühen Einspritzphase während der Nadelsitzdrosselung zu Strahlasymmetrien bezüglich der Strahleindringtiefe neigt. Insbesondere für optische Strahluntersuchungen werden aus diesem Grund überwiegend Sacklochdüsen gewählt [Fet], [Ofn], [Bus]. Im Folgenden wird näher auf die düseninneren Vorgänge eingegangen und die auf den Strahl einflussnehmenden Parameter erläutert.

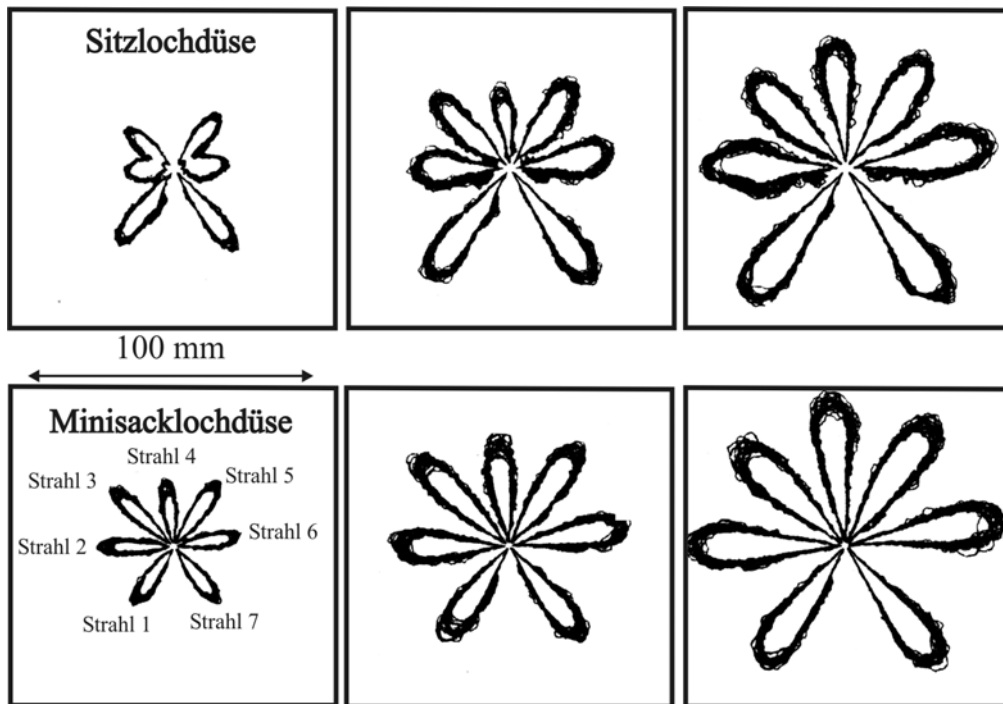


Bild 2.5: Strahlausbreitungssymmetrie von Sitz- und Sacklochdüse bei einem Raildruck von 130 MPa zu den Zeitpunkten 200, 400 und 600 µs nach Spritzbeginn [Lei]

Für die Einspritzstrahlparameter sind die geometrischen Bedingungen im Spritzloch von entscheidender Bedeutung. Charakteristische Größen sind

- der Spritzlochdurchmesser,
- die Spritzlochlänge,
- Winkellage des Spritzloches,
- die Höhenlage des Spritzloches bezogen auf den Nadelsitz (A-Maß),
- die Konizität (K-Faktor) und
- der Einlaufkantenverrundungsgrad (HE-Verrundungsrad).

Einspritzdüsen besitzen im Pkw-Bereich Spritzlochdurchmesser von 0,1 mm bis 0,2 mm und 0,15 mm bis 0,4 mm bei Nkw-Anwendungen. Die Größe der Spritzlöcher ist dabei abhängig von der Brennraumgröße bzw. dem Kolbenmuldendurchmesser und der Lochanzahl, die wiederum mit zunehmender Brennraumgröße und abnehmendem Luftdrall steigt. Die Länge der Spritzlöcher beträgt ca. 1 mm. Geringfügige Änderungen der Spritzlochform und -orientierung wirken sich direkt auf die Düseninnenströmung und das Strahlausbreitungsverhalten aus.

Bild 2.6 stellt die für die Beschreibung der dieselmotorischen Kraftstoffzerstäubung wichtigen Strahlgrößen dar. Dargestellt ist die Düsenspitze mit Düsenadel, Nadelsitz, Sack- und Spritzloch. Maximale Einspritzdrücke von bis zu 200 MPa ergeben in Kombination mit den zuvor beschriebenen Spritzlochgrößen Strömungsgeschwindigkeiten im Spritzloch von 500 m/s und mehr. Der Einspritzstrahl beginnt unmittelbar nach dem Düsenaustritt in ein kegelförmiges Spray aufzubrechen. Als makroskopischer Strahlparameter wird durch Vermessung von Strahlaufnahmen der *Spraykegelwinkel* Φ detektiert. Der Fortschritt der

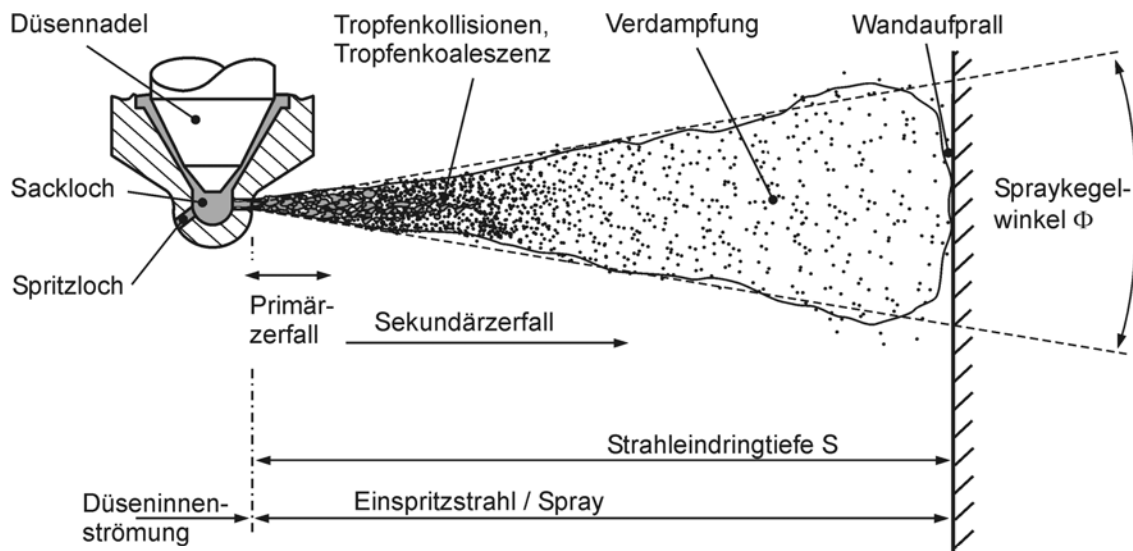


Bild 2.6: schematischer Aufbau eines Einspritzstrahles [Bau]

Strahlspitze ausgehend vom Düsenloch wird als *Strahleindringtiefe S* definiert. Düsennahe zerfällt der Strahl in große Tropfen und Ligamente, die ein dichtes Spray bilden. Dieser düsennahe Strahlaufruch wird *Primärzerfall* genannt. Den kleinere Tropfen bildenden fortschreitenden Zerfall bezeichnet man als *Sekundärzerfall*. Beim Sekundärzerfall werden auf Grund der auftretenden Relativgeschwindigkeiten zwischen Tropfen und Brennraumgas die Tropfen durch aerodynamische Kräfte verzögert, verformt und in weitere kleinere Tropfen aufgespalten. Die aerodynamischen Kräfte wirken insbesondere frontal an der Spitze des Einspritzstrahles. Diese stärkere Verzögerung der Tropfen an der Strahlfront führt zu einem Verdrängen und Überholen ausgehend von den nachfolgenden Tropfen. Die Lage der Strahlspitze wird in Abhängigkeit des zwischen ihr und dem Düsenloch befindlichen Flüssigkeitsmassenanteils definiert, der zwischen 95 % und 99 % liegt [Bau]. Die beschriebenen Vorgänge führen dazu, dass sich ein kegelförmiges Spray ausbildet, das in Hauptströmungsrichtung durch einen verstärkten Lufteintrag verdünnt wird. Insbesondere innerhalb der dichten Sprayanteile herrscht eine große Wahrscheinlichkeit für Interaktionen zwischen den Tropfen in Form von Kollisions- und Koaleszenzvorgängen. Im düsenernen dünnen Spray dominieren verstärkt die brennraumseitigen Einflussgrößen wie Gastemperatur und -dichte die weiteren Zerfalls- und Verdampfungsvorgänge. Die maximale Eindringtiefe ist durch den Kolbenmuldendurchmesser radial begrenzt (**Bild 2.6**). Bei hohen Einspritzdrücken in Verbindung mit langen Einspritzdauern kann es abhängig von der Düsengeometrie zu einem Kraftstoffauftrag an der Muldenwand kommen. Der Auftrag der flüssigen Phase ist in der Regel unerwünscht, da der Wandfilm eine fette Zone darstellt, die langsamer und unvollständiger verbrennt und sich damit negativ auf die Emissionswerte auswirken kann. **Bild 2.7** zeigt, dass die Eindringtiefe der flüssigen Phase unter motorischen Bedingungen bei Kompressionsendtemperatur auf Grund der verstärkt auftretenden Verdampfung unabhängig vom Einspritzdruck einem Grenzwert zustrebt.

Der weitere Strahlfortschritt wird von der Dampfphase vollzogen. Auf Grund der geringen Tropfengrößen der stark aufgebrochenen und verdampften Strahlbereiche gewinnen **Brennraumluftbewegungen** hier eine besondere Bedeutung. Neben der durch den Kraftstoffstrahlimpuls eingebrachten Gemischbildungsenergie bewirkt eine Luftbewegung im Zylinder während der Einspritzung eine Erhöhung der Relativgeschwindigkeit zwischen Luft

und Kraftstoff und damit eine Erhöhung des Durchmischungspotenzials. Die *Drallluftströmung* wird generiert durch die Gestalt des Einlasskanals (Drall- oder Tangentialkanal) und des Ventilsitzes. Es handelt sich um eine Drehbewegung der Luft um die Zylinderachse, die über den Gaswechselkanal generiert wird und auf Grund der Massenträgheit der Luft im nachfolgenden VerdichtungsHub bestehen bleibt. Kurz vor OT sorgt die durch die Quetschkante der Kolbenkrone in die Mulde verdrängte Luft für eine Erhöhung des Dralls (Drehimpulserhaltung), was u.a. experimentell durch [Hen] nachgewiesen wurde.

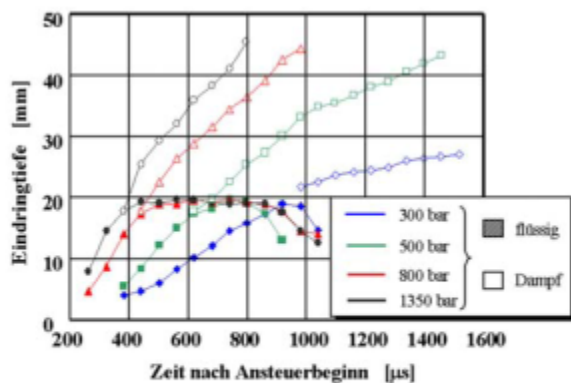


Bild 2.7: Eindringtiefen des flüssigen und dampfförmigen Kraftstoffes in einer beheizten Einspritzkammer in Abhängigkeit des Druckes [Bas]

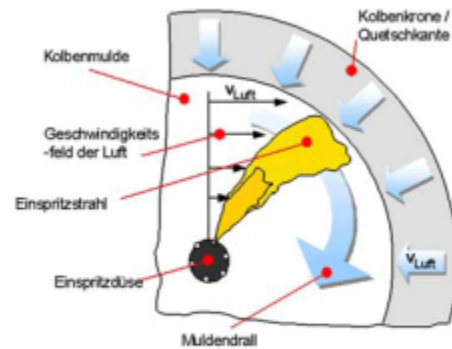


Bild 2.8: Darstellung der auf den Einspritzstrahl wirkenden Brennraumluftbewegungen

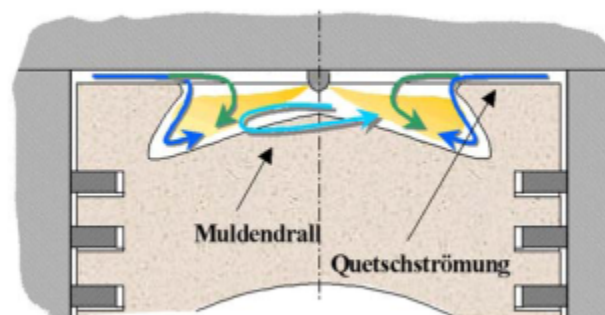


Bild 2.9: Brennraumluftbewegungen in der Kolbenmulde

Insbesondere kleine Motorbaugrößen, wie Pkw- und zum Teil Nkw-Applikationen, arbeiten mit einem starken Drallniveau, da auf Grund der geringeren Zylinderbohrungen und größerer Drehzahlspitzung tiefkonturierte Mulden (ω -Mulden) mit geringen Durchmessern eingesetzt werden (**Bild 2.9**). Da die Drallausbildung stark drehzahlabhängig und eine kennfeldgeregelte, stufenlose Beeinflussung der Kanalgeometrie über Leitbleche o.ä. aufwendig und kostenintensiv ist, treten Abstimmungsprobleme hinsichtlich der Intensitätsoptimierung auf. In den Extrembereichen bilden sich die Drallströmungen entweder zu gering (Leerlauf) oder aber zu stark (Nenn Drehzahl) aus. Neben Drossel- und somit Füllverlusten der Zylinderladung besteht die Möglichkeit, dass die Strahlkeulen benachbarter Spritzlöcher ineinander verwehen und überfettete Zonen bilden (**Bild 2.8**) oder aber der Spritzabstand bei Mehrfacheinspritzungen ein Verwehen der Voreinspritzmenge in die Zone der Haupteinspritzmenge des benachbarten Spritzlochs bewirkt [Hen], [Fet], [Eis]. Die Drallströmung

stellt somit eine tragende Strömung fein zerstäubter und verdampfter Einspritzzonen ohne nennenswerten Turbulenzeintrag dar. Als Lösungsansatz zur dynamischen Drallanpassung setzt sich sukzessiv der Vierventil Zylinderkopf mit je einem Drall und einem zuschaltbaren Füllkanal pro Zylinder durch. Auf Grund dieser generellen Problematik bei der Erzeugung und Abstimmung der Ladungsbewegung, wird zunehmend versucht, die erforderliche Gemischbildungsenergie in den Einspritzstrahlimpuls zu verlagern. Dies verlangt, den Einspritzverlauf sowohl druck- als auch zeitgesteuert weiterhin als wesentliches Mittel zur Optimierung des Brennverfahrens zu untersuchen. Die breite Spreizung des Einspritzdruckes zwischen 15 bis 200 MPa, die es zur Bewertung von Einspritzverläufen bereitzustellen gilt, generiert Kavitationsvorgänge in der Düse.

Kavitation beschreibt den Phasenübergang in einer Flüssigkeit, bei dem infolge lokaler Druckabsenkung ein Teil der Flüssigkeit verdampft und sich dampf- bzw. gasgefüllte Hohlräume bilden (Kavitationsblasen). **Bild 2.10** zeigt exemplarisch anhand eines Phasendiagramms die Zusammenhänge. Auf Grund des hohen Einspritzdruckes heutiger

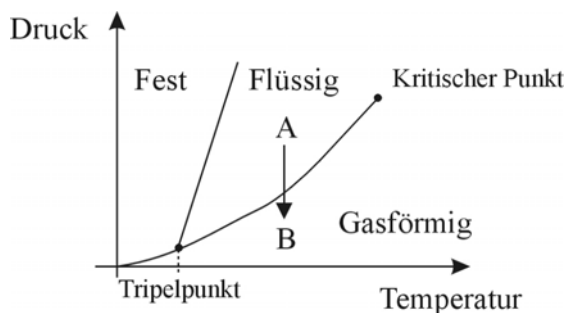


Bild 2.10: exemplarisches Phasendiagramm

Einspritzsysteme stellen sich in der Düse sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten und somit große Druckgradienten ein, die das Auftreten von Kavitationsblasen begünstigen. Die Implosion fördert grundsätzlich den Strahlerfall. Nach [Bus] und [Bad] unterscheidet man zwischen Kavitation durch Nadelsitzdrosselung und Kavitation im Spritzloch.

1. Kavitation durch Nadelsitzdrosselung:

Auf Grund des Öffnungs- und Schließvorganges der Düsennadel verschiebt sich der kleinste Strömungsquerschnitt und somit die stärkste Drosselung der Düseninnenströmung vom Spritzloch- in den Nadelsitzbereich. Die resultierenden Druckgradienten in Kombination mit einer hohen Beschleunigung der Strömung im Nadelsitz erzeugen Kavitation. Dies kann zu Kavitationserosionsschäden an der Düse führen und muss bei der Auslegung von Einspritzdüsen berücksichtigt werden. Insbesondere die Schädigung des Nadelsitzbereiches ist als kritisch zu bewerten. Da die Kavitation systembedingt auf Grund der transienten Vorgänge beim Nadelöffnen und -schließen nicht verhindert werden kann, gilt es durch eine strömungsgünstige Gestaltung der Düsengeometrien, Werkstoffschädigungen zu verhindern und in einen unkritischeren Bereich der Düse zu verlagern. Als unkritische Kavitationsgebiete bzgl. Schädigungen gelten das Sackloch sowie der Bereich der Nadelspitze. **Bild 2.11** zeigt als Resultat optischer Untersuchungen mit transparenten Düsenskuppen [Bus] exemplarisch ein vom Nadelsitz generiertes Kavitationsgebiet. Es zeigt sich in diesem Fall ein Kavitationsschlauch vom Nadelsitz bis in den Einlauf des Spritzloches. Als Resultat der Untersuchungen nach [Bus] bleibt festzuhalten, dass die nicht vermeidbare Kavitation ausgehend vom Düsennadelsitz entweder im Sackloch implodiert oder aber in Form von Schläuchen bis in die Spritzlöcher transportiert wird. Sowohl die Implosion im Sackloch als auch im Spritzloch erhöht dabei deutlich die Turbulenz, unterstützt Kavitationsstrukturen im Spritzloch und sorgt so für einen verstärkten düsenahen Strahlaufbruch.

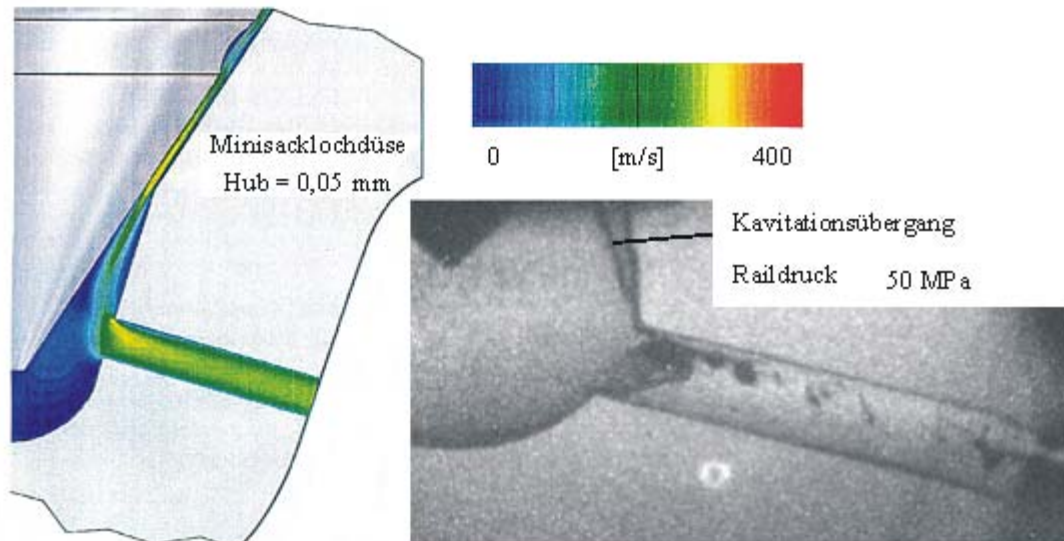


Bild 2.11: Kavitation bei Teilnadelhuben [Pot], [Bus]

2. Spritzlochgenerierte Kavitation:

Untersuchungen an Einspritzdüsen mit optisch zugänglichen Spritzlöchern nach [Bus], [Bad], [Bod] führten zu dem folgenden Ergebnis: Der in das Spritzloch eintretende Kraftstoff erfährt auf Grund der Querschnittsverengung eine starke Beschleunigung, woraus ein Absinken des statischen Druckes resultiert. Wie in **Bild 2.12** dargestellt, kann der Prozess vereinfacht mit Hilfe der Bernoulli Gleichung dargestellt werden. Sie beschreibt das Verhältnis der statischen und dynamischen Drücke bei einer Fluidströmung zwischen zwei Punkten in einem Rohr. Eine Geschwindigkeitserhöhung hat demnach einen Druckabfall über der Spritzlochlänge zur Folge. Die Umlenkung der Strömung an der Einlasskante in das Spritzloch bewirkt weiterhin ein radiales Druckgefälle zwischen Spritzlochachse und -wand [Bau]. Eine hydroerosive Verrundung (HE-Verrundung) des Spritzlocheinlaufes reduziert diesen Effekt durch Vergrößerung des Radius. Diese Mechanismen bewirken ein Unterschreiten des Dampfdruckes vom Kraftstoff und erzeugen die in **Bild 2.12** schematisch dargestellten Kavitationsfilme während des Einspritzvorganges. Sie verengen das Spritzloch, woraus eine

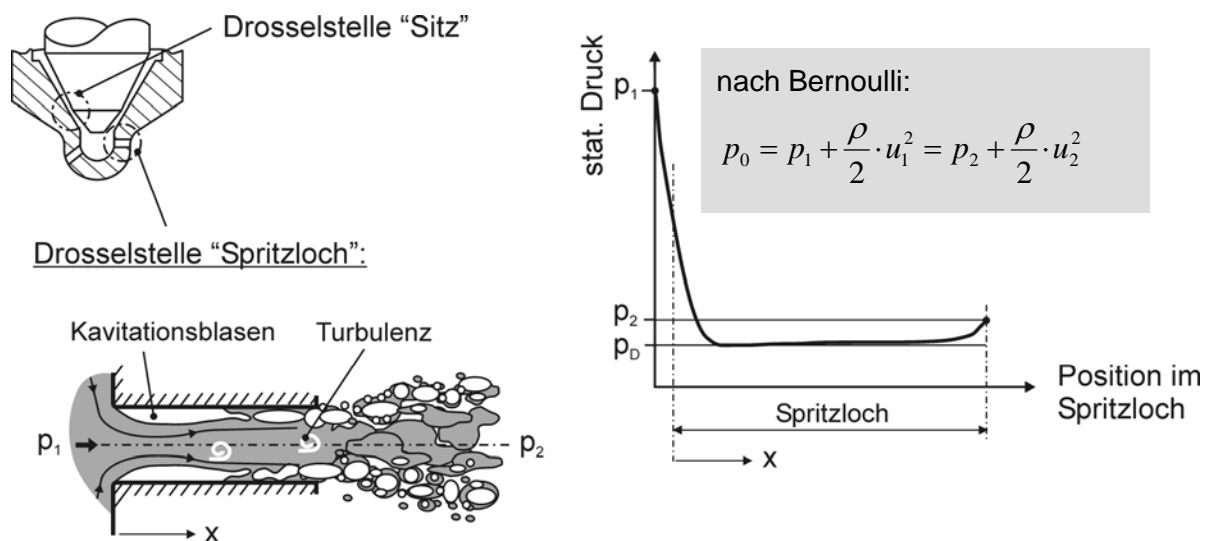


Bild 2.12: Entstehung von Kavitationsfilmen im Spritzloch [Bau]

weitere Beschleunigung der Flüssigkeit mit einem weiteren Anwachsen der Filmdicke und in Konsequenz eine Reduktion des Kraftstoffmassenstromes resultiert. Die Kavitationsfilme können von der Wand teilweise ablösen und werden mit der Strömung mitgerissen.

Die Kavitation besitzt einen deutlichen **Einfluss auf den düsennahen Strahlaufbruch**. Unter dieselmotorischen Bedingungen werden die Kavitationsfilme aus dem Spritzloch ausgetragen [Bad], [Che]. Auf Grund des hohen Brennraumdruckes implodieren die noch nicht im Spritzloch kolabierten Strukturen sofort nach dem Austreten aus der Düse. Es gibt somit je nach Implosionsort die folgenden Effekte [Bus], [Bad]:

- Es entstehen in der Düse Kavitationsblasen, die im Spritzloch implodieren und den sofortigen Strahlzerfall durch Erhöhung der Turbulenz fördern.
- Kavitationsblasen, die sich durch die oben beschriebenen Vorgänge im Inneren der Düse bilden, implodieren bei Verlassen des Düsenlochs und reißen dabei - sofern sie sich in Oberflächennähe befinden - diese auf und erhöhen dadurch den Lufteintrag in den Strahl.

Das Auftreten von Kavitation bewirkt durch Querschnittsverengungen und Beeinflussung des Strömungsfeldes eine Turbulenzerhöhung. Dadurch treten mehr Oberflächenstörungen auf, die als Folge einen verstärkten Lufteintrag und dadurch einen verbesserten Strahlaufbruch bewirken. [Bad], [Bus] kommen zu dem Ergebnis, dass kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Aufenthaltsort einer Blase im Freistrahle und einer Oberflächenstörung zu erkennen ist. Die Ergebnisse [Bus], [Kön], [Bad] stimmen grundlegend darin überein, dass der Haupteinfluss der Kavitation auf den Strahlzerfall zum einen auf die Erhöhung der Turbulenz der Düseninnenströmung und zu anderen auf die Implosion von abgelösten Kavitationsblasen im Freistrahle zurückzuführen ist. Durch die Erhöhung der Turbulenz entstehen am Freistrahle Unregelmäßigkeiten, die den Lufteintrag (das sog. Air-Entrainment) in den Strahl fördern und somit zu einer besseren Kraftstoffaufbereitung beitragen.

Aktuell werden in der Dieseleinspritztechnik - wie bereits näher beschrieben - durch Weiterentwicklung von Fertigungsverfahren eine Vielfalt von **Düsenbauformen und Spritzlochgeometrien** eingesetzt. Es können gezielte Konizitäten und Einlaufrundungen des Spritzloches hergestellt werden. In diesem Zusammenhang werden Untersuchungen, welchen Einfluss diese Geometrieänderungen auf die düseninnere Kavitation und die daraus resultierenden Strahl- und Verbrennungseigenschaften haben, zu einem besonderen Forschungsziel. Die bisher getätigten experimentellen Untersuchungen beziehen sich auf stationäre Rahmenbedingungen, die entweder bei voll geöffneter oder ohne Düsennadel sowie mit stationären Nadelteilhüben untersucht werden. Der Einfluss der während der Nadelsitzdrosselung in Abhängigkeit verschiedener Nadelgeschwindigkeiten und Spritzlochgeometrien erzeugten Kavitationsphänomene auf die Strahlgrößen, die Gemischbildung und die Verbrennung bietet insbesondere im Verbund weiteres Forschungspotenzial. Dabei ist zu betonen, dass gerade die frühe Phase der Einspritzung während der Nadelsitzdrosselung einen entscheidenden Einfluss auf die Vormischverbrennung und somit auf die Stickoxidemissionen erwarten lässt [Kön]. Ein wesentlicher Grund, warum gezielte motorische Untersuchungen unter Variation der Einspritzparameter bisher ausblieben, stellt die fehlende Flexibilität der Serieneinspritzsysteme dar, die keine frei parametrierbare Nadelbewegung zulassen. Die

wesentlich auf die Kavitation einflussnehmenden untersuchten geometrischen Größen der Einspritzdüse sind

- die Konizität des Düsenloches durch Variation des K-Faktors,
- die Größe der Einlaufrundung am Spritzloch durch Variation der HE-Verrundung und
- die Lage des Spritzloches und der Einlaufkanten im Sackloch durch Variation des A-Maßes (**Bild 2.13**).

Der Konizitätsfaktor ist gemäß **Gl 2.1** definiert, wobei als D_{innen} der Spritzlochdurchmesser am Übergang vom Sackloch in das Spritzloch und als D_{aussen} der Durchmesser im Spritzlochaustritt bezeichnet wird. Konische Spritzlöcher mit positivem K-Faktor weisen demnach ein in Strömungsrichtung kleiner werdendes Spritzloch auf.

$$K = \frac{D_{innen} [\mu m] - D_{aussen} [\mu m]}{10} \quad \text{Gl. 2.1}$$

Der He-Verrundungsgrad ist definiert über:

$$He = \left[\frac{Q_{2,hydr.}}{Q_{1,hydr.}} - 1 \right] * 100\% \quad \text{Gl. 2.2}$$

wobei $Q_{hydr.}$ [cm³/30 s/10 MPa] das innerhalb 30 s bei einem Kraftstoffdruck von 10 MPa stationär vor (1) und nach dem Verrunden (2) durchgesetztes Kraftstoffvolumen ist.

Eine Vergrößerung der Einlaufrundungen vom Sackloch ins Spritzloch (HE-Verrundung) führt gemäß [Scw1] zu einer Vergleichmäßigung der Strömung und somit zu einer Reduzierung der Kavitation im Spritzloch. In Kombination mit einer positiv konischen Spritzlochform konnte bei einem moderaten Einspritzdruck von 80 MPa eine kavitationsfreie Strömung im Spritzloch nachgewiesen werden. Mit einer derart vergleichmäßigten Strömung findet der Strahlaufbruch unabhängig vom Kavitationsblasenzerfall statt, wodurch sich im Düsennahbereich eine deutliche Verringerung des Strahlkegelwinkels ergibt [Scw1], [Scu]. Optische Untersuchungen an einem optisch zugänglichen Nkw-Einzylinderaggregat (DaimlerChrysler BR 500) zeigen das selbe Verhalten, das sich bei brennenden Strahlen noch verstärkt auswirkt. Auf Grund des höheren Strahlimpulses bei Verwendung der konisch verrundeten Düse ergab sich eine intensivere turbulente Mischung und daraus resultierend ein effektiverer Rußausbrand. Die Anbindung des Spritzloches an das Sackloch wird über das A-Maß und die Winkel γ_{ok} und γ_{uk} gemäß **Bild 2.13** definiert.

[Bus] untersuchte drei unverrundete zylindrische Sacklochdüsen mit unterschiedlichem A-Maß. **Bild 2.15** zeigt die an der oberen Einlaufkante ins Spritzloch generierte Kavitation. Das Kavitationsgebiet steigt mit zunehmendem Sacklochdruck an, wobei die Strömung mit zunehmendem Nadelhub über der gesamten Locheinlaufkante kavitiert.

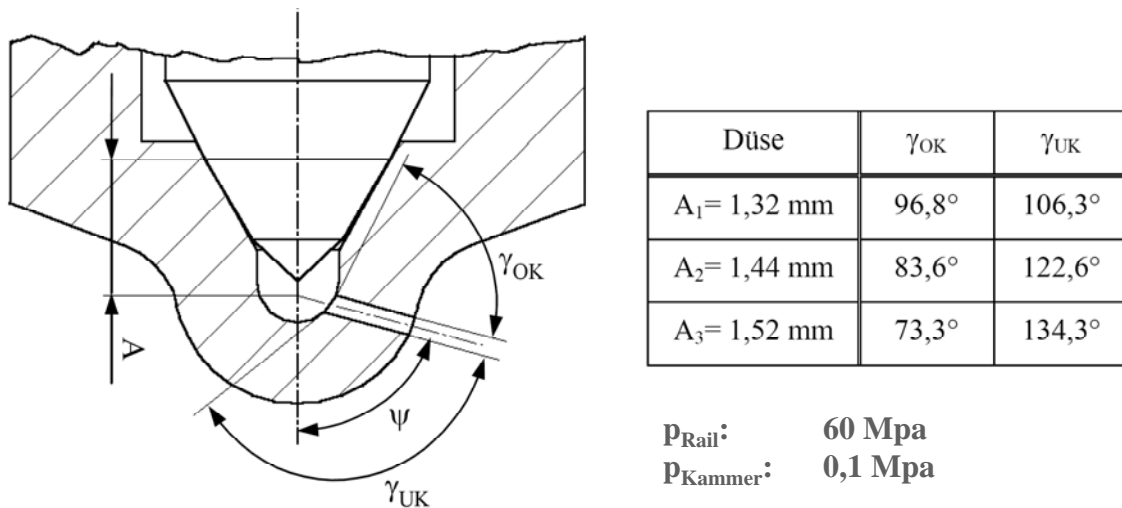


Bild 2.13: Variation des A-Maßes [Bus]

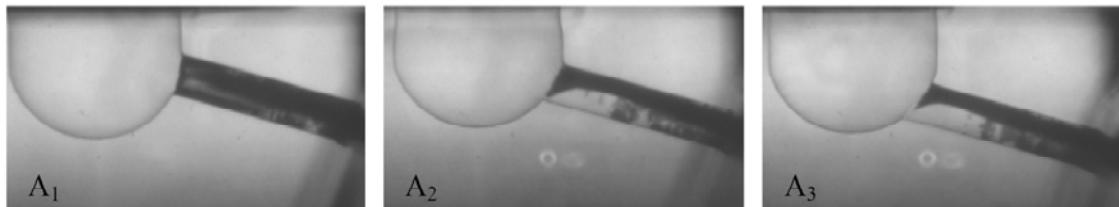


Bild 2.14: ausgebildete Spritzlochkavitation in Abhängigkeit des A-Maßes [Bus]

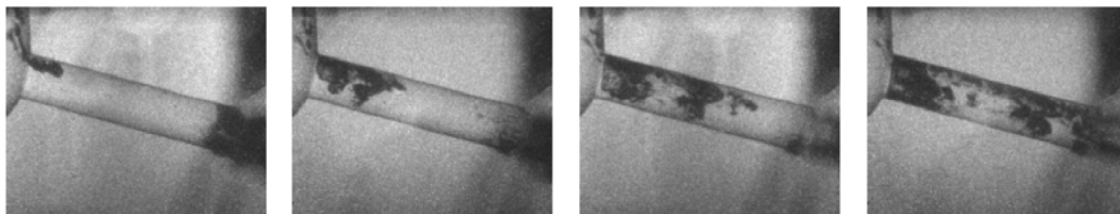


Bild 2.15: Entstehung der Kavitation am Spritzlocheinlauf (Bildabstand: $5 \mu\text{s}$) [Bus]

Bild 2.14 zeigt, dass mit steigendem A-Maß und somit wachsendem γ_{uk} , sich die Strömungsumlenkung an der Spritzlochunterkante verringert. Die sanftere Umlenkung der Strömung aus dem Sacklochgrund bewirkt eine Reduzierung des Kavitationsschlauches über den Einlaufkantenumfang. Bei allen untersuchten A-Maßen ergibt sich gemäß **Bild 2.16** insbesondere in der Haupteinspritzphase eine Lageabweichung der Spraykegelachse zur Spritzlochachse. [Bus] stellte fest, dass der düsennahe Strahlkegelwinkel zwar beim Öffnen und Schließen der Nadel erhöhte Strahlkegelwinkel aufweist, sich aber bei Düsen mit größerem A-Maß in der quasistationären Phase des vollen Nadelhubes ein wesentlich kleinerer Winkel einstellt. Dieses vom A-Maß abhängige Ergebnis unterstreicht, dass schon geringe Änderungen der Düsengeometrie trotz gleicher Geometrie der Spritzlochbohrung (Konizität, HE-Verrundungsgrad, Spritzlochlänge, Spritzlochdurchmesser) deutliche Einflüsse auf das Strahlverhalten haben können.

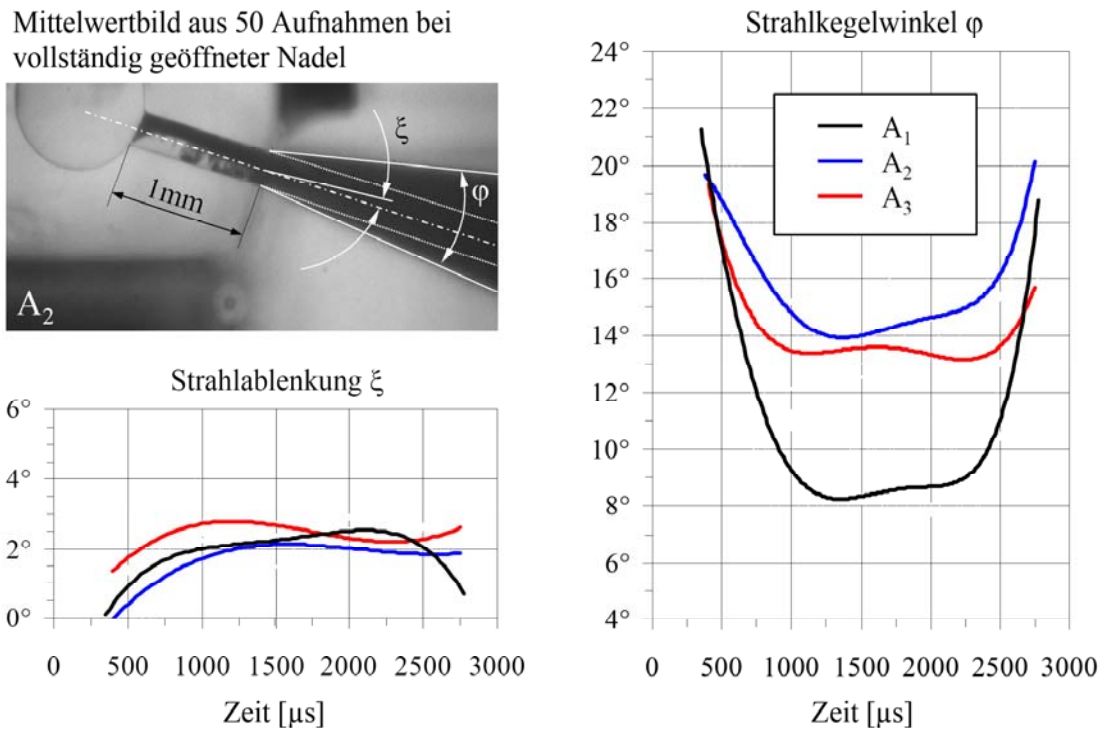


Bild 2.16: Düsenaher Strahlkegelwinkel φ und Lageabweichung ξ der Spraykegelachse zur Spritzlochachse [Bus]

[Scw2] stellt den Einfluss der Konizität des Düsenlochs (K-Faktor: 2,5; 0; -2,5) und der Verrundung der Einlaufkante auf die düseninnere Kavitation und die Strahlausbreitung bei vollständig geöffneter Düsenadel dar. Die Kammeruntersuchungen bei einem Raildruck von 80 MPa unter atmosphärischen Temperaturbedingungen zeigen, dass sich bei dem größten untersuchten K-Faktor von 2,5 in Kombination mit einer HE-Verrundung von 10% eine kavitationsfreie Düseninnenströmung realisieren lässt. Tendenziell nimmt die Kavitationsneigung mit sinkendem K-Faktor und reduzierter Verrundung zu. Bei zylindrischem Spritzloch wird Kavitation für alle HE-Varianten detektiert (HE-Grad: 0%; 11,1%; 17,8%). Untersuchungen zur Strahlausbreitung wurden bei einem Kammerdruck von 2,15 MPa durchgeführt. Es zeigte sich bei atmosphärischen Temperaturbedingungen kein signifikanter Einfluss auf die Strahleindringtiefe. Mit Reduzierung des K-Faktors ergab sich ein deutlicher Anstieg des Spraykegelwinkels.

[Fet] führt mittels Druckkammerversuchen eine Strahlkonturmessung von Pkw-Düsen in Sacklochbauform durch. Die Düsen unterscheiden sich im Wesentlichen durch den K-Faktor (1,5 \Leftrightarrow 0) und die HE-Verrundung (10,4% \Leftrightarrow 0%), wobei die Düse mit konischem Spritzloch den verrundeten Spritzlocheinlauf besitzt. Es wird deutlich, dass die konische, verrundete Düse erwartungsgemäß eine höhere Strahlausbreitungsgeschwindigkeit bei geringeren Strahlkegelwinkeln besitzt.

Mit **steigendem Raildruck** erhöht sich die Eintrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit in die verdichtete Luft des Brennraums, was zu einem größeren Impuls führt. Dies hat zur Folge, dass der Strahl sich schneller in der Brennkammer ausbreitet. Die Eindringtiefe der Flüssigphase allerdings ist bei ungestörter Ausbreitung (ohne Wandkontakt) unter dieselmotorischen Bedingungen konstant und unabhängig vom Raildruck. Dies liegt daran, dass bei

höherem Raildruck und damit steigendem Strahlimpuls an der Spitze die Verdampfungsrate ebenfalls ansteigt. Dadurch nimmt zwar die Eindringtiefe der Gasphase zu, die der Flüssigphase bleibt aber unverändert, da die zu erwartende Zunahme der Flüssigkeitseindringtiefe durch die stärkere Verdampfung ausgeglichen wird. Allerdings wird die maximale, konstante Eindringtiefe der Flüssigphase mit steigendem Raildruck früher erreicht [Uhl], [Pau], [Zeh], [Hub]. **Bild 2.7** beschreibt exemplarisch den Einfluss der Einspritzdruckes unter Trennung der Dampf und Flüssigphase.

[Ofn] kommt zu dem Ergebnis, dass unter motornahen Bedingungen die Strahlausbreitungsgeschwindigkeit bei unterdrückter Verbrennung mit steigendem Raildruck zunimmt. Die Untersuchungen wurden mit realen Mehrlochdüsen unter Berücksichtigung der Nadelöffnung bei teillastspezifischen Kraftstoffmassen aufgenommen. Es ergab sich bei den auf Grund der durch die Pkw-Kolbenmulde begrenzten Eindringtiefen ein linearer Anstieg der Eindringtiefe über der Einspritzdauer. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass für die untersuchten geringen Einspritzmengen bzw. -zeiten die Nadelöffnungsgeschwindigkeit und die damit verbundene Nadelsitzdrosselung einen entscheidenden Einfluss haben. Da bei Serieneinspritzsystemen – wie in Kapitel 2.2 dargestellt – die Nadelöffnungsgeschwindigkeit prinzipbedingt vom Einspritzdruck abhängt, ist es bei Verwendung des gleichen Injektors nicht möglich, die Parameter Einspritzdruck und Nadelöffnungsgeschwindigkeit getrennt zu variieren. Dies ist jedoch von besonderem Interesse, da insbesondere diese frühe Einspritzphase während der Zündverzugszeit die Vormischverbrennung und somit die Stickoxidemissionen bestimmt. Die Eintrittsgeschwindigkeit und damit die kinetische Energie des Kraftstoffs bei Eintritt in den Brennraum ist abhängig vom Druckgefälle zwischen Rail und Verbrennungskammer als auch von Drosselverlusten. Je höher der Raildruck ist, desto höher ist auch die Eintrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffstrahls. Auf Grund dessen findet ein stärkerer Impulsaustausch mit der komprimierten Luft statt, der zu einem kleineren Tröpfchendurchmesser führt. Die mittlere Tropfengeschwindigkeit steigt also bei gleichzeitiger Abnahme des mittleren Tropfendurchmessers [Eis], [Ofn]. Der Einfluss des Einspritzdruckes auf den makroskopischen Strahlkegelwinkel wird von [Ofn] unter motornahen Bedingungen untersucht und mit weiteren Ergebnisse aus der Literatur verglichen. Es zeigen sich bei Einspritzdrücken von 40 MPa bis 140 MPa keine signifikanten Änderungen des makroskopischen Strahlkegelwinkels. Als Begründung führt er die Zunahme der Strahlgeschwindigkeit bei gleichzeitiger Abnahme der Tröpfchengröße mit steigendem Raildruck an, wodurch die Verdampfungsrate steigt und der Kegelwinkel sich nicht erkennbar verändert.

[Kro] bestimmt unter Verwendung eines am ITV der Universität Hannover entwickelten piezoaktuierten Pkw-CR-Einspritzsystems mit direktbetätigter Düsennadel Tropfengrößen- und Anzahlverteilungen im Dieselspray unter atmosphärischen Bedingungen. Es zeigt sich eine signifikante Verringerung des mittleren Tropfendurchmessers bei einer Variation des Raildruckes zwischen 30 MPa und 200 MPa. Ferner wurde eine Verringerung der Tropfendurchmesser in radialer Richtung, orthogonal zur Sprayachse detektiert. Eine Erhöhung der Spritzlochdurchmesser ergab einen gesteigerten Tropfendurchmesser. Des Weiteren kann bei einer Variation des Raildruckes von 50 MPa auf 200 MPa ausgehend von einer Volumenkonzentration im Strahlkern bei geringem Druck, eine Verteilung des eingespritzten Volumens über den Gesamtstrahlquerschnitt bei hohem Raildruck festgestellt werden. Der eingesetzte Injektor mit direktbetätigter Düsennadel erlaubt es, während der

Haupteinspritzphase nach der Öffnungsphase quasistationäre Teilhübe bereitzustellen. So konnte bei identischer Öffnungsgeschwindigkeit der Düsennadel der Einfluss der Nadelsitzdrosselung gezielt untersucht werden. Um gleiche Einspritzraten bei 100% und 50% Nadelhub zu gewährleisten, wurde der Raildruck entsprechend erhöht. Obwohl sich im Düsenloch ähnliche Druckbedingungen einstellen, zeigt sich bei durchgängig nadelsitzgedrosselter Einspritzung eine über den Strahlquerschnitt vergleichmäßigte Volumenverteilung. Des Weiteren führt [Kro] eine Messung der Strahlaustrittsgeschwindigkeit in einem Abstand von 5 mm zum Düsenloch bei quasistationärem Teil- und vollem Nadelhub unter Gewährleistung identischer Einspritzraten und Nadelöffnungsgeschwindigkeiten durch. **Bild 2.17** zeigt, dass keine signifikanten Unterschiede der Strahlgeschwindigkeit detektiert wurden. Die aufgetragene Steuerspannung des piezoaktuierten Injektors ist proportional zum eingestellten Nadelhub.

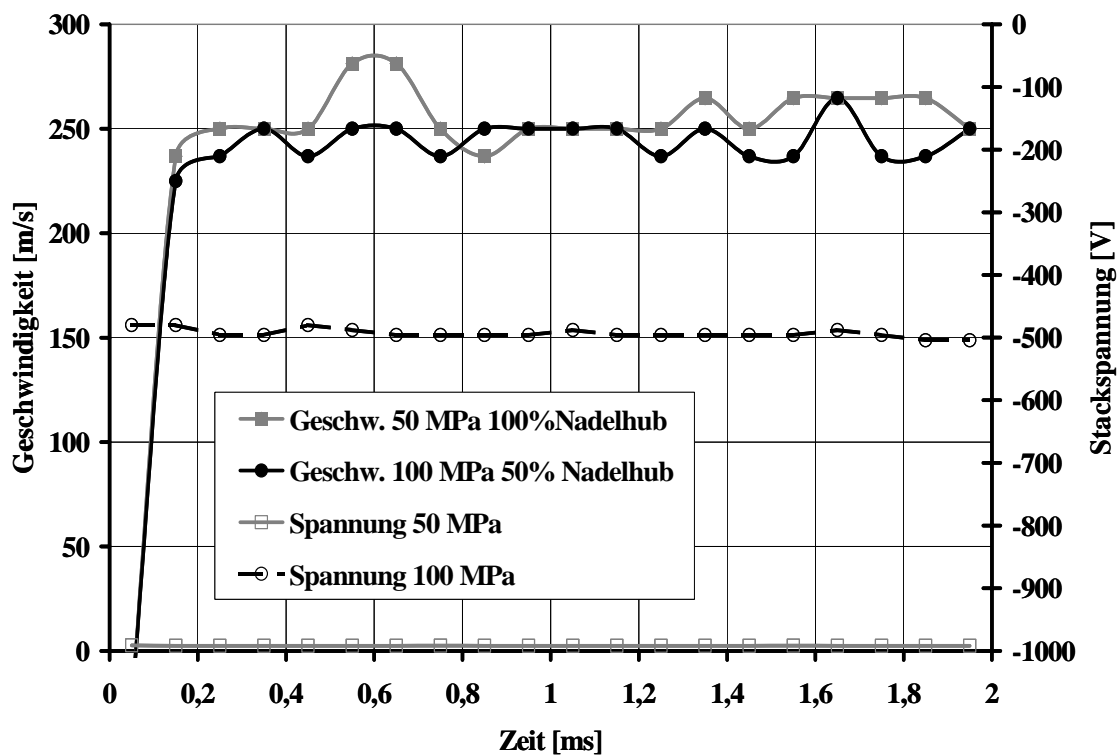


Bild 2.17: Vergleich der Strahlaustrittsgeschwindigkeiten bei vollem Nadelhub und Druckminderung über Nadelsitzdrosselung [Kro]

[Bus] untersuchte an einer zylindrischen Transparentdüse mit unverschärftem Spritzlocheinlauf den Einfluss des Einspritzdruckes auf die Kavitation in der Einspritzdüse. Bei vollem Nadelhub stellten sich bei einer Druckvariation zwischen 10 MPa und 1200 MPa durchgängig Kavitationserscheinungen im Spritzloch ein. Dabei wurde mit steigendem Einspritzdruck der Umlenkungsgrad der Strömung am Einlaufkantenumfang auf Grund der höheren Strömungsgeschwindigkeit zunehmend kavitationsentscheidend. Es bildete sich für alle untersuchten Einspritzdrücke ein zusammenhängender Hauptkavitationsschlauch von der Spritzlocheinlaufkante bis zum Spritzlochaustritt. Des Weiteren konnten mit steigendem Einspritzdruck zu Spritzbeginn verstärkt Kavitationsgebiete aus dem Nadelsitzbereich im Sackloch festgestellt werden. Dies ist mit dem Anwachsen der Strömungsgeschwindigkeit im

Spalt zwischen Nadel und Düsenkörper, verbunden mit der verstärkten Kavitation in der Sitzdrosselphase der Einspritzung begründet.

Während der frühen Einspritzphase sorgt die Nadelsitzdrosselung für einen mit zunehmendem Nadelhub steigenden Kraftstoffdruck im Sack- und Spritzloch der Düse. Unterstützt durch die von [Bus], [Bad] festgestellten Kavitationseffekte am Nadelsitz beschreiben [Bus], [Bad], [Ofn], [Eis] unter Verwendung von CR-Einspritzsystemen eine deutliche Zunahme insbesondere des düsennahen Spraywinkels während der Nadelöffnung. [Ofn] stellt ein düsennahes „Aufpilzen“ des Strahles sowohl bei atmosphärischen als auch bei erhöhten Kammerdrücken fest. [Kön] setzte neben einem Speichereinspritzsystem (CR) ein System mit einspritzsynchronem Druckaufbau (PLD) ein und detektierte verglichen zum CR-System eine geringere düsennahe Zunahme des Strahlkegelwinkels. Dieser Effekt ist nach [Kön] durch den beim CR-System schon bei Einspritzbeginn stationär am Nadelsitz anliegenden Kraftstoffdruck, der die Kavitation ausgehend vom Düsennadelsitz begünstigt, begründet. Auf Grund mangelnder Flexibilität der Einspritzsysteme war es nicht möglich, der untersuchten Strahlausbreitung vergleichbare Einspritzratenverläufe zu Grunde zu legen. Eine detaillierte Beschreibung der systemspezifischen Unterschiede der Einspritzsysteme wird in Kapitel 2.2 gegeben.

Es ist motorisch grundlegend zu unterscheiden, ob eine **Variation des Kompressionsenddruckes** über ein verändertes Verdichtungsverhältnis ε oder über einen Anstieg des Ladedruckes bei gleichem ε erzielt wird, da ein Anstieg von ε zu einem deutlichen Anstieg der Verdichtungsendtemperatur führt. Der Einfluss von Kompressionsenddruck und -temperatur auf die Strahlausbreitung ist insbesondere für die frühe Einspritzphase entscheidend, da innerhalb der Zündverzugszeit die daraufhin einsetzende Vormischverbrennung (Stickoxidemissionen) entscheidend von den Strahlgrößen geprägt wird.

Bei steigendem Kompressionsdruck, der mit einer Dichteerhöhung verbunden ist, wird der Strahlkegelwinkel größer. Außerdem sinkt auf Grund des höheren Impulsaustauschs tendenziell die Eindringtiefe [Eis]. Mit steigender Kompressionstemperatur sinkt die Länge des flüssigen Strahls, da auf Grund der höheren Temperatur eine schnellere Verdampfung eintritt [Eis]. Durch eine Luftdichteerhöhung im Brennraum kommt es zu einem verstärkten Impulsaustausch der Tröpfchen mit der Luft. Hierdurch steigt der Strahlkegelwinkel und die mittlere Tropfengeschwindigkeit sinkt [Ofn]. Außerdem ist durch die Abbremsung der Strahlspitze die Tropfendichte deutlich erhöht, was zu vermehrter Koaleszenz und somit ebenfalls zu einem Anstieg des Durchmessers führt.

[Ofn] führte optische Untersuchungen an einer schnellen Kompressionsmaschine unter Variation des Kompressionsenddruckes (p_{OT} : 5,8 MPa; 6,9 MPa; 7,8 MPa) durch. Da die Kompressionsendtemperatur von 990 K für alle Drücke konstant blieb, entsprechen die Versuche motorischen Betriebspunkten bei Variation des Ladedruckes. In Verbindung mit einem Raildruck von 140 MPa resultierte eine Reduzierung der Strahlausbreitungsgeschwindigkeit bei steigender Gasdichte. Dabei ergab sich bei sinkendem Kompressionsenddruck von 7,8 MPa auf 5,8 MPa ein Absenken der Strahlausbreitungsgeschwindigkeit um 40%. Die maximal detektierte Eindringtiefe betrug unter Abbildung einer Pkw-typischen Brennraummulde 16 mm. Bei Reduzierung des Einspritzdruckes auf 40 MPa

konnte im detektierten düsen nahen Bereich kein signifikanter Einfluss des Kompressionsdruckes auf die Eindringtiefe und die Strahlausbreitungsgeschwindigkeit bestimmt werden.

Der Einfluss einer Variation des Kompressionsdruckes auf kavitierende Vorgänge im Düseninneren ist gemäß [Bus], [Bad] nicht feststellbar, da dieseltypische Einspritzdrücke mindestens eine Größenordnung über den möglichen Kompressionsdrücken liegen. Das beobachtete Anwachsen des düsen nahen Spraywinkels wird, wie vorangegangen beschrieben, dem Zuwachs der Interaktion von Kraftstoffstrahl mit der umgebenden Gasatmosphäre nach Austritt aus der Düse zugeschrieben.

Die dieselmotorische Gemischbildung ist nicht wie die ottomotorische homogen, d.h. im Brennraum ist das Luftverhältnis nicht ortsunabhängig. Im Kern des Einspritzstrahls ist ein fettes Gemisch zu erwarten, an den Strahlrändern ein eher großes Luftverhältnis auf Grund des hohen Luftanteils. Innerhalb des Strahlkerns bleibt der Wert des mittleren **Luft/Kraftstoffverhältnisses** λ nahezu konstant. Erst in den nahen Randbereichen setzt eine Abmagerung ein. Dies ist auch in **Bild 2.18** zu erkennen. Hierbei handelt es sich um gemittelte Messwerte über nahezu die gesamte Strahlbreite, die 700 ms nach Spritzbeginn mit einem CR-System in einer Hochdruckkammer (Luftdichte: 21,1 kg/m³; Kammer-temperatur: 470 °C) aufgenommen wurden [Ege]. Die Messungen wurden unter Einsatz der linearen Ramanspektroskopie, mit Dieseltersatzkraftstoff durchgeführt. Als Ersatzkraftstoff kamen die Paraffine n-Dodekan (Siedepunkt bei 216 °C) und n-Hexadekan (Siedepunkt bei 287 °C) zum Einsatz, die durch ihre physikalisch-chemischen Eigenschaften jeweils die tief- bzw. höhersiedenden Anteile im Dieselspektrum repräsentieren sollen. Mit Erhöhung des Einspritzdrucks verbessert sich das Luft/Kraftstoffverhältnis deutlich. Grund hierfür ist der verbesserte Strahlaufbruch, gefolgt von einer schnelleren Tröpfchenverdampfung. Auf Grund des höheren Impulseintrags kommt es zu einer intensiveren Durchmischung, die zu einem im

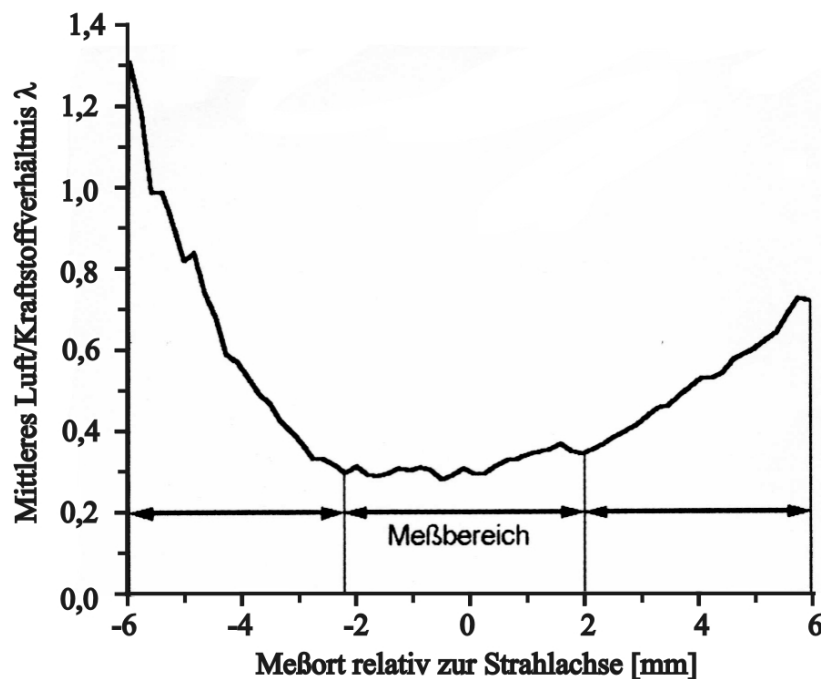


Bild 2.18: Mittlere Luftzahlwerte als Funktion des Abstands zur Sprayachse bei einem Raildruck von 90 MPa [Ege]

Mittel günstigeren Luftverhältnis führt. Ein weiterer Effekt ist der, dass durch den schnelleren Kraftstoffeintrag wegen des höheren Raildruckes mehr Zeit für die Verdampfung und Durchmischung zur Verfügung steht, da die Einbringung der gleichen Kraftstoffmenge wesentlich schneller vollzogen wird. Dementsprechend steht früher ein zündfähiges Gemisch bereit.

2.1.2 Verbrennung und Abgasemissionen

Nach den beschriebenen Gemischbildungsvorgängen entsteht im Brennraum ein heterogenes Gemisch, d.h. es bilden sich Zonen unterschiedlichen Luftverhältnisses aus. Die nun in der Gasphase ablaufenden Vorreaktionen führen an Stellen mit günstigem Luftverhältnis ($0,5 < \lambda < 0,7$) zu ersten lokalen Selbstzündungen. Die zwischen Einspritzbeginn und Zündung liegende Zeitspanne wird gemäß **Bild 2.19** als Zündverzugszeit bezeichnet. Der Zündverzug kann in den *physikalischen* und *chemischen Zündverzug* unterteilt werden [Cha], [Sit]. Für den physikalischen Zündverzug sind die Vorgänge der Kraftstoffaufbereitung wie Zerstäubung, Verdampfung und Mischung mit der Luft im Brennraum zu einem zündfähigen Gemisch verantwortlich. Der physikalische Zündverzug wird im Wesentlichen durch die physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffs wie Dichte, Viskosität, Siedetemperatur aber auch durch die Art der Kraftstoffeinbringung wie Einspritzsystem, Einspritzdruck, Düsenart usw. beeinflusst [Sit], [Pic]. Der chemische Zündverzug hingegen bezeichnet die Verzugszeit auf Grund chemischer Vorreaktionen, die für eine Zündung notwendig sind. Er ist hauptsächlich von den reaktionskinetischen Eigenschaften des Luft-Kraftstoffgemischs abhängig aber auch von den Umgebungsbedingungen (Druck, Temperatur) [Sit], [Pic]. Der Verbrennungsablauf ist in die folgenden drei Phasen gegliedert:

1. Phase: Vorgemischte oder Premixed-Verbrennung
2. Phase: Hauptverbrennung
3. Phase: Nachverbrennung

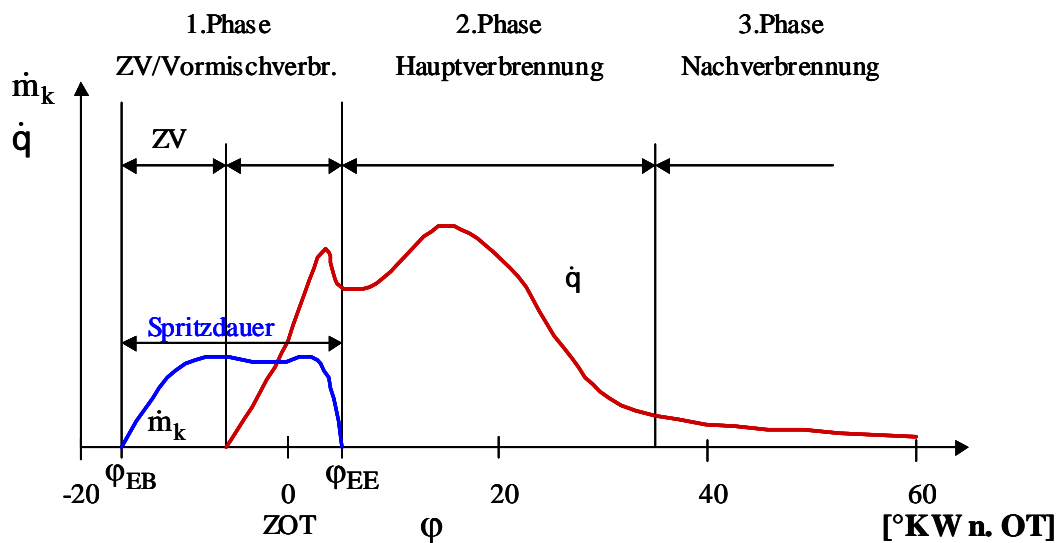


Bild 2.19: Einteilung des Brennverlaufs in 3 Bereiche [Mer1]

Die **Zündorte** bei der dieselmotorischen Verbrennung sind stark abhängig vom Einspritzdruck. Die maximale Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffs ist auf Grund der mit höherem Einspritzdruck zunehmenden Verdampfungsrate zwar unabhängig vom Raildruck konstant, die Ausbreitungsgeschwindigkeit beider Phasen nimmt jedoch mit steigendem Einspritzdruck zu (**Bild 2.7**). Je höher also der Einspritzdruck, desto weiter außen an der Zylinderwand stellt sich das zündfähige Gemisch ein [Uhl]. Die Verbrennung wird in Richtung Kammerwand verlagert. Mit steigendem Raildruck sinkt die Verbrennungsdauer auf Grund der verbesserten Gemischbildung und dem auf Grund der Brennraumausnutzung besseren Sauerstoffangebotes (**Bild 2.20**).

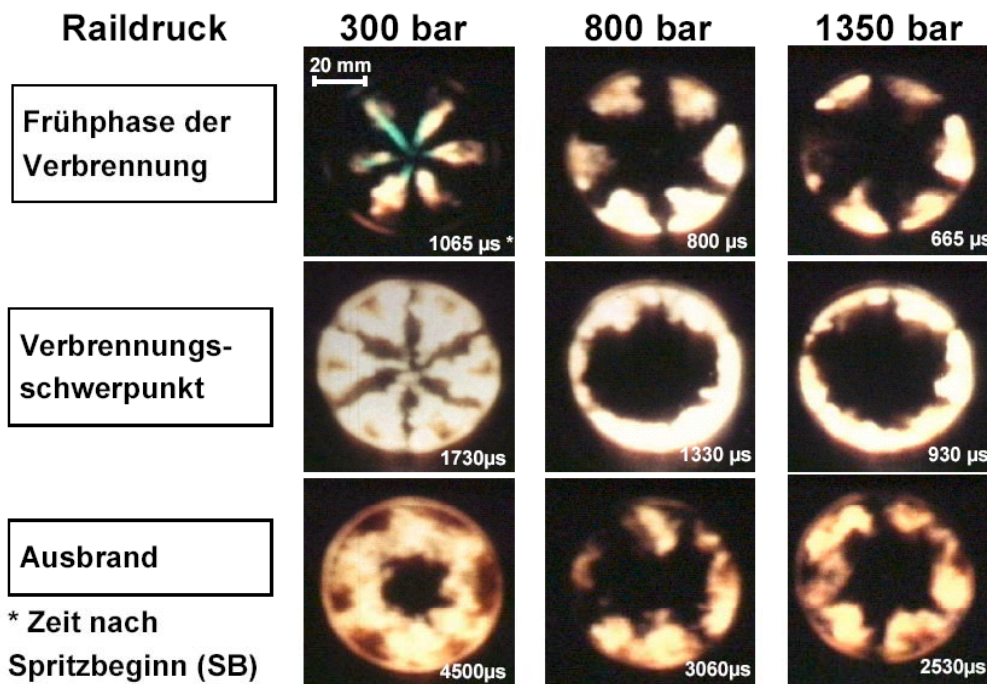


Bild2.20: Verbrennungsverlauf in Abhängigkeit vom Raildruck [Uhl]

Während der Zündverzugszeit mischen sich Kraftstoff und komprimierte Luft im Brennraum und chemische Vorreaktionen finden statt. Es bilden sich lokale Bereiche mit nahezu homogenem zündfähigem Gemisch. Dieses Gemisch zündet und verbrennt während der sogenannten **Premixed-Verbrennung** (chemisch kontrolliert) sehr schnell, wobei sehr hohe Druckanstiegsgradienten $dp/d\phi$ auftreten, da die Durchbrenngeschwindigkeit nur von der Geschwindigkeit der chemischen Reaktionen bestimmt wird. Der schnelle Druckanstieg ist verantwortlich für das typische, harte Geräusch des Dieselmotors ("Dieselnageln"). Der Druckanstieg kann unter anderem durch Veränderung des Einspritzzeitpunktes beeinflusst werden. Durch frühen Einspritzbeginn wird die Vormischung verbessert, was zu einem höheren Druckanstiegsgradienten führt. Je später der Spritzbeginn, desto "weicher" ist die Verbrennung, da die Zeitspanne, die der Vermischung von Kraftstoff und Gas zur Verfügung steht bis die Umgebungsbedingungen eine Zündung einleiten, kleiner ist.

Ein weiterer entscheidender Einflussfaktor ist der Drall der Brennraumluft. Je kleiner der Drall im Zylinder, desto geringer die Durchmischungsgeschwindigkeit. In Motoren mit niedrigem Drall ist der Premixed Anteil an der Verbrennung geringer [Bas].

Ein hoher Premixed-Anteil (und damit ein hoher Druckanstiegsgradient) der Verbrennung wird also durch folgende Umstände begünstigt:

- langer Zündverzug z. B. durch frühen Spritzbeginn
- starken Drall, der die Durchmischung beschleunigt
- den Einspritzverlauf ($dm_B/d\varphi$)

Um die Vormischverbrennung über die Optimierung des Einspritzratenverlaufes zu reduzieren und damit die Geräuschemissionen zu senken, wird versucht, die eingespritzte Kraftstoffmenge während der Zündverzugszeit möglichst gering zu halten. Dies wird durch eine kleine Voreinspritzmenge, die von der Haupteinspritzung getrennt ist sowie durch Ratenbegrenzung in der Frühphase der Haupteinspritzung realisiert. Die Voreinspritzmenge ist gering, dadurch ist auch der Premixed-Anteil niedrig und die Kraftstoffmenge der Haupteinspritzung wird sofort entzündet [Mer1], [Cha].

Kraftstoff, der nach erfolgter Zündung in den Brennraum eindringt, wird sofort und quasi ohne Zündverzug entzündet, sofern er genug Sauerstoff zur Verfügung hat. Nach der chemisch kontrollierten Premixed-Verbrennung ist die **Hauptverbrennung** nun mischungskontrolliert, d.h. die chemischen Vorgänge der Verbrennung sind schnell im Vergleich zu den parallel ablaufenden Mischungsvorgängen von Kraftstoff und Luft. Vor allem in der Strahlmitte steht trotz der hohen Temperaturen am Anfang nicht genug Sauerstoff für eine Verbrennung zur Verfügung. Man spricht deshalb von der mischungskontrollierten Haupt- oder Diffusionsverbrennung, bei der die Verbrennung in den verschiedenen Strahlbereichen in dem Moment einsetzt, indem ein ausreichend günstiges Luft-Kraftstoff-Gemisch vorliegt. Am Ende der Hauptverbrennung wird die maximale Brennraumtemperatur erreicht [Mer1], [Cha].

Je weiter die Verbrennung fortgeschritten ist, desto niedriger sind Druck und Temperatur, da sich das Brennraumgas auf Grund der Kolbenbewegung entspannt. Im Bereich der sogenannten **Nachverbrennung** gegen Ende des Verbrennungsvorgangs ist die Chemie auf Grund der ungünstigen Umgebungsbedingungen langsam im Vergleich zu den Diffusionsvorgängen zwischen Kraftstoff und Luft, man spricht deshalb von einer reaktionskinetisch kontrollierten Verbrennung. Es werden bis dahin unverbrannter Kraftstoff sowie vorher gebildete Verbrennungsprodukte weiteroxidiert. Mehr als 90 % des in der vorangegangenen Verbrennungsphase gebildeten Ruß wird wieder abgebaut. Um den Rußabbrand in der Expansionsphase zu gewährleisten sind Temperaturen kleiner 1900 K zu vermeiden.

Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen entstehen **Stickoxide (NO_x)**, hauptsächlich Stickstoffmonoxid NO, das unter atmosphärischen Bedingungen nahezu vollständig zu Stickstoffdioxid (NO₂) umgewandelt wird. NO ist ein starkes Blutgift, aus NO₂ entsteht unter Sonneneinstrahlung bodennahes Ozon. Für die Entstehung von NO bei der dieselmotorischen Verbrennung ist neben der Bildung bei niedrigen Temperaturen über den sog. Fenimore-

Mechanismus und der Bildung aus Stickstoffanteilen im Brennstoff hauptsächlich die thermisch gesteuerte NO-Entstehung nach Zeldovich verantwortlich (zu 90%).

Der Zeldovich-Mechanismus läuft im Bereich hinter der Flammenfront ab und besteht aus den drei Elementarreaktionen



Die Geschwindigkeitskonstante k_1 der ersten Reaktion ist auf Grund der starken N_2 Dreifachbindung wesentlich niedriger als die Konstanten k_2 und k_3 der Folgereaktionen. Deshalb bestimmt die Geschwindigkeitskonstante der ersten Reaktion die Entstehung von NO, da die Folgereaktionen im Vergleich zu Reaktion (1) quasi ohne Verzögerung ablaufen. Die Konstante k_1 ist stark temperaturabhängig, z. B. steigt die Menge des gebildeten NO durch eine Temperaturerhöhung von 2000 auf 2400 K um das fast 50-fache. Wegen dieser starken Temperaturabhängigkeit spricht man von der Bildung von thermischem NO. Bei direkteinspritzenden Dieselsystemen sind hohe Druckgradienten und als Folge hohe Spitzentemperaturen für die vermehrte Bildung von Stickoxiden verantwortlich, wie es bei hohen Premixed-Anteilen begünstigt durch lange Zündverzögerungen und ein stark homogenisiertes Gemisch auftritt.

Im Abgas von Dieselmotoren befinden sich zu 95% organische **Partikel** wie PAK und Ruß. Die restlichen 5% setzen sich aus Rostpartikeln, Metallspänen, keramischen Fasern, Aschen von Öladditiven und dergleichen zusammen. Die PAK wachsen zu immer größer werdenden Konglomeraten an. Ab einer gewissen Größe, wenn die PAK nicht mehr in einer Ebene angeordnet sind, spricht man von Ruß, der hauptsächlich in Zonen mit lokalem Luftmangel ($\lambda < 0,6$) und Temperaturen von 1500 bis 1900 K gebildet wird. In **Bild 2.21** ist die entstehende Rußmenge in Abhängigkeit von Luftverhältnis und Temperatur dargestellt. Die genauen chemischen und physikalischen Vorgänge der Rußbildung sind bis heute nicht endgültig verstanden. Während des Verbrennungsvorgangs wird wesentlich mehr Ruß gebildet, als in den Abgasen nachgewiesen werden kann. Der Grund hierfür liegt darin, dass bei Verbrennungsbeginn in den oben beschriebenen fetten Gebieten vermehrt Ruß entsteht, der aber wiederum mit fortschreitender Verbrennung abgebrannt (oxidiert) wird. Man kann deshalb grundsätzlich sagen, dass durch eine verbesserte Durchmischung unter Vermeidung ungünstiger, fetter Bereiche die Bildung von Ruß gehemmt wird. Bei Senkung der Temperatur im Brennraum wird die Bildung ebenfalls vermindert, allerdings reduziert sich der temperaturgesteuerte Rußabbrand ebenso, was wiederum zu einem erhöhten Partikelaustritt führen kann. Beim Versuch der innermotorischen Schadstoffreduzierung stellt die sog. NO_x -Ruß-Problematik die größte Hürde dar. Wie oben beschrieben ist die Bildung der Stickoxide stark thermisch abhängig. Deshalb wäre es wünschenswert, die Spitzentemperaturen der Verbrennung und somit auch den Vormischanteil niedrig zu halten, also unter 2000 K, da hier die Basisreaktion der Stickoxidentstehung noch langsam ist. Dies wiederum führt aber zu einer höheren Rußbildung. Wie in **Bild 2.21** zu sehen ist, liegt die Temperatur mit der höchsten Bildungsrate im Bereich von 1500 bis 1900 K. Es ergibt sich unter Variation des Einspritzzeitpunktes bei gleichen Einspritzverläufen das in **Bild 2.22**

dargestellte charakteristische Verhalten (Punkt A; Punkt B) auf der sogenannten NO_x -Ruß-Schere.

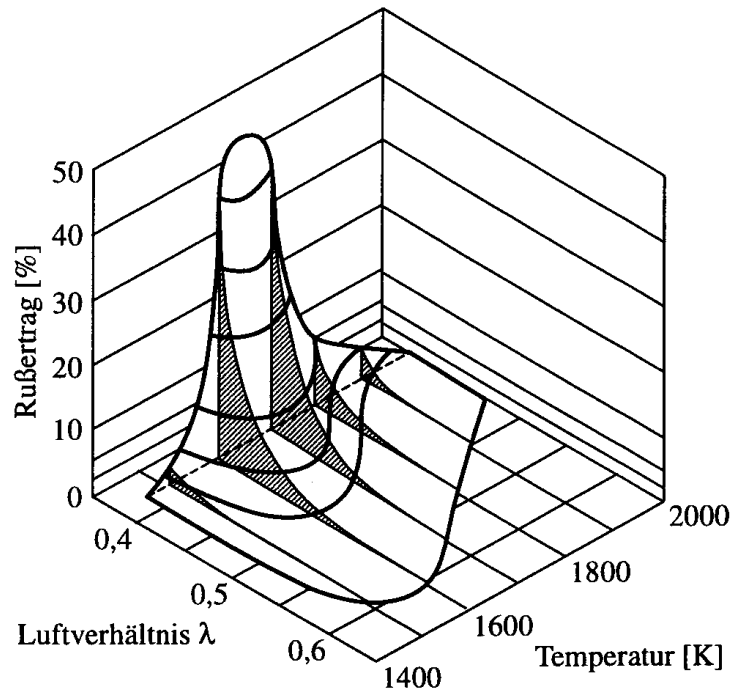


Bild 2.21: Rußertrag in Abhängigkeit von Luftverhältnis und Temperatur [Mer1]

Senkt man die Bildungsrate des einen Schadstoffes, erhöht sich die des anderen. Deshalb ist es notwendig, mit Hilfe einer Kombination von Maßnahmen aus diesem Zielkonflikt auszubrechen, d.h. das Ziel ist das Erreichen von Punkt C im NO_x -Ruß-Konflikt. **Bild 2.23** zeigt die europäischen Abgasgrenzwerte der verschiedenen Stufen und zeigt ausgehend vom Serienstand heutiger Motoren (ohne AGR) inner- und außermotorische Maßnahmen um aus

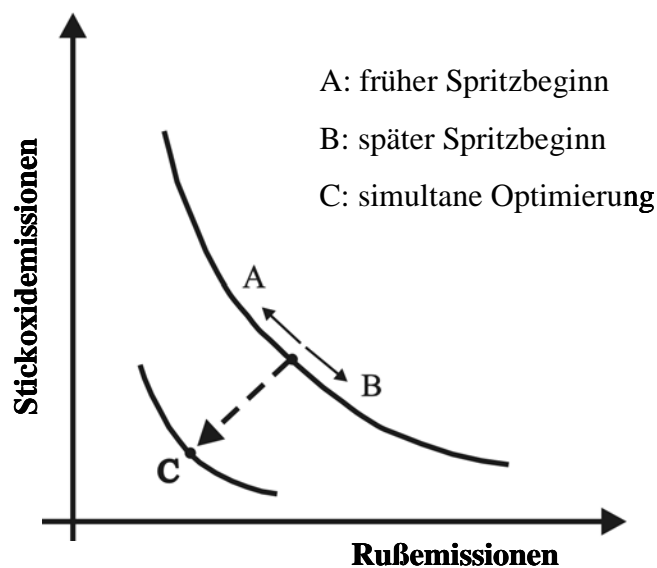


Bild 2.22: NO_x -Ruß-Schere [Mer1]

dem Ruß-NO_x-Zielkonflikt auszubrechen. Als innermotorische Maßnahmen sind

- die Einspritzverlaufsformung und
- die gekühlte und ungekühlte Abgasrückführung (AGR)

zu nennen. Das Miller-Verfahren (frühes Schließen der Einlassventile bewirkt Kühlung der Zylinderluft durch Expansion) sowie die Wassereinspritzung (Kühlung durch Verdampfen des Wassers) stellen weitere innermotorische Möglichkeiten dar, die aber für Pkw- und Nkw-Anwendungen aktuell keine wesentliche Bedeutung einnehmen. Als außermotorische Maßnahmen der Abgasnachbehandlung sind

- Partikelfilter zur Rußabscheidung sowie
- SCR-Katalysatoren zur Stickoxidreduzierung

zu nennen. Da mit Anwendung von Abgasnachbehandlungskonzepten Mehrkosten verbunden sind und die Störanfälligkeiten sowie der Regelaufwand steigen, erscheint es allgemein weiterhin zielführend, die innermotorischen Maßnahmen bestmöglich zu optimieren. Schwerpunkt dieser Arbeit soll die Einspritzverlaufsformung und ihr Potenzial als innermotorische Maßnahme zur Minderung der Rohemissionen sein. Aus diesem Grund werden sowohl Abgasnachbehandlungskonzepte als auch weiterführende innermotorische

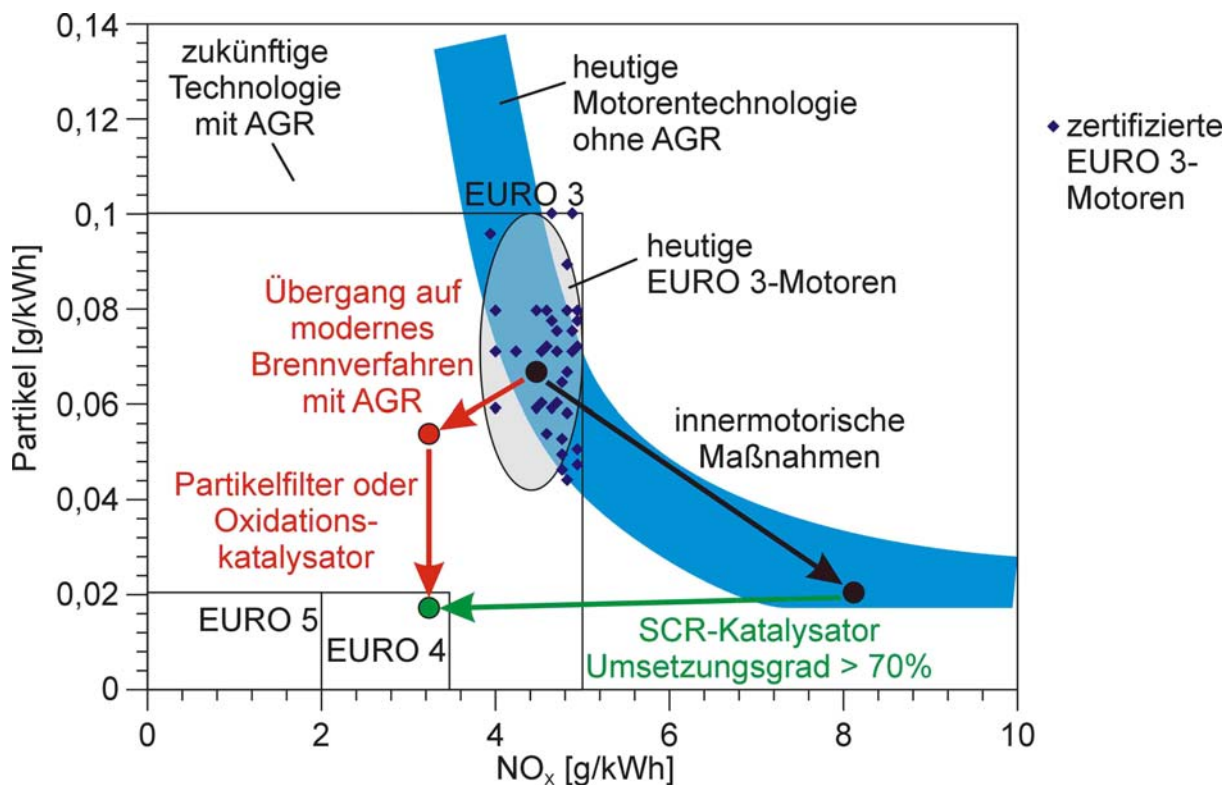


Bild 2.23: Europäische Grenzlina und Methoden zur Emissionssenkung [Lut]

Maßnahmen wie AGR nicht detaillierter beschrieben. Im Folgenden werden die systemspezifischen Unterschiede der Serieneinspritzsysteme aufgeführt und sowohl einspritzhydraulisch als auch in Hinblick auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung charakterisiert, woraus sich letztendlich der Bedarf für den Einsatz eines flexiblen

Experimental-Einspritzsystems ergibt sowie die Prüfstandsbedingungen definiert werden können.

2.2 Diesel-Einspritzsysteme

Um insbesondere das gegenläufige Verhalten von Stickoxiden und Partikeln einheitlich zu senken, werden hohe Anforderungen an das Einspritzsystem gestellt. Abhängig vom Bedarfsfall muss das Einspritzsystem unterschiedliche Einspritzdruck- und Gemischbildungsverläufe bereitstellen. Aus diesem Grund wird zunehmend an der Entwicklung sogenannter flexibler Einspritzsysteme gearbeitet. Im folgenden werden die die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung bestimmenden Einflussgrößen und Prozesse beschrieben und die aktuellen Einspritzsysteme gegenübergestellt.

Aktuelle Einspritzsysteme lassen sich grundlegend in *Speichereinspritzsysteme* und *Systeme mit einspritzsynchroner Druckerzeugung* klassifizieren. Auf Grund der Qualitätsregelung des Motors ist es von entscheidender Bedeutung, dass das Einspritzsystem eine exakte Zumessung der Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel ermöglicht. Dies gilt für den gesamten Kennfeldbereich des Motors. Neben einer hohen Reproduzierbarkeit der eingespritzten Gesamtmasse pro Arbeitsspiel steht die während des Einspritzvorganges pro Zeiteinheit eingespritzte Kraftstoffmasse (Einspritzrate: $dm_b / dt = f(t)$) im Vordergrund. Neben einer Formung der Einspritzrate der Haupteinspritzung werden zunehmend Mehrfacheinspritzungen, wie Vor- und Nacheinspritzungen ausgeführt. Zur Realisierung geringer Kraftstoffmassen für Teileinspritzungen von z.B. 1 mg bei Pkw-Applikationen ist es notwendig, eine gute Kleinstmengenfähigkeit des Systems zu gewährleisten. Da diese geringen Einspritzmengen mit Nadelteilhuben erreicht werden, gilt es eine möglichst direkte und hochdynamische Ansteuerung der Düsennadel zu realisieren.

2.2.1 Systeme mit kontinuierlicher Hochdruckerzeugung

Speichereinspritzsysteme, allgemein Common-Rail-Systeme (CR) genannt, zeichnen sich durch eine vom Einspritzzyklus entkoppelte Hochdruckerzeugung aus. In der Serienanwendung verdichtet eine von der Kurbelwelle angetriebene Hochdruckpumpe, die in der Regel als Radialkolbenpumpe ausgeführt ist, kontinuierlich Kraftstoff und fördert ihn in einen Volumenspeicher (Rail), der über kurze Leitungen mit den Injektoren der einzelnen Motorzylinder verbunden ist. Durch eine Druckmessung im Rail über das Motorsteuergerät kann das Druckniveau den Kennfeldbedürfnissen des Motors angepasst werden. Das Auslösen des Einspritzvorganges erfolgt mittels elektronisch betätigter Steuerventile in den Injektoren zum vom Motorsteuergerät gewählten Einspritzzeitpunkt. Die Funktionstrennung von Druckerzeugung und Kraftstoffeinspritzung ermöglicht eine entschieden geringere Abhängigkeit des Einspritzdruckes von der Motordrehzahl als bei Systemen mitnockengesteuertem Druckaufbau. Den Injektoren kommt beim CR-System eine große Bedeutung zu, da der systemimmanente Vorteil der Einspritzverlausformung in Form von Mehrfacheinspritzungen erst durch schnell schaltende Düsennadeln umgesetzt werden kann. Bisher wurden als Steuerglieder Magnetventile verwendet.

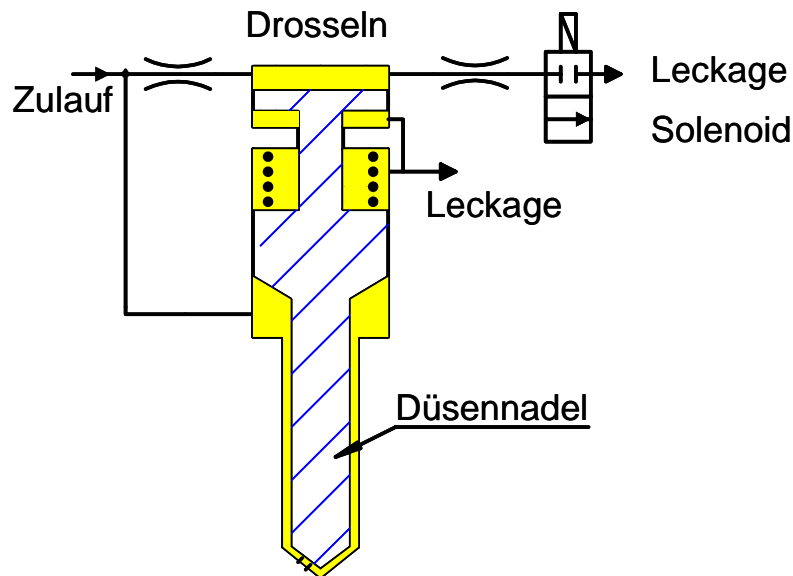


Bild 2.24: hydraulisch mechanisches Wirkprinzip eines CR-Einspritzventils

Bild 2.24 zeigt das hydraulisch mechanische Wirkprinzip eines CR-Injektors. **Bild 2.25** zeigt die Schnittansicht eines Serien-Einspritzventiles mit den den Injektorbaugruppen zugeordneten den Einspritzratenverlauf bestimmenden Signalverläufen. Aktuell werden bereits Piezoaktoren in Seriensystemen eingesetzt und die Magnetventile substituiert. Die Steuerventile betätigen nicht direkt die Düsennadel sondern öffnen und schließen ein hydraulisches Steuerventil. So wird sowohl der Öffnungs- als auch der Schließvorgang hydraulisch gesteuert. Die Feder der Düsennadel hat die Funktion, die Düsennadel definiert geschlossen zu halten. Der Speicherdruck liegt sowohl über der Düsennadel als auch von unten an der Druckschulter an. Wird das hydraulische Steuerventil betätigt, fällt der Druck im Injektorsteuerraum ab und die Düsennadel hebt sich. Der Druckabfall des Injektorinneren gegenüber dem unter Speicherdruck stehenden Zulauf der Düse wird durch eine Zulaufdrossel ermöglicht. Das Volumen des Rails kompensiert dabei die Steuermengen und reduziert Druckschwankungen. Wird das Steuerventil geschlossen, baut sich im Steuerraum der Speicherdruck auf und die Düsennadel schließt sich. Das Steuerventil besitzt eine definierte Ablaufdrossel. Mit der Auslegung von Zu- und Ablaufdrossel kann das dynamische Öffnungs- und Schließverhalten ausgelegt werden, ermöglicht jedoch keine parametrierbare Einflussnahme auf die Düsennadelgeschwindigkeiten im Motorbetrieb. Ferner ergibt sich, verursacht durch die Zu- und Ablaufdrosselquerschnitte, eine deutliche Abhängigkeit der Düsennadelgeschwindigkeiten vom anliegenden Raildruck (**Bild 2.26**).

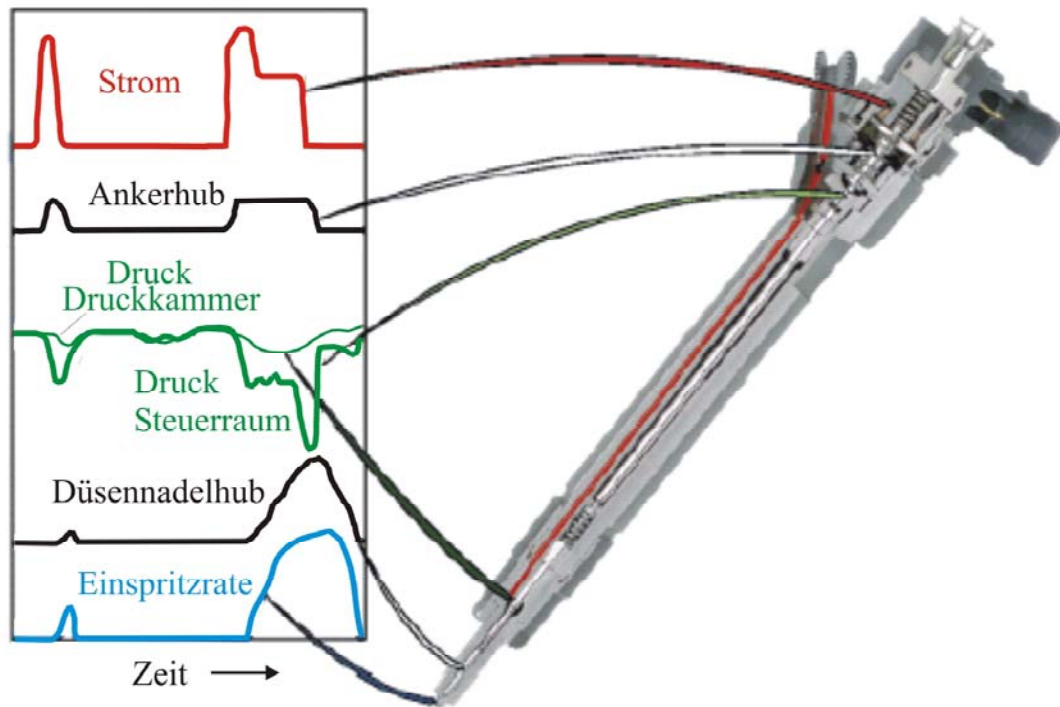


Bild 2.25: CR-Injektor und exemplarische den Einspritzverlauf bestimmende Verläufe [Kri]

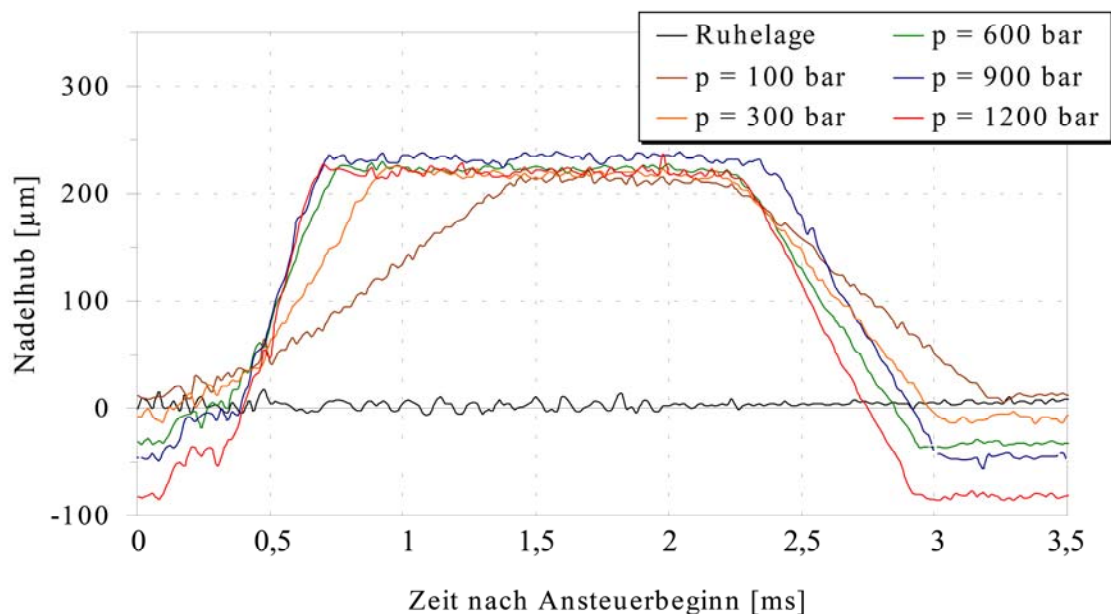


Bild 2.26: Nadelhubverlauf in Abhängigkeit des Raildruckes unter Verwendung eines CR-Systems [Bus]

2.2.2 Einspritzsysteme mit einspritzsynchroner Druckerzeugung

Diese nockengetriebenen Systeme zeichnen sich dadurch aus, dass die Erzeugung des Einspritzdrucks und die Förderung des Kraftstoffs zylinderselektiv entsprechend der Zündfolge des Motors geschieht. Es werden im folgenden ausschließlich Einzelpumpensysteme beschrieben, da sie Reihen- und Verteilereinspritzpumpen zunehmend ablösen. Wird

die Druckerzeugung im Injektorgehäuse über eine obenliegende Nockenwelle vorgenommen, spricht man vom *Pumpe-Düse-System (PD)* bzw. Unit-Injector-System (**Bild 2.27**). Im Fall von Motoren mit zentralen, untenliegenden Nockenwellen wird ein *Pumpe-Leitung-Düse-System (PLD)* bzw. Unit-Pump-System eingesetzt, das die Hochdruckerzeugung in Form von zylinder-eigenen Steckpumpen vom Injektorgehäuse entkoppelt. Das PD- sowie das PLD-System weisen auf Grund des sich über dem Injektionsintervall stetig steigenden Einspritzdrucks einen dreiecks- bzw. rampenförmigen Einspritzratenverlauf auf.

Das Hauptmerkmal des PD-Systems sind die in einer Baueinheit integrierten Module der druckerzeugenden Pumpe und des Einspritzventils, was Totvolumina im System minimiert. Die Motornockenwelle besitzt einen zusätzlichen Nocken zum Antrieb des PD-Elementes, dessen Pumpenstößel über einen Kipphebel mit dem Nocken mechanisch gekoppelt ist. Die PD-Elemente werden über ein Hochdruckventil gesteuert, das eine Verbindung zwischen dem Niederdruckkreis des Kraftstoffs und dem Hochdruckraum der Pumpe öffnet bzw. schließt und auf diese Weise die Einspritzzeit und -menge bestimmt. Das Hochdruckventil wird in derzeitigen Serienanwendungen elektromagnetisch gesteuert. Eingeleitet durch die Aufwärtsbewegung des Pumpenstößels fließt der im Niederdruckteil permanent druckbeaufschlagte Kraftstoff über im Zylinderkopf integrierte Zulaufkanäle in den Hochdruckraum des PD-Elements. Zu einem vom Motorsteuergerät definierten Zeitpunkt wird das Hochdruckventil geschlossen (Förderbeginn) und der Kraftstoff im Hochdruckraum wird infolge des Abwärtshubs des Pumpenstößels komprimiert. Bei Erreichen des Düsenöffnungsdrucks (Spritzbeginn) wird die federbelastete Düsennadel druckgesteuert angehoben. Basierend auf einer hohen Förderrate des Pumpenstößels steigt der Einspritzdruck stetig während der Einspritzung. Das Absteuern des Magnetventils beendet den Fördervorgang, der Druck im Hochdruckraum sinkt schlagartig und die Einspritzdüse wird geschlossen (Spritzende). PD-Systeme für Pkw-Anwendungen sind mittels einer mechanisch-

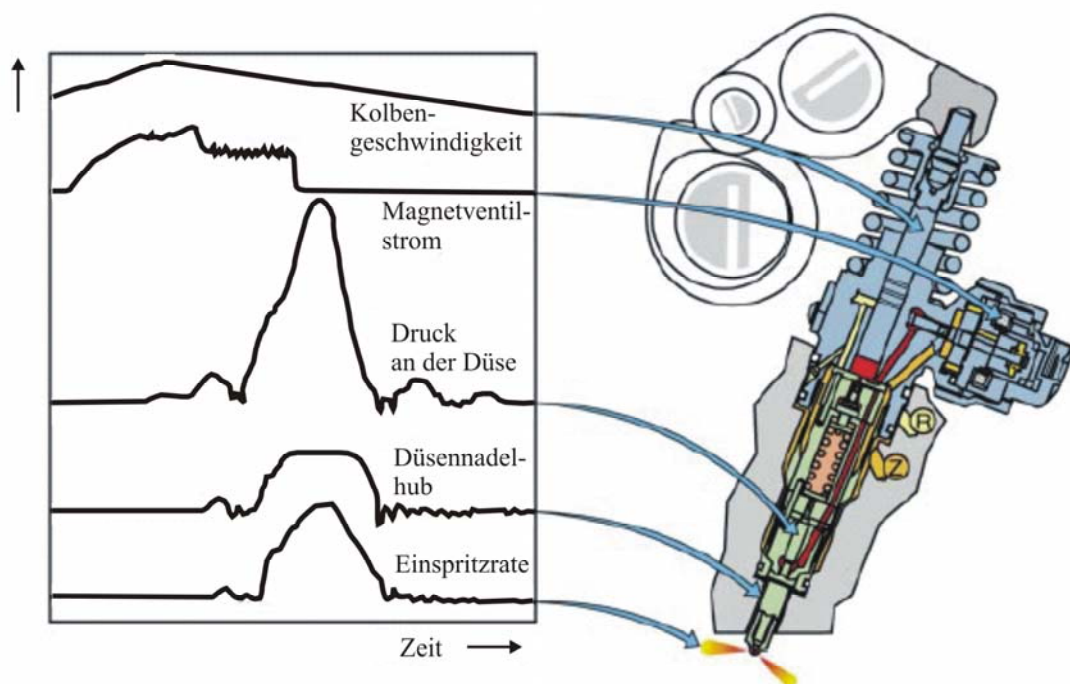


Bild 2.27: PD-Einheit und exemplarisch dargestellte Steuer und Ausgangsgrößen
[Kri]

hydraulischen Steuerung in der Lage, eine allerdings im Abstand zur Haupteinspritzung weitestgehend festgelegte Voreinspritzmenge abzusetzen. Der maximale Einspritzdruck, der am Ende des Injektionsintervalls erreicht wird, liegt über dem von Serien-CR-Systemen mit 210 MPa.

Das PLD-System besteht aus einer von der Nockenwelle angetriebenen Hochdruckpumpe mit integriertem Magnetventil und einem über eine möglichst kurze Einspritzleitung verbundenem Düsenhalter. Die Steuerung von Spritzbeginn und Menge geschieht analog zum PD-System. PLD-Systeme finden für den Pkw-Einsatz keine Verwendung. Sie sind auf Grund der räumlichen Trennung von Pumpe und Injektor prädestiniert für die Anwendung an V-Motoren mit zentraler Nockenwelle im Kurbelgehäuse.

2.3 Potenzial der Einspritzverlaufsformung

Bei Systemen mit einspritzsynchronem Druckaufbau (Pumpe-Düse und Pumpe-Leitung-Düse), wie sie heute neben Speichereinspritzsystemen (CR) üblicherweise eingesetzt werden, gibt es starke Restriktionen hinsichtlich der freien Wahl der Einspritzrate. Die Grenzen sind bestimmt durch den Druckaufbau des Systems, d.h. der Einspritzdruck stellt eine Funktion der Zeit dar. Beim nadelhubgesteuerten CR-System hingegen ist die Druckerzeugung von der Einspritzung entkoppelt und dadurch die Anzahl der Freiheitsgrade bei der zeitlichen Wahl der Einspritzereignisse in Form von Mehrfacheinspritzungen erhöht. Als Grenzen für die freien Parametrierung der zeitlichen Einbringung des Brennstoffs gelten das vorgehaltene stationäre Druckniveau sowie die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der verfügbaren Injektoren. Ferner ist zu erwähnen, dass die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit - wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben - systembedingt deutlich vom Speicherdruck abhängt. CR-Systeme zeigen derzeit im Vergleich zu PD- bzw. PLD-Systemen bezogen auf Einfacheinspritzungen keine Vorteile im Emissionsverhalten. Bei gleichen Randbedingungen weisen sie eine erhöhte

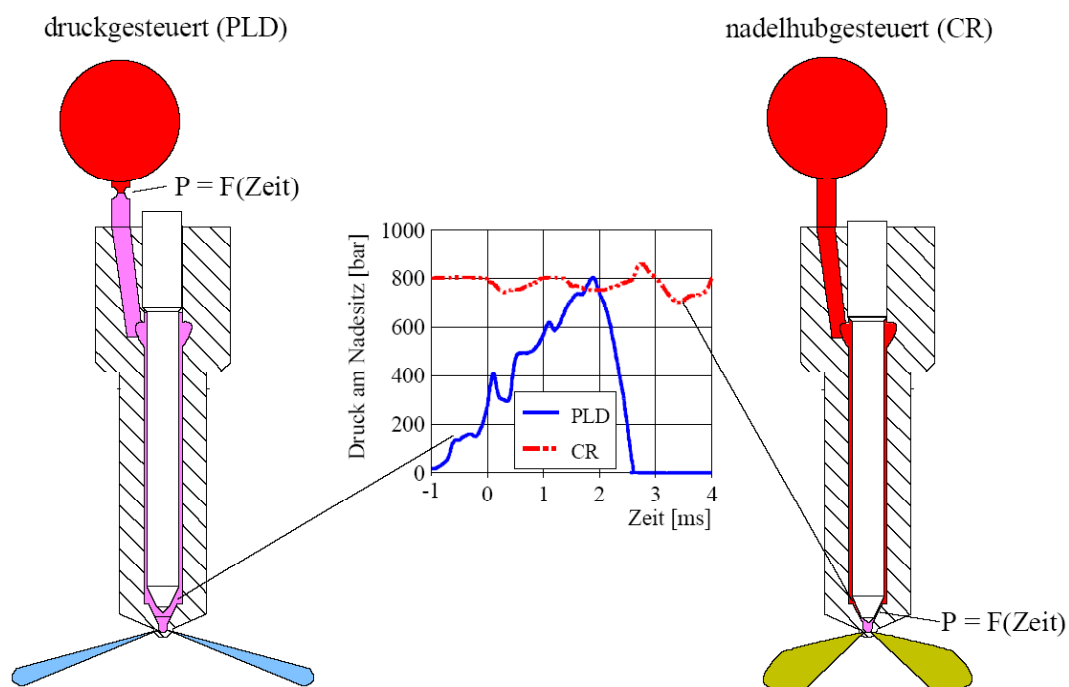


Bild 2.28: Schemadarstellung der druck- und nadelhubgesteuerte Einspritzung [Scw1]

Stickoxidbildung auf. Motorische Vergleichsmessungen haben ergeben, dass mit CR nach Einspritzbeginn eine höhere Einspritzrate sowie nach Brennbeginn eine höhere Energieumsetzung erzeugt wird. Dies führt zu erheblich höheren Temperaturen in der Reaktionszone und letztendlich zu einer höheren NO_x -Konzentration. Um eine identische Stickoxidbildung zu erreichen, muss der Spritzbeginn später erfolgen, was wiederum negative Auswirkungen auf Brennstoffverbrauch und Rußbildung hat. Zur Klärung der Ursachen muss zunächst der prinzipielle Systemunterschied betrachtet werden. **Bild 2.28** und **Bild 2.29** zeigen die systemimmanenten Unterschiede. Beim PLD-System steigt der Druck während der

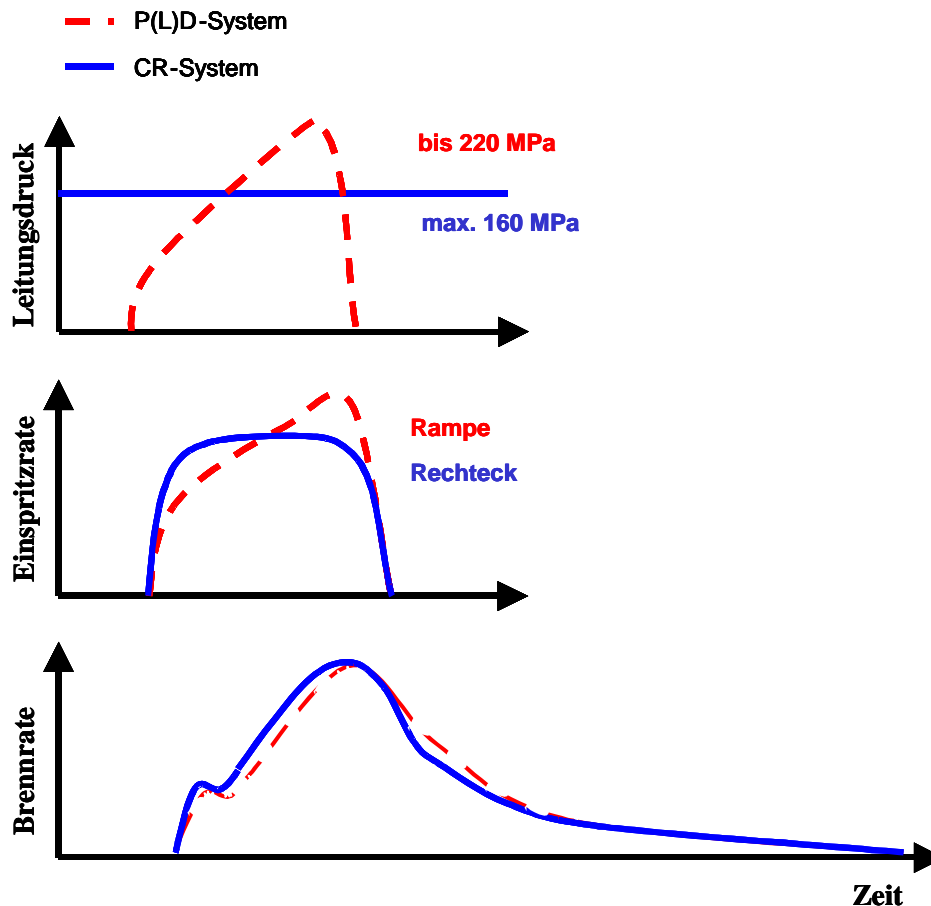


Bild 2.29: Schemadarstellung der systemspezifischen Unterschiede

Einspritzung kontinuierlich an. Die Düsenadel öffnet sehr schnell (ca. $300 \mu\text{s}$) schon bei geringen Einspritzdrücken bei ca. 40 MPa . Der Einspritzverlauf wird nahezu vollständig durch den stetig über das Einspritzintervall steigenden Einspritzdruck bestimmt. Es wird von einer Drucksteuerung gesprochen. Beim CR-System hingegen liegt ein konstanter Speicherdruck am Düsenadelsitz an. Die transiente Phase bis zur vollständigen Nadelöffnung dauert bei einem Serien-Nkw-CR-System bis zu $800 \mu\text{s}$. Der Einspritzverlauf des nadelhubgesteuerten CR-Systems wird in diesem Fall über den freigegebenen Querschnitt im Nadelsitz bestimmt. Die Möglichkeit, den frühen Einspritzratenverlauf zum Zweck der NO_x -Minimierung über eine langsame Öffnung der Nadel zu realisieren, kann mit herkömmlichen CR-Systemen nicht zielführend untersucht werden, da die Öffnungsgeschwindigkeit und der Raildruck nicht getrennt voneinander variiert werden können. Um diesen Nachteil der Einspritzverlaufsformung von Haupteinspritzungen auszugleichen, wird an verschiedenen Möglichkeiten gearbeitet, die Einspritzung des CR-Systems druckmoduliert

durchzuführen. Diese Modulation des bisher „starren“ Einspritzdrucks soll durch einen niedrigeren Anfangsdruck zu Beginn der Einspritzung zu einer verminderten Einspritzrate führen, ohne diese Verminderung durch eine Drosselung an der Düsennadel zu erreichen. Dies verlangt nach schnellstmöglichen Öffnungsgeschwindigkeiten der Düsennadel. Während der Einspritzung soll der Druck steigen, um seinen maximalen Systemdruck zu erreichen. Das Ergebnis ist eine über die Einspritzdauer ansteigende Einspritzrate, die in Teilen des Motorkennfelds großes Potential aufweist. Ein solches Einspritzsystem kombiniert die Vorteile der Systeme mit einspritzsynchronem Druckaufbau mit den höheren Freiheitsgraden des CR-Konzeptes. Die bisher in der Literatur beschriebenen vergleichenden Untersuchungen von CR-, P(L)D- sowie druckmodulierten CR-Systeme lassen keinen direkten Vergleich von nadelstitzgedrosselter und druckmodulierter Einspritzratenbegrenzung bei identischem Ratenverlauf zu. Derart detaillierte Untersuchungen verlangen nach einem äußerst flexiblen, druckmodulierten Speichereinspritzsystem, das entgegen der Serien-CR-Injektoren druckunabhängige Nadelöffnungsgeschwindigkeiten erlaubt. Die Öffnungsgeschwindigkeiten sollten dabei nicht geringer als die von P(L)D- und den schnellsten CR-Serien-einspritzsystemen sein (ca. 300 μ s). Im Folgenden werden die bei vergleichenden Untersuchungen von nadelhub- und druck-gesteuerten Einspritzsystemen gewonnenen Ergebnisse zusammengefasst.

[Scw1] führten vergleichende Untersuchungen mit CR-, PLD- und einem druckmodulierten CR-System durch. Von [Scw1] wurde experimentell bestätigt, dass die charakteristischen Druckverläufe am Düsennadelsitz beider Injektorprinzipien ein unterschiedliches Gemischbildungsverhalten verursachen, dass zudem stark von Kavitationsvorgängen vom Nadelsitz bis zum Spritzloch beeinflusst wird. **Bild 2.30** zeigt, dass die unterschiedlichen Einspritzraten nicht ausschließlich durch die Variation des Leitungsdruck generiert sein müssen, da auf Grund der mit sinkendem Leitungsdruck deutlich abnehmenden Nadelöffnungsgeschwindigkeit keine grundlegende Trennung von Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation gewährleistet werden kann. Die vermuteten düseninneren Mechanismen wurden von [Bus] durch Untersuchungen an einer optisch zugänglichen Einspritzdüse unterstrichen. Dabei haben bei CR-Systemen verstärkt auftretende kavitationserzeugende Drosselphänomene am Nadelsitz während des transienten Vorgangs der Nadelöffnung Auswirkungen auf das düsennahe und entferntere Eindringverhalten [Scw1]. So fördert die vom Nadelsitz initiierte Kavitation insbesondere beim CR-System die Gemischbildung in Form eines verstärkten Strahlaufluges. Dies hat zur Folge, dass während der Premixed-Phase mehr Brennstoff zündfähig aufbereitet wird und dementsprechend die Energiefreisetzungsrate beim CR-System zu Beginn der Verbrennung höher ist, was die NO_x -Bildung begünstigt. Als Versuchsträger diente ein Nkw-Einzylinderaggregat mit 2 l Zylinderhubvolumen sowie eine Einspritzkammer. Es ergab sich auf Grund des größeren Strahlimpulses für die rechteck- bzw. trapezförmige, CR-typische Einspritzung mit stationärem Einspritzdruck im Vergleich zur Einspritzung des PLD- und druckmodulierten CR-Systems eine größere Strahleindringtiefe während der frühen Einspritzphase. Ferner zeigte der Strahlkegelwinkel des rechteckförmigen CR-Einspritzverlaufes den anfänglich größten Winkel auf Grund der stärksten Strömungsturbulenzen im Sackloch. Bei vollständiger Nadelöffnung sind die Strahlkegelwinkel konstant und gleich groß. Mit Hilfe eines Transparentmotors konnte [Scw1] ein stark voneinander abweichendes Verbrennungsverhalten der verschiedenen Einspritzverläufe nachweisen. Hierzu fertigte er Aufnahmen der Rußtemperaturverteilung im Brennraum an. Es ist zu erkennen, dass die Rußtemperatur über den gesamten Verbrennungs-

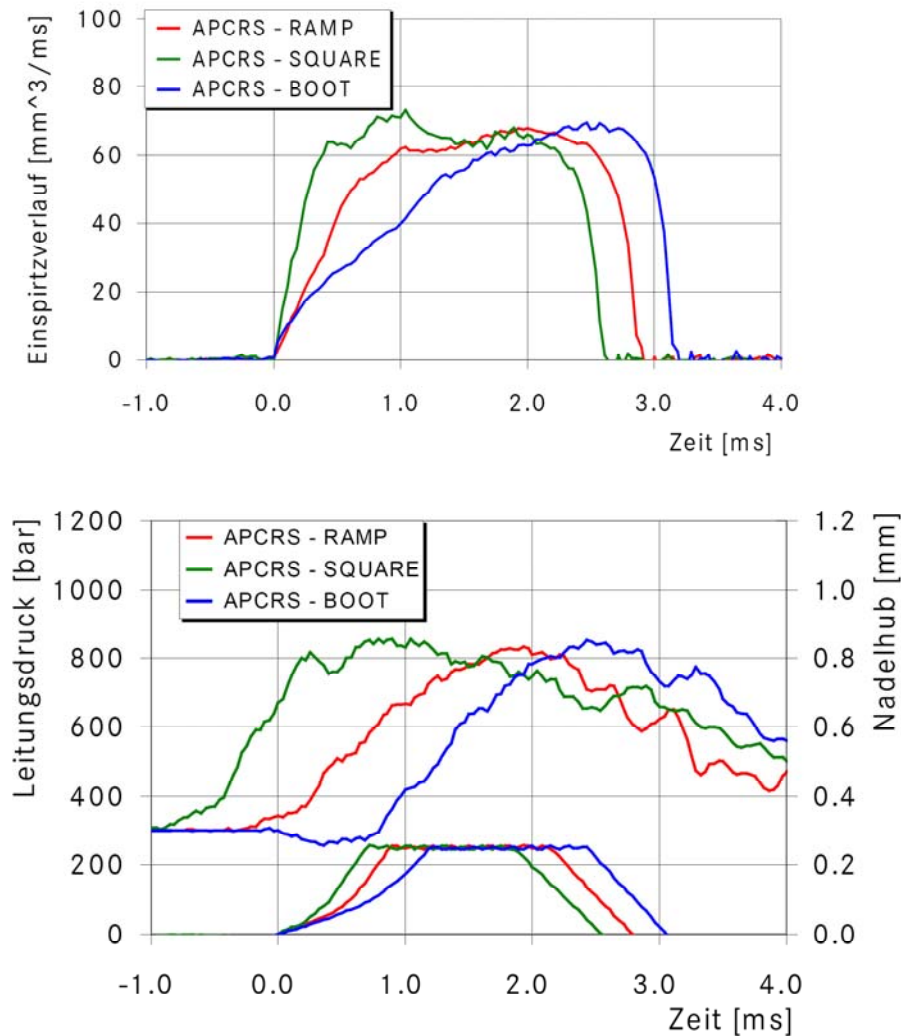


Bild 2.30: Darstellbare Einspritzverläufe mit Druckmodulation „Bosch APCRS“ [Scw1]

verlauf beim rechteckförmigen Einspritzverlauf (CR) deutlich höher ist als bei der rampenförmigen Einspritzung (P(L)D), was die höheren Stickoxidemissionen bei rechteckförmigen Einspritzverläufen belegt. Bei Vergleichen von Ruß und Stickoxidemissionen bei unterschiedlichen Einspritzstrategien konnte [Krp] feststellen, dass bei hoher Last eine druckgesteuerte Einspritzung mit Ratenbegrenzung für die frühe Einspritzphase den besten Kompromiss zwischen NO_x- und Rußentstehung (ohne AGR) darstellt. Untersuchungen im Teillast- und Niedriglastbereich haben keine Vorteile einer ratenbegrenzten Einspritzung gegenüber einer rechteckförmigen Einspritzverlaufsform ergeben.

2.4 Bewertung

Im Folgenden werden die Erkenntnisse der Literaturrecherche zum Stand der Technik zusammengefasst. Der Bewertung liegt die Kernfrage zu Grunde, inwiefern die Realisierung eines vollvariablen Experimentaleinspritzsystems detailliertere hydraulische, optische und motorische Untersuchungen ermöglicht, die mit den aktuell verfügbaren Einspritzsystemen nicht umsetzbar sind. Bezüglich der Haupteinflussgrößen der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung ergaben die betrachteten Untersuchungen die folgende Situation:

- Der Einfluss der Düsengeometrie wirkt sich deutlich auf Strahlgrößen wie Eindringtiefe und Kegelwinkel, die die Kraftstofffassung des Brennraumes beschreiben, aus. Insbesondere die bessere Strahlsymmetrie und –reproduzierbarkeit der Sacklochdüse prädestiniert diese gegenüber der Sitzlochbauform für optische Untersuchungen und für die Übertragbarkeit der Einspritzparameter zwischen den Prüfständen.
- Kavitationseffekte im Düseninneren, die im Wesentlichen von der Düsengeometrie abhängen, bestimmen den primären Strahlzerfall und den weiteren Strahlaufbruch. Ein vergrößerter Strahlkegelwinkel sorgt für einen stärkeren Lufteintrag ins Spray, was tendenziell die Vormischverbrennung und damit Stickoxidemissionen begünstigt. Grundlegend wirken eine Einlaufverrundung des Spritzloches (HE-Verrundungsgrad), ein positiver Konizitätsfaktor der Spritzlochbohrung (K-Faktor) sowie eine tiefer im Sacklochgrund austretende Spritzlochbohrung (größeres A-Maß) kavitationsmindernd. Ferner lassen sich bezüglich der Entstehung die Kavitation durch Nadelsitzdrosselung von der spritzlochgenerierten Kavitation unterscheiden.
- Eine Variation des Raildruckes ergibt unter identischen Rand- und motorischen Brennraumbedingungen keine signifikanten Unterschiede der Eindringtiefen von Flüssigkeit und Dampf, was durch eine bei größerem Einspritzdruck bzw. –impuls zunehmende Verdampfungsrate der Strahlspitze erklärt wird. Des Weiteren werden im ausgebildeten Strahl keine deutlichen Unterschiede der Strahlkegelwinkel bei Raildruckvariation detektiert. Die Strahleintrittsgeschwindigkeit wächst mit steigendem Raildruck. Die Zündorte der motorischen Verbrennung sind stark abhängig vom Einspritzdruck. Der mit steigendem Druck zunehmende Impuls sorgt in Verbindung mit der höheren Eindringgeschwindigkeit tendenziell für einen düsenferneren Zündort und Verbrennungsschwerpunkt bei sinkender Verbrennungsdauer. Die frühe Einspritzphase während des Zündverzugs wird entscheidend vom transienten Nadelhub (Nadelsitzdrosselung) geprägt. Konventionelle Einspritzsysteme mit hydraulischer Nadelsteuerung, wie in der Literatur durchgängig verwendet, sind für Grundlagenuntersuchungen nur bedingt geeignet, da die Düsennadelgeschwindigkeit systembedingt stets eine Funktion des Einspritzdruckes darstellt.
- Ein hoher Vormischanteil der Verbrennung führt zu hohen Zylinderdruckgradienten und begünstigt die NO_x-Bildung. Dies wird grundlegend durch lange Zündverzugszeiten (früher Spritzbeginn), starker Drall sowie entscheidend durch den Einspritzverlauf bestimmt. Neben abgesetzten Voreinspritzmengen zeigt die Gestaltung des Ratenverlaufs der Haupteinspritzung insbesondere bei hohen Lasten Potenzial zur simultanen Reduzierung von Stickoxiden und Ruß. Um das Potenzial verschiedener Ratenverläufe zu untersuchen und einspritzdruck- und nadelhubgesteuert gegenüberzustellen, ist ein druckmoduliertes Experimentalsystem unumgänglich.
- Serien-Einspritzsysteme sind als Werkzeug zur Untersuchung von Ratenverläufen - insbesondere von Ratenbegrenzungen der frühen Haupteinspritzung - nur eingeschränkt nutzbar. Übliche CR-Systeme besitzen eine hydraulisch aktuierte Düsen-

nadel. Die Einspritzrate wird bei stationär vorgehaltenem Speicherdruck nadelhubgesteuert bestimmt. Da die Düsenadelgeschwindigkeit direkt vom anliegenden Raildruck bestimmt wird, sind keine Untersuchungen der Nadelsitzdrosselung in Abhängigkeit des Rail- bzw. Einspritzdruckes möglich. Einspritzsysteme mit einspritzsynchronem Druckaufbau (PD und PLD) besitzen ebenfalls eine hydraulisch aktuierte Düsenadel. Die Einspritzrate wird allerdings druckgesteuert erzeugt. Da Speichereinspritzsysteme tendenziell trapezförmige und P(L)D-Systeme rampenförmige Einspritzraten generieren, sind direkte vergleichende Untersuchungen von nadelhub- und druckgesteuerten Einspritzverläufen bei gleicher Rate mit den aktuell in der Literatur behandelten Systemen nicht umsetzbar.

- Bei gleichen Randbedingungen (Einspritzbeginn, -masse, -dauer) weisen CR-Systeme gegenüber P(L)D-Systemen eine höhere Einspritzrate in der Zündverzugszeit auf, was auf Grund der damit verbunden höheren Energieumsetzung zu höheren Verbrennungstemperaturen und Stickoxidrohmissionen führt. Eine Ratenbegrenzung der frühen Haupteinspritzung in Verbindung mit einer ansteigenden Rate zum Einspritzende (verbesserter Rußabbrand) zeigt Potenzial zur simultanen Reduzierung von Ruß- und NO_x-Emissionen. Das Potenzial der Nadelsitzdrosselung als Mittel zur Einspritzratenbegrenzung kann erst detailliert bewertet werden, wenn es gelingt, die Düsenadel während der Öffnungsphase druckunabhängig zu führen und somit unterschiedliche Nadelgeschwindigkeiten sowie quasistationäre Teilhübe umzusetzen, was bisher ausgeführte Experimental-CR-Systeme mit Druckmodulation nicht zu leisten im Stande sind.

3 AUFGABENSTELLUNG

Aktuell dominieren zwei auf unterschiedlichen Wirkprinzipien aufbauende Einspritzsysteme den Markt für direkteinspritzende Pkw- und Nkw-Motoren. Dies sind zum einen Speichereinspritzsysteme, Common-Rail (CR) genannt, und zum anderen Systeme mit einspritzsynchrone Erzeugung des Einspritzdruckes, die als Pumpe-Düse- (PD) und Pumpe-Leitung-Düse-Systeme (PLD) bezeichnet werden. Die CR-Systeme besitzen den Vorteil, zeitlich variable Teileinspritzungen absetzen zu können, während P(L)D-Systeme einen auf Grund des über dem Einspritzereignis steigenden Einspritzdruckes zunehmenden Brennstoffmassenstrom (Einspritzratenverlauf) besitzen. Diese Begrenzung der Einspritzrate während der frühen Einspritzphase weist Vorteile bezüglich der Ruß-NO_x-Rohemissionen auf. Eine solche Einspritzratenbegrenzung ist unter anderem auch durch eine Vorverlagerung der Hauptdrosselstelle von den Spritzlöchern der Einspritzdüse in den Sitzbereich der Düsennadel möglich. Auf diese Weise wird der an den Spritzlöchern anliegende Einspritzdruck durch gezielte Nadelteilhübe gesenkt. Aktuelle Serien- und Experimentaleinspritzsysteme lassen keine vergleichenden Untersuchungen von Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation bei identischen Einspritzraten zu.

Im Rahmen dieser Arbeit gilt es, basierend auf den am Institut für Technische Verbrennung bestehenden Erfahrungen mit piezoaktuierten Einspritzventilen ein Forschungseinspritzsystem zu realisieren. Das Experimentalwerkzeug soll eine maximale Variabilität der Einspritzparameter ermöglichen, so dass die systemimmanenten Eigenschaften der herkömmlichen Systeme vergleichend untersucht werden können. Um den Einspritzratenverlauf zu formen, soll sowohl eine hohe Variabilität im Einspritzdruckaufbau durch Druckmodulation als auch ein vom Einspritzdruck möglichst unabhängiges Ansteuern der Düsennadelbewegung umgesetzt werden können. Das einspritzhydraulische Abbildungsverhalten der zu vergleichenden Einspritzratenverläufe soll hydraulisch mit einem Einspritzverlaufsindikator (EVI) vermessen werden.

Um die nadelsitzgedrosselt und druckmoduliert generierten Einspritzungen und ihr Potenzial zur Minimierung der Abgasrohmissionen bewerten zu können, sollen sowohl optische als auch motorische Untersuchungen durchgeführt werden. Zur Abbildung dieselmotorischer Rahmenbedingungen steht eine schnelle Kompressionsmaschine, Einhubtriebwerk genannt, mit optischem Zugang zur Verfügung. Die Anlage ist ursprünglich zur Abbildung der Kolbenbewegung, des Verdichtungsenddruckes und der -temperatur um den oberen Totpunkt eines mittelschnelllaufenden Großdieselmotors konzipiert worden. Es gilt, einen geeigneten Prüfstandsverbund zwischen dem Einhubtriebwerk und einer auszuwählenden Kraftfahrzeugmotorbasis zu erzeugen. Diesbezüglich wird eine bestmögliche Abbildung des Forschungsmotors durch das Einhubtriebwerk angestrebt. Es ist Ziel durch Verwendung geeigneter optischer Messtechniken, das für die Gemischbildung wesentliche Strahlausbreitungsverhalten zu beschreiben. Dabei ist zu gewährleisten, dass die Einspritzparameter übertragbar im Prüfstandsverbund dargestellt werden können, was einen modularen Aufbau des Einspritzsystems verlangt.

Die motorischen Untersuchungen haben das Ziel, unter Berücksichtigung vergleichbarer Rahmenbedingungen mittels Zylinderdruckindizierung und Messung der Emissionen bei

Vernachlässigung von Abgasrückführung und -nachbehandlung das Ruß-NO_x-Verhalten von nadelsitzgedrosselten und druckmodulierten Einspritzungen zu bewerten. Zur Interpretation der Ergebnisse sind die Zylinderdruckverläufe und Brennverläufe einzubeziehen. Abschließend gilt es, die beobachteten Effekte zu beschreiben, zu interpretieren und hinsichtlich ihres Potenzials zur simultanen Reduzierung der NO_x- und Rußemissionen zu bewerten.

4 PRÜFSTANDSBESCHREIBUNG

Um Brennverfahrensuntersuchungen durchführen zu können, ist es notwendig, einen Prüfstandsverbund zu erzeugen, der die wesentlichen auf die Gemischbildung und Verbrennung teilnehmenden Einflussgrößen erfasst. Die experimentellen Versuchsträger gliedern sich wie folgt:

- *Einspritzverlaufsindikator (EVI)* zur hydraulischen Bestimmung der Einspritzparameter
- *Einhubtriebwerk*, für optische Untersuchungen der Strahlausbreitung unter motornahen Bedingungen
- *Forschungseinzylinder* zur motorischen Verifikation der optisch und hydraulisch untersuchten Einspritzparameter

Die Untersuchungen am EVI dienen der Vorauslegung der Einspritzparameter, was insbesondere für Untersuchungen gleicher rampenförmiger Einspritzraten, die sowohl nadelhub- als auch druckgesteuert generiert werden, eine iterative Vorgehensweise zur Abstimmung der Einspritzratenverläufe verlangt. Das ETW erlaubt es, optische Untersuchungen durchzuführen, die auf Grund der motornahen thermodynamischen und kinematischen Randbedingungen die Interpretation der motorischen Ergebnisse untermauern.

4.1 Einspritzverlaufsindikator (EVI)

Das Ziel dieser Arbeit ist die Bewertung der druck- und nadelhubgesteuerten Einspritzung bei vergleichbaren Einspritzratenverläufen. Die Abstimmung des Twin-CR-Einspritzsystems verlangt zu diesem Zweck die Koordination von drei Piezoventilen im μs -Bereich. Maßgeblich für die vergleichend zu untersuchenden Einspritzungen ist der Einspritzratenverlauf dm_B/dt , der mit Hilfe eines Einspritzverlaufsindikator (EVI) detektiert wird. Die Funktionsweise des EVI wird im Folgenden beschrieben.

Die Einspritzdüse spritzt in ein mit Kraftstoff gefülltes Rohr, in dem eine Druckerhöhung erzeugt wird. Die Amplitude dieser Druckerhöhung ist proportional zur Einspritzrate. Sie wird mit einem Druckaufnehmer gemessen und an ein Messwerterfassungssystem weitergeleitet und ausgewertet. Die durch den Einspritzvorgang generierte Druckerhöhung führt zu einer Druckwelle, die durch das Rohr läuft und gedämpft wird. Am Ende der Rohrstrecke ist eine Drossel angebracht, die im Rohr einen gleichmäßigen Vordruck bei Einspritzbeginn erzeugt. Dieser Vordruck beträgt bei den durchgeführten Messungen 5 MPa, was einem motorischen Verdichtungsenddruck entspricht.

Die Integration des Ratenverlaufs erlaubt eine Aussage des eingespritzten Absolutvolumens. Da für den Verbrennungsvorgang nicht das eingespritzte Kraftstoffvolumen, sondern die Masse von Bedeutung ist, wird begleitend die Kraftstofftemperatur bestimmt. Ergänzende gravimetrische Messungen der bei simulierter Motordrehzahl über mehrere Minuten eingespritzten Kraftstoffmasse dienen der Feinkalibrierung des Systems.

4.2 Schnelle Kompressionsmaschine – Einhubtriebwerk (ETW)

Zur optischen Abbildung motorischer Vorgänge im Brennraum wurde am Lehrstuhl A für Thermodynamik der Technischen Universität München eine schnelle Kompressionsmaschine realisiert [Dor], [Pre], die mittels gut zugänglicher Brennraumfenster optische Messungen der Strahlausbreitung, Gemischbildung und Verbrennung unter motornahen Bedingungen erlaubt. Die Anlage wurde dem Institut für Technische Verbrennung für die im Rahmen dieser Arbeit in Hannover durchzuführenden Untersuchungen zur Verfügung gestellt. Das ETW (**Bild 2.1**) wurde ursprünglich zur Abbildung eines mittelschnelllaufenden Viertakt-Großdieselmotors konzipiert (**Bild 4.2**).

Bild 4.1 zeigt das Funktionsprinzip des ETW. Die Anlage bietet sehr gute Möglichkeiten zur Visualisierung von Gemischbildungsvorgängen, da die Kolbenbewegung für einen Kompressions- und Expansionszyklus im Bereich des oberen Totpunktes nachgebildet wird. Da die optische Zugänglichkeit des Brennraums bei der Entwicklung des Einhubtriebwerks im Vordergrund stand, ist der Arbeitskolben ringförmig ausgeführt und mit einem Quarzglasboden versehen. Dadurch wurde erreicht, dass der gesamte Brennraum vom Kolbenboden aus bildlich erfasst werden kann. Ferner ist die Kolbenbewegung nicht an einen direkt mechanischen Antrieb und somit nicht an einen Kurbeltrieb gebunden, was einen direkten optischen Zugang der Brennraummulde ohne den Strahlengang umlenkende Spiegel erlaubt. Die Anlage wird pneumatisch angetrieben. Der Antriebsringkolben wird druckluftbeaufschlagt beschleunigt und treibt hydraulisch gekoppelt den Arbeitskolben an. Dieser verdichtet die Luft des Zylinderraums. Die gegenläufige Bewegung beider in ihrer Masse abgeglichenen Kolben gewährleistet den für die Anwendung von optischen Messtechniken unentbehrlichen vollständigen Massenausgleich. Bei anliegender Antriebsdruckluft ruhen die Kolben solange, bis durch ein Bypassventil eine hydraulische

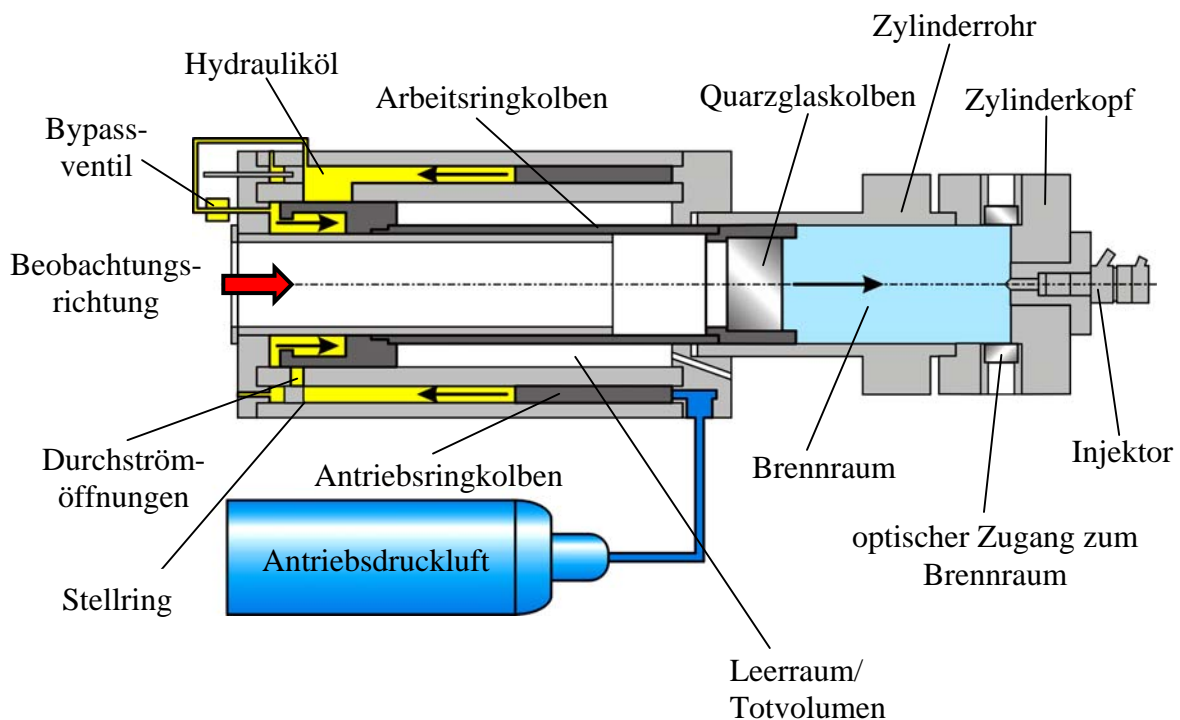


Bild 4.1: Funktionsschema des Einhubtriebwerkes

Verbindung hergestellt wird. Die Kolben bewegen sich zunächst langsam, bis der Arbeitsringkolben zunehmend Durchströmöffnungen des Koppelöls freigibt. Daraufhin werden die Kolben stark beschleunigt und erreichen im Bereich um den OT Geschwindigkeiten, die nahe an denen von Realmotoren liegen. Der zurückgelegte Kolbenweg wird über ein induktives Messsystem detektiert und dient der Triggerung der für den Einspritzprozess relevanten Parameter wie Einspritzbeginn, Auslösen der Kamera- und Beleuchtungssequenz. Zur Abstimmung der Randbedingungen erlaubt die Anlage eine Variation des Verdichtungsverhältnisses, des Ladedruckes sowie der Kolbenkinematik. Um ausschließlich Gemischbildungsphänomene zu untersuchen, kann anstelle der Füllung des Zylinders mit Luft mit Stickstoff als inerte Atmosphäre gearbeitet werden, was die Verbrennung unterdrückt und den Beobachtungszeitraum der Strahlausbreitung verlängert.

Das ETW wird unter verschiedenen Randbedingungen und Zielsetzungen eingesetzt:

- Das ETW dient als *variable Druckkammer* mit dem Ziel, über das Detektionsintervall stationäre Zustände von Kammerdruck und Temperatur zu erzeugen. Dies ist vergleichbar mit Druckkammerversuchen, die ein konstantes Kammervolumen besitzen und prädestiniert für Grundlagenuntersuchungen der Strahlausbreitung sind.
- Es werden motorische Randbedingungen, wie Kolbenbewegung, Zylinderdruck, Verdichtungstemperatur, Brennraumgeometrie und Brennraumluftbewegungen motornah abgebildet. Der Anspruch an eine bestmögliche Abbildung eines Referenzmotors verlangt nach einer den Möglichkeiten des ETW entsprechenden Auswahl des Aggregates.

Da das ETW ursprünglich zur Abbildung eines mittelschnelllaufenden Großdieselmotors konzipiert war, die thematische und prüfstandtechnische Ausrichtung des ITV jedoch motorische Versuche dieser Motordimensionen ausschließt, wurde untersucht, inwiefern die Anlage Nkw-spezifische Prozesse abbilden kann. Im Folgenden wurde eine Adaption an Nkw-Dimensionen durchgeführt.

4.2.1 Adaption an Nkw-Dimensionen

Wie in Kapitel 4.3 näher beschrieben wird, wurde als Referenzaggregat ein Nkw-Motor gewählt, dessen motorische Eckdaten sich deutlich von denen des Großdiesels unterscheiden.

Kenndaten	Großdiesel-Aggregat [Dor]	Nkw-Aggregat Basis: DaimlerChrysler BR500
Zylinderbohrung	240 mm	130 mm
Kolbenhub	300 mm	150 mm
Drehzahl	900 min ⁻¹	2000 min ⁻¹
max. Verdichtungsverhältnis	17,5	17,25
Hubvolumen	13,57 dm ³	1,99 dm ³

Bild 4.2: Eckdaten der Aggregate

Da größere Motordimensionen als das ausgewählte Nkw-Aggregat, die geometrisch besser dem ETW entsprechen, auf Grund der thematischen und prüfstandstechnischen Ausrichtung des ITV ausgeschlossen wurden, waren für eine Anpassung der Anlage die folgenden Voruntersuchungen durchzuführen:

- Bestimmung der oberen Abbildungsgrenze der Motordrehzahl unter Bewertung des Kolbenweg- und Zylinderdruckverlaufes.
- Bewertung einer Adaption der Zylinderlaufbuchse und der Kolbenkrone unter bestmöglicher Abbildung der durch die Kolbenbewegung generierten, auf die Strahlausbreitung wirkenden Brennraumluftbewegungen.

Obwohl der Nkw-Motor lediglich einen Bruchteil des Hubvolumens des Großdiesels besitzt, musste von einer Verringerung des ausgeführten Kolbenhubes der Anlage abgesehen werden, da auf Grund einer festgelegten maximalen Kolbenbeschleunigung eine Verringerung des Kolbenhubes zu einer Reduzierung der Kolbengeschwindigkeit um den OT geführt hätte. Aus diesen Gründen wurde entschieden, eine modulare Adaption der Nkw-Dimensionen durch den Ersatz des ursprünglichen Zylinderkopfes und der Kolbenkrone zu bewerten und umzusetzen. **Bild 4.3** stellt die adaptierte Nkw-Applikation der ursprünglichen Großdiesel-Applikation gegenüber. Die Adaption besteht aus einer bewegten und einer ruhenden Hauptbaugruppe. Dies ist zum einen die stufig umgestaltete Kolbenkrone und zum anderen ein mit einem Laufbuchsensegment in Nkw-Dimensionen bestückter Zylinderkopf.

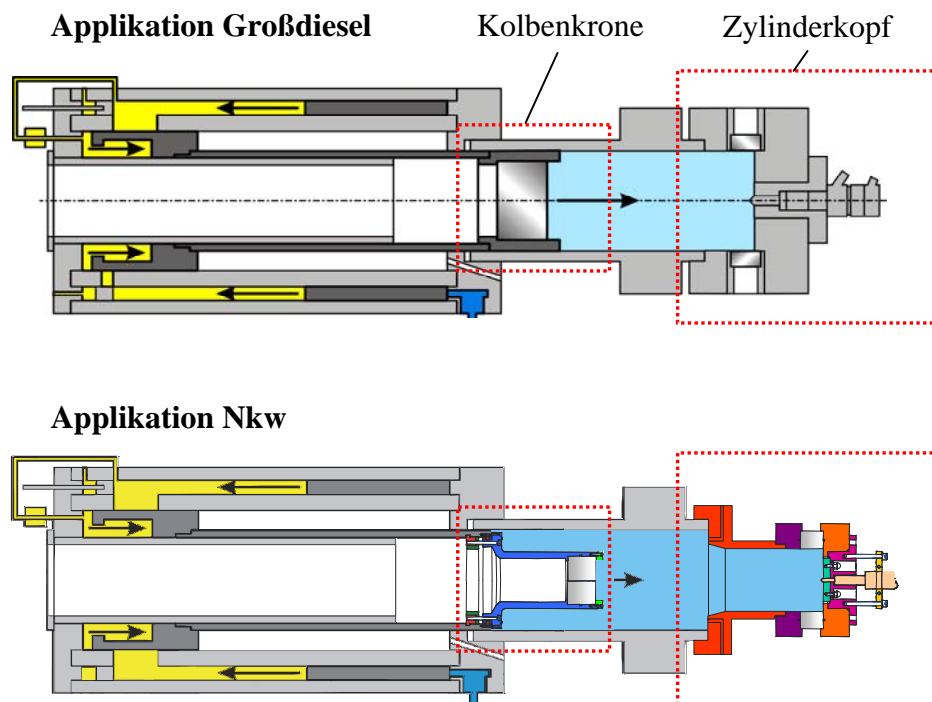


Bild 4.3: Gegenüberstellung der veränderten Baugruppen

Die folgenden Anforderungen werden an die Adaption gestellt:

- Entsprechend der Zylinderspitzen drücke von DI-Dieselmotoren ist die Adaption auf einen Spitzendruck von 20 MPa auszulegen.
- Der Brennraum des Nkw-Kolbens soll in Form einer zylindrischen Mulde mit planem Quarzglasboden abgebildet werden. Der Durchmesser und das Volumen der Brennraummulde sowie der Quetschkantenbereich sollen dem Referenzkolben entsprechen.
- Es ist ein Laufbuchsen segment mit der Zylinderbohrung des Referenzmotors zur Abbildung der Strömungsbedingungen beim Verdichtungshub mit Hilfe der Simulation auszulegen.
- Anschlüsse für Gaswechselventile und Sensoren sind außerhalb des optisch abbildenden Bereiches anzuordnen.
- Der Zylinderkopf ist mit radialen Quarzglasfenstern als optionaler optischer Zugang zur Beleuchtung auszustatten.
- Die adaptierte Kolbenbaugruppe muss den ursprünglichen Massenausgleich zwischen Antriebs- und Arbeitskolben gewährleisten.
- Das Verdichtungsverhältnis des Nkw-Aggregates soll bei vergleichbarem Kolbenrückstand im OT abgebildet werden können.
- Die Adaption muss modular aufgebaut sein, so dass die Anlage ohne grundlegende Veränderungen in den Ursprungszustand zurückversetzt werden kann.

Bild 4.4 zeigt eine Detaildarstellung der Adaption. Die stufig ausgeführte Kolbenkrone (2) reduziert die Bohrung des Großdiesels auf die des Nkw-Motors. An Stelle des ursprünglichen Zylinderkopfes wird eine Verlängerung der Laufbuchse (1) mit der Zylinderbohrung und dem Hub des Nkw-Motors appliziert. Diese Ausführung unterstützt die Abbildungsgenauigkeit der Strömungsvorgänge während des Zylinderhubes. Da der zu untersuchende Nkw-Motor annähernd drallfrei betrieben wird, werden die auf die Strahlausbreitung und Gemischbildung einflussnehmenden Brennraumluftbewegungen durch die Quetschkantenströmung um den OT bestimmt.

Bild 4.5 zeigt den aus einer CFD-Simulation [Ste] gewonnenen Vergleich zwischen den Strömungsbedingungen im OT des Nkw-Motors und des ETW bei identischem Kolbenrückstand. Das ETW bildet die Strömungsgeschwindigkeiten gut ab, was insbesondere durch die schwache Konturierung der originalen Kolbenmulde im Motor begünstigt wird. Die Geschwindigkeiten der Quetschkantenströmungen sind über weite Bereiche der Mulde sehr gering. Eine Beeinflussung des Strahleindringverhaltens ist erst bei größeren, wandnahen Eindringtiefen zu erwarten, da diese Strahlbereiche zum einen vom Strömungsprofil erfasst werden und zum anderen an Geschwindigkeit abgenommen und Verdampfungsgehalt zugenommen haben.

Der Kolbenboden besitzt im Vergleich zu stärker konturierten ω -Kolbenmulden anderer Aggregate eine geringe Wölbung, was den Einsatz eines plangeschliffenen Quarzglases (6) erlaubt. Der Zylinderkopf (4) ist zweiteilig ausgeführt, um einen Quarzglasring (3) zum Einkoppeln von Beleuchtungsquellen und optionalen Lichtschnittoptiken zu ermöglichen.

Eine wesentliche Forderung zur Abbildung des Nkw-Motors ist die Simulation der motorischen Kolbenbewegung durch das ETW. Die untersuchten Einspritzvorgänge ereignen

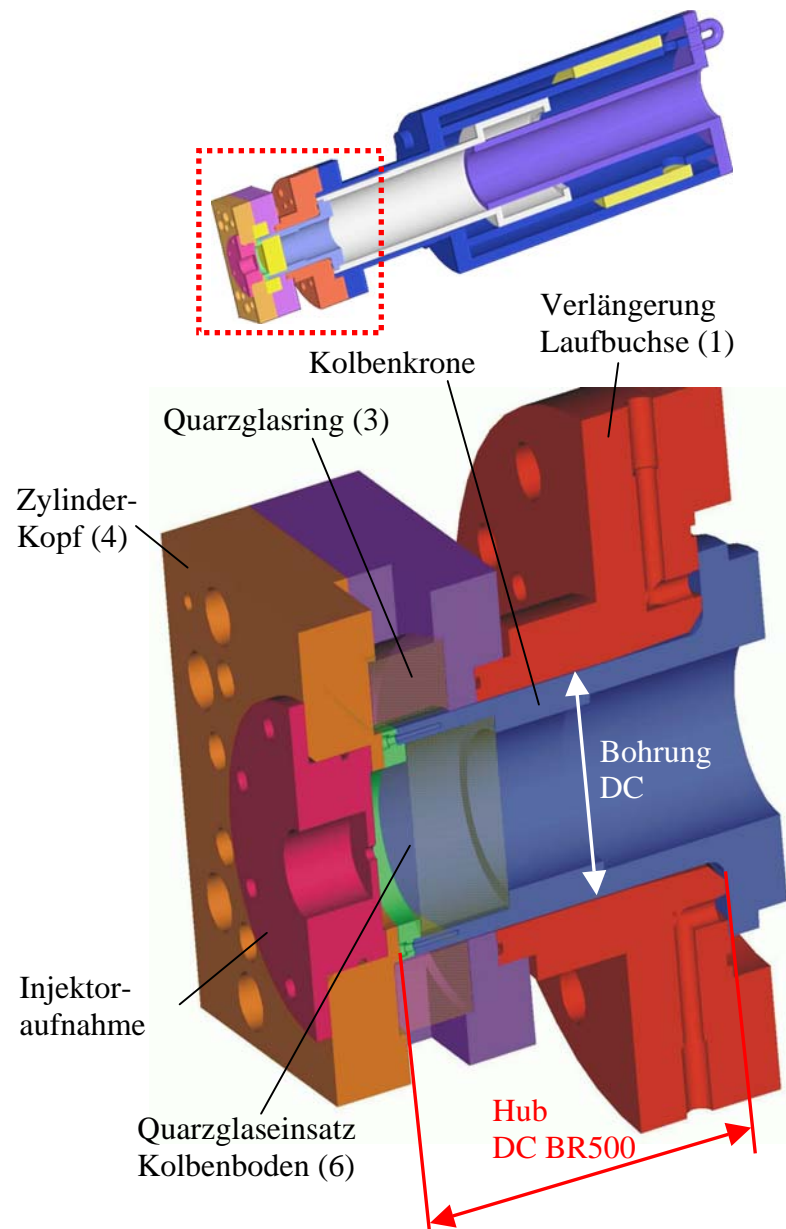


Bild 4.4: *Detaildarstellung der Adaption*

sich im Bereich um den OT. Es wurden ausschließlich Versuche mit einer Motordrehzahl von 1130 min^{-1} zu Grunde gelegt. Eine Abbildung höherer Drehzahlbereiche wurde auf Grund einer sinkenden Abbildungsgenauigkeit des Motors durch das ETW vermieden. Die Einspritzdauer der motorisch und am ETW untersuchten Ereignisse beträgt in Abhängigkeit des Einspritzdruckes und des γ -verlaufes unter Gewährleistung gleicher Massen ca. 2,5 ms.

Bild 4.6 stellt die Verläufe der Kolbenwege über der Zeit vom Nkw-Motor und dem ETW gegenüber. Um das für die Messungen relevante Zeitfenster zu verdeutlichen, ist sowohl die Variation des Einspritzbeginns als auch einer exemplarischen Einspritzdauer dargestellt. Es zeigt sich insbesondere in dem für die Messungen relevanten Bereich um den OT eine sehr gute Überdeckung beider Kolbenwegverläufe. Da sich die absoluten Kolbenhübe ($H_{\text{Motor}} = 150 \text{ mm}$; $H_{\text{ETW}} = 295 \text{ mm}$) deutlich unterscheiden, wird das Wegsignal als Kolbenrückstand zum OT dargestellt. Des Weiteren zeigt **Bild 4.7** eine vergleichende Darstellung des Zylinderdruckverlaufes. Motorisch liegt ein Schleppeverlauf bei

betriebswarmen Motor bei einer Aufladung von 0,6 bar zu Grunde. Es zeigt sich, dass das ETW den Absolutdruck bei OT gut abbildet, allerdings einen geringeren Druckgradienten aufweist. Dieses Verhalten ist durch die Konstellation eines größeren Kolbenhubes bei einem vergleichbaren Verdichtungsverhältnis und vergleichbaren Kolbenwegverlauf begründet. Wird lediglich das für die Untersuchungen relevante Zeitfenster um den OT betrachtet, wird der Zylinderdruck ausreichend genau abgebildet.

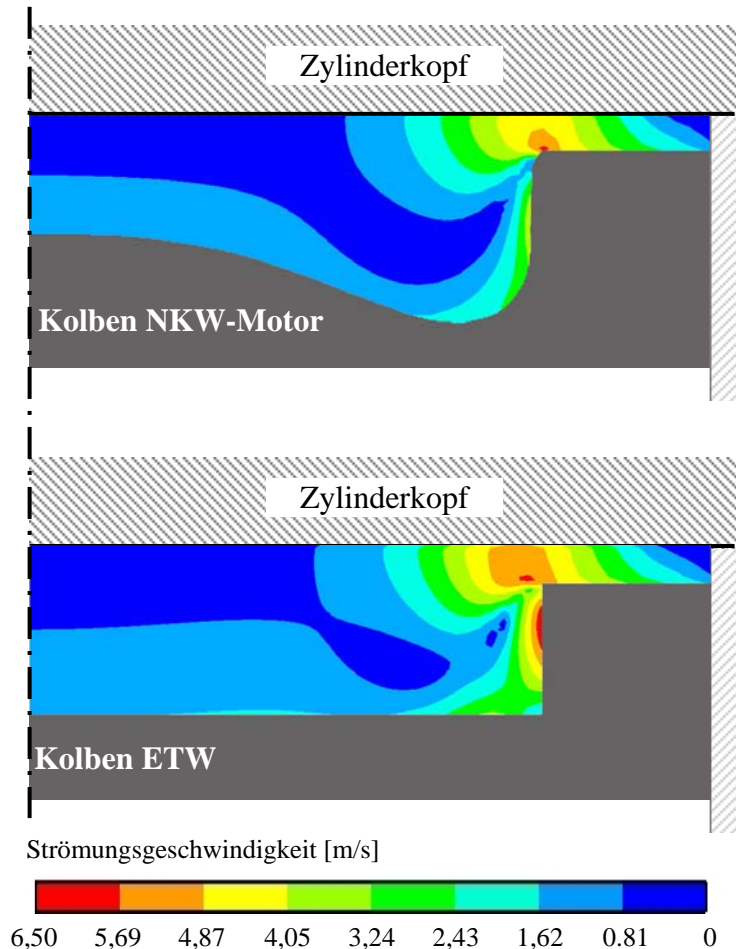


Bild 4.5: Vergleichende Darstellung der Quetschkantenströmung bei identischem Kolbenrückstand (Motor: 1130 min^{-1} ; 8°KW v. OT)

Eine Simulation der Verdichtungsendtemperaturen unter Berücksichtigung von Wandwärmeverlusten [Ste] ergab für den Motor 851 K und für das ETW 800 K bei den in **Bild 4.7** dargestellten Bedingungen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass der Motor auf Grund der Verwendung eines ungekühlten Einspritzventils mit einer reduzierten Öl- und Kühlmitteltemperatur von je 70°C konditioniert betrieben wurde. Ferner wurde durch Verwendung einer motorexternen Aufladeeinheit eine Ladelufttemperatur von 40°C realisiert.

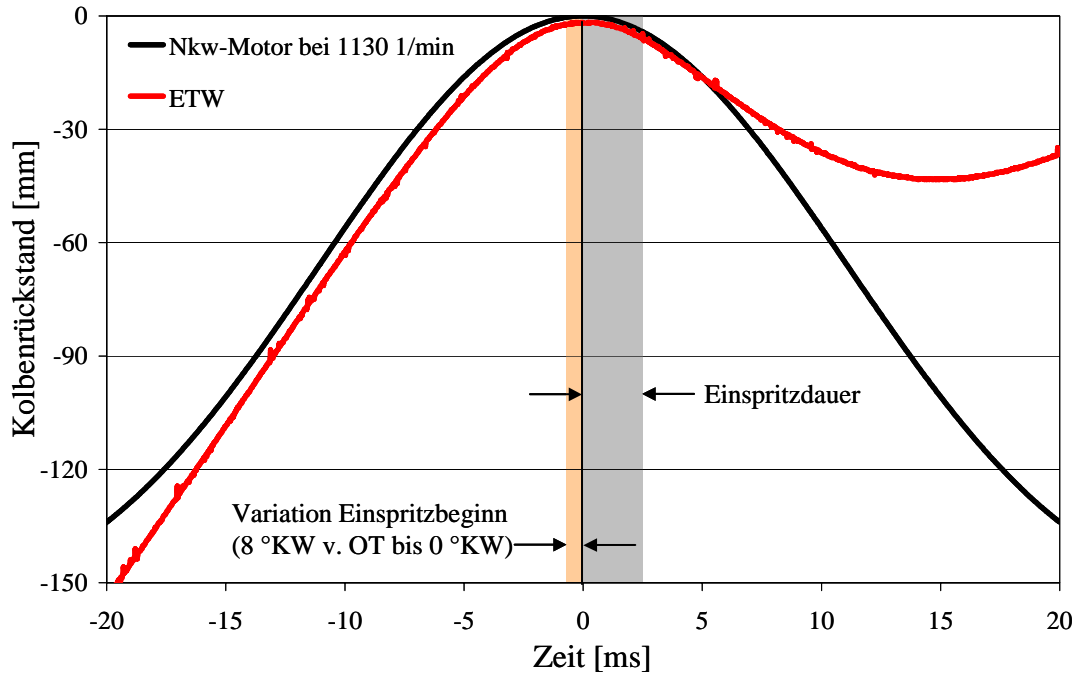


Bild 4.6: Vergleich der Kolbenwegverläufe (Motor: 1130 min⁻¹)

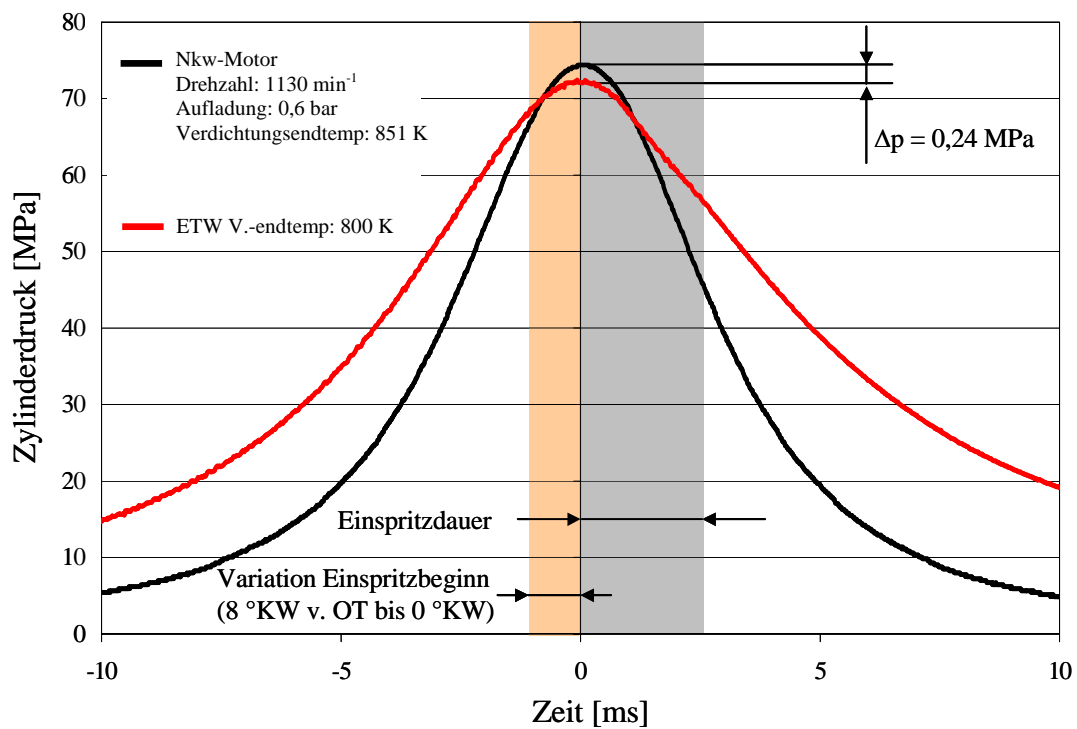


Bild 4.7: Vergleich der Zylinderdruckverläufe

4.2.2 Auswahl der optischen Messtechniken

Die detaillierte Untersuchung der hochtransienten dieselmotorischen Einspritzvorgänge stellt hohe Anforderungen an die optische Messtechnik. Bildgebende Verfahren wie die Mie-Streulichttechnik und das Schlieren- / Schattenverfahren werden zur Abbildung der Strahlkontur und der daraus resultierenden geometrischen Strahlgrößen, wie Strahleindringtiefe und

-kegelwinkel genutzt. Diese Verfahren ermöglichen die Abbildung motorischer Randbedingungen unter Verwendung von realem Dieseldieselkraftstoff. In Kombination mit modernen Kamerasystemen können zyklus aufgelöste Bildsequenzen der Strahlausbreitung mit hoher zeitlicher und räumlicher Auflösung aufgezeichnet werden.

Beide Verfahren werden in den folgenden Abschnitten beschrieben. Eine kurze Gegenüberstellung soll die Notwendigkeit unterstreichen, beide Systeme einzusetzen. Da das Mie-Verfahren auf Grund einer begrenzten minimalen Detektionsgrenze der Tropfendurchmesser die flüssigen jedoch nicht die dampfförmigen Bereiche darstellt, ist es als alleinige Messtechnik am ETW unter Abbildung motornaher Verdichtungsendtemperaturen nicht geeignet. Das Schlierenverfahren ist unter optimalen Bedingungen (kleinstmögliche Blendenöffnung in Kombination mit minimalen Brennpunkten) in der Lage, auch dampfförmige Bereiche zu detektieren. Da der optische Aufbau des Schlieren-Verfahrens - auf Grund einer größeren Anzahl abbildender optischer Komponenten und der Notwendigkeit einen parallelen Strahlengang gewährleisten zu müssen - einen größeren Rüstaufwand bedingt, stellt es die aufwendiger umzusetzende, geringere Tropfengrößen auflösende Messtechnik dar. Eine Kombination beider Messtechniken würde demnach eine qualitative Trennung der flüssigen (Mie-Signal) von den dampfförmigen Bereichen (Schlieren-Signal) erreichen. Da das abbildende Streulicht des Mie-Signals eine helle und das ausgeblendete Licht der Schlieren-Messtechnik eine dunkle Bildinformation bildet, ergäbe sich ein direkter Kontrast der Signale. Im Rahmen dieser Arbeit wurde auf Grund der zur Optimierung des Schlierenverfahrens nötigen Iterationsvorgänge kein kombinativer Einsatz beider Verfahren realisiert.

4.2.3 Mie-Streulichtverfahren

Das Mie-Verfahren gehört zu den Streulichtverfahren und beruht auf dem Effekt, dass monochromatisches Licht bei der Bestrahlung von Molekülen eine Streuung erfährt. Das an den Kraftstofftropfen gestreute Licht wird direkt mit einer Kamera erfasst. Die minimale Partikelgröße, bei der dieser Effekt zu beobachten ist, beträgt 150 nm bei kugelförmiger Gestalt [Mün]. Es gibt am ETW grundsätzlich zwei Möglichkeiten die Beleuchtung einzukoppeln. Dies ist zum einen die Beleuchtung aus Detektionsrichtung durch den transparenten Kolbenboden und zum anderen unterhalb des Zylinderkopfes in radialer Richtung orthogonal zur Detektionsrichtung. Die radiale Beleuchtung wird über einen Quarzglaseinsatz im zweigeteilten Zylinderkopf realisiert. Beide Verfahren haben für die Anwendung am ETW die folgenden Vorteile und werden in **Bild 4.8** gegenübergestellt.

Radiale Einkopplung:

- Es besteht die Möglichkeit, Lichtschnitte unterschiedlicher Dicken durch die Spraykeulen zu legen, was hohe spezifische Lichtintensitäten zum Beleuchten dichter düsennaher Strahlbereiche erlaubt.
- Es wird weitestgehend vermieden, reflektierende Bauteile im Brennraum (Einspritzdüse, Zylinderkopf) zu beleuchten, die die Bildinformation stören.

Einkopplung durch Kolbenboden:

- Zur reinen Fotografie mit plastischem Eindruck der Spraykeule ergibt sich die Ausleuchtung der gesamten Spraykeule orthogonal zur Spritzachse.
- Da der Quetschkantenbereich der Kolbenkrone am ETW keinen transparenten Aufsatz besitzt, kann bei Abbildung motorischer Kolbenwege im Bereich des oberen Totpunktes mit radialer Einkopplung keine Beleuchtung der Spraykeule realisiert werden.
- Die Beleuchtung kann aus einer Richtung erfolgen und es wird eine homogene Beleuchtung des Brennraumes ermöglicht. Eine radiale Einkopplung muss bei Abbildung mehrerer Strahlkeulen beidseitig erfolgen, da die Beleuchtungsintensität nach passieren einer vorgelagerten Einspritzkeule für weitere abnimmt.

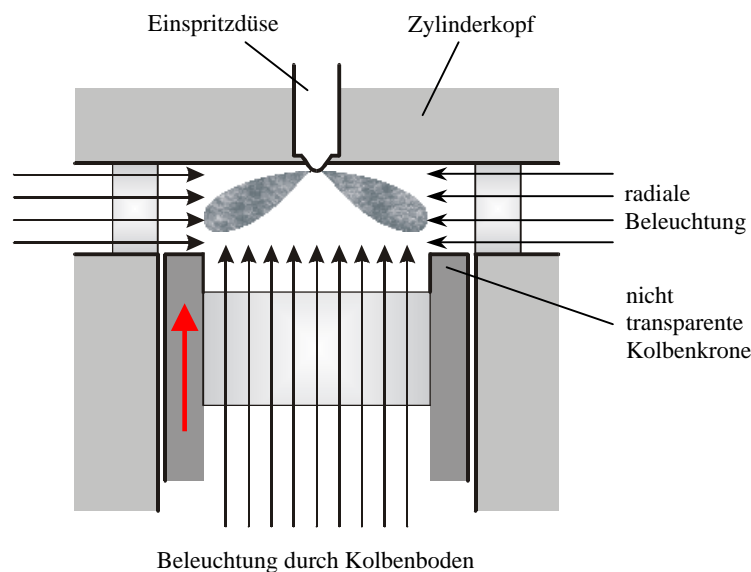


Bild 4.8: Gegenüberstellung der radialen und axialen Beleuchtung des Brennraumes

Für die im Rahmen dieser Arbeit beschriebenen Versuche wurde die Beleuchtung durch den Kolbenboden der Anlage gewählt, da sie die Strahlkeulen über ihre gesamte Eindringtiefe gleichmäßig ausleuchtet und somit eine gute Grundlage für geometrische Strahlvermessungen bietet. Um störende Reflektionen am unerwünscht beleuchteten Zylinderkopf zu unterdrücken, wurde ein geschwärzter angerauter Hintergrund ausgeführt, so dass neben den Einspritzkeulen lediglich die in den Brennraum ragende Düsenkuppe die Bildinformation der Einspritzstrahlen ergänzt.

Für die mit dem Mie-Verfahren durchgeführten Versuche wurde das ETW als variable Druckkammer mit einem über dem beobachteten Einspritzereignis konstanten Kammerdruck betrieben, da sie vor der Adaption auf Nkw-Dimensionen durchgeführt worden sind. **Bild 4.9** zeigt den optischen Aufbau. Der Messablauf wird durch eine Triggermarke des Kolbenweges des Arbeitsringkolbens eingeleitet. Ein Steuerrechner gibt im direkten Anschluss Ansteuersignale an das Einspritzsystem, die Kamera und den Laser aus. Bei der verwendeten CCD-Kamera (LaVision, „Ultra SpeedStar 4“) handelt es sich um ein zeitlich um räumlich sehr hoch auflösendes System (Auflösung: 1280x1024; max. Bildfrequenz: 1 MHz). Die Kamera ist in der Lage pro Sequenz vier Bilder aufzunehmen. Die begrenzte

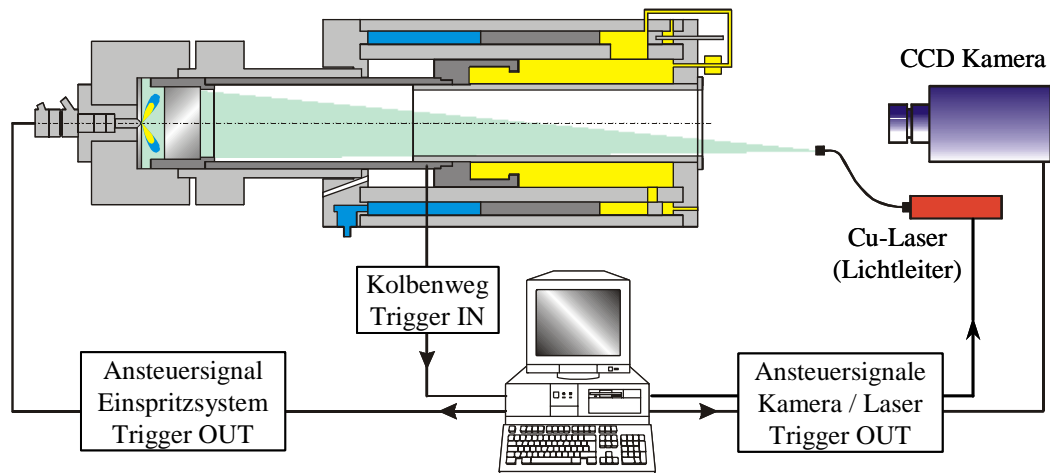


Bild 4.9: Messaufbau zur Streulichtfotografie am ETW

Aufnahmekapazität macht es notwendig, die Einspritzvorgänge aus mehreren Folgeversuchen zusammenzustellen. Zur Beleuchtung wird ein mit einer Frequenz von 10 kHz gepulst betriebener Kupferdampf-Laser (Oxford Cu 15 A) eingesetzt. Der gepulste Betrieb in Verbindung mit einer hohen Pulsenergie (2,75 mJ) erlaubt geringe Belichtungszeiten (15 ns) der hochtransienten Einspritzvorgänge, was die Bewegungsunschärfe verringert und Strahlkonturen darstellen lässt. **Bild 4.10** zeigt eine exemplarische Aufnahme des detektierten Bereiches aus dem nach belegter Reproduzierbarkeit der Strahlsymmetrie eine Strahlkeule für die geometrische Auswertung zu Grund gelegt wurde.

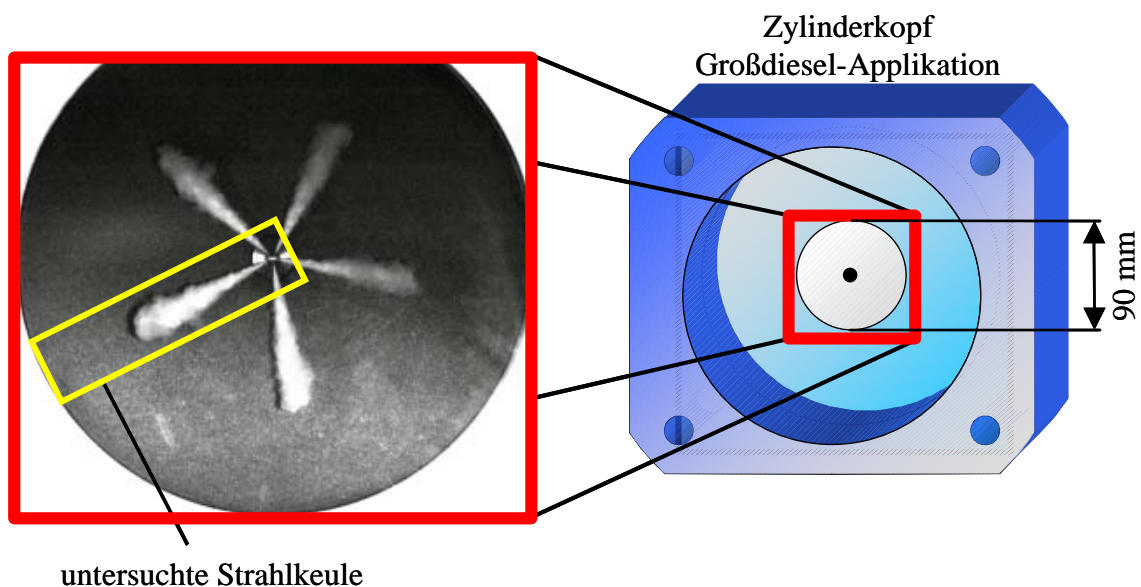


Bild 4.10: Darstellung des untersuchten Bereiches

4.2.4 Schlieren- / Schattenverfahren

Das Schlierenverfahren stellt eine optische Messtechnik zur Visualisierung von Dichtegradienten in transparenten Medien [Ofn] dar. Parallele Lichtstrahlen werden an Stellen mit Dichtegradienten durch die unterschiedlichen Brechungsindizes gebrochen und abgelenkt. Eine im folgenden Strahlengang positionierte Linse fokussiert ausschließlich das ungebrochene, parallele Licht in einem Brennpunkt. In diesem Brennpunkt ist eine Lochblende platziert, die in Abhängigkeit ihres Öffnungsdurchmessers die gebrochenen, nicht direkt den Brennpunkt passierenden Strahlen ausblendet. **Bild 4.11** beschreibt das Schlierenverfahren. Die aus der Blende austretenden Strahlen treffen in die Kamera. Es ergibt sich ein Bild aus hellen und dunklen Bereichen. Im Fall eines Einspritzstrahles tritt eine

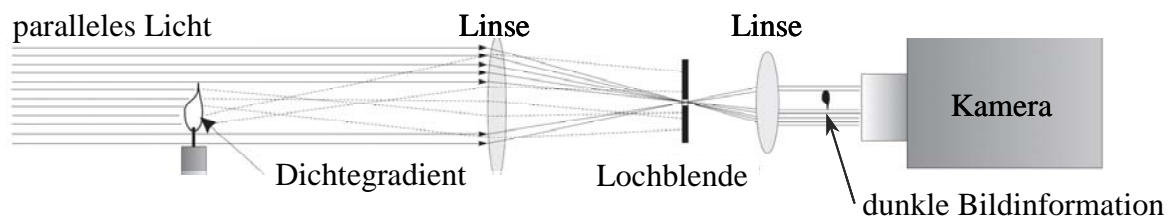


Bild 4.11: exemplarische Darstellung der Schlierenfotografie [Ofn]

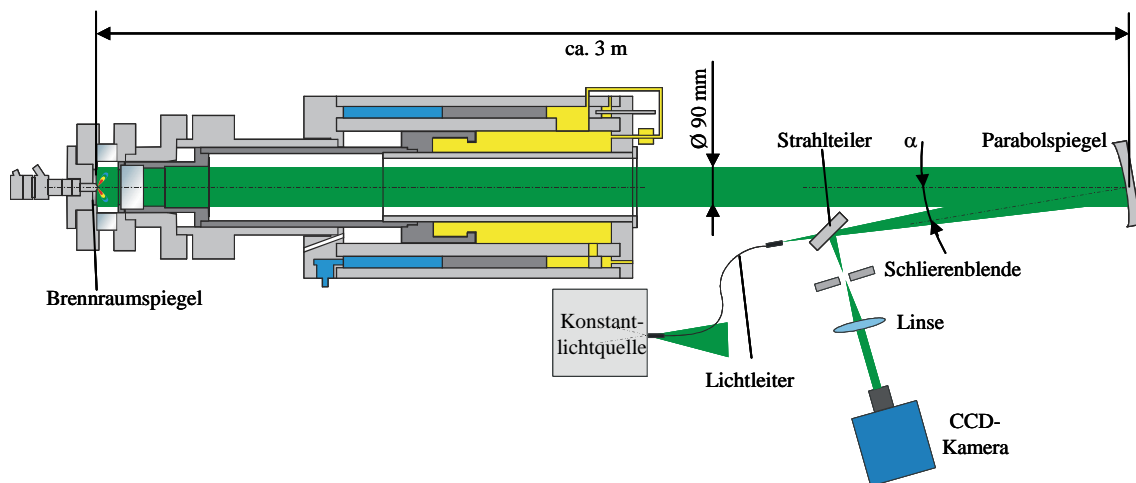


Bild 4.12: Schlierenverfahren appliziert am ETW

Brechung auf Grund von Dichteunterschieden zwischen der Brennraumluft und den flüssigen sowie dampfförmigen Bereichen auf. Da für die Detektion schwacher Dichteunterschiede eine geringe Blendenöffnung benötigt wird, ist insbesondere zur Abbildung der dampfförmigen Bereiche am Strahlrand ein geometrisch exakter und vibrationsfreier Versuchsaufbau unter Verwendung abbildungsgetreuer optischer Komponenten notwendig. Der Einsatz des Schlierensystems bei bewegtem Kolben stellt besondere Anforderungen an den Aufbau. Es muss sichergestellt werden, dass der die Schlierenblende passierende Brennpunkt nicht durch Vibration oder Kippen der Anlage bewegt wird und sich die Bildinformation stark ändert bzw. sich das Bild abdunkelt. **Bild 4.12** zeigt den am ETW umgesetzten Schlierenaufbau.

Das Licht einer Konstantlichtquelle (BioTec, ISV 1) wird in einen Lichtleiter gekoppelt, der einen punktförmigen Austritt erlaubt und im Brennpunkt eines Parabolspiegels platziert ist. Der Parabolspiegel parallelisiert das Licht auf den Durchmesser der Nkw-Kolbenmulde (90 mm). Das parallele Strahlenbündel wird an einem stirnseitig am Zylinderkopf angebrachten Spiegel reflektiert. Das Licht durchquert demnach zweimal das Messobjekt. Ein Strahlteiler separiert das einfallende vom rücklaufenden Licht und erzeugt einen Brennpunkt in dem die Schlierenblende platziert ist. Das die Lochblende passierende Licht wird von einer Linse auf die Blendenöffnung der Kamera gebündelt. An Hand von **Bild 4.12** wird deutlich, dass der parallelisierte Strahlengang mit einer Gesamtstrecke von ca. 6 m im Vergleich zum Durchmesser des Strahlenbündels (90 mm) sehr groß ist. Dies stellt eine hohe Anforderung der optischen Abbildung an den parallelisierenden Parabolspiegel und den Brennraumspiegel. Nach Versuchen mit verschiedenen Spiegelprinzipien fiel die Wahl auf eine brennraumseitig bedampfte Quarzglasausführung, da diese die besten optischen Qualitäten bietet. Ferner ist es von Bedeutung den Einfallswinkel α in den Parabolspiegel zu minimieren, um einen

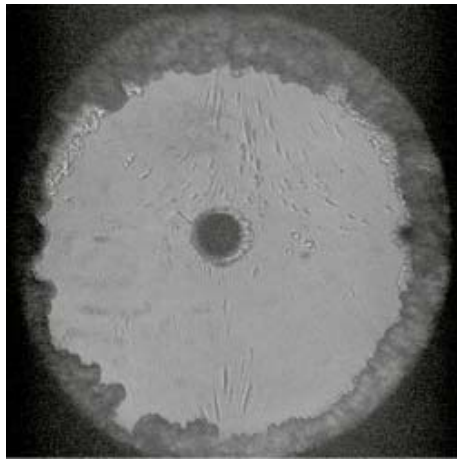


Bild 4.13: Quetschspaltströmung

Ovalverzug des Bildes zu reduzieren. Mit diesem Aufbau ist es möglich, einen sehr kleinen Brennpunkt des rücklaufenden Strahlenganges (entsprechend des Austrittsdurchmessers des Lichtleiters) zu erzeugen, was eine minimale Blendenöffnung und damit eine hohe Sensitivität des Schlierenverfahrens erlaubt. Die Schlierenblende ließ sich ohne deutliche Reduzierung der Helligkeit der ausgeleuchteten Bildbereiche auf einen Blendendurchmesser von 1,5 mm reduzieren. Als ein Beleg für die Sensitivität des Systems kann die Detektion der Quetschkantenströmung, wie in **Bild 4.13** dargestellt, genutzt werden. In diesem Zusammenhang wurde bei zuvor gereinigtem Brennraum ohne Einspritzung ein Kompressionshub ausgeführt. Die

Dichtegradienten resultierend aus dem oberhalb der Kolbenkrone in die Kolbenmulde verdrängten Luftvolumen erzeugen eine unterschiedliche Brechung des Strahlenganges an den Druckgradienten und werden folglich an der Schlierenblende ausgeblendet. Mit steigender Öffnung der Schlierenblende sinkt die Detektion der Bereiche. Ferner wird um die Einspritzdüse ein geringes Schlierensignal beobachtet. Um zu vermeiden, dass Zu- und Abluftkanäle den verspiegelten Zylinderkopf stören, sind diese hinter den Spiegel verlegt. Ihr Zugang zum Brennraum liegt im optisch nicht erfassten Quetschkantenbereich. Auf Grund des im Vergleich zur Kolbenmulde höheren Druckes oberhalb der Quetschkante führt dies zu einer Druckerhöhung in den Gaswechselkanälen hinter dem Spiegel. Dies hat zur Folge, dass bei minimaler Blendenöffnung aus dem Spalt um die Einspritzdüse ein Duckausgleich in den Brennraum detektiert wird. Eine Beeinflussung des Einspritzstrahles durch diesen Effekt ist auf Grund des düsennah hohen Strahlimpulses auszuschließen.

Zur zeitaufgelösten Visualisierung der Struktur des Einspritzstrahls im Brennraum bietet sich das Schlierenverfahren in Verbindung mit einer Hochgeschwindigkeitskamera an. Um die Einspritzvorgänge zyklusaufgelöst darstellen zu können, wurde eine CCD-Kamera mit einer Aufnahmekapazität von 16 Bildern ausgewählt (LaVision, „Ultra SpeedStar 16“). Die Kamera verfügt über eine hohe räumliche und zeitliche Auflösung (Auflösung: 640x512; max. Bildfrequenz: 1 MHz). In Verbindung mit der verwendeten Konstantlichtquelle ergab

sich eine nötige Belichtungszeit der Kamera von $30\ \mu\text{s}$ in Verbindung mit einem Bildabstand von $50\ \mu\text{s}$. Eine Aufnahmesequenz deckt somit eine Einspritzdauer von $800\ \mu\text{s}$ ab. Dieser Zeitabschnitt ist zur Bewertung der Einspritzratenbegrenzung von Haupteinspritzungen ausreichend, da die maximale Öffnungsdauer des verwendeten Injektors ca. $350\ \mu\text{s}$ beträgt und somit eine ausreichende zeitliche Variation der Ratenbegrenzung durch Nadelsitzdrosselung (Verringerung der Düsennadelgeschwindigkeit) und Druckmodulation gewährleistet ist. Die Untersuchungen der Einspritzung wurden mit unterdrückter Verbrennung durchgeführt, um die Strahlausbreitung bestmöglich bewerten zu können. Auf Grund der kalten Brennraumwände des ETW in Verbindung mit einer geringeren Verdichtungsendtemperatur wurde von Untersuchungen der Verbrennung abgesehen, da sich ein längere Zündverzugszeit einstellen würde und der Rußabbrand auf Grund der kalten Wandbedingungen reduziert wäre. Eine Verlängerung des Detektionsintervalls erscheint nicht sinnvoll, da die Strahlkeulen nach den untersuchten $800\ \mu\text{s}$ auf die Muldenwand treffen und Strahl-Wand-Interaktionen bei kalter Kolbenmulde nicht repräsentativ sind.

4.3 Forschungseinzylinder

Zur Verifikation der optischen Ergebnisse am ETW gilt es, eine Motorbasis zu bestimmen, die eine bestmögliche Vergleichbarkeit bietet und die Verwendung eines Piezo-Injektors mit direktbetätigter Düsennadel gestattet. Das Ziel der motorischen Untersuchungen ist ein Übertrag der optisch untersuchten Einspritzparameter auf den Motorbetrieb. Dies erlaubt, das Strahlausbreitungsverhalten in Verbindung dem Zylinderdruck- und dem Brennverlauf sowie mit dem Emissionsverhalten zu interpretieren.

4.3.1 Auswahl des Versuchsaggregates

Die Prüfstandsperipherie am Institut für Technische Verbrennung ist ausgerichtet auf den Betrieb von Motoren in Pkw- bis Nkw-Dimensionen. Wie bereits in Kapitel 4.2.1 beschrieben, wird aus Gründen des drallfreien Brennverfahrens und der bestmöglichen Abbildung der Kolbenkinematik ein Nkw-Motor als Referenz gewählt. Ergänzend zu der Vorgabe, die Kolbenbewegung und den Brennraum abzubilden, ist es für die Gemischbildung wesentlich, die Brennraumluftbewegungen zu berücksichtigen. Wie die vergleichende Simulation der Strömungsgeschwindigkeiten zum Zeitpunkt des Einspritzbeginns in **Bild 4.5** zeigt, lässt die auf Grund des Quarzglaseinsatzes vereinfachte Topfmulde des ETW keine die Strahlausbreitung beeinflussenden Änderungen der Quetschkantenströmung erwarten. Eine weitere die Gemischbildung bestimmende Brennraumluftbewegung stellt die Drallströmung dar. Das ETW verfügt zwar über im oberen Zylindersegment eingebrachte Tangentialbohrungen, die grundsätzlich eine Drallerzeugung erlauben würden, verlangt aber zur ausreichenden Abbildung des motorischen Drallverhaltens nach einer aufwendigen iterativen Abstimmung. Diesbezüglich stellt sich die grundsätzliche Frage, inwiefern es sinnvoll ist einen Referenzmotor mit ausgeprägtem Drall zu wählen. Es lässt sich feststellen, dass mit Erhöhung des Einspritzdruckes bis auf $200\ \text{MPa}$ die Bedeutung von luftgeführten Ladungsbewegungen tendenziell sinkt, da sich die Gemischbildungsenergie vermehrt zu Lasten der Einspritzung verlagert. Zur Grundlagenbewertung der Einspritzverlaufsformung als entscheidendes Mittel der innermotorischen Emissionsverbesserung erscheint es demnach sinnvoll, den Einfluss des Strahlimpulses und des Einspritzverlaufes entkoppelt von Drallbedingungen zu betrachten. Da im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich Verlaufsformen der Haupteinspritzung untersucht werden, verliert der Drall an Bedeutung, da er als gerichtete

Transportströmung z.B. einer Voreinspritzung, die sich in der Spritzpause zur Haupteinspritzung dreht, nicht genutzt wird. Ferner besitzt ein drallarm ausgelegter Motor bei gleichem Brennraumvolumen tendenziell eine flachere, schwächer konturierte Mulde geringeren Durchmessers.

Dieser größere Muldendurchmesser (D_1) in Kombination mit einer geringeren Konturierung ermöglicht - insbesondere bei einem am ETW verwendeten Brennraumspiegel (Schlierenverfahren) - einen größeren Bildausschnitt. Des Weiteren verlangen tiefere Kolbenmulden nach einem geringeren Winkel der Strahlachsen, was bezüglich einer Beobachtung am ETW

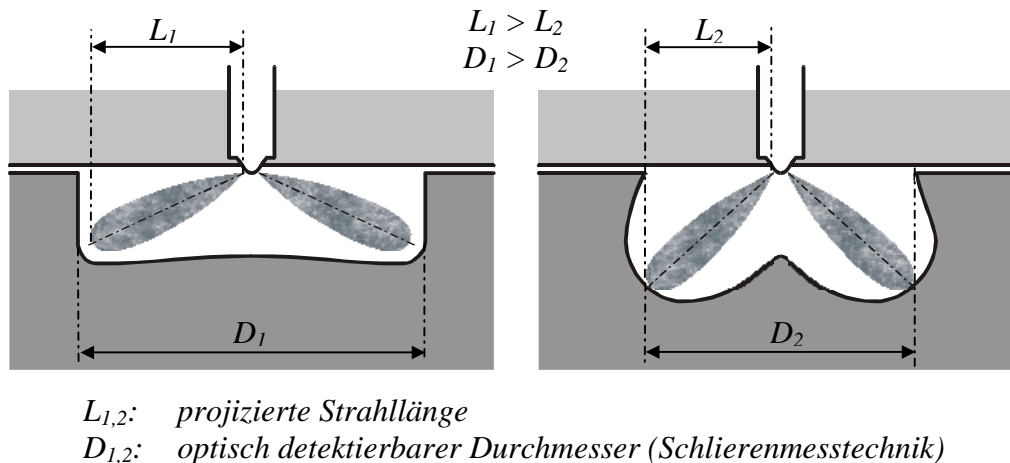


Bild 4.14: exemplarischer Vergleich unterschiedlicher Kolbenmuldengeometrien

durch den Kolbenboden zu geringeren projizierten Strahleindringtiefen führt und die Bestimmung der geometrischen Strahlgrößen erschwert.

Als ein drallarm betriebener Nkw-Motor bietet sich das Aggregat BR 500 der DaimlerChrysler AG an. Es handelt sich um einen Motor mit zur Zylinderachse koaxialer Einbaulage der Einspritzdüse, was identische Orientierungen und Längen der Spritzlöcher gewährleistet und eine bestmögliche Grundlage für ein symmetrisches Spritzbild der Strahlkeulen liefert. In der gewählten Zylinderkopfkonstellation kann der Motor annähernd drallfrei betrieben werden.

4.3.2 Beschreibung des Motorprüfstandes und der Messgrößen

Kernpunkt des Prüfstandes ist der als Forschungseinzylinder aufgebaute Nkw-Motor auf Basis des BR 500 der DaimlerChrysler AG. Der Motor ist für den Einzylinderbetrieb mit einem Massenausgleich erster und zweiter Ordnung ausgestattet, der insbesondere zum Schutz der Messtechnik einen vibrationsarmen Motorlauf gewährleistet. Der Forschungseinzylinder ist an einen Gleichstromantrieb gekoppelt, der sowohl als Bremse als auch als Schleppantrieb fungiert. Die im Prüfstandsbetrieb ermittelten Messgrößen sind in **Bild 4.15** dargestellt und in Funktionsgruppen gegliedert. Ferner ist eine Gliederung in „schnelle“, zyklusaufgelöste und „langsame“, über Arbeitszyklen gemittelte Messgrößen zu unterscheiden.

Die **einspritzspezifischen Messgrößen** werden am Einspritzverlaufsindikator (EVI), am ETW sowie am Motorprüfstand aufgezeichnet, um die Übertragbarkeit der Parameter zu

gewährleisten. Im Folgenden wird detailliert auf die Messgrößen eingegangen. Der Nadelhubverlauf wird über einen am ITV entwickelten induktiven Sensor aufgenommen, der im Injektor an der Schnittstelle zwischen der Düsennadel und dem Betätigungsstößel platziert wurde.

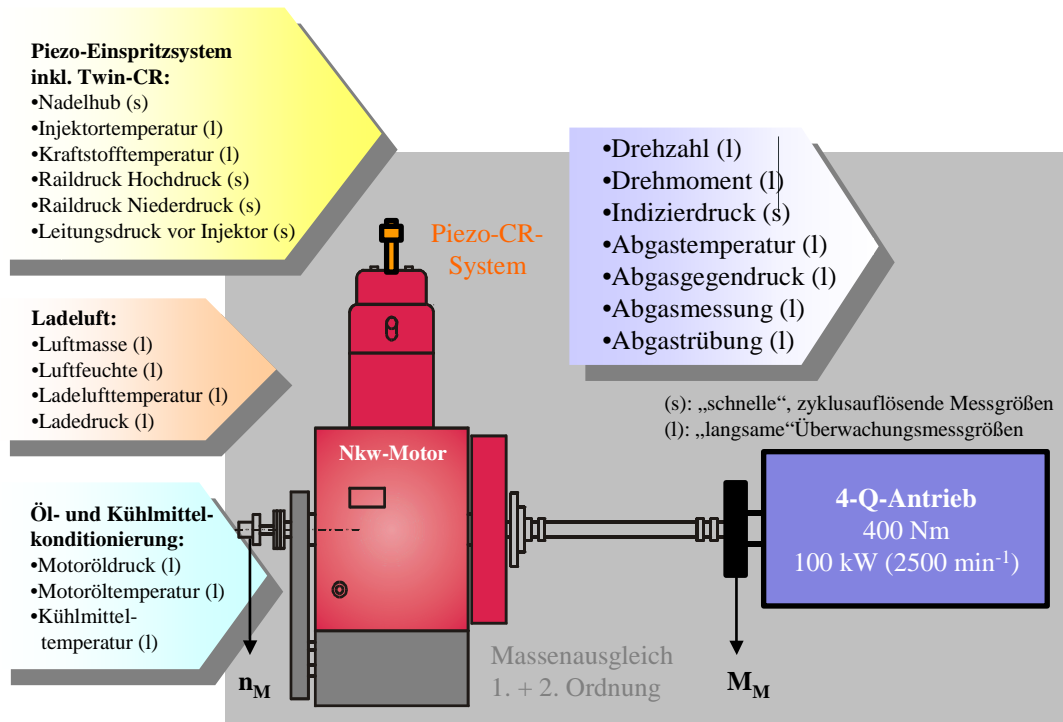


Bild 4.15: Übersicht der Messgrößen am Motorprüfstand

Insbesondere bei Verwendung der Druckmodulation werden verschiedene Kraftstoffdrücke bestimmt. Dies sind die Speicherdrücke am Hochdruck- und Niederdruckrail sowie der Leitungsdruck im direkten Zulauf zum Injektor. Die Raildrücke sind Überwachungs- und Steuergrößen zum Einstellen der vorzuhaltenden Druckniveaus sowie dynamische Messgrößen, um die über den Einspritzverlauf auftretenden Druckschwankungen zu detektieren und zu bewerten. Der Leitungsdruck im Zulauf des Injektors stellt die entscheidende einspritzhydraulische Messgröße dar, da er im Zusammenspiel mit dem Nadelhub den an der Düse anliegenden Einspritzdruck und somit den Einspritzverlauf bestimmt. Die Raildrücke und der Leitungsdruck werden durch Sensoren, deren Messprinzip auf Dehnungsmessstreifen basiert, detektiert.

Die Kraftstofftemperatur wird im Vorlauf der Hochdruckpumpen gemessen und durch die Verwendung einer Konditionierung für die Versuche auf 50°C konditioniert.

Am Injektor sind Temperatursensoren in Form von Thermoelementen in das Gehäuse eingelassen. Ein Sensor ist oberhalb der Düsenaufnahme, der andere auf Mitte des Injektorgehäuses platziert. Sie überwachen die Injektortemperatur, um zum einen Temperaturdehnungen des Gehäuses und zum anderen Überbeanspruchungen der Piezokeramik vorzubeugen. Eine ausgeprägte Temperaturdehnung des Gehäuses führt zu einer signifikanten Erhöhung des Nadelhubes, was im Extremfall zu einer Undichtigkeit der Einspritzdüse und folglich zu unkontrolliertem Einspritzen zwischen den Injektionsintervallen

führt. Da der Injektor in den Ventildeckel des Nkw-Motors eingelassen ist, wird er von Motoröl umspült und ist brennraumseitig von den in den Zylinderkopf eingelassenen Kühlkanälen umgeben. Es zeigt sich unter Abbildung stationärer Betriebszustände eine direkte Abhängigkeit der Injektorgehäusetemperatur von der Kühlmittel- und Motoröltemperatur. Um konstante thermische Bedingungen während der Versuche zu gewährleisten, wurde die Kühlmittel- und Motoröltemperatur während aller Versuche konditioniert.

Da der Einzylinderbetrieb deutliche zyklusbedingte Schwingung in der Einlassluftstrecke hervorruft, wird die Bestimmung der zyklusgemittelten Messgrößen wie Luftmasse und Ladedruck behindert. Abgesehen davon führt eine ausgeprägte Schwingung in der **Ladeluftstrecke** zu hohen maximalen Strömungsgeschwindigkeiten in der Einlassrohrstrecke, woraus eine die Füllung beeinflussende Drosselung resultiert. Aus diesem Grund wurde vor den Zylinderkopf ein Kompensationsvolumen von 20 dm³ geschaltet, das die motorseitigen Gaswechselströmungen zur Ladeluftstrecke vergleichmäßig. In diesem Beruhigungsbehälter werden der Ladedruck und die -temperatur bestimmt. Des Weiteren wird an dieser Stelle mit einem kapazitivem Sensor (HTS300) der Fa. Klink Feuchtemesstechnik die relative Luftfeuchte ermittelt. Die Luftmasse wird mit einem thermischen Strömungssensor der Fa. Höntzsch im schwingungsberuhigten Zulauf des Kompensationsvolumens gemessen. Das Messprinzip beruht auf dem Wärmetransport von einem elektrisch erwärmten Körper in das umgebende Medium, abhängig von der Relativgeschwindigkeit zwischen beiden. Da der Einzylinderbetrieb die Verwendung des Serien-Abgasturboladers ausschließt, wird der Ladedruck über eine extern angetriebene Schraubenverdichtereinheit für industrielle Anwendungen erzeugt.

Die **Öl- und Kühlmittelkonditionierung** verfügt für beide Betriebsflüssigkeiten über motorexterne Pumpen. Des Weiteren sind Wärmetauscher zur Kühlung und Heizpatronen zum Erwärmen der Medien vorgesehen. In Kombination mit den integrierten Regelkreisen lassen sich beide Fluide vor dem Motorbetrieb auf die Zieltemperatur konditionieren und der Motoröldruck unabhängig vom Betriebspunkt festlegen und konstant halten.

Die **Motordrehzahl** wird an der Kurbelwelle mit einem Drehwinkelgeber der Fa. Heidenhain mit einer Genauigkeit von $\pm 0,1^\circ$ abgenommen. Das Drehzahlsignal dient sowohl als Messgröße als auch als Eingangsgröße für das Motorsteuergerät FI²re der Fa. IAV (Kap 5.1) und für das Indiziersystem ADAPT-CAS der Fa. FEV. Das vom Forschungsmotor abgegebene effektive Drehmoment wird an der Abtriebswelle zwischen Verbrennungs- und Gleichstrommotor von einem Drehmomentmessflansch T10F der Fa. HBM berührungslos mit einem Fehler von $\pm 0,5$ Nm detektiert.

Das **Indiziersystem** ADAPT-CAS der Fa. FEV ist modular aufgebaut und besteht im Wesentlichen aus drei Baugruppen. Einem herkömmlichen PC, einem Controller-Modul und einer Datenerfassungseinheit. Die maximale Datenerfassung kann mit bis zu 12 Bit bei 1 MHz oder 14 Bit bei 800 kHz erfolgen, so dass auch bei höchsten Drehzahlen eine Auflösung von $0,1^\circ$ KW erreicht wird. Neben dem Zylinderdrucksignal werden auch schnelle Messgrößen wie Leitungsdruck oder Nadelhub über das Indiziersystem erfasst [Fev].

Es wird ein **Abgasanalyzesystem** der Firma HORIBA (MEXA-7100-D) eingesetzt. Ergänzend dazu dient ein Rauchwertmessgerät der Firma AVL der Messung des Rußgehalts. Das dabei verwendete Messprinzip ist die Filterpapiermethode, bei der die Schwärzung eines Filters optisch gemessen wird. Der gesamte Messvorgang vom Spülen über Probenentnahme und Filtertransport bis zur eigentlichen Bestimmung der Rußmenge wird dabei vollautomatisiert gesteuert und überwacht. Die Ausgabe des Rußgehalts kann als Rußkonzentration in mg/m^3 , als Pollution Level in Prozent oder in der hauptsächlich in Europa und Amerika verwendeten Einheit FSN (Filter Smoke Number) nach ISO 10054 erfolgen. Da die Entnahmemenge konstant ist, entsprechen dabei die jeweiligen Messwerte dem Mittelwert während der Saugzeit [Avl].

5 PIEZOAKTUIERTES SPEICHEREINSPRITZSYSTEM

Zur detaillierten Bewertung der Einspritzverlaufsformung als entscheidendes Mittel der innermotorischen Emissionsverbesserung ist es unerlässlich, ein flexibles Einspritzsystem einzusetzen. Ein solches Experimentalsystem soll sowohl hochdynamische und weitestgehend frei parametrierbare Betätigungsvorgänge der Düsennadel als auch die Variation des Einspritzdrucks über dem Injektionsintervall ermöglichen. Diese Optionen bieten eine ideale Grundlage zur Modulation des Einspritzverlaufes der Haupteinspritzung und ergänzen die Untersuchung von Mehrfacheinspritzungen. Zur Beurteilung der durch die Injektionsparameter generierten Gemischbildungs- und Verbrennungsphänomene werden unter Verwendung des identischen Einspritzsystems und Übertrag aller Systemparameter sowohl einspritzhydraulische Untersuchungen an einem Einspritzverlaufsindikator (EVI) als auch optische Untersuchungen an einer Kompressionsmaschine sowie motorische Untersuchungen an einem Einzylinder-Forschungsaggregat durchgeführt.

Das im Rahmen dieser Arbeit umzusetzende Einspritzventil gilt es, basierend auf den Erfahrungen, die am Institut für Technische Verbrennung zurückgehend auf [Rum], [Mey] vorlagen, zu optimieren. Die erstmalige Nkw-Applikation verlangt im Vergleich zu der bisherigen Pkw-Auslegung eine Neukonstruktion und Auslegung an geänderte geometrische und einspritzhydraulische Rahmenbedingungen, die in den folgenden Unterkapiteln detailliert behandelt werden. Der Anspruch, vergleichende Untersuchungen von nadelhub- und druckgesteuerten Einspritzverläufen durchzuführen, verlangt nach der Auslegung einer das Speichereinspritzsystem ergänzenden Druckmodulation. Die in der Literatur bisher vorgestellten Experimentalsysteme stellen auf Grund mangelnder Flexibilität des Druckverlaufes keine Lösung dar. Der Einsatz des Einspritzsystems an verschiedenen Prüfständen unter Gewährleistung der Übertragbarkeit der Einspritzparameter verlangt ferner nach der Auslegung einer motorexternen Diesel-Hochdruckversorgung.

5.1 Piezoaktuiertes Einspritzventil

Das als Grundlage der Neukonstruktion fungierende Pkw-Einspritzventil stellt eine Eigenentwicklung des Instituts für Technische Verbrennung dar [Mey], [Kro]. Es wurde sowohl für den Einsatz an Einspritzprüfständen als auch für den gefeuerten Betrieb in Einzylinderversuchs- und Vollmotoren konzipiert. Basis des Systems ist ein piezoaktuierter Injektor. Er kann an 2-Ventil-Zylinderköpfen anstelle von Zweifederdüsenhaltern konventioneller Verteilerpumpenmotoren, bzw. als Ersatz für magnetventilgesteuerte CR-Injektoren verbaut werden und erfordert keine weitere Umrüstung gängiger Dieselmotoren. Es handelt sich um einen mechatronisch nadelhubgesteuerten Injektor, der im Gegensatz zu konventionell druckgesteuerten Systemen eine geführte Nadelbewegung nahezu unabhängig vom Einspritzdruck darstellen kann [Mey]. Dieses erfolgt über einen im Einspritzventil befindlichen piezoelektrischen Translator, der über einen Druckbolzen mechanisch direkt auf die Düsennadel wirkt. Der piezoelektrische Aktuator ist in Hochvolt-Stapelbauweise aufgebaut und ist folglich mechanisch in Reihe und elektrisch parallel geschaltet (**Bild 5.1**). Im aufgeladenen Zustand dehnt sich dieser Aktuator um ca. 1,2 ‰ – 1,5 ‰ seiner Gesamtlänge aus. Um eine direkte Betätigung der Düsennadel zu gewährleisten, ist der Injektor als „Schließer“ ausgeführt. Er verschließt die Düsenbohrungen über die Bewegung

der Düsennadel in den Sitz des Düsenkörpers bei Spannungsbeaufschlagung. Durch Entladung zieht sich der Aktuator auf seine ursprüngliche Länge zusammen und gibt über die Düsennadel die Bohrungen im Düsenkörper frei. Der Hub der Nadel wird dabei ausschließlich durch den anstehenden Kraftstoffdruck ausgelöst. Die Nadelschwindigkeit wird von der Aktuatorbewegung vorgegeben.

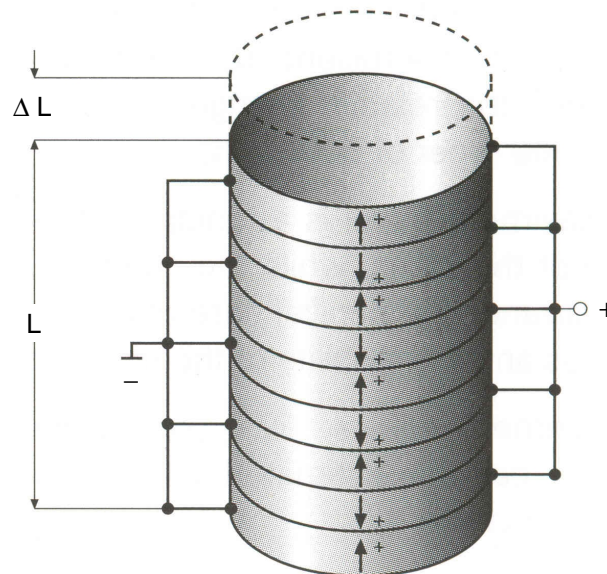


Bild 5.1: Aufbau des Piezostacks

Die in Kapitel 4 beschriebene Auswahl des Nkw-Versuchsaggregates verlangt nach einer geometrischen und einspritzhydraulischen Anpassung bzw. Neukonstruktion des am ITV vorliegenden Pkw-Piezo-Injektors. Es resultieren die folgenden Anforderungen:

- Es ist ein modularer Einsatz am Forschungsmotor und an der Kompressionsmaschine umzusetzen.
- Es werden seriennahe maximale Nadelhübe von ca. 250 μm als Hubreserve zur Überwindung der Nadelsitzdrosselung angestrebt.
- Es gilt, die Öffnungs- und Schließdauer der schnellsten Nkw-Ventile (ca. 350 μs) umzusetzen, um eine bestmögliche, separate Bewertung von Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation durchführen zu können.
- Es sind Einspritzdrücke bis 20 MPa zur Abbildung aktueller Einspritzsysteme zu realisieren.
- Druckverluste über den im Injektorgehäuse verlaufenden hochdruckbeaufschlagten Kraftstoffzulaufkanal sind zu minimieren.
- Anpassung an die von der am Institut für Technische Verbrennung existierenden Leistungs- und Steuerelektronik vorgegeben Randbedingungen.

Der Einsatz an einem 4-Ventil-Zylinderkopf mit zur Zylinderbohrung coaxialer Injektorlage bedingt, den Außendurchmesser auf Grund der Integration des Injektors in den Ventiltrieb zu minimieren. Dies führt zu einer Verringerung der Wandstärke des Injektorgehäuses, da die geometrischen Abmaße des Piezostacks festgelegt sind. Eine Reduzierung der Wandstärke bewirkt eine Verringerung der Steifigkeit des Gehäuses, was auf Grund mechanischer Dehnung des Injektors einen reduzierten nutzbaren Nadelhub an der Düsennadel mit sich

führt. In diesem Zusammenhang ist zu berücksichtigen, dass die Nkw-Anwendung bei gleichen Dimensionen des Düsengrundkörpers und der Düsennadel eine mehr als verdoppelte maximale Einspritzrate vorgibt. Dies bedingt einen größeren Nadelhub um den Bereich der Nadelsitzdrosselung zu passieren. Gemäß serientypischen Nadelhüben wird der Auslegung ein maximaler Nadelhub von ca. 250 μm zu Grunde gelegt.

Bild 5.2 zeigt eine Schnittdarstellung des Nkw-Injektors sowie eine den mechanischen Aufbau erklärende Skizze. Im Gegensatz zum Pkw-Injektor wurde ein vom Injektorgehäuse getrenntes Aktuatorgehäuse ausgeführt, das Dieses den vorgespannten Piezostack aufnimmt und die folgenden Aufgaben hat:

- Gewährleistung der vollen Betätigungsdynamik des Piezostacks
- Erhöhung des nutzbaren Nadelhubes durch gezielte Vorspannkraft (integrierte Tellerfedern)
- Gewährleistung der bestmöglichen Planparallelität der Stackeinspannung
- Schutz der Piezokeramik bei Montage

Die gezielt aufgebrachte Vorspannkraft erlaubt eine hohe Betätigungsdynamik der Düsennadel unabhängig von der durch die Düsennadel auf den Stößel wirkenden Kraft. Wird der Piezostapel beispielsweise schnellstmöglich entladen, würde ohne anliegende Vorspannung die Trägheit des Piezostacks bei maximaler Beschleunigung zu einem Zerreißen des Stapels führen.

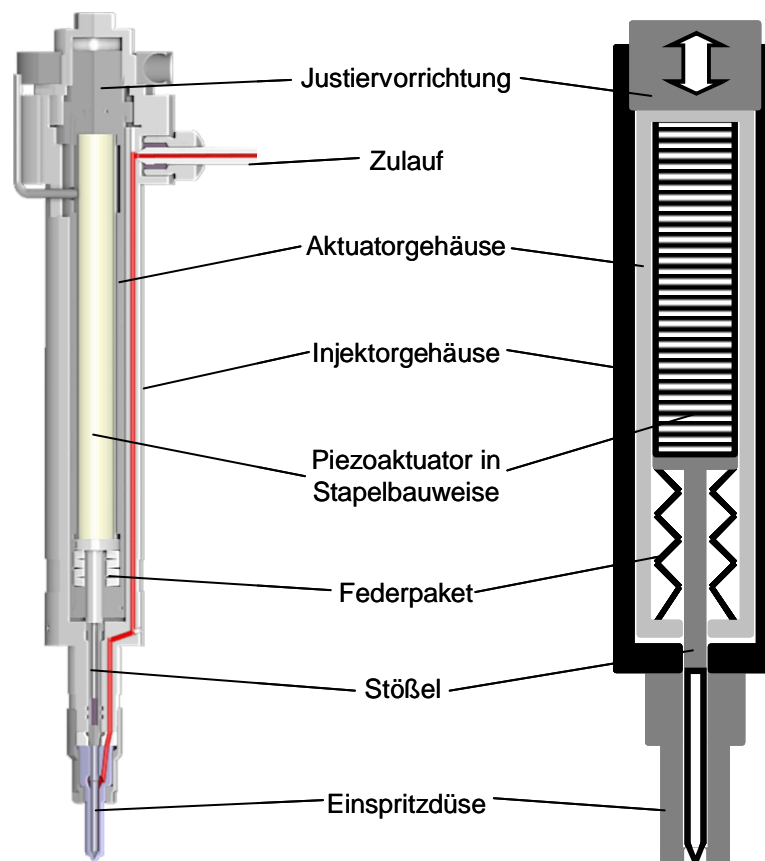


Bild 5.2: Aufbau des Nkw-Injektors

Des Weiteren besitzen einige Piezokeramiken die Eigenschaft, bei Beaufschlagung durch eine Vorspannkraft eine Erhöhung des Nadelhubes auszuführen. Da eine Verlängerung des Stapels zu einer Erhöhung der elektrischen Kapazität und damit bei vorgegebenem Ladestrom zu einer Verringerung der Düsenadelgeschwindigkeit führt, ist es notwendig, den Effekt der Huberhöhung durch gezielte Vorspannung zu nutzen.

Ferner fördert eine Verlängerung des Stapels dessen Knickneigung. Das gewählte Längen-Durchmesser-Verhältnis beschreibt diesbezüglich bereits den mechanischen Euler-Grenzfall. Es ist demnach notwendig eine bestmögliche Planparallelität an den Anlageflächen der Stirnseiten des Stapels zu erzeugen. **Bild 5.3** zeigt das unterschiedliche Ausdehnungsverhalten zweier Piezokeramiken unter Kraftbeaufschlagung. Das Piezomaterial A zeigt im Vergleich zu Material B eine deutliche Hubüberhöhung bei gezielter Vorspannung. Bei der gewählten maximalen Stacklänge lässt sie auf diese Weise eine Huberhöhung des Aktuatorstellweges um ca. 50 μm generieren, woraus ein maximaler Aktuatorhub von 240 μm resultiert. Um die Vorspannung über den Hub möglichst konstant im Bereich des Maximalwertes zu halten, galt es, mit dem im Aktuatorgehäuse eingespannten Federpaket eine definierte Vorspannkraft mit einer möglichst geringen Federsteifigkeit zu kombinieren. Im Betrieb wird der Stack von der Vorspannung des Federpaketes zuzüglich der über die Düsenadel aufgebracht vom Einspritzdruck generierten hydraulischen Vorspannung beaufschlagt, was mit Erhöhung des Einspritzdruckes zu einer geringen Reduzierung des Aktuatorhubes führt. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass eine Steigerung des Einspritzdruckes eine Dehnung der zugbeanspruchten Injektorbauteile (Düse, Injektorgehäuse, Justiervorrichtung) sowie eine Stauchung der druckbeaufschlagten Bauteile, wie Piezokeramik, Stößel und Düsenadel, bewirkt.

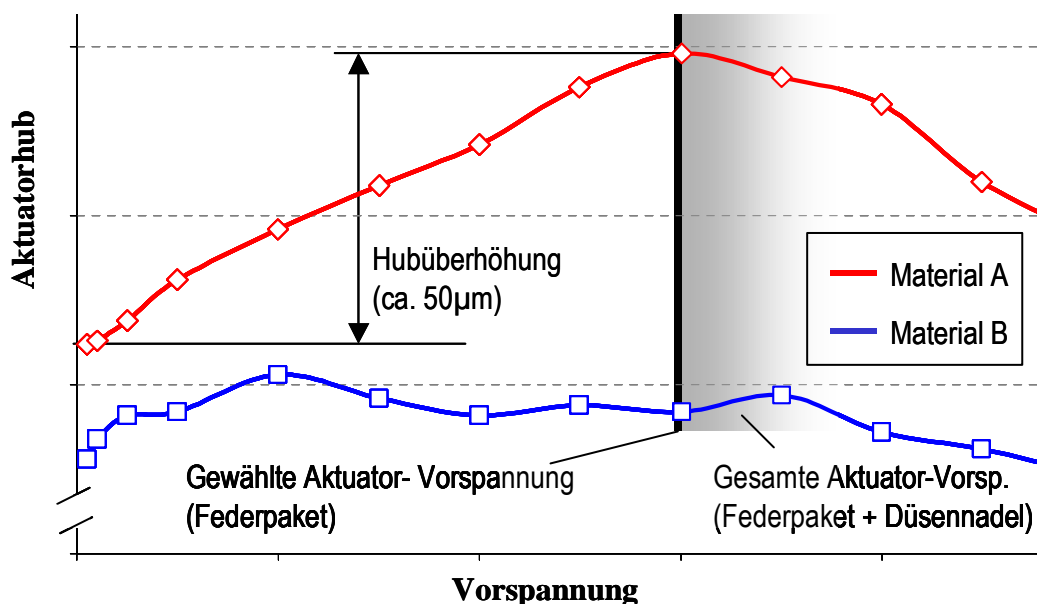


Bild 5.3: Erhöhung des nutzbaren Aktuatorhubes durch gezielte Vorspannung

Ein Schließen der Düsenadel bei hohen Einspritzdrücken bedingt einen unvermeidlichen Verlust an nutzbarem Nadelhub in Form von Dehnungsverlusten bei geringen Einspritzdrücken. Das dafür ermittelte und in **Bild 5.5** dargestellte Kennfeld zeigt diesen Effekt in

Form von sinkenden gemessenen Nadelhüben bei identischer Spannungsbeaufschlagung des Aktuators und sinkenden Einspritzdrücken (in **Bild 5.5**: Δl Injektor).

Zur gezielten Gegenüberstellung von nadelgeführten und druckmodulierten Einspritzverläufen ist es entscheidend festzustellen, bis zu welchem Nadelhub eine Drosselung am Düsenadelsitz auftritt. Insbesondere für die Bewertung der Strahlbilder während der Öffnungsphase der Düse ist es von Bedeutung, wann sich die Stelle maximaler Drosselung vom Nadelsitz zum Spritzloch verlagert, um die beobachteten Phänomene zuordnen zu können. Das in **Bild 5.4** dargestellte Diagramm stellt dem Gesamtquerschnitt der Spritzlöcher den veränderlichen Querschnitt der sich am Nadelsitz ergebenden Kegelstumpfmantelfläche gegenüber. Die Rechnung ergibt einen Umschlagpunkt der Effekte bei einem Nadelhub von $154\ \mu\text{m}$. Wie in Kapitel 2 beschrieben, führen die real in der Düse ablaufenden Strömungsprozesse auf Grund starker Druckgradienten zu Kavitationseffekten, deren Phasenübergänge Gebiete geringerer Dichte erzeugen (Blasen), was den Massenstrom senken und die Düse „verstopfen“ kann. Aus diesem Grund ist es wichtig, den Bereich der Nadelsitzdrosselung unter einspritzhydraulischen Bedingungen zu bestimmen. Gemäß **Bild 5.5** wurde ein Kennfeld aufgenommen, dass unter Veränderung des von der gewählten Aktuatorspannung abhängigen Nadelhubes die jeweils maximale Einspritzrate bestimmt. Es wurde ein ausreichend langes Einspritzereignis von $2\ \text{ms}$ zu Grunde gelegt, um einen Einfluss des transienten Nadelhubes auf die maximale Einspritzrate ausschließen zu können. Der Injektor wurde mit der für die optischen und motorischen Untersuchungen zu verwendenden Nkw-Einspritzdüse ausgestattet (**Bild 6.6**) und für einen maximalen Raildruck von $180\ \text{MPa}$ einjustiert. Zur bestmöglichen Vergleichbarkeit aller im Rahmen dieser Arbeit aufgeführten optischen und motorischen Messungen konnte diese Einstellung beibehalten werden. Mit einem Einspritzverlaufsindikator (EVI) wurden die Einspritzraten bei einem Gegendruck von $5\ \text{MPa}$ durchgeführt. **Bild 5.5** zeigt für eine Variation von Leitungsdrücken zwischen $40\ \text{MPa}$ und $150\ \text{MPa}$ über dem Nadelhub Ratenverläufe deren Maximalwerte erwartungsgemäß mit steigendem Leitungsdruck zunehmen. Die bei geringen Nadelhüben degressive Steigung nimmt ab einem Nadelhub von $154\ \mu\text{m}$ einen stationären Wert ein. Dieses Verhalten

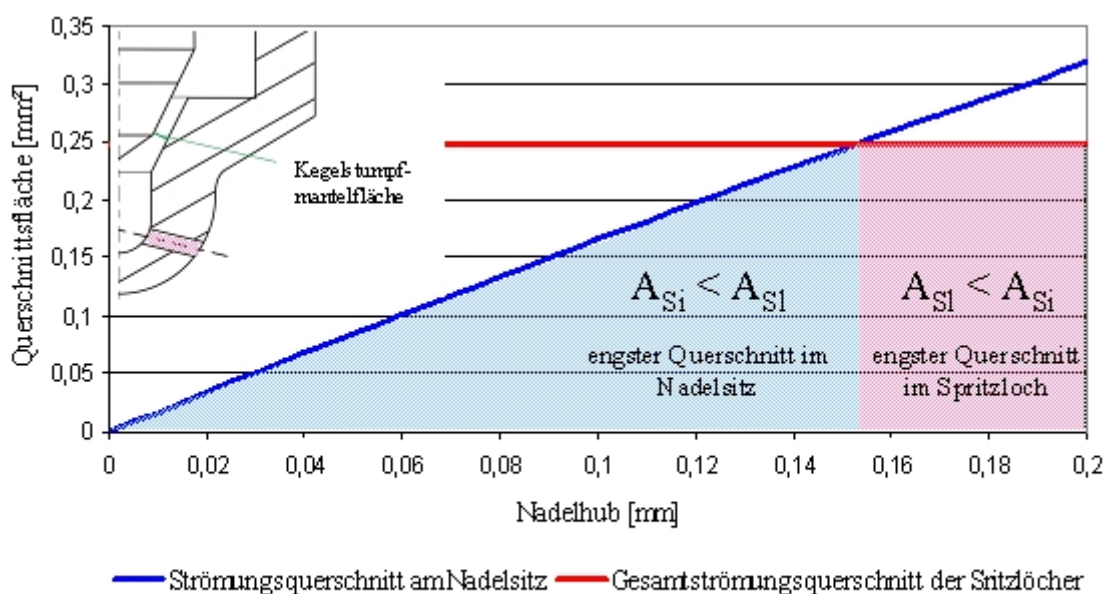


Bild 5.4: Abschätzung der kleinsten Strömungsquerschnitte

signalisiert, dass nicht mehr die Nadelsitzdrosselung die Einspritzrate dominiert sondern der Spritzlochquerschnitt.

Zur Bewertung des realen Einspritzdruckes wird eine Berechnung vorgenommen, die den Druckabfall in Folge von Strömungsverlusten zwischen dem Leitungsdrucksensor bis zur Einspritzdüse ermittelt. Dazu wird vereinfacht eine stationäre Strömung eines inkompressiblen Fluids angenommen. Unter Berücksichtigung der Länge der Kraftstoffführung, der Umlenkungen sowie der Wandrauigkeiten wird der Druckverlust in Abhängigkeit des aus der maximalen Einspritzrate resultierenden Massenstromes errechnet.

Bild 5.6 zeigt den bei einem stationären Massenstrom zu erwartenden Druckverlust im Kraftstoffkanal des Injektors. Der maximal aufgetragene Massenstrom von 150 mg/ms entspricht dabei einer Nkw-typischen maximalen Einspritzrate bei Volllast. Es stellt sich ein

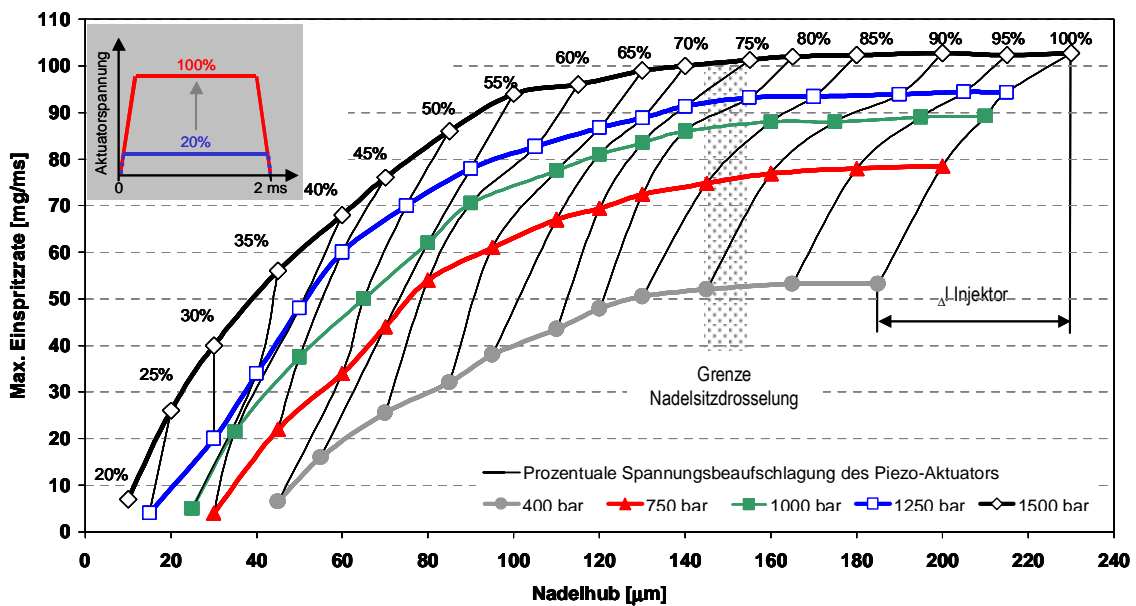


Bild 5.5: Ermittlung der maximalen Einspritzrate bei quasistationärem Nadelteilhub

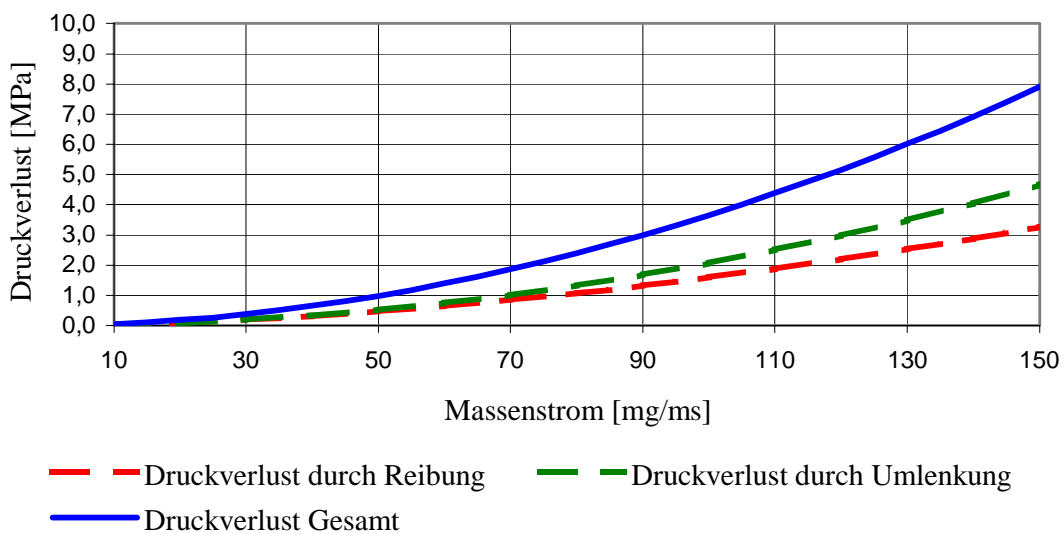


Bild 5.6: Abschätzung der max. Druckverluste im Injektorgehäuse

Druckverlust von maximal 8 MPa ein. In üblichen CR-Einspritzsystemen treten ausgelöst durch die Entnahmemengen Druckpulsationen in den Leitungen und im Speicher auf, die die gleiche Größenordnung besitzen. Die im Rahmen dieser Arbeit optisch und motorisch untersuchten Einspritzverläufe erzeugen maximale teillasttypische Einspritzraten von bis zu 100 mg/ms, was lediglich einen Druckverlust von 3,5 MPa mit sich führt.

Die Auswertung der am EVI durchgeführten Versuche, lässt eine Bewertung der Nadelöffnungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit des gewählten Einspritzdruckes zu. Gemäß **Bild 5.7** kann kein signifikanter Einfluss der Öffnungsdauer vom gewählten Leitungsdruck detektiert werden. Die Messungen werden mit einem maximalen Entladestrom bei voller

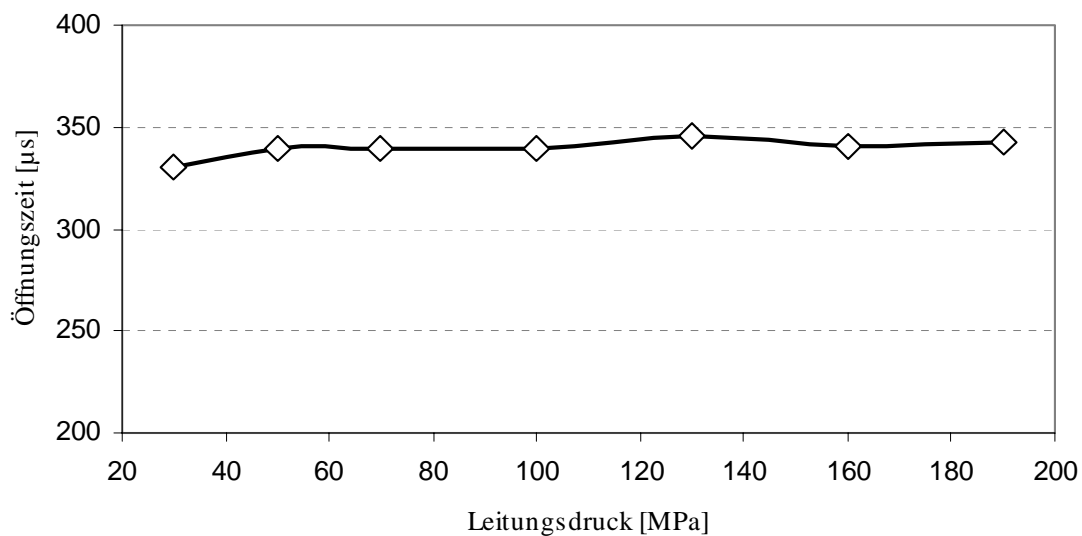


Bild 5.7: Ermittlung der min. Öffnungszeit zum Erreichen von 100% Nadelhub

Spannungsbeaufschlagung des Piezoaktuators durchgeführt. Jedem aufgetragenen Stützpunkt liegt eine gemittelte Bestimmung aus zwölf Folgeversuchen zu Grunde. Es zeigt sich, dass das Einspritzventil die Nadeldynamik der schnellsten Nkw-Einspritzsysteme abbilden kann. Abschließend veranschaulicht **Bild 5.8** den am Zylinderkopf applizierten Injektor. Das Einspritzventil wird über einen speziell gefertigten nicht abgebildeten Ventildeckel gespannt.

Ein wesentlicher Vorteil der Piezoaktorik in einem Einspritzventil ist neben der hohen Betätigungsdynamik das im Vergleich zu Magnetventilen nahezu verzögerungsfreie Folgeverhalten des Stellgliedes auf das Ansteuersignal. Dies ermöglicht zeitliche Feinabstimmungen von Einspritzereignissen. Bezüglich der in Kapitel 5.2 beschriebenen, das Einspritzventil ergänzenden Druckmodulation, ist von entscheidender Bedeutung, simultan ablaufende Vorgänge dreier Piezostellglieder zu steuern. Die IAV GmbH verfügt diesbezüglich über ein flexibles Einspritz- und Zündsteuergerät für diesel- und ottomotorische Anwendungen. Das FI²re (Flexible Injection and Ignition for Rapid Engineering) stellt ein Entwicklungssteuergerät dar und unterliegt nahezu keinen Beschränkungen hinsichtlich Mehrfacheinspritzungen und simultan ablaufenden Ereignissen. Das bisher auf den Betrieb von Solenoid-Injektoren abgestimmte Steuergerät wurde für die im Rahmen dieser Arbeit ausgeführten Messungen als Prototyp zur Ansteuerung von Piezo-Stellgliedern zur Verfügung gestellt. Da das ITV entgegen der bei industriellen Anwendungen üblichen Niederspannungssysteme

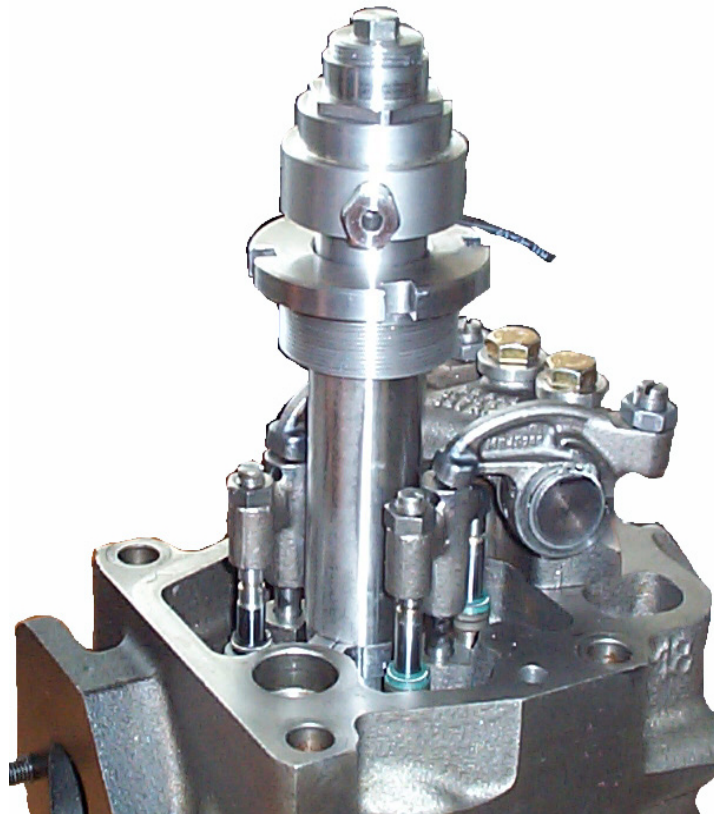


Bild 5.8: Injektor mit Spannverschraubung appliziert am Zylinderkopf

mit Hochvolt-Aktorik (0 – 1000 V) arbeitet, generiert das FI²re die Steuerspannung für die am ITV eingesetzten Piezo-Endstufen.

5.2 Kraftstoff-Hochdruckversorgung mit Druckmodulation (Twin-CR)

Um die in Kapitel 2 beschriebenen systemimmanenten Unterschiede von nadelhub- und druckgesteuert arbeitenden Einspritzsystemen grundlegend zu untersuchen und bewerten zu können, ist es notwendig, ein flexibles Einspritzsystem zu realisieren. In der Literatur sind aktuell bereits vereinzelt Untersuchungen mit Druckmodulationseinheiten als Forschungswerkzeuge beschrieben [Kam], [Erl], [Chm], [Krp], die im Rahmen der folgenden Konzeptionierung aufgegriffen werden. Erst die direkt mechanisch piezoaktivierte Düsennadel des ITV-Einspritzventils erlaubt in Verbindung mit einer den Leitungsdruck modulierenden Einheit erstmalig das entkoppelte Parametrieren von Einspritzdruck und Nadelhub. Zur Erfüllung dieses Ziels wird im Rahmen dieser Arbeit eine Druckmodulation konzipiert, konstruiert und experimentell erprobt. Konzeptionell gilt es, die verschiedenen Wirkprinzipien zu bewerten. Es kann eine grundsätzliche Unterteilung in

- druckvorhaltende Systeme ($p_{System1} = const ; p_{System2} = const$) und
- druckwandelnde Systeme ($p_{System} = f(\text{Zeit})$) getroffen werden.

Druckvorhaltende Systeme basieren auf zwei Druckspeichern, die unterschiedliche Systemdrücke vorhalten. Die Druckmodulation des Einspritzverlauf wird realisiert, indem während

des Injektionsintervalls ein Umschalten der Druckniveaus ausgeführt wird. Dieser Umschaltvorgang während der Einspritzung verlangt nach schnell schaltenden Ventilen. Soll eine Variation der Druckänderungsgeschwindigkeit bei konstanten Druckniveaus realisiert werden können, sind Proportionalventile gefordert. Eine Marktrecherche ergab, dass derzeit keine industriell eingesetzten Ventile dem Anforderungsprofil entsprechen.

Druckwandelnde Systeme lassen sich ferner unterteilen in die für die Wandlung genutzten Wirkprinzipien:

- Drosselung
- Druckverstärkung (z.B. durch übersetzte Flächenverhältnisse)
- Druckerhöhung (durch Pumpen) bzw. Drucksenkung

Eine Drosselung wäre mit einem im Zulauf des Injektors platzierten Ventil denkbar, das über einen veränderlichen Drosselquerschnitt in der Leitung den Massenstrom und somit den Druck begrenzt. Auf Grund der schwierig zu steuernden geringen Leitungsvolumina, der sich während der Einspritzung einstellenden Druckschwingungen und der deutlichen Erwärmung des Kraftstoffes im direkten Zulauf des Injektors ist diese Lösung nicht praktikabel.

Eine Modulation des Einspritzdruckes durch Verstärkung des Speicherdruckes wird im Rahmen des Forschungssystems APCRS (Amplifier Piston Common Rail System) von der Robert Bosch GmbH umgesetzt. Das System erweitert ein herkömmliches CR-System im Wesentlichen um eine Druckübersetzungsstufe pro Einspritzventil. **Bild 5.9** zeigt den hydraulischen Schaltplan des Systems. Das System ist in der Lage druckgesteuert, rampen- oder bootförmige Einspritzverläufe zu realisieren. Es ist in Bezug auf eine Verlustenergiebetrachtung positiv zu bewerten, dass die Druckerzeugung im Zeitraum des Bedarfs stattfindet. Die Grenzen des Systems als Forschungswerkzeug definieren sich in der mangelnden Flexibilität durch die festgelegte Kolbengeometrie (Übersetzungsverhältnis) und die bewegten Kolbenmassen. Das System scheint als Experimentalwerkzeug nur

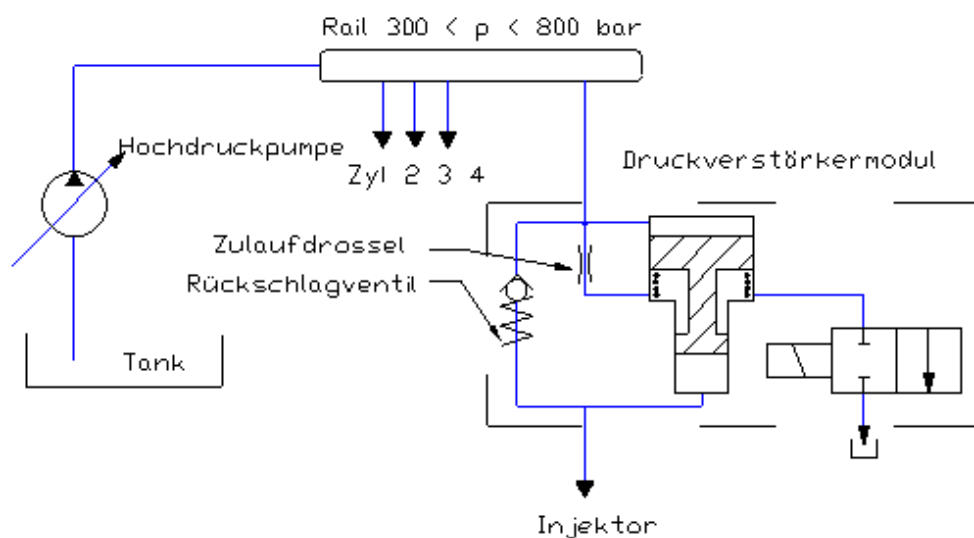


Bild 5.9: hydraulisches Schema Bosch APCRS

eingeschränkt einsetzbar zu sein, birgt jedoch Potenzial um kennfeldabhängig festgelegte nadelhub- und druckgesteuerte Einspritzverläufe zu kombinieren.

Ein System, das einspritzsynchro eine Druckerhöhung durch einen Pumpvorgang erzeugt, stellt im Kern das Prinzip eines P(L)D-Systems dar. Ein einspritzsynchrone Pumpvorgang ist mechanisch aufwendig und in seiner Flexibilität (zeitlich, Druckgradient) stark eingeschränkt.

Die AVL List GmbH hat ein System umgesetzt, dass aus einem um wenige Komponenten erweiterten, herkömmlichen CR-System besteht [Kam]. Zwischen Rail und Injektor ist ein Druckmodulator und Druckhalteventil geschaltet. Der Druckmodulator ist ein servo-hydraulisch piezoaktuiertes 2/2-Wegeventil. Wird das Ventil geöffnet steigt der Druck am Injektor bis auf den Raildruck an (**Bild 5.10**). Da die Funktion des Systems von komplexen Strömungsvorgängen abhängig ist, bedarf es einer detaillierten Auslegung der hydraulischen Volumina und Drosselquerschnitte, was in Verbindung mit dem federbelasteten Druckhalteventil und dem nicht als Proportionalventil ausgelegten Druckmodulator eine eingeschränkte Flexibilität für Grundlagenuntersuchungen erwarten lässt.

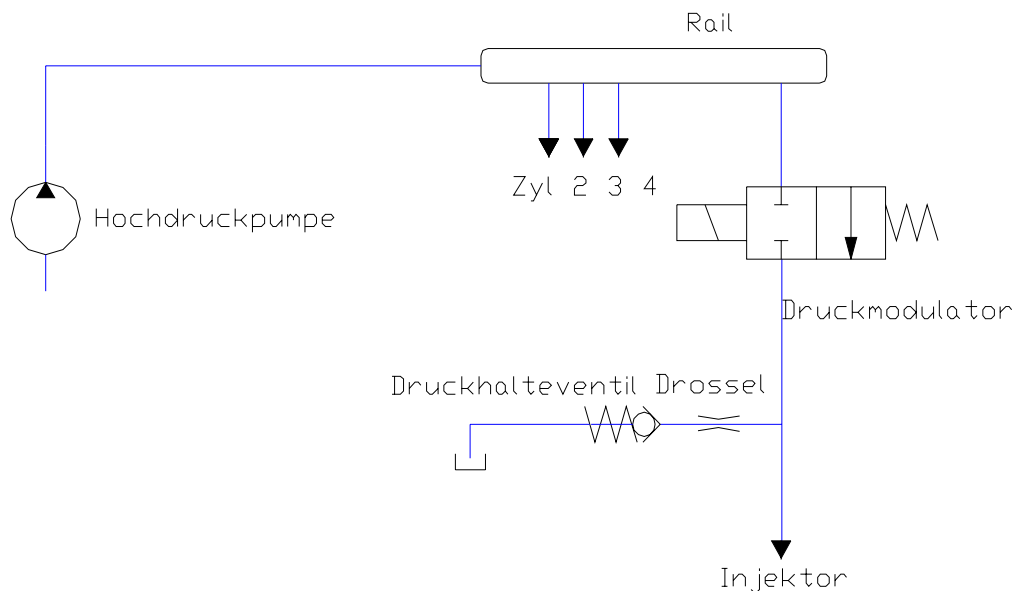


Bild 5.10: hydraulisches Schema der Druckmodulation der AVL List GmbH

Unter Abwägung der zuvor angeschnittenen Kriterien wird ein druckvorhaltendes System mit zwei unabhängigen Druckspeichern, die wahlweise zugeschaltet werden können, gewählt. Es werden zwei Serien-CR-Radialkolbenpumpen von einem E-Motor mit konstanter Drehzahl in ihrem Bestpunkt betrieben. Der Raildruck wird an beiden Speichern über serienmäßig in die Rails integrierte Druckregelventile eingestellt. Die motorexterne Druckversorgung erlaubt den Betrieb sowohl am optischen Prüfstand als auch am Forschungsmotor unter identischen Einspritzbedingungen. Einer besonderen Anforderung unterliegen die Stellglieder, die beaufschlagt von den Hoch- und Niederdruckspeichern den Druck auf die Injektorzuleitung schalten. Diese Stellglieder haben die Aufgabe, bei hohen Betriebsdrücken bis 20 MPa ausreichend schnelle Schaltzeiten bereitzustellen und im Falle von gegenseitigen Beeinflussungen des Leitungsdruckes, Potenzial zur Feinjustage der simultan ablaufenden

Vorgänge des Öffnens und Schließens zu bieten. Diese Anforderungen verlangen den Einsatz von Proportionalventilen, die einen vom Ansteuersignal bzw. dem Ventilhub abhängigen Durchfluss steuern.

Die Erfahrungen am ITV bezüglich der Konstruktion und des experimentellen Einsatzes von

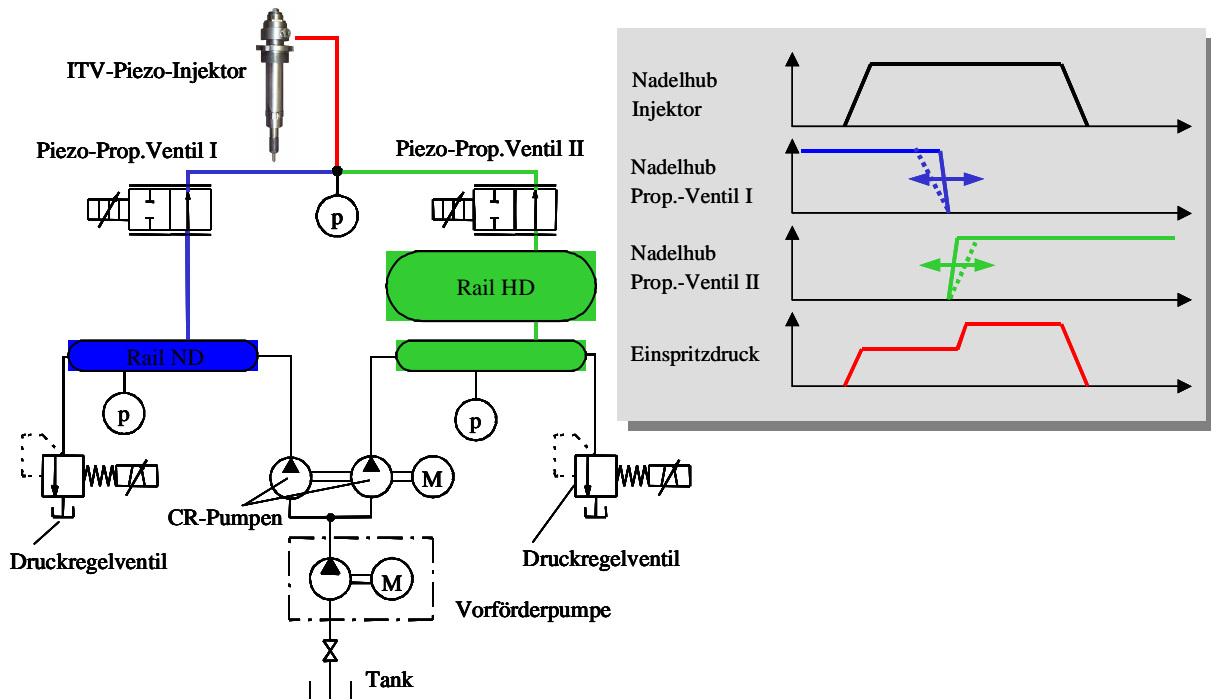


Bild 5.11: Darstellung des Hydraulik- und des Schaltschemas des Twin-CR-Systems

piezoaktuierten Einspritzventilen mit direkt mechanisch betätigter Düsennadel sowie eine erfolglose Marktrecherche führen zu der Entscheidung, eine auf dem im Rahmen dieser Arbeit umgesetzten Nkw-Injektor basierende Konstruktion auszuführen. **Bild 5.11** zeigt das hydraulische Schema und das Schaltverhalten des Systems.

Auf Grund des vorgegebenen geringen Aktuatorstellweges von ca. $240\ \mu\text{m}$ wird eine Dieseleinspritzdüse zu einem Proportionalventil umgestaltet. Die Wahl trifft auf eine Einspritzdüse aus einem Schiffsaggregat. Maßgeblich für die Auswahl ist ein ausreichend großer Sacklochdurchmesser, der mindestens dem Innendurchmesser der Kraftstoffleitung entsprechen soll, um Druckverluste im Injektorzulauf bei geöffnetem Ventil zu minimieren. Diesbezüglich wird die Düsenkuppe mit ihren Spritzlöchern entfernt und der volle Sacklochdurchmesser als Strömungsquerschnitt genutzt. Ferner gilt es, einen Nadelsitzdurchmesser und -winkel zu wählen, der bei maximalem Nadelhub keine Drosselungen am Nadelsitz erzeugt und mit einer ausreichend großen Querschnittszunahme über den Nadelhub maximale Druckgradienten während der Einspritzung von ca. $100\ \text{MPa/ms}$ ermöglicht. Des Weiteren soll neben einem schnellstmöglichen Öffnen und Schließen eine Dosierbarkeit der Druckanstiegsgeschwindigkeit realisierbar sein, was maßgeblich durch den Sitzwinkel der Düse bestimmt wird. **Bild 5.12** zeigt die zum Proportionalventil umfunktionierte Einspritzdüse. Da der druckbeaufschlagte Nadelschaft der Schiffsdüse nahezu den doppelten Durchmesser einer Pkw-Düsennadel besitzt, ergeben sich Forderungen an die Stellkraft des Piezoaktors die von dem gewählten Stellglied nicht aufgebracht werden können. Da eine

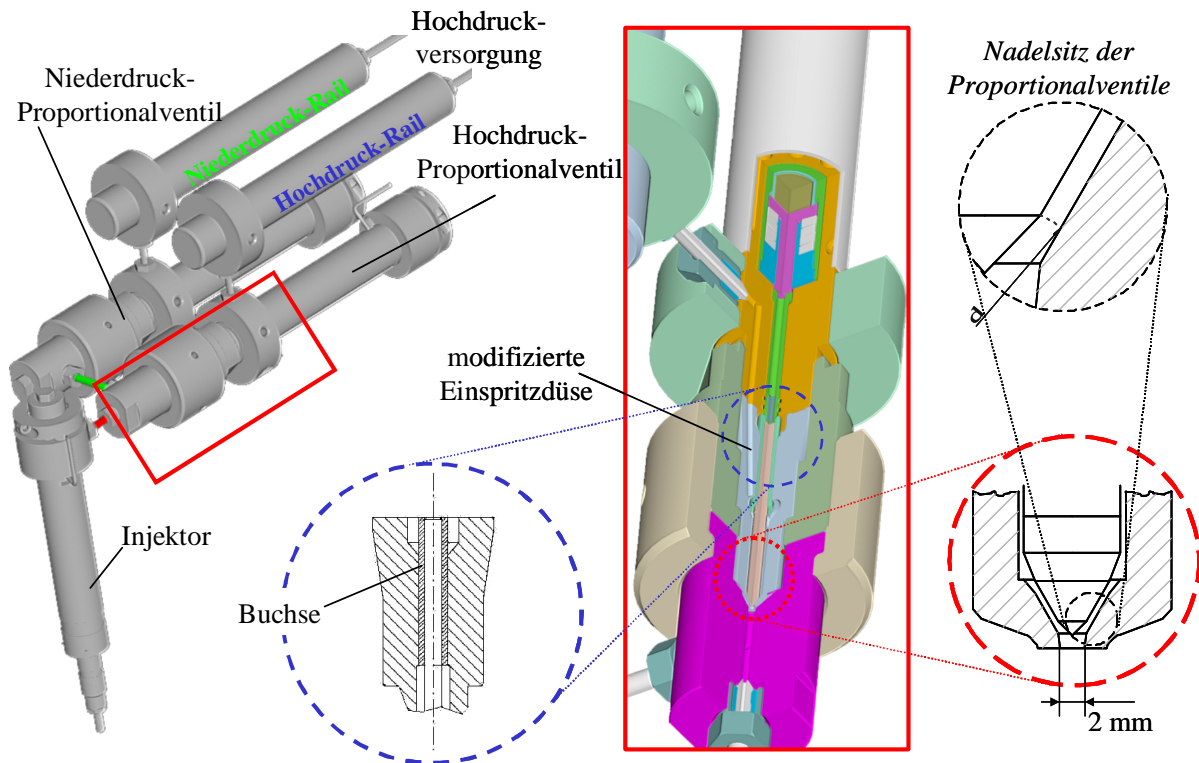


Bild 5.12: Darstellung des Twin-CR-Systems mit Detailansichten der zum Proportionalventil umgestalteten Einspritzdüse

Stellkraftzunahme nur durch Vergrößerung des Stacks (Zunahme der elektrischen Kapazität) erzielt werden kann, hätte sich ein unerwünschter Dynamikverlust der Schaltvorgänge ergeben. Aus diesem Grund wurde der Schaft der Düsenadel auf den Durchmesser einer Pkw-Düse reduziert und die Nadelführung gemäß **Bild 5.12** ausgebuchst.

Die Funktionsweise wird gemäß dem in **Bild 5.11** dargestellten Schaltschema beschrieben. In zwei Druckspeichern werden unterschiedliche Druckniveaus von 20 MPa bis 180 MPa vorgehalten. Soll während der Einspritzung der Einspritzdruck erhöht werden, wird zu Beginn des Vorgangs das niederdruckbeaufschlagte Ventil geöffnet und das hochdruckbeaufschlagte geschlossen gehalten. Wird nun das niederdruckbeaufschlagte Ventil geschlossen während das hochdruckbeaufschlagte geöffnet wird, steigt der Leitungsdruck im Injektorzulauf auf den des Hochdruckspeichers an. In Abhängigkeit der gewählten Nadelgeschwindigkeiten beider Proportionalventile und der Überschneidung der Ventilöffnungszeiträume ergibt sich der Druckgradient des Leitungsdruckes. Um für das folgende Arbeitsspiel erneut mit dem geringen Einspritzdruckniveau beginnen zu können, wird zum Ende der Einspritzung das hochdruckbeaufschlagte Ventil geschlossen und das Niederdruckventil geöffnet. Es reduziert sich der Leitungsdruck durch Expansion in den Niederdruckspeicher dessen Raildruckniveau über das Druckregelventil auf dem gewählten Niveau gehalten wird.

6 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen gliedern sich grundlegend in

- optische Untersuchungen am ETW
- motorische Untersuchungen am Nkw-Forschungseinzyylinder.

Im Vordergrund steht der direkte Vergleich nadelhub- und druckgesteuerter Einspritzungen unter vergleichbaren Einspritzratenverläufen. Die optischen Untersuchungen am ETW unterteilen sich in zwei Abschnitte:

- grundlegende Voruntersuchungen zur Nadelsitzdrosselung unter Verwendung des Piezo-CR-Systems
- Gegenüberstellung nadelhub- und druckgesteuerter Einspritzverläufe unter Verwendung des Twin-CR-Systems nach umgesetzter Adaption der Anlage auf Nkw-Geometrien

6.1 Voruntersuchungen zur Nadelsitzdrosselung

Der Piezoinjektor des ITV mit seiner mechanisch direkt betätigten Düsennadel erlaubt es, detaillierte Untersuchungen der Nadelsitzdrosselung durchzuführen. So ist es möglich, die Düsennadelgeschwindigkeit beim Öffnen und Schließen nahezu unabhängig vom Einspritzdruck zu wählen. Ferner erlaubt das Einspritzventil im Gegensatz zu üblichen hydraulisch gesteuerten CR-Einspritzventilen einen quasistationären Nadelteilhub.

Düsentyp	Bosch (DLLA 145)
Spritzlochanzahl	5
Kegelwinkel	145°
Spritzlochdurchmesser	0,164 mm
Spritzlochlänge	0,75 mm
Sacklochdurchmesser	1,0 mm
Sacklochlänge	1,0 mm
HE-Verrundungsgrad	10,5 %
Konizitätsfaktor	1,5
Q_{hydr}	379,0 cm ³ (30s;10Mpa)

Bild 6.1: Daten der Einspritzdüse

Diese Untersuchungen werden durchgeführt bevor das ETW auf Nkw-Geometrien adaptiert und gemäß des in Kapitel 4.2.3 beschriebenen Messaufbaus als variable Druckkammer zur Streulichtfotografie betrieben wird. Ziel der Versuche ist die Bestimmung der optischen Strahlgrößen, wie die Strahleindringtiefe S und der Strahlkegelwinkel θ unter motornahen Kammerdruckbedingungen. Der Einsatz als variable Druckkammer setzt voraus, dass unter Verwendung des gesamten Brennraums der Großdiesel-Applikation ein Kompressionshub der Anlage ausgeführt wird, der über den Beobachtungszeitraum möglichst konstante Druck- und Temperaturbedingungen in der Kammer erzeugt. Den beschriebenen Versuchen wird ein Kammerdruck von 5 MPa bei einer Temperatur von 700 K zu Grunde gelegt. Die Versuche

werden mit Dieselkraftstoff unter Verwendung des Pkw-Injektors nach [Mey] durchgeführt. Mit Hilfe der Streulichtfotografie werden gemäß Kapitel 4.2.3 die flüssigen Spraybereiche detektiert. Die applizierte Einspritzdüse besitzt eine Sacklochbauform für den coaxialen Einbau aus einer Pkw-Anwendung, was auf Grund gleicher Spritzlochgeometrien eine erhöhte Strahlsymmetrie für die optischen Untersuchungen sicherstellt.

6.1.1 Parametervariation

In **Bild 6.2** ist die Parametervariation dieser Versuchsreihe schematisch dargestellt. Die Einspritzmasse wurde für alle Versuche mit 23 mg konstant gehalten und repräsentiert eine Teillastmenge im Pkw-Betrieb.

Eine Variation des Raildruckes in einem breiten Spektrum zwischen 70 MPa und 160 MPa wird bei nahezu identischen Nadelgeschwindigkeiten durchgeführt. Dies ist mit herkömmlichen hydraulisch gesteuerten Einspritzventilen nicht durchzuführen, da ihre Nadelöffnungsgeschwindigkeit direkt vom Raildruck abhängt. Um eine konstante Einspritzmasse zu gewährleisten, wird die Einspritzdauer entsprechend angepasst. Ferner wird eine maximale Nadelgeschwindigkeit (Öffnungsdauer: 180 μs) gewählt, um den Einfluss des Raildruckes möglichst unabhängig vom der Nadelöffnungsphase bewerten zu können.

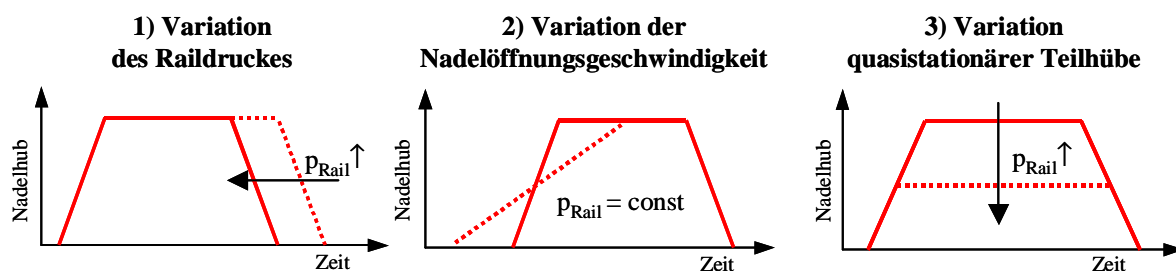


Bild 6.2: Schemadarstellung der Parametervariation zu Untersuchungen der Nadelsitzdrosselung

Die Variation der Nadelöffnungsgeschwindigkeit wird bei einem konstanten Raildruck von 160 MPa, der das maximale Raildruckniveau aktueller CR-Systeme repräsentiert, durchgeführt. Die Öffnungsdauer wird in einem weiten Bereich zwischen 180 μs und 700 μs variiert. Durch Anpassung der Einspritzdauer wird eine konstante Einspritzmasse gewährleistet. Ferner soll eine Abhängigkeit der geometrischen Strahlgrößen vom Einfluss der Nadelsitzdrosselung bei transienter Düsennadel untersucht werden.

Die Variation quasistationärer Nadelteilhübe wird in Kombination einer Raildruckvariation bei gleicher Einspritzdauer durchgeführt. Ausgehend von einer Einspritzung mit minimaler Öffnungs- und Schließdauer und einem Speicherdruck von 70 MPa gilt es, den identischen Einspritzratenverlauf bei einer Erhöhung des Raildruckes auf 160 MPa durch Reduzierung des maximalen Nadelhubes abzubilden. Diese Vorgabe verlangt, den Effekt der Nadelsitzdrosselung quasistationär zur Einspritzratenbegrenzung zu nutzen. Auf diese Weise kann untersucht werden, inwiefern sich die bisher im Rahmen eines motortypischen Einspritzverlaufes nur transient abzubildenden Drosselphänomene stationär auf die geometrischen Strahlgrößen auswirken.

6.1.2 Ergebnisse

Die geometrisch bestimmten Ergebnisse der Strahlgrößen werden mit der Strahleindringtiefe S und dem stationären Strahlkegelwinkel Θ nach Hiroyasu verglichen [Hir]:

$$t_b = 28,65 \cdot \frac{\rho_l \cdot D}{(\rho_g \cdot \Delta p)^{0,5}}, \quad \text{Gl. 6.1}$$

$$t > t_b : S = 2,95 \left(\frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{0,25} \cdot (D \cdot t)^{0,5}, \quad \text{Gl. 6.2}$$

$$\Theta = 83,5 \cdot \left(\frac{L}{D} \right)^{-0,22} \cdot \left(\frac{D}{D_0} \right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,26}. \quad \text{Gl. 6.3}$$

Dieses halbempirische Modell teilt den Strahlfortschritt in zwei Teile, dabei wird als zeitbasierte Grenze die „Strahlaufbruchszeit“ (breakup-time) genannt. Der Ansatz sagt aus, dass sich der Strahl zu Spritzbeginn relativ unbeeinflusst von der atmosphärischen Umgebung linear ausbreitet. Ab der breakup-time (t_b) stellt sich ein degressiver Verlauf ein, der durch **Gl. 6.2** beschrieben wird. Da sich unter allen untersuchten Randbedingungen eine breakup-time einstellt, die kürzer als 100 μs ist, wird die lineare Startgleichung nicht dargestellt, da auf Grund der makroskopischen Strahlvermessung der düsennahe Einspritzstrahl nicht ausreichend genau vermessen werden kann. **Gl. 6.3** zur Bestimmung des Strahlkegelwinkels Θ berücksichtigt weder die Zeit noch das Druckgefälle zwischen dem Einspritzdruck und dem Kammerdruck. Es ergibt sich demnach ein die Kammergas- und Kraftstoffdichte beinhaltender Stationärwinkel, der von vereinfachten Düsengeometrien ausgeht. Der Ansatz basiert auf einer Einspritzdüse mit einem coaxialen Spritzloch und einem Düsenkörper ohne Düsennadel. Da die Berechnung weder die für die düseninneren Kavitationseffekte entscheidenden Spritzlochgeometrien (Konizität, HE-Verrundung) noch die Einströmbedingungen in Mehrlochdüsen berücksichtigt und lediglich auf Einspritzdrücke bis 80 MPa abgeglichen ist, soll bewertet werden, inwiefern der Ansatz die gewählte Parametervariation abbildet und gegebenenfalls eine Ergänzung verlangt.

Der stationäre Strahlkegelwinkel errechnet sich zu $\Theta = 18,4^\circ$.

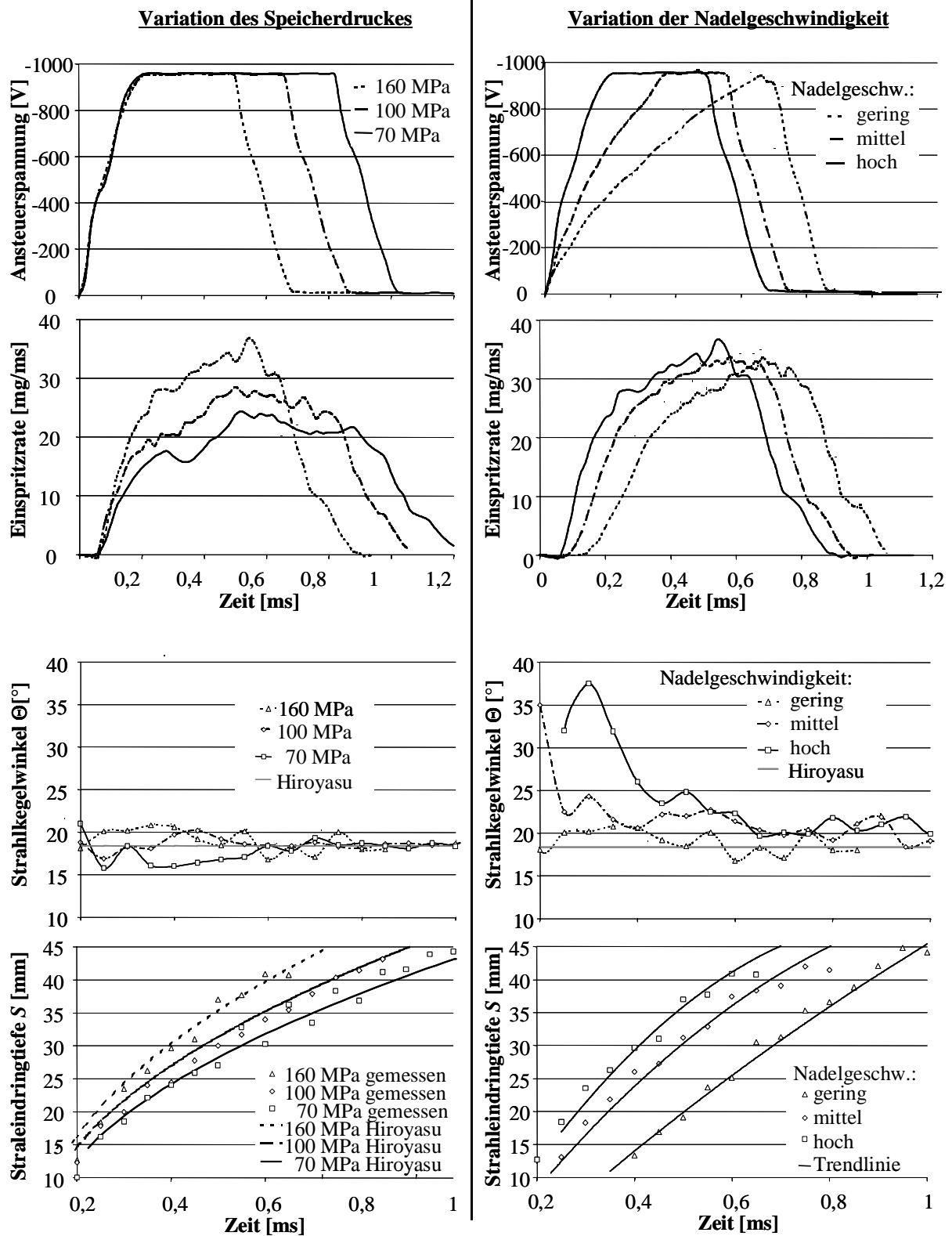


Bild 6.3: Variation des Raildruckes und der Nadelgeschwindigkeit

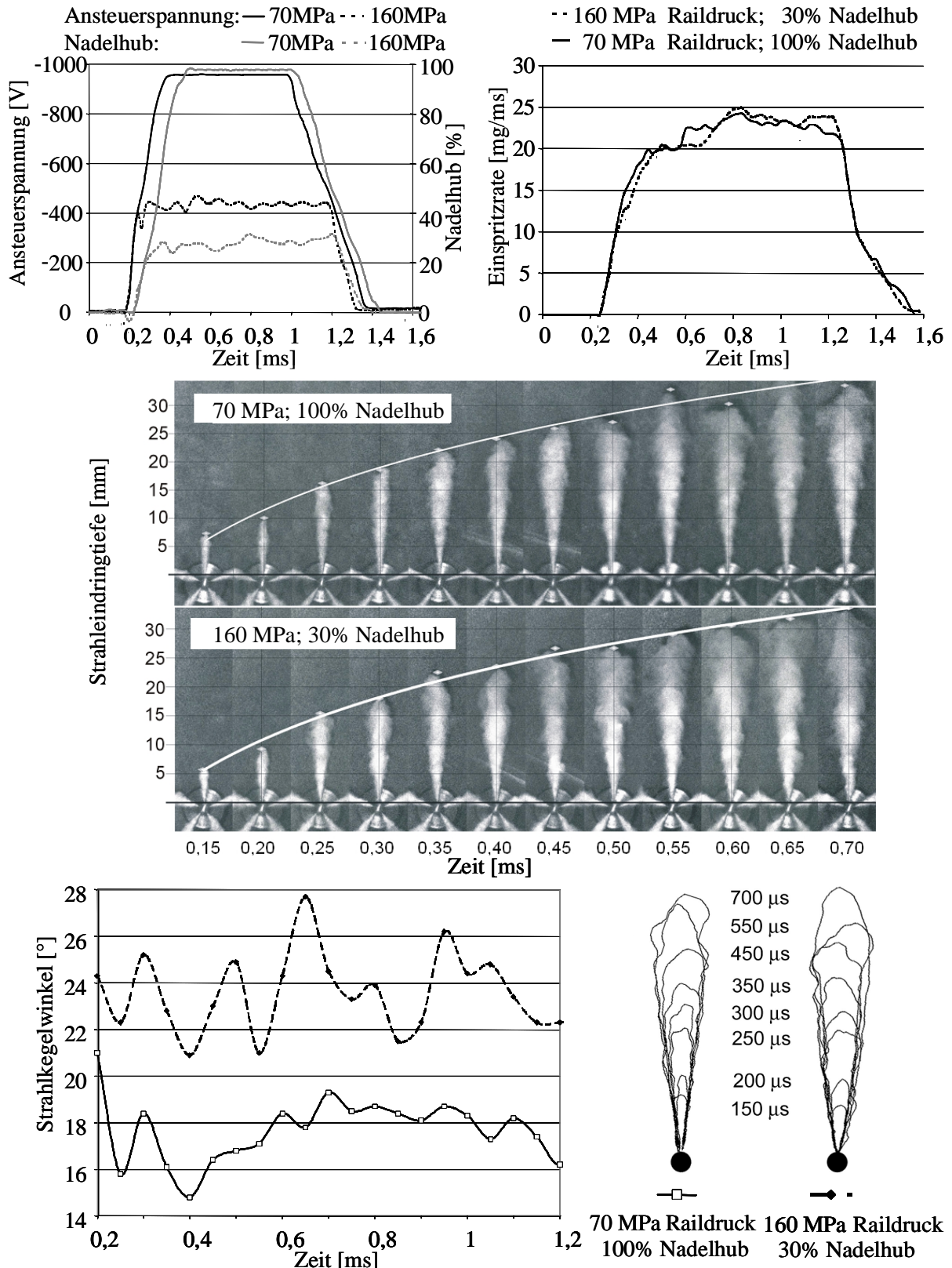


Bild 6.4: Variation quasistationärer Teilhübe

Variation des Raildruckes:

In der linken Spalte von **Bild 6.3** sind die Einspritzraten in direkter Abhängigkeit des Raildruckes dargestellt. Die Einspritzratenverläufe korrespondieren mit den vorgegebenen Ansteuerspannungen des Piezoelements. Es zeigt sich kein dominierender Einfluss des Einspritzdruckes auf den Spraykegelwinkel. Insbesondere nach fortgeschrittener Einspritzdauer, vor dem Nadelschließen, stellt sich ein Winkel ein, der sehr gut vom Stationärwinkel nach Hiroyasu abgebildet wird. Das Strahleindringverhalten zeigt erwartungsgemäß eine Abhängigkeit vom Einspritzdruck. Mit steigendem Raildruck steigt tendenziell die Strahlgeschwindigkeit bei gleicher Eindringtiefe. Die gemessenen Eindringtiefen korrespondieren mit den nach Hiroyasu berechneten. Da die Strahlgrößen über der Zeit nach Einspritzbeginn aufgetragen sind, wird den berechneten Verläufen die break-up-time von $100 \mu\text{s}$ addiert. Es zeigt sich, dass das Model nach [Hir] einer Variation von oberhalb der Auslegung zu Grunde gelegten Einspritzdrücken unter Verwendung von realen Mehrlochdüsen genügt. Der Einfluss der Nadelsitzdrosselung während der Öffnungsphase der Düsennadel wurde dabei bewusst unterdrückt. Der geringe Einfluss des Einspritzdruckes auf die makroskopischen Strahlgrößen bietet eine gute Basis zur weiteren Bewertung von Phänomenen der Nadelsitzdrosselung.

Variation der Nadelöffnungsgeschwindigkeit:

Gemäß der rechten Spalte von **Bild 6.3** zeigen sich mit der Ansteuerspannung korrespondierende Einspritzratenverläufe. Die Variation der Nadelgeschwindigkeit überträgt sich direkt auf den Gradienten der Einspritzrate während der Nadelöffnungsphase. Auch bei der längsten dargestellten Öffnungsdauer ($700 \mu\text{s}$) wird die maximale Einspritzrate erreicht, was belegt, dass die Nadelsitzdrosselung verlassen wird. Bezüglich der Strahlkegelwinkel ergibt sich eine signifikante Abhängigkeit von der Öffnungsdauer der Düsennadel. Mit abnehmender Nadelgeschwindigkeit vergrößert sich der Strahlkegelwinkel während der Öffnungsphase deutlich und verdoppelt sich im Vergleich zur hohen Nadelgeschwindigkeit vorübergehend auf $37,5^\circ$. Mit zunehmender Einspritzdauer verringert sich der Strahlkegelwinkel bei den Versuchen mit reduzierter Nadelgeschwindigkeit und nähert sich asymptotisch dem Winkel des Versuches mit maximaler Nadelgeschwindigkeit bzw. dem errechneten Stationärwert an. Die Strahleindringtiefe besitzt bei hoher Nadelgeschwindigkeit mit zunehmender Einspritzdauer ein degressives Verhalten. Mit abnehmender Nadelgeschwindigkeit stellt sich zunehmend ein annähernd linearer Verlauf ein.

Variation quasistationärer Nadelteilhübe:

Gemäß **Bild 6.4** zeigt sich, dass sich die bei einem Raildruck von 70 MPa und maximaler Öffnungsgeschwindigkeit der Düsennadel resultierende Einspritzrate durch Reduktion des maximalen Nadelhubes in Kombination mit einer Steigerung des Speicherdruckes auf 160 MPa reproduzieren lässt. Die Begrenzung der Einspritzrate durch den quasistationären Nadelteilhub setzt über den gesamten Einspritzzeitraum eine Drosselung am Nadelsitz der Einspritzdüse voraus. Die an den Strahlfotografien in **Bild 6.4** aufgetragenen Strahleindringtiefen lassen keinen signifikanten Unterschied erkennen. Der Vergleich der aus den Fotografien gewonnenen Strahlkonturen zeigt für die Einspritzung mit Nadelteilhub bezogen auf identische Zeitpunkte einen deutlich größeren Flächenanteil und stärkere Fluktuationen am Strahlrand. Diese Zusammenhänge korrespondieren mit dem Strahlkegelwinkelverhalten. Die Einspritzung mit Nadelteilhub weist über den gesamten detektierbaren Einspritzzeitraum einen größeren Strahlkegelwinkel mit einer größeren Fluktuation auf. Der größere Strahl-

kegelwinkel in Kombination mit vergleichbaren Eindringtiefen ergibt eine größere Fläche der Strahlkontur bei gleicher Einspritzrate. Dies lässt, generiert durch die Nadelsitzdrosselung, tendenziell einen stärkeren Strahlaufbruch mit einer Verschiebung zu kleineren mittleren Tropfengrößen erwarten.

6.2 Untersuchungen zur druck- und nadelhubgesteuerten Einspritzratenbegrenzung

Diese Versuchsreihe an dem auf Nkw-Dimensionen adaptierten ETW verfolgt das Ziel, Effekte der Einspritzverlaufsformung in Form einer rampenförmigen Ratenbegrenzung der Haupteinspritzung zu untersuchen. Es gilt, die auf zwei unterschiedlichen Wegen erzeugte Begrenzung der Einspritzrate optisch zu bewerten und mit motorischen Messungen zu verifizieren. Im Folgenden werden die für die optischen und motorischen Versuche gleichermaßen zu Grunde liegenden hydraulischen Parameter beschrieben. Die Einspritzratenverläufe werden am Einspritzverlaufsindikator (EVI) bestimmt. Das rampenförmige Einspritzprofil wird sowohl nadelhub- als auch druckgesteuert generiert. Diese Gegenüberstellung ist erstmalig unter Einsatz des in Kapitel 5 vorgestellten und im Rahmen dieser Arbeit realisierten Twin-CR-Systems uneingeschränkt möglich. Der mechanisch direkt die Düsenadel ansteuernde Piezoaktuator des ITV-Injektors (Nkw-Applikation) in Kombination mit der Druckmodulation erlaubt es, sowohl Drosseleffekte am Nadelsitz als auch die Formung des Leitungsdruckes zur Einspritzverlaufsformung zu nutzen. Auf diese Weise wird

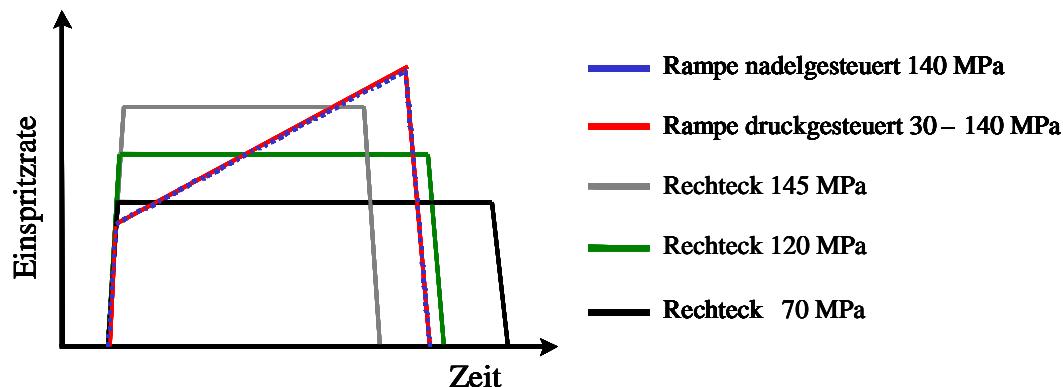


Bild 6.5: schematische Darstellung der untersuchten Einspritzverläufe

eine für die Nkw-Teillast typische Kraftstoffmenge von 120 mg mit nahezu identischer rampenförmiger Einspritzrate nadel- und druckgesteuert generiert. Um die Unterschiede der rampenförmigen Einspritzung gegenüber rechteckförmigen, CR-typischen Verläufen bewerten zu können, werden drei Profile mit unterschiedlichen Raildruckniveaus erzeugt. Die konstante Kraftstoffmenge wird durch Anpassung der Einspritzdauer realisiert. **Bild 6.5** zeigt schematisch eine Gegenüberstellung der gewählten Einspritzprofile.

Die vergleichenden optischen und motorischen Untersuchungen werden mit einer Serieneinspritzdüse in Sacklochbauform durchgeführt. Diese Nkw-Düse mit zylindrischen Spritzlöchern besitzt die Spezifikationen gemäß **Bild 6.6**.

In **Bild 6.7** sind die gewählten, hydraulisch am EVI abgestimmten gemittelten Ratenverläufe sowie deren Standardabweichung dargestellt. Die Ratenverläufe sind über zwölf Ein-

spritzungen gemittelt. Die maximale Standardabweichung von 3,5 % drückt eine hohe hydraulische Reproduzierbarkeit aus. Gemäß **Bild 6.7** gelingt es unter Ausnutzung der Flexibilität des Experimentaleinspritzsystems, den druckmoduliert generierten rampenförmigen Einspritzverlauf unter Berücksichtigung der Ratengradienten, des Maximalwertes und der Einspritzdauer abzubilden.

Düsentyp	Bosch (DLLA 154)
Spritzlochzahl	8 (2 Strahllagen)
Kegelwinkel	154°
A ₁	1,40 mm
A ₂	1,59 mm
Spritzlochdurchmesser	0,199 mm
Spritzlochlänge	1,00 mm
Sacklochdurchmesser	1,00 mm
Sacklochlänge	0,90 mm
HE-Verrundungsgrad	10,5 %
Q _{hydr}	800 cm ³ (30s;10Mpa)

Bild 6.6: Technische Daten der verwendeten Nkw-Einspritzdüse

Bild 6.8 zeigt die druckmodulierte Einspritzrate in Kombination mit dem Nadelhub- und Leitungsdrucksignal im direkten Zulauf des Injektors. Bei Einspritzbeginn wird ein Druck von 30 MPa vorgehalten, der sich bis zum Ende der Einspritzung auf 140 MPa steigert, was einem Gradienten von 46 MPa/ms entspricht. Die Öffnungsdauer auf einen Nadelhub von 180 µm wird trotz des geringen Druckes in 400 µs realisiert. Gemäß **Bild 5.5** kann rekonstruiert werden, dass ein Nadelhub von 180 µm, der bei einem Leitungsdruck von 60 MPa erzeugt wird, keine Nadelsitzdrosselung hervorruft. Des Weiteren erklärt **Bild 5.5**

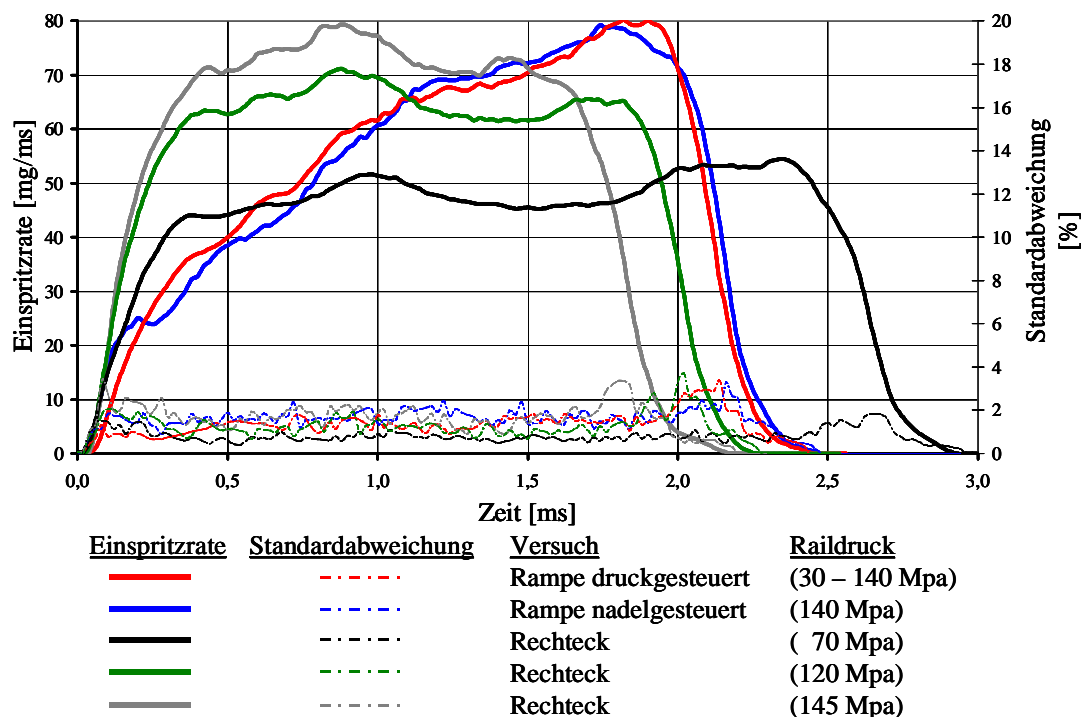


Bild 6.7: Gemittelte Einspritzratenverläufe und deren Standardabweichung

den nach dem Öffnungsvorgang in **Bild 6.8** um weitere 40 μm auf 220 μm ansteigenden Nadelhub. Dieser Effekt resultiert aus dem am Injektor während der Einspritzphase anliegenden Druckgradienten. Dieser hat ausgehend von der Düsennadel einen Kraftanstieg auf die Injektorbauteile zur Folge. Die resultierenden Bauteildehnungen und -Stauchungen erzeugen in Summe den Anstieg des maximalen Nadelhubes. Dieser Zusammenhang wird in **Bild 5.5** experimentell verdeutlicht.

Bild 6.9 stellt die bei einem Raildruckniveau von 140 MPa nadelhubgesteuert rampenförmige Einspritzrate dar. Es zeigt sich, dass durch Modulation des Nadelhubverlaufes unter Ausnutzung der vom Nadelhub veränderlichen Drosselung am Nadelsitz die Formung eines rampenförmigen Einspritzratenverlaufes realisiert wird. Bei dem zu Grunde liegenden maximalen Leitungsdruck von 140 MPa ergibt sich gemäß **Bild 5.5** ab einem Nadelhub von ca. 150 μm eine vom Nadelhub unabhängige Einspritzrate. Die Verlagerung der Hauptdrosselstelle vom Nadelsitz zu den Spritzlöchern stellt sich somit gemäß **Bild 6.9** 1,25 ms nach Spritzbeginn ein. Die Einspritzung wird demnach für den gesamten Zeitraum der optischen Detektion von der Nadelsitzdrosselung dominiert. Zum Ende des Beobachtungsintervalls wird demnach mit einem Nadelhub von 80 μm der näherungsweise halbe zur Überwindung der Nadelsitzdrosselung nötige Hub erreicht.

Bild 6.10 stellt die CR typischen, rechteckförmigen Einspritzverläufe dar. Dem Nadelhubsignal sind unabhängig von den vorgehaltenen Kraftstoffdrücken Öffnungsdauern von 400 μs zu entnehmen. Gemäß den stark konturierten Nadelhubverläufen, lassen sich in allen Fällen rechteckförmige Einspritzratenverläufe unter Gewährleistung einer konstanten Einspritzmasse von 120 mg abbilden.

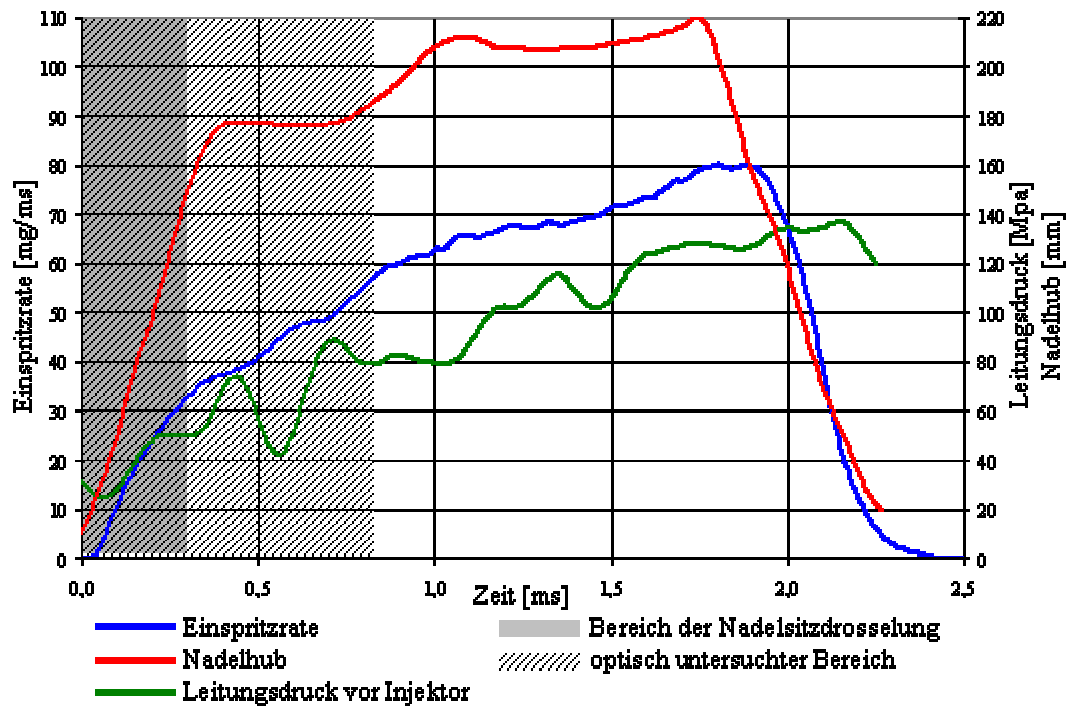


Bild 6.8: Druckmodulierte rampenförmige Einspritzrate in Kombination mit dem Nadelhubsignal und einem Leitungsdruckanstieg von 30 MPa auf 140 MPa

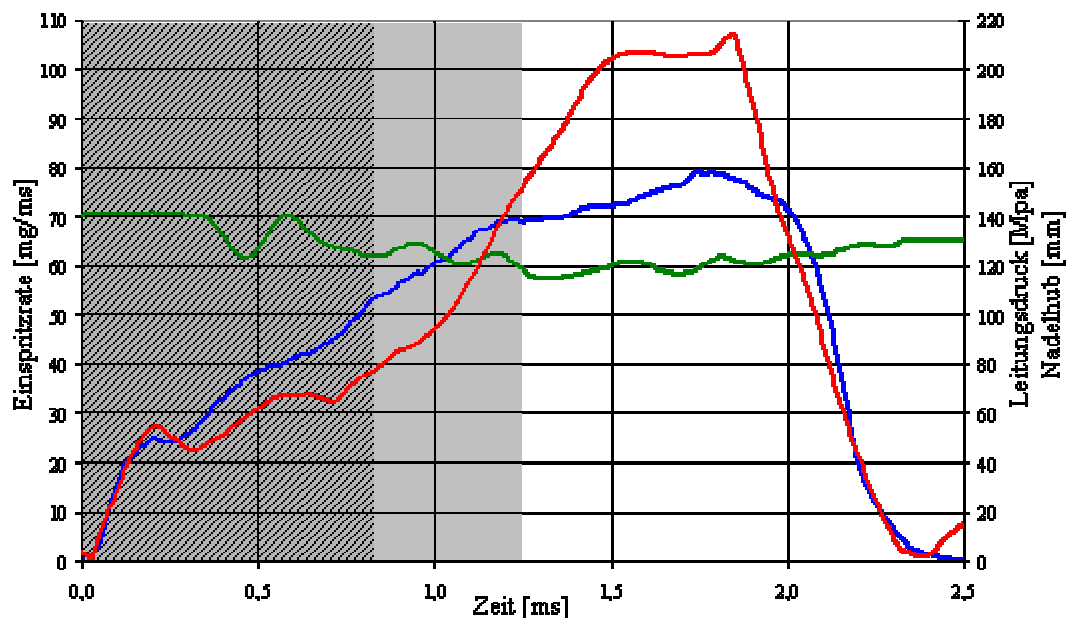


Bild 6.9: Nadelgesteuerte rampenförmige Einspritzrate in Kombination mit dem Nadelhubsignal und einem Raildruckniveau von 140 MPa

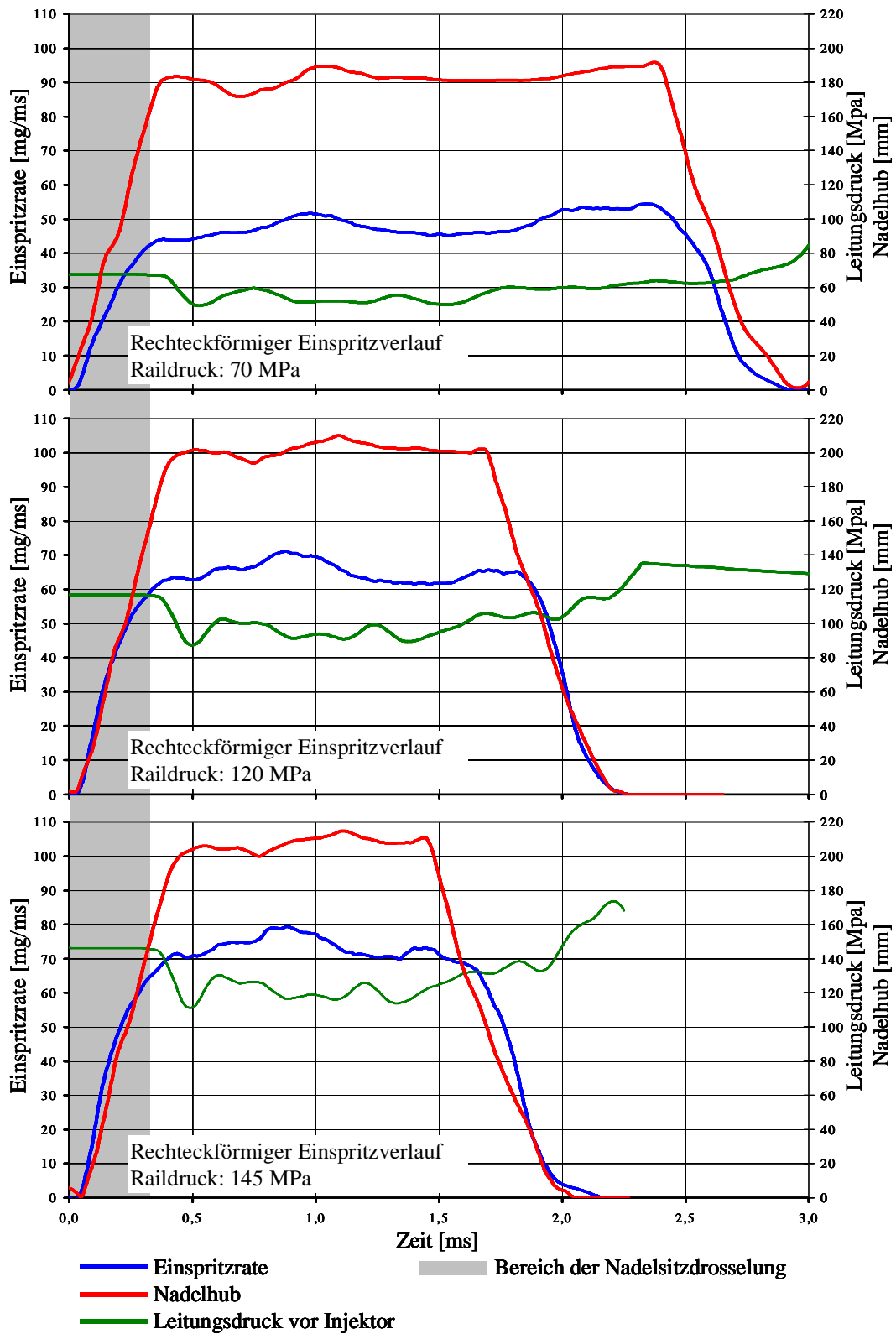


Bild 6.10: Rechteckförmige Einspritzraten in Kombination mit Nadelhubsignal und Raildruckniveaus von 70 MPa, 120 MPa und 145 MPa

6.2.1 Optische Untersuchungen

Das ETW wird gemäß **Bild 4.6** und **4.7** zur Abbildung des Nkw-Motors betrieben. Es simuliert einen Kolbenwegverlauf einer Motordrehzahl von 1130 min^{-1} (**Bild 4.6**). Bei einem Ladedruck von 0,6 bar ergibt sich ein Zylinderdruck von 7 MPa bei Einspritzbeginn. Hieraus resultiert eine errechnete die Wandwärmeverluste berücksichtigende Verdichtungs- endtemperatur von 800 K [Ste] im Vergleich zur motorischen Referenztemperatur von 851 K [Ste]. Der am ETW für die Versuche zu Grunde gelegte Einspritzbeginn wird entsprechend dem frühesten Ansteuerbeginn im Motorbetrieb bei 8°KW vor OT (1130 min^{-1}) gewählt, da gemäß **Bild 4.7** zu diesem Zeitpunkt eine optimale Abbildung des motorischen Zylinder- druckverlaufes erzielt wird. Die optischen Untersuchungen werden mit der in Kapitel 4.2.4 beschriebenen Schlierenmesstechnik durchgeführt. **Bild 4.12** stellt den Aufbau der optischen Komponenten am ETW dar. Da diese Versuchsreihe motorähnliche Verdichtungsendrücke und -temperaturen abbildet, wurde das Schlierenverfahren favorisiert, weil es im Gegensatz zur Mie-Streulichtfotografie eine bessere Möglichkeit bietet, die verdampfenden Kraftstoff- bereiche auf Grund ihrer geringen Tropfengrößen im Bild zu detektieren. Da insbesondere der am Strahlrand und der Strahlspitze verdampfende Kraftstoff ein zündfähiges Gemisch erzeugt, bestimmen diese Bereiche maßgeblich den Anteil der Vormischverbrennung und somit auch der NO_x -Emissionen.

Um die gesamte Dauer der Strahlausbreitung bis zum Auftreffen der Strahlspitze auf die Muldenwand beobachten zu können, wird die Verbrennung bei den optischen Versuchen durch Verwendung von Stickstoff als inertes Brennraumgas unterdrückt, was die Verwendung von realem Dieselmotorkraftstoff ermöglicht und die Vergleichbarkeit der motorischen Gemisch- bildung erhöht.

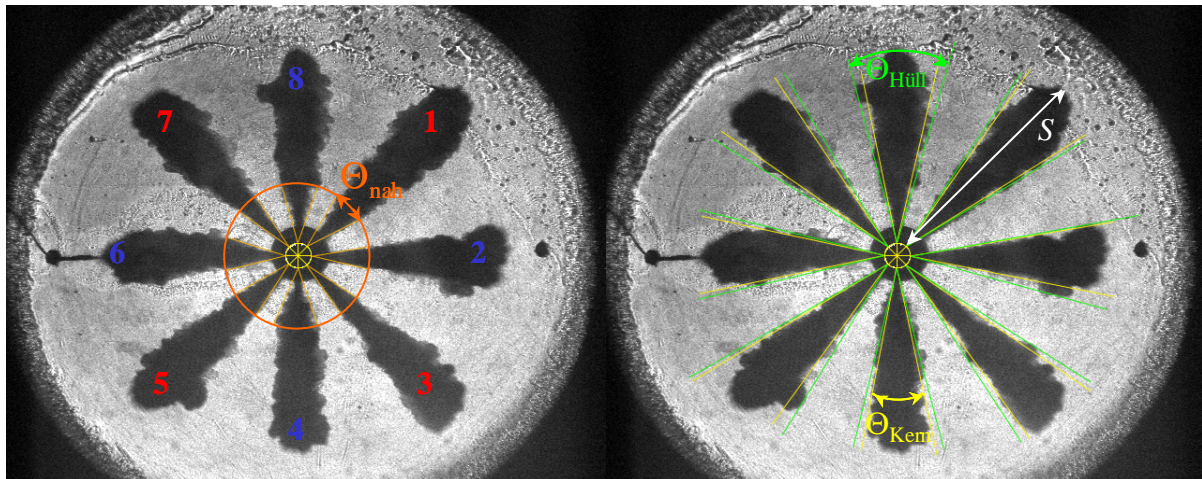
Von einer Detektion der Verbrennung wird abgesehen, da zum einen die im Vergleich zum motorischen Betrieb geringere Verdichtungs- endtemperatur die Zündverzugszeit verlängert und zum anderen die deutlich geringere Brennraumwandtemperatur den Verdampfungs- prozess beim Auftreffen des Einspritzstrahls auf die Muldenwand unterdrückt und damit die Verbrennung verschleppt.

Die Verwendung einer zeitlich und räumlich hoch auflösenden CCD-Kamera mit einer Aufnahmekapazität von 16 Bildern erlaubt es, ein Einspritzereignis bei einem Bildabstand von $50 \mu\text{s}$ zyklus aufgelöst darzustellen, was insbesondere zeitlich veränderliche Vorgänge der Konturen am Strahlrand aufzulösen hilft. Die Belichtungsdauer von $30 \mu\text{s}$ wird bei Verwendung einer Konstantlichtquelle vom Shutter der Kamera bestimmt und wird durch den notwendigen Kontrast zwischen Spraykeule und Bildhintergrund in Richtung kürzerer Belichtungszeiten begrenzt.

Der detektierte Bildausschnitt erstreckt sich auf die gesamte Kolbenmulde. Die Spraykonturen werden gemäß **Bild 6.11** wie folgt vermessen:

- Es wird in einem Abstand von 10 mm zum Düsenloch ein *Nah-Strahlkegelwinkel* Θ_{nah} vermessen, der über das gesamte Detektionsintervall das düsen- nahe Strahlaufbruch- verhalten beschreibt.

- Es wird über die gesamte Strahleindringtiefe ein *Kern- und Hüll-Strahlkegelwinkel* $\Theta_{\text{Kern, Hüll}}$ vermessen, was im Verbund die Fluktuationen der Strahlkontur und damit den Lufteintrag in das Spray charakterisieren hilft.
- Es wird die *Eindringtiefe* S der Spraykeulen vermessen.
- Da die Verwendung einer Einspritzdüse mit zwei sich durch ihre A-Maße (**Bild 2.13**) unterscheidenden Strahlagen, gemäß der Ergebnisse nach [Bus] ein strahlagenabhängiges Ausbreitungsverhalten erwarten lässt, werden die Ergebnisse in Abhängigkeit der A-Maße bewertet. In diesem Zusammenhang gilt es, die Nummerierung und farbliche Zuordnung der Strahlen gemäß **Bild 6.11** zu berücksichtigen. Gerade Spritzlochnummern repräsentieren das kleinere A-Maß. Die nachfolgende Ergebnisdarstellung berücksichtigt durchgehend die gemäß **Bild 6.11** den verschiedenen A-Maßen zugeordneten Farben.



gerade Spritzlochnummer → kleines A-Maß
 ungerade Spritzlochnummer → großes A-Maß

Θ_{nah} : Nah-Strahlkegelwinkel
 $\Theta_{\text{Hüll}}$: Hüll-Strahlkegelwinkel
 Θ_{Kern} : Kern-Strahlkegelwinkel

Bild 6.11: Geometrische Bestimmung der Messgrößen und Zuordnung der Düsenlöcher in Abhängigkeit vom A-Maß

Die Ergebnisse basieren auf einer Variation der in **Bild 6.7** dargestellten Einspritzratenverläufe bei identischem Einspritzbeginn. Zu jedem Einspritzverlauf wurden drei Bildsequenzen aufgezeichnet.

Bild 6.12 zeigt die über drei Folgeversuche eines Einspritzverlaufes gemittelten Eindringtiefen während des Beobachtungszeitraumes. Bezüglich der rechteckförmigen Verläufe ergibt sich wie erwartet ein mit steigendem Kraftstoffdruck zunehmender Gradient. Des Weiteren zeigt sich, dass das Eindringverhalten in der dargestellten frühen Einspritzphase der Charakteristik der Einspritzratenverläufe entspricht (**Bild 6.7**). Die rampenförmigen Profile erzeugen in dieser frühen Einspritzphase geringere Eindringtiefen als die Rechteckverläufe. Die Eindringtiefen der druckmodulierten Einspritzung sind zwischen 100 μs und 600 μs Einspritzdauer geringfügig höher als die der durch Nadelsitzdrosselung

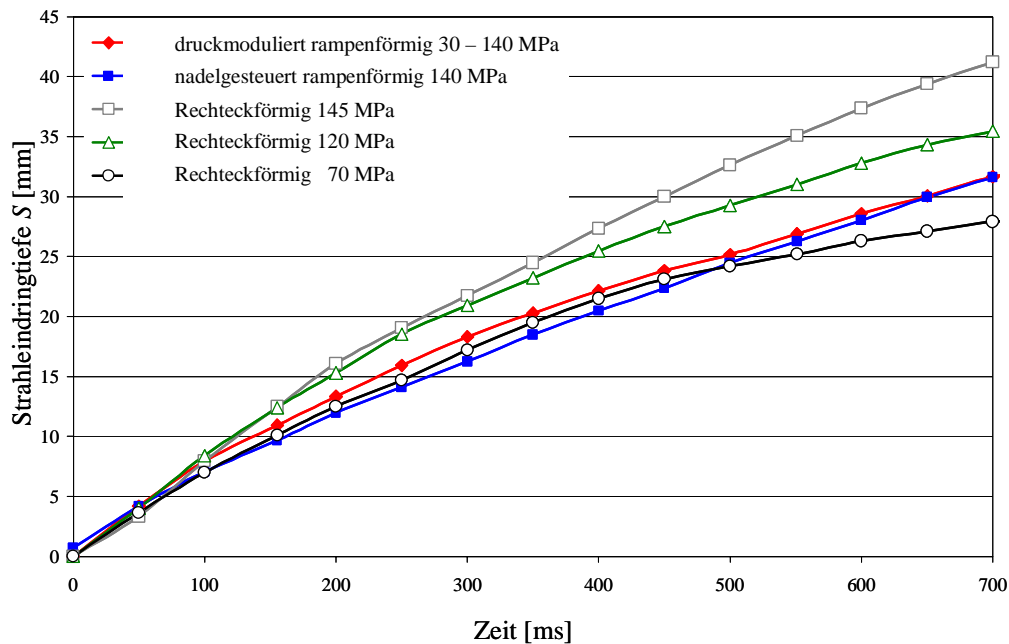


Bild 6.12: Gemessene Strahleindringtiefen S bei Mittelung über alle Spritzlöcher und über drei Folgeversuche

generierten Einspritzung. Dies kann zum einen gemäß **Bild 6.7** durch die in diesem Intervall geringfügig größere Rate der druckgesteuerten Einspritzung und zum anderen durch ein sich unterscheidendes Strahlaufbruchverhalten begründet sein, was durch Bewertung der Strahlkegelwinkel nachfolgend näher untersucht wird. Da die Verläufe der Eindringtiefen in **Bild 6.12** über eine Mittelung aller Strahlkeulen dreier Folgeversuche gebildet werden, sind in **Bild 6.13** Darstellungen in Abhängigkeit der A-Maße aufgeführt. In den Diagrammen ist ferner die Streuung unter den Strahlkeulen gleicher A-Maße aufgetragen.

Die druckmodulierte Einspritzung zeigt keinen signifikanten Einfluss des A-Maßes auf die Eindringtiefe. Des Weiteren tritt verglichen zu den nadelgesteuerten rampenförmigen Verläufen eine deutlich geringere Streuung der Einzelstrahlen auf.

Es ist auffällig, dass der nadelgesteuerte Rampenverlauf für die Einspritzstrahlen der Spritzlöcher mit größerem A-Maß größere Strahleindringtiefen aufweisen. Eine Verringerung der Strahleindringtiefe lässt einen veränderten Strahlaufbruch erwarten, was eine Bewertung der Strahlkegelwinkel zu klären hilft.

Das Vermessen eines düsen nahen Strahlkegelwinkels Θ_{nah} in einem Abstand von 10 mm zum Düsenloch, wie in **Bild 6.14** dargestellt, hilft den Strahlaufbruch zu charakterisieren, da keine im fortgeschrittenen Strahlrand auftretenden Konturen, wie sie bei der Verzögerung durch aerodynamischen Kräfte auftreten, berücksichtigt werden. Der düsen nahe Kegelwinkel wird stärker vom druckabhängigen Strahlimpuls und düseninneren Strömungseffekten wie Transport von Kavitationsblasen oder Turbulenzerhöhung durch implodierende Kavitationsbereiche dominiert.

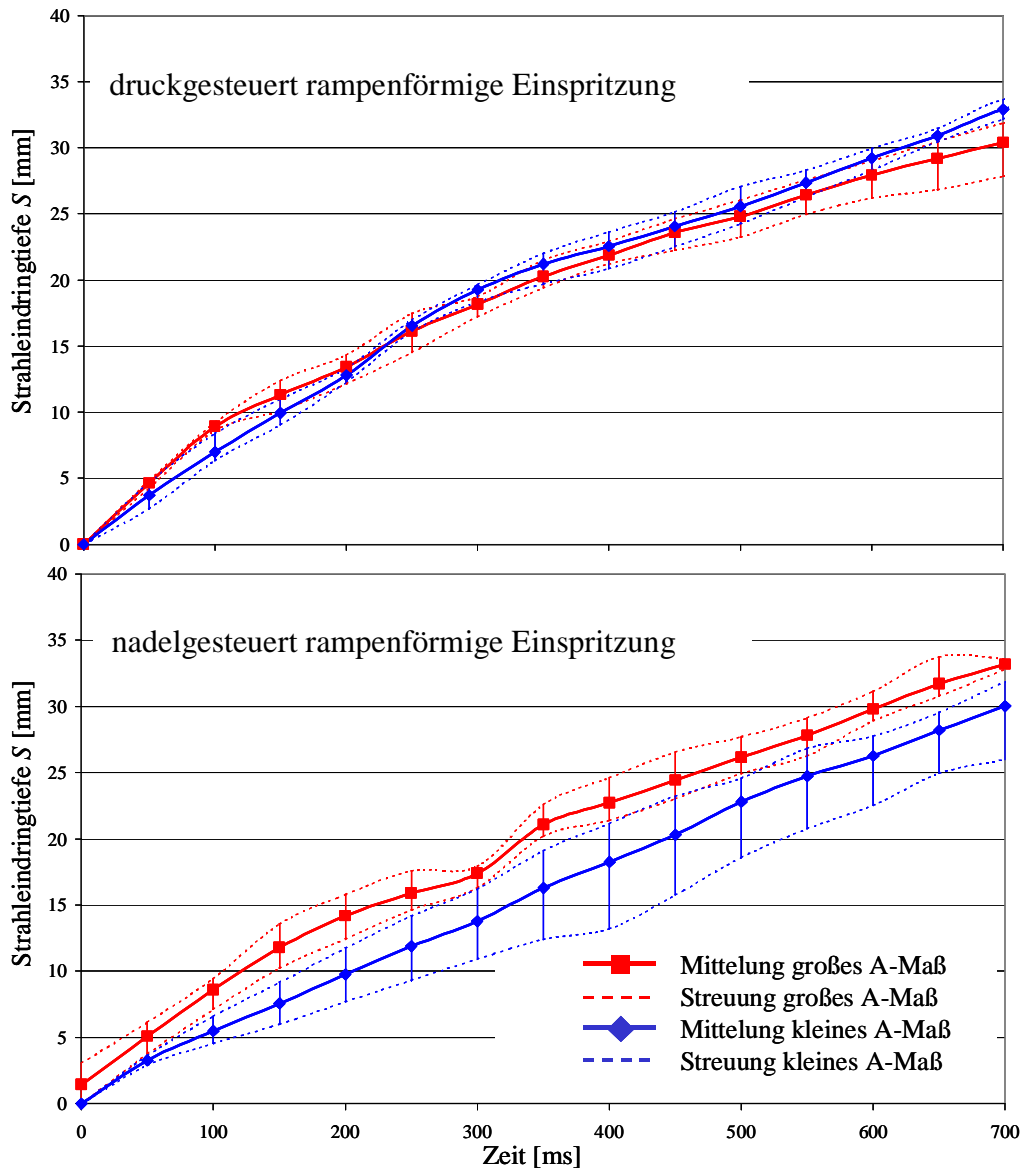


Bild 6.13: Strahleindringtiefen der druck- und nadelgesteuerten rampenförmigen Einspritzung in Abhängigkeit des A-Maßes und der Streuung der Einzelstrahlen gleicher A-Maße

Für die druckmodulierte rampenförmige Einspritzung zeigt sich ein größerer Nah-Strahlkegelwinkel für die Spritzlöcher mit größerem A-Maß in Kombination mit einer geringen Streuung. Konträr dazu stellt sich bei der rampenförmigen nadelgesteuerten Einspritzung ein größerer Nah-Strahlkegelwinkel für die Spritzlöcher mit kleinerem A-Maß in Kombination mit einer deutlich stärkeren Streuung ein.

Die Diagramme von **Bild 6.15** zeigen im Folgenden die über die gesamte Eindringtiefe bestimmten Strahlkegelwinkel des Strahlkerns Θ_{Kern} und der äußeren Strahlkontur $\Theta_{\text{Hüll}}$.

Bei der druckmodulierten Einspritzung bestätigt sich bezüglich der Hüll- und Kern-Strahlkegelwinkel (**Bild 6.15**) das bereits für die Nah-Strahlkegelwinkel (**Bild 6.14**) beobachtete vom A-Maß abhängige Verhalten. Die Strahlen der Spritzlöcher mit größerem A-Maß weisen durchgängig größere Kern- und Hüll-Strahlkegelwinkel auf. Die Winkel-

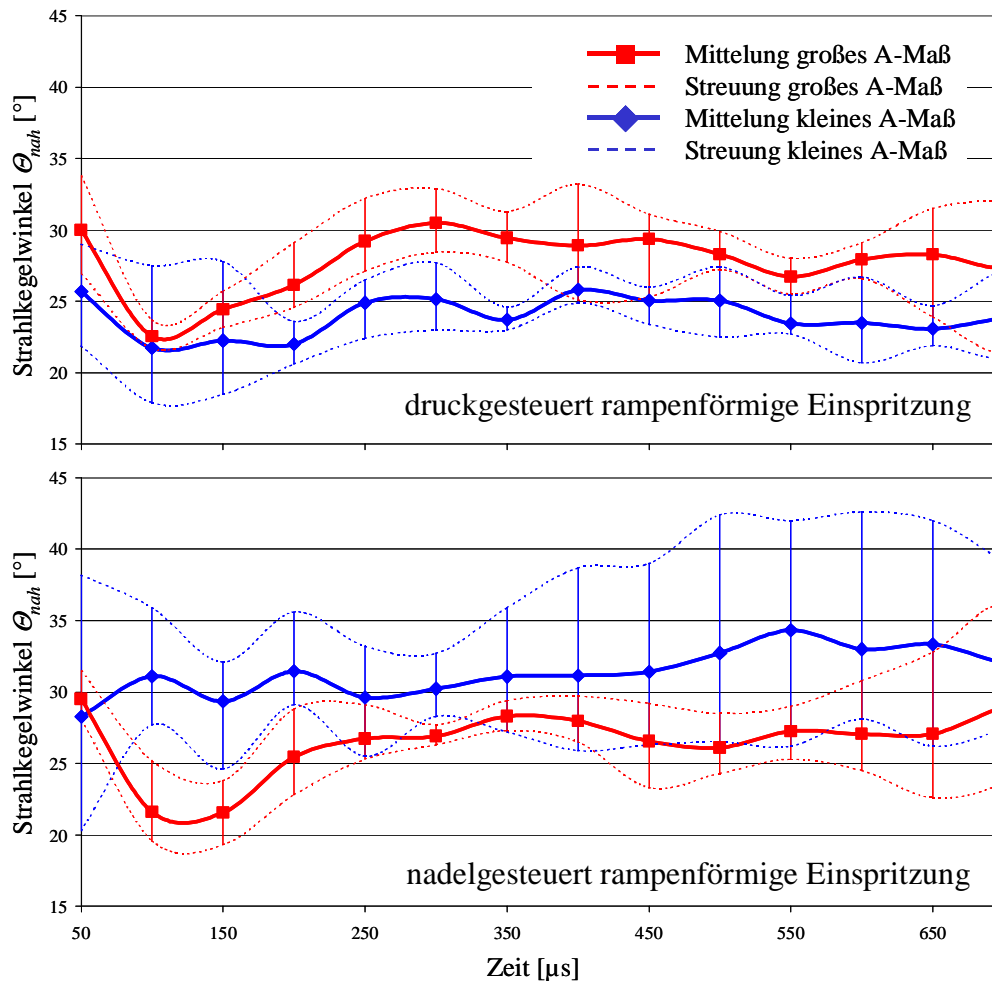


Bild 6.14: Nah-Strahlwinkel (Abstand zum Düsenloch 10 mm) der druck- und nadelgesteuert rampenförmigen Einspritzungen in Abhängigkeit des A-Maßes und der Streuung der Einzelstrahlen gleicher A-Maße

differenz zwischen den Hüll- und Kern-Strahlwinkel kann zur Bewertung der Welligkeit der Strahlaußenkontur herangezogen werden, was ein Maß für den Luftenrtrag in das Spray darstellt. Für beide A-Maße stellen sich zu gleichen Zeitpunkten vergleichbare Winkel-differenzen zwischen dem Hüll- und dem Kern-Strahlkegelwinkel von etwa 5° ein (**Bild 6.15**). Die nadelgesteuerte Einspritzung zeigt bezüglich der Hüll- und Kern-Strahlkegelwinkel (**Bild 6.15**) kein vom A-Maß abhängiges Verhalten wie es für die Nah-Strahlkegelwinkel (**Bild 6.14**) beobachtet wurde. Verglichen zur druckmodulierten weist die nadelgesteuerte Einspritzung durchgängig größere Strahlkegelwinkel auf (**Bild 6.15**).

Im Folgenden wird von **Bild 6.16** bis **Bild 6.18** eine den Strahlauswertungen zu Grunde liegende, repräsentative Einspritzsequenz dargestellt. Es wird für die nadelgesteuerte und druckmodulierte rampenförmige Einspritzung in einem Bildabstand von $100 \mu\text{s}$ jedes zweite aufgezeichnete Schlierenbild aufgetragen. Der den Bildern hinzugefügte schematische Nadelhubverlauf gibt einen Eindruck über die dem Einspritzereignis zugeordnete Nadelposition. Die Orientierung der Spritzlöcher entspricht der Festlegung gemäß **Bild 6.11**. Demnach besitzen die im Bild diagonal dargestellten Strahlen die Spritzlöcher mit größerem A-Maß. Die Bilder veranschaulichen insbesondere das bei der nadelgesteuerten im Gegensatz zur druckmodulierten Einspritzung vom A-Maß abhängige Strahleindringverhalten. In

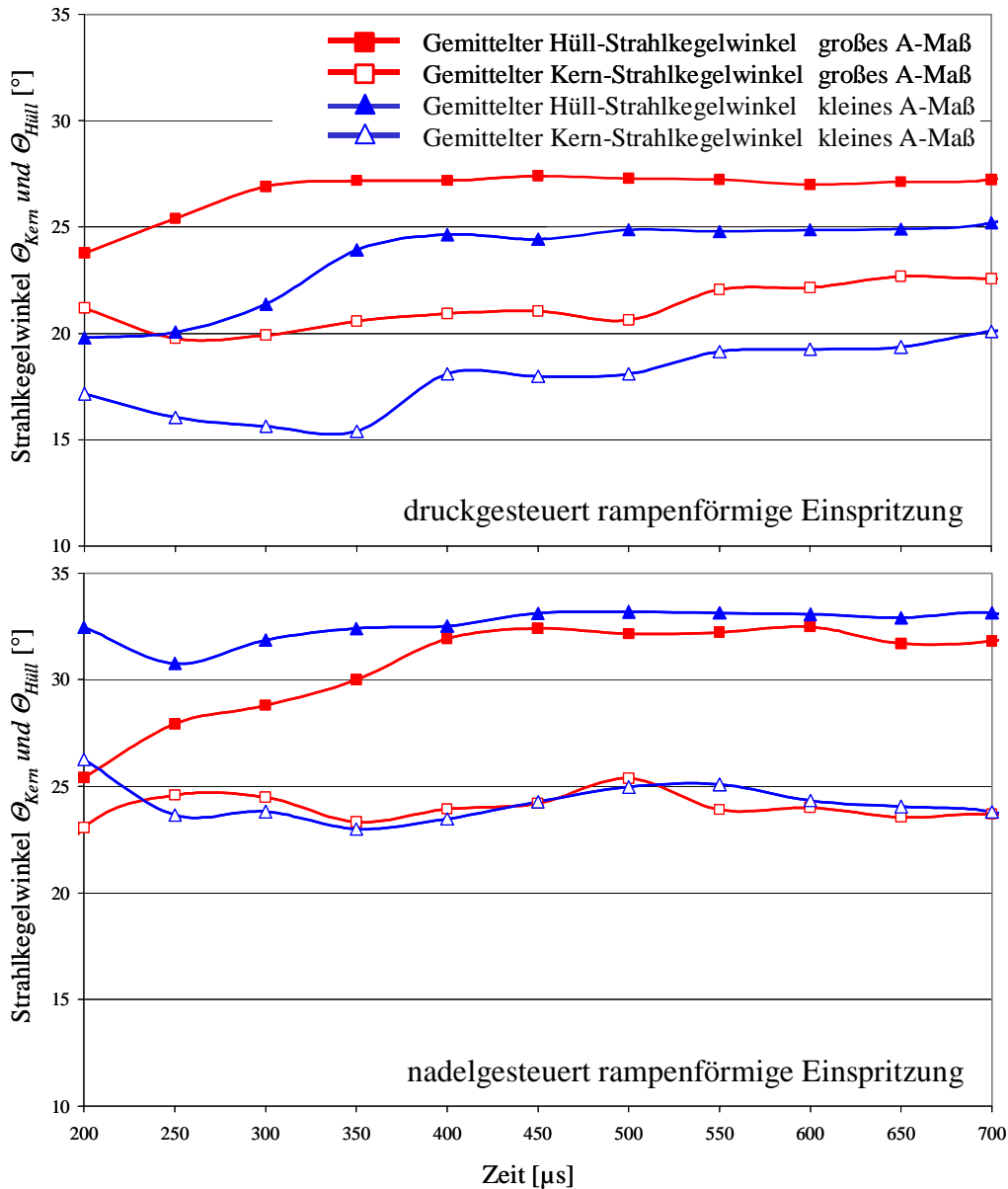


Bild 6.15: Kern- und Hüll-Strahlwinkel der druck- und nadelgesteuert rampenförmigen Einspritzungen in Abhängigkeit des A-Maßes

der frühen Einspritzphase von $t = 50 \mu\text{s}$ bis $t = 450 \mu\text{s}$ wird dies im Bild besonders hervorgehoben. Im selben Einspritzzeitraum fällt ferner eine deutlich schlankere, weniger wellige Strahlkontur der druckmodulierten Einspritzung auf, was mit dem zuvor beschriebenen Strahlwinkelverhalten korrespondiert. Die Strahlen der nadelgesteuerten Einspritzung zeigen verglichen zur druckmodulierten Einspritzung einen deutlich stärker aufgebrochenen Strahlrand. Dies lässt sich sowohl düsenfern als auch düsenah beobachten. Dadurch, dass es sich um zyklusaflösende Sequenzen handelt, kann die Position einzelner Störungen am Strahlrand bei der nadelgesteuerten Einspritzung über den Strahlfortschritt betrachtet werden. Es zeigt sich, dass die Strukturen am Strahlrand annähernd vollständig verzögert sind.

Anhand der Tabelle in **Bild 6.19** werden die beobachteten Effekte nach ihren wesentlichen Aussagen gegliedert aufgetragen, was eine anschließende Interpretation erleichtert.

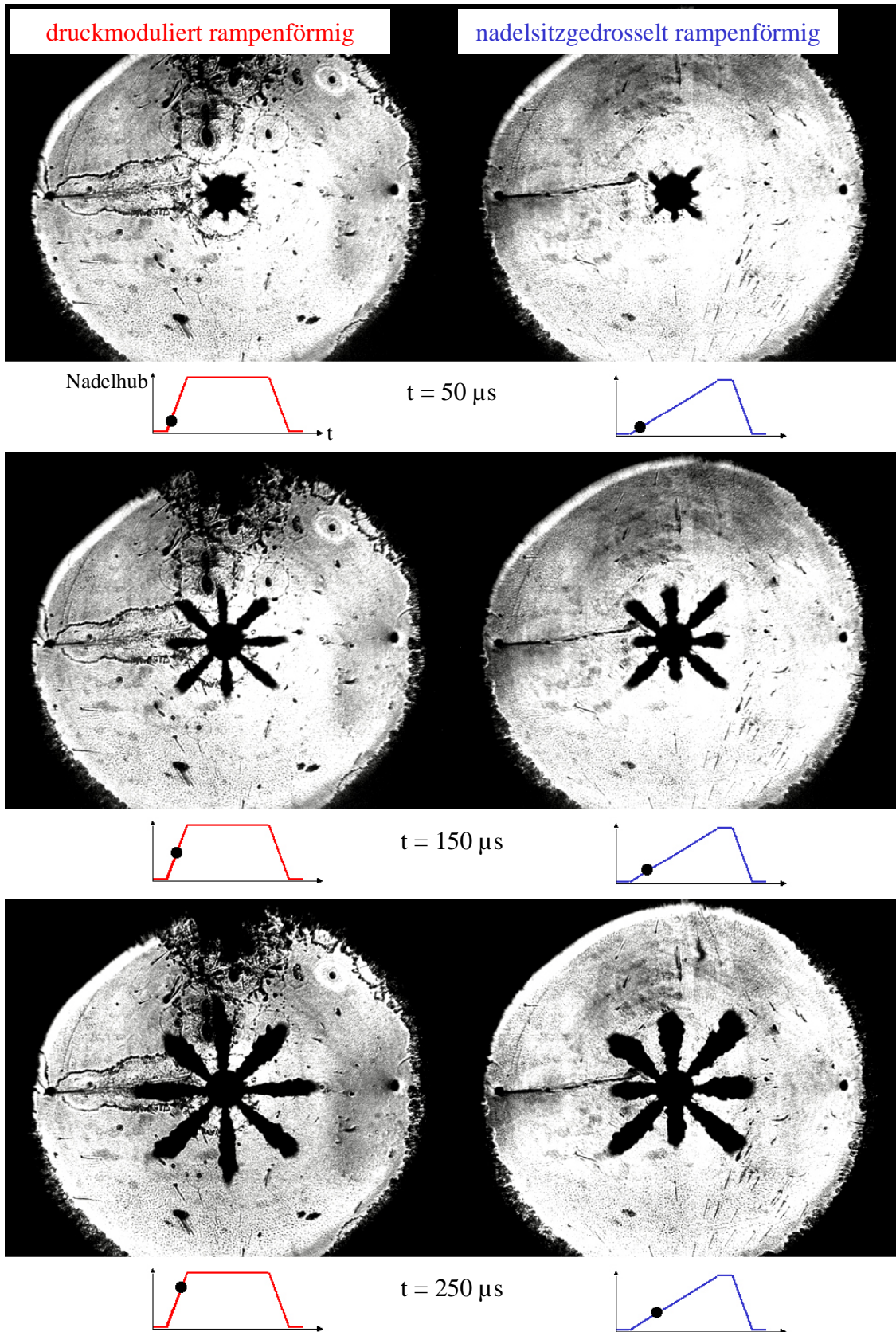


Bild 6.16: Repräsentative Sequenz von Schlierenaufnahmen der druck- und nadelgesteuert rampenförmigen Einspritzungen (von $t = 50 \mu s$ bis $t = 250 \mu s$)

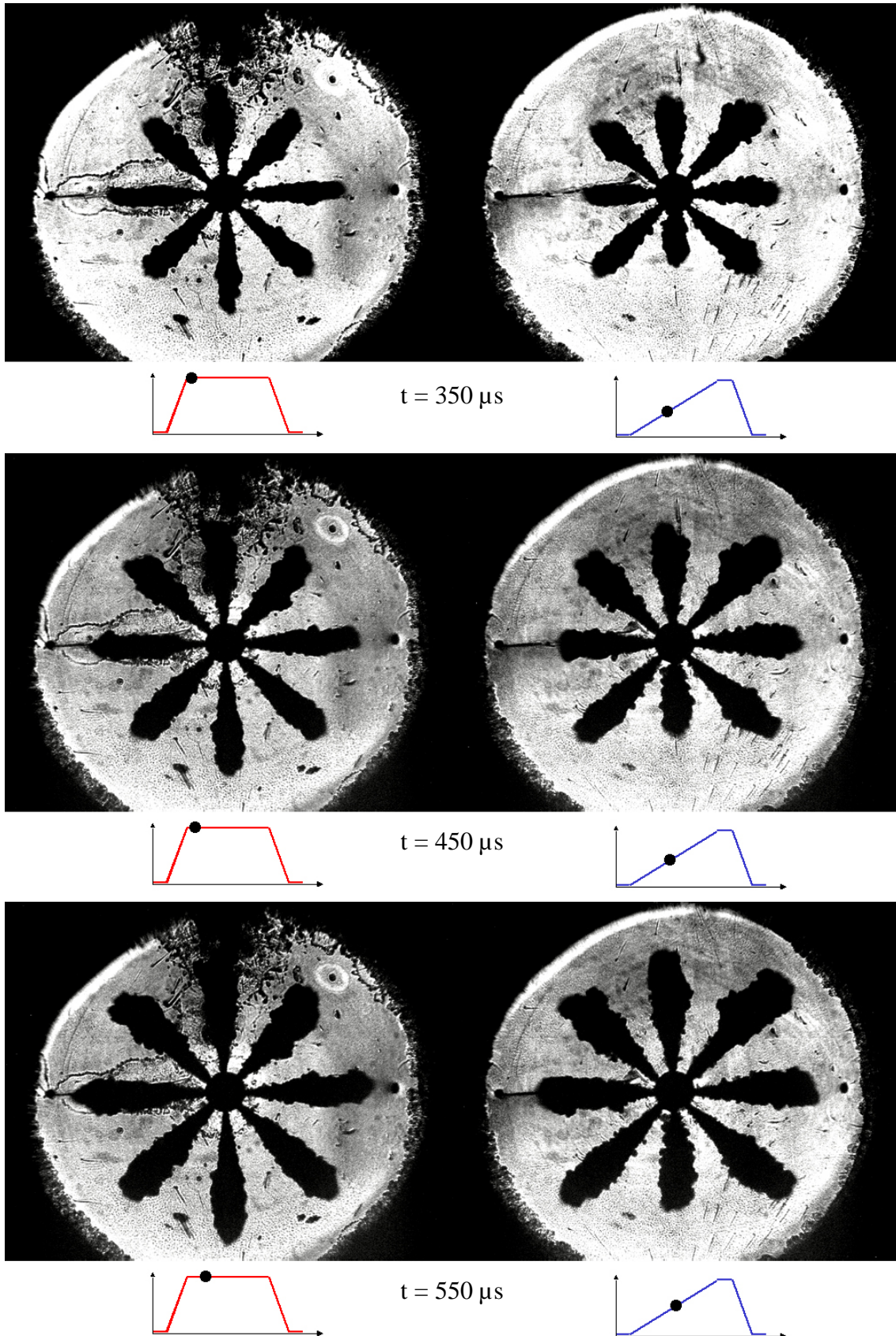


Bild 6.17: Repräsentative Sequenz von Schlierenaufnahmen der druck- und nadelgesteuert rampenförmigen Einspritzungen (von $t = 350 \mu\text{s}$ bis $t = 550 \mu\text{s}$)

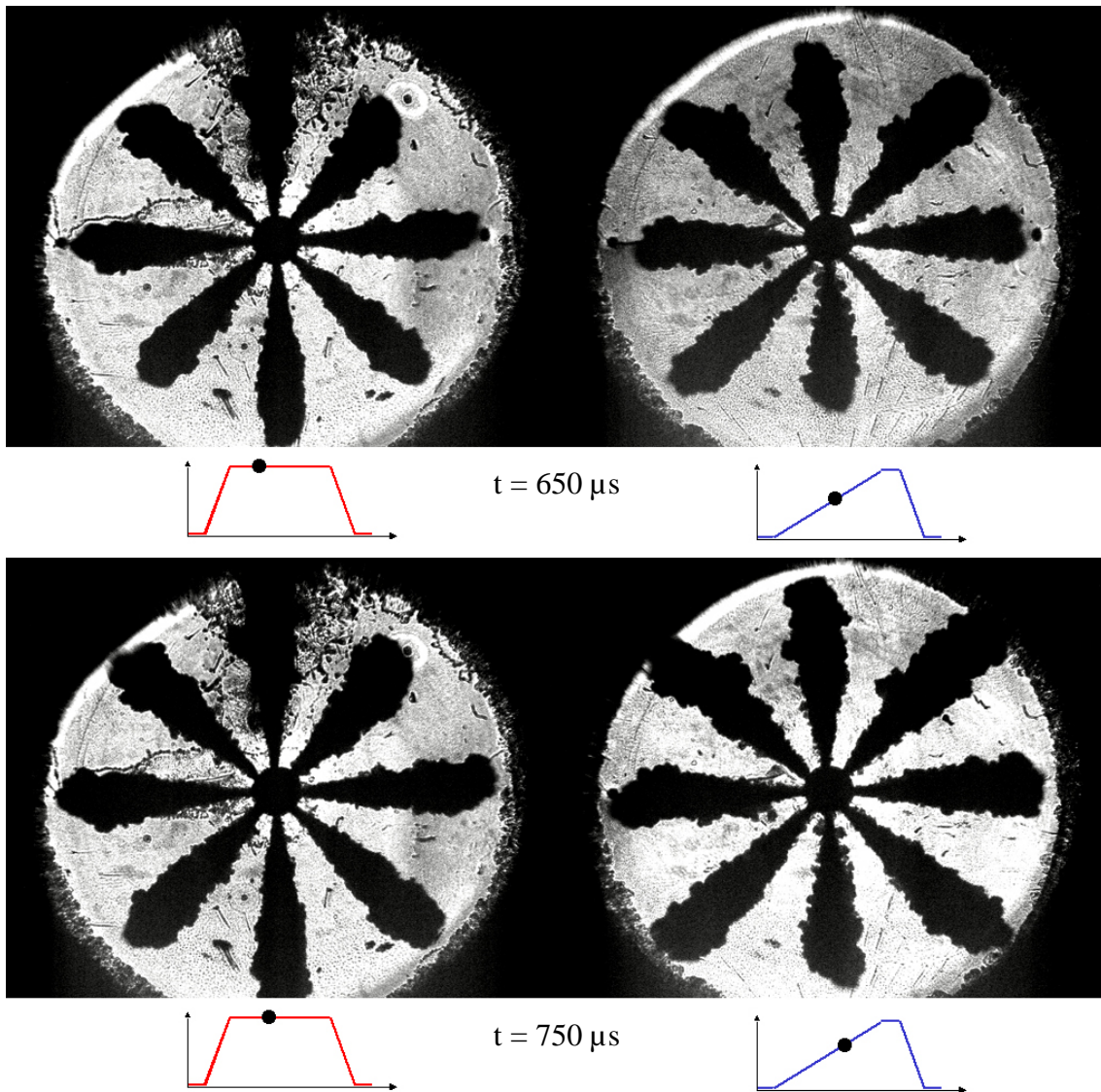


Bild 6.18: Repräsentative Sequenz von Schlierenaufnahmen der druck- und nadelgesteuert rampenförmigen Einspritzungen (von $t = 650 \mu\text{s}$ bis $t = 750 \mu\text{s}$)

Gemäß Kapitel 2 ist nach [Bau], [Bus], [Bad] bekannt, dass Kavitationseffekte im Düseninneren einen dominierenden Einfluss auf die Strahlausbreitung besitzen und grundlegend in Kavitation durch Nadelsitzdrosselung und spritzlochgenerierte Kavitation unterschieden werden können. Die gewählte Parametervariation zur experimentellen Gegenüberstellung von nadelsitzgedrosselten und druckmodulierten Einspritzverläufen entspricht grundlegend diesen Bildungsmechanismen.

Die nadelhubgesteuert rampenförmige Einspritzung wird durch eine lange, über das Beobachtungsintervall hinausreichende Öffnungsdauer erzeugt. Der gewählte Speicherdruck ist mit 140 MPa zur Abbildung der Rampenform des Einspritzratenverlaufes bewusst hoch gewählt worden. Es stellt sich somit eine starke Drosselung am engsten Strömungsquerschnitt, der von der Kegelstumpfmantelfläche im Düsenadelsitz gebildet wird, ein. Es resultieren hohe Strömungsgeschwindigkeiten im engsten Querschnitt, was auf Grund hoher Druckgradienten zur Bildung von Kavitation führt.

	druckmoduliert rampenförmige Einspritzung	nadelsitzgedrosselt rampenförmige Einspritzung
Strahleindringtiefe S	<ul style="list-style-type: none"> ▪ <u>nicht</u> vom A-Maß abhängig ▪ geringe Streuung 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ vom A-Maß abhängig: A-Maß $\uparrow \Rightarrow S \uparrow$ ▪ Streuung größer
	<ul style="list-style-type: none"> ▪ kein signifikanter Unterschied der gemittelten Strahleindringtiefe S 	
Nah-Strahlkegelwinkel Θ_{nah}	<ul style="list-style-type: none"> ▪ vom A-Maß abhängig: A-Maß $\uparrow \Rightarrow \Theta_{\text{nah}} \uparrow$ ▪ geringere Streuung 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ vom A-Maß abhängig: A-Maß $\uparrow \Rightarrow \Theta_{\text{nah}} \downarrow$ ▪ größere Streuung
	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Nadelsitzdrosselung generiert größere Nah-Strahlkegelwinkel Θ_{nah} 	
Hüll-Strahlkegelwinkel Θ_{Kern}	<ul style="list-style-type: none"> ▪ vom A-Maß abhängig: A-Maß $\uparrow \Rightarrow \Theta_{\text{Hüll}} \uparrow$ und $\Theta_{\text{Kern}} \uparrow$ 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ <u>nicht</u> vom A-Maß abhängig ▪ $\Theta_{\text{Hüll}}$ und Θ_{Kern} größer als bei druckmodulierter Einspritzung ▪ Winkeldifferenz ($\Theta_{\text{Hüll}}(t) - \Theta_{\text{Kern}}(t)$) ist größer als bei druckmodulierter Einspritzung
Kern-Strahlkegelwinkel Θ_{Kern}	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Nadelsitzdrosselung generiert größere Hüll- und Kern-Strahlkegelwinkel $\Theta_{\text{Hüll,Kern}}$ 	
Schlieren-Fotosequenz	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Die Abhängigkeit der Strahleindringtiefe S vom A-Maß ist deutlich zu erkennen. ▪ Die druckmoduliert generierten Strahlen zeigen eine geringere Welligkeit der Außenkontur über die gesamte Strahllänge 	

Bild 6.19: Tabellarisch zusammengefasste Kernaussagen der Messergebnisse

Gemäß [Bus] besteht zum einen die Möglichkeit, dass die Kavitationsblasen im Sackloch der Düse implodieren und somit die Turbulenz der Strömung in den Spritzlöchern erhöht wird und zum anderen Kavitationsschläuche gebildet werden (**Bild 2.11**), die bis in die Spritzlöcher transportiert werden. In beiden Fällen erhöht die gesteigerte Turbulenz im Spritzloch den primären Strahlaufbruch. Demnach wird auf Grund von Nadelsitzdrosselung - unabhängig davon, ob der Blasenzerfall im Sackloch, in den Spritzlöchern oder beim Austritt aus der Düse geschieht – der düsennahe Strahlaufbruch erhöht. Ein stärkerer Strahlaufbruch hat zur Folge, dass sich die an der Strahlfront angreifenden aerodynamischen Kräfte vergrößern. Die stärkere Verzögerung der Tropfen an der Strahlfront führt zu einem Verdrängen und Überholen ausgehend von den nachfolgenden Tropfen. Dieser Vorgang führt zu einem sich verstärkt kegelförmig ausbildenden Spray, das in Hauptströmungsrichtung durch den verstärkten Lufteintrag verdünnt wird [Bau], [Bus]. Dieses Verhalten korreliert mit den im Rahmen dieser Arbeit bei nadelsitzgedrosselten Einspritzverläufen festgestellten größeren Strahlkegelwinkeln.

Die bei der druckmodulierten Einspritzung beobachtete Erhöhung der Strahlkegelwinkel Θ_{nah} , $\Theta_{\text{Hüll}}$ und Θ_{Kern} bei vergrößertem A-Maß deckt sich mit den Ergebnissen der Untersuchungen von [Bus] (**Bild 2.16**). Die Verwendung einer transparenten Düsenkuppe in Realgeometrie ermöglicht es [Bus], die Kavitationsgebiete im Spritzloch in Abhängigkeit des A-Maßes darzustellen. Es zeigt sich, dass eine Erhöhung des A-Maßes eine Änderung der Einströmwinkel γ_{OK} und γ_{UK} in das Spritzloch bewirkt (**Bild 2.13**). Eine Erhöhung des A-Maßes bedingt eine Parallelverschiebung des Spritzloches in Richtung der Düsenmittenachse, wobei der Spritzlocheinlauf weiter in den Sacklochgrund verlegt wird. Hieraus resultiert eine Verringerung des oberen Winkels γ_{OK} und eine Vergrößerung des unteren Winkels γ_{UK} im Spritzlocheinlauf. Der bei höherem A-Maß spitzere Winkel γ_{OK} erzeugt eine stärkere Richtungsumkehr der Strömung in das Spritzloch, was radial zur Strömungsrichtung einen stärkeren die Kavitation begünstigenden Druckgradienten bewirkt. Die von [Bus]

untersuchten A-Maße ($A_2 = 1,44$ mm; $A_3 = 1,52$) sind vergleichbar mit denen der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Düse ($A_1 = 1,40$ mm; $A_2 = 1,59$). In beiden Fällen wurden zylindrische Spritzlöcher verwendet. Der von [Bus] gewählte Raildruck von 60 MPa erlaubt einen Vergleich des im beobachteten Bereiches der druckmodulierten Einspritzung erzeugten Druckanstiegs von 30 MPa auf 80 MPa.

Für die nadelsitzgedrosselte Einspritzung zeigt sich bezüglich des Nah-Strahlkegelwinkels Θ_{nah} eine Umkehr des Effektes. Die Strahlen der Spritzlöcher mit kleinerem A-Maß weisen im Vergleich zu denen mit großem A-Maß eine deutliche Vergrößerung des Nah-Strahlkegelwinkels auf. Da dieser scheinbar vom A-Maß abhängige Effekt über drei Folgeversuche stetig auftritt aber bisher unerforscht ist, wird die Annahme getroffen, dass die Ursache des Phänomens in dem durch das A-Maß veränderten Abstand zwischen, dem Düsennadelsitz und dem Spritzlocheinlauf zu begründen ist. Bei kleinerem A-Maß verringert sich demnach der Abstand zum bei der nadelhubgesteuert generierten Einspritzung durchgängig über den Beobachtungszeitraum stark kavitierenden Nadelsitz. Der geringere Abstand der kavitierenden Bereiche zum Spritzloch begünstigt somit den Eintrag der Kavitation bzw. erhöht das Turbulenzniveau am Spritzlocheinlauf.

Gemäß **Bild 6.4** wird für die nadelsitzgedrosselte Einspritzung mit quasistationärem Nadelteilhub bei durchgängig größerem Strahlkegelwinkel eine stärkere Fluktuation des Winkels beobachtet, was durch die Darstellung der Strahlaußenkonturen veranschaulicht wird. Des Weiteren zeigt sich gemäß **Bild 6.15** für die nadelsitzgesteuert generierte rampenförmige Einspritzung gegenüber der druckmodulierten Einspritzung eine Vergrößerung der Differenz zwischen dem Hüll- $\Theta_{\text{Hüll}}$ und dem Kern-Strahlkegelwinkel Θ_{Kern} , was durch die bildliche Darstellung der Schlieren-Fotografie (**Bild 6.16** bis **Bild 6.18**) in Form einer starken Welligkeit des Strahlrandbereiches gestützt wird. Der stärkere Strahlaufbruch der nadelsitzgedrosselten Einspritzungen lässt auf Grund des größeren Lufteintrages in das Spray bei gleicher Einspritzrate eine verstärkte Vormischverbrennung erwarten, was sich in einem stärkeren Zylinderdruckgradienten nach Brennbeginn, einer höheren Energieumsetzungsrate im Brennverlauf sowie gesteigerten NO_x -Emissionen ausdrückt. Diese Annahme gilt es, durch die im Folgenden behandelten motorischen Versuche mit Übertrag der Einspritzbedingungen zu untersuchen.

6.2.2 Motorische Untersuchungen

Die motorischen Versuche haben das Ziel, ergänzend zu den optischen Ergebnissen der Strahlausbreitung Aussagen zur Verbrennung und dem Emissionsverhalten zu liefern. Es wird der Zylinderdruck indiziert, der Brennverlauf und die Abgase bestimmt. Um eine Vergleichbarkeit zu den optischen Versuchsbedingungen zu gewährleisten, werden die Einspritzparameter gemäß **Bild 6.5** bzw. **Bild 6.7** auf die motorische Anwendung übertragen. Der Injektor wird sowohl für die optischen als auch für die motorischen Versuche mit der identischen Einspritzdüse ausgerüstet (**Bild 6.6**) bei unveränderter Voreinstellung gemäß **Bild 5.5**. Die Tabelle in **Bild 6.20** zeigt die für die Messungen zu Grunde liegenden Rahmenbedingungen.

Einstell- / Überwachungsgröße	Mittelwert	Abweichung
Einspritzmenge	120 mg	± 1,2 %
Ladelufttemperatur	31 °C	± 1,6 %
Kühlmitteltemperatur	68 °C	± 3 %
Motoröltemperatur	68 °C	± 2,5 %
Injektorgehäusetemperatur	70 °C	± 2,8 %

Bild 6.20: Rahmenbedingungen der Motorversuche

Die Versuchsparameter sind in **Bild 6.21** aufgeführt:

Einspritzverlauf (Bild 6.5)	<ul style="list-style-type: none"> • druckgesteuert rampenförmig (Anfangsdruck: 30 MPa; Enddruck: 140 MPa) • nadelsitzgesteuert rampenförmig (Raildruck: 140 MPa) • rechteckförmig (Raildruck: 70 MPa) • rechteckförmig (Raildruck: 120 MPa) • rechteckförmig (Raildruck: 145 MPa) 	
Einspritzbeginn	0 bis 8°KW vor OT (in Stufen von 1°KW)	
Ladedruck	0,6 bar	1,6 bar

Bild 6.21: Versuchsparameter der motorischen Untersuchungen

Den dargestellten indizierten Zylinderdruckverläufen liegt eine Mittelung über zehn Zyklen zu Grunde. Zur Absicherung der Ergebnisse wird jede Messung eines Betriebspunktes zweimal durchgeführt. Die Verweildauer auf einem Betriebspunkt bis zur Messung wird unter Gewährleistung des Stationärverhaltens der Messwerte gewählt.

Da die Einspritzmasse m_B für alle Versuche entsprechend der am EVI ermittelten Voreinstellungen mit 120 mg konstant gewählt wird, ergeben sich unterschiedliche über die Druckverlausanalyse gewonnene indizierte Mitteldrücke p_{mi} .

Bild 6.23 zeigt die indizierten Zylinderdruckverläufe aller Einspritzgesetze. **Bild 6.24** stellt die normierten Summenbrennverläufe $x_B = m_{Bv}/m_B$ (m_{Bv} : umgesetzte Kraftstoffmasse) dar. In beiden Bildern werden alle Ansteuerbeginne von 0 °KW bis 8 °KW v. OT dargestellt. **Bild 6.25** zeigt das Ruß-NO_x-Verhalten in Abhängigkeit des Ansteuerbeginns bei unterschiedlichen Ladedrücken unter Abbildung der identischen Einspritzverläufe.

Wie zu erwarten, sorgt eine Frühverstellung des Einspritzbeginns auf Grund der länger zur Verfügung gestellten Gemischbildungszeit zu einer ausgeprägteren vorgemischten Verbrennung mit früherem Brennbeginn, was durch die höheren Druckanstiegsgradienten und die höheren Spitzendrücke belegt wird (**Bild 6.23**). Die druckmodulierte Einspritzung weist gegenüber dem nadelsitzgedrosselten Verlauf eine geringere Änderung des Druckgradienten und des Zylinderspitzendruckes auf. Die rampenförmigen Einspritzverläufe zeigen entsprechend ihrer in der frühen Phase begrenzten Einspritzratenprofile einen im Vergleich zu den rechteckförmigen Einspritzungen geringeren Druckanstieg bei Brennbeginn. Bei spätem Einspritzbeginn (0 °KW) besitzen beide rampenförmigen Einspritzgesetze vergleichbare

Zylinderdruckverläufe, deren Maximalwerte und Druckgradienten deutlich geringer als die der rechteckförmigen Einspritzungen mit einem Raildruck von 120 MPa und 145 MPa sind.

Die nadelsitzgedrosselte Einspritzung weist bei Frühverstellung des Einspritzbeginns im Vergleich zum druckmodulierten Verlauf einen steigenden Druckgradienten und Zylinderstanzendruck auf. Die normierten Summenbrennverläufe in **Bild 6.23** unterstreichen dieses Verhalten. Die nadelsitzgedrosselte Einspritzung führt bei allen Einspritzbeginnen zu einer früheren Schwerpunktage der Verbrennung ($x_B = 50\%$, **Bild 6.24**) bei geringerer Verbrennungsdauer. Diesbezüglich werden zur Kennzeichnung von Verbrennungsbeginn und -ende in **Bild 6.24** die 5%- und 95%-Umsatzpunkte eingetragen. Es zeigt sich, dass die rampenförmigen Einspritzverläufe bei allen Ansteuerbeginnen in der frühen Verbrennungsphase Brennverläufe aufweisen, die bis zu einem Umsatz von ca. 20% dem Verlauf der rechteckförmigen Einspritzung mit geringstem Raildruck entsprechen. Um den Verbrennungsschwerpunkt ($x_B = 50\%$) weisen die rampenförmigen Verläufe größere Gradienten (Umsatzrate) als die rechteckförmigen Einspritzungen auf. Dies gilt für die nadelsitzgedrosselten Verläufe stärker als für die druckmodulierten.

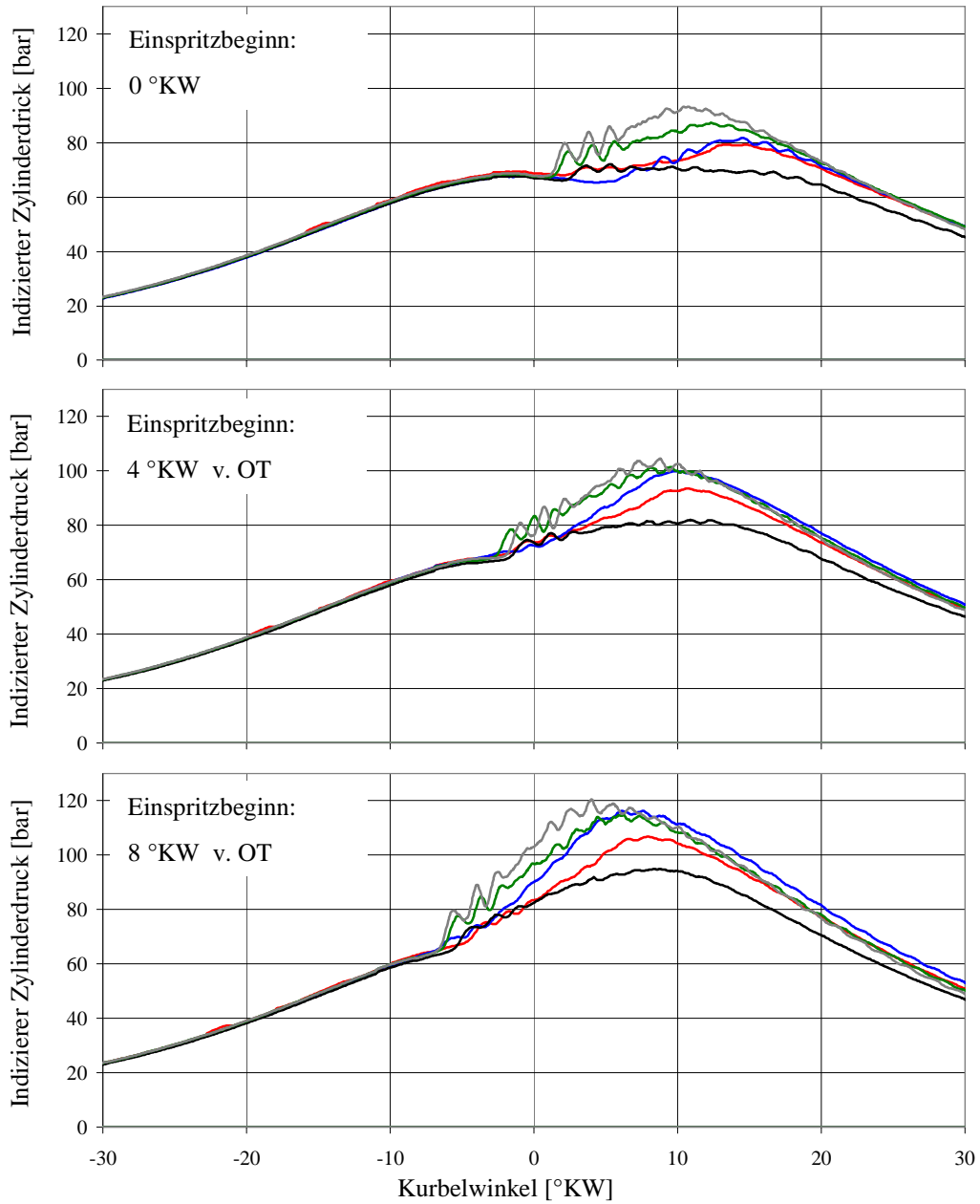
Da die Versuche mit konstanter Kraftstoffmasse m_B bei Variation des Einspritzbeginns durchgeführt werden, ergeben sich unterschiedliche indizierte Zylindermitteldrücke p_{mi} . Des Weiteren weisen die Einspritzverläufe auf Grund variierender Kraftstoffdruckniveaus unterschiedliche Einspritzdauern auf. Wie in **Bild 6.22** dargestellt, führt die identische zeitliche Verschiebung des Ansteuerbeginns bei einem Einspritzverlauf mit höherem Kraftstoffdruck und geringerer Einspritzdauer wie erwartet zu einer größeren Änderung des Zylinderspitzendruckes, da sich während der Zündverzugszeit eine größere Variation der bereits eingespritzten Masse ergibt. Dies hat gemäß **Bild 6.22** für die rechteckförmige Einspritzung mit einem Raildruck von 145 MPa zur Folge, dass sich der bei einer Frühverstellung des Einspritzdruckes von 0°KW auf 8°KW v. OT größte Anstieg des Zylinderspitzendruckes in Kombination mit einem nur geringen Zylindermitteldruck p_{mi} ergibt. Die mit einer hohen Umsatzrate deutlich vor dem OT beginnende Verbrennung, setzt demnach durch Verringerung des thermischen Wirkungsgrades η_{th} einen geringeren Anteil der Energie in technische Arbeit W_t um.

Die in **Bild 6.25** dargestellten Abgasergebnisse zeigen für beide untersuchten Ladedrücke ein einheitliches Trendverhalten. Es ist zu berücksichtigen, dass die Diagramme eine unterschiedliche Skalierung der Ordinate besitzen. Mit einer Erhöhung des Einspritzdruckniveaus ergibt sich bei identischem Einspritzbeginn grundlegend eine Reduzierung der Ruß- und eine Steigerung der NO_x -Emissionen. Es wird deutlich, dass eine Erhöhung des Ladedruckes eine generelle Senkung der Rußemissionen bei vergleichbaren Stickoxidwerten zur Folge hat. Die nadelgesteuerte rampenförmige Einspritzung zeigt entsprechend ihres Raildruckniveaus ein mit den rechteckförmigen Einspritzungen vergleichbares Verhalten. Die druckmodulierte weist im Vergleich zur nadelsitzgedrosselten Einspritzung bei gleichem Ansteuerbeginn durchgängig geringere NO_x -Werte auf. Insbesondere bei höherem Ladedruck bewirkt eine Variation des Einspritzbeginns der druckmodulierten Einspritzung nur geringe Änderungen beider Abgaskomponenten. Dieses Verhalten in Kombination mit geringen Ruß- und NO_x -Absolutwerten der druckmodulierten rampenförmigen Einspritzung zeigt Potenzial zur simultanen innermotorischen Reduzierung beider Abgaskomponenten.

Die in **Bild 6.22** dargestellte Tabelle fasst die Kernpunkte der optischen Ergebnisse zusammen und ergänzt sie um die motorisch beobachteten Effekte.

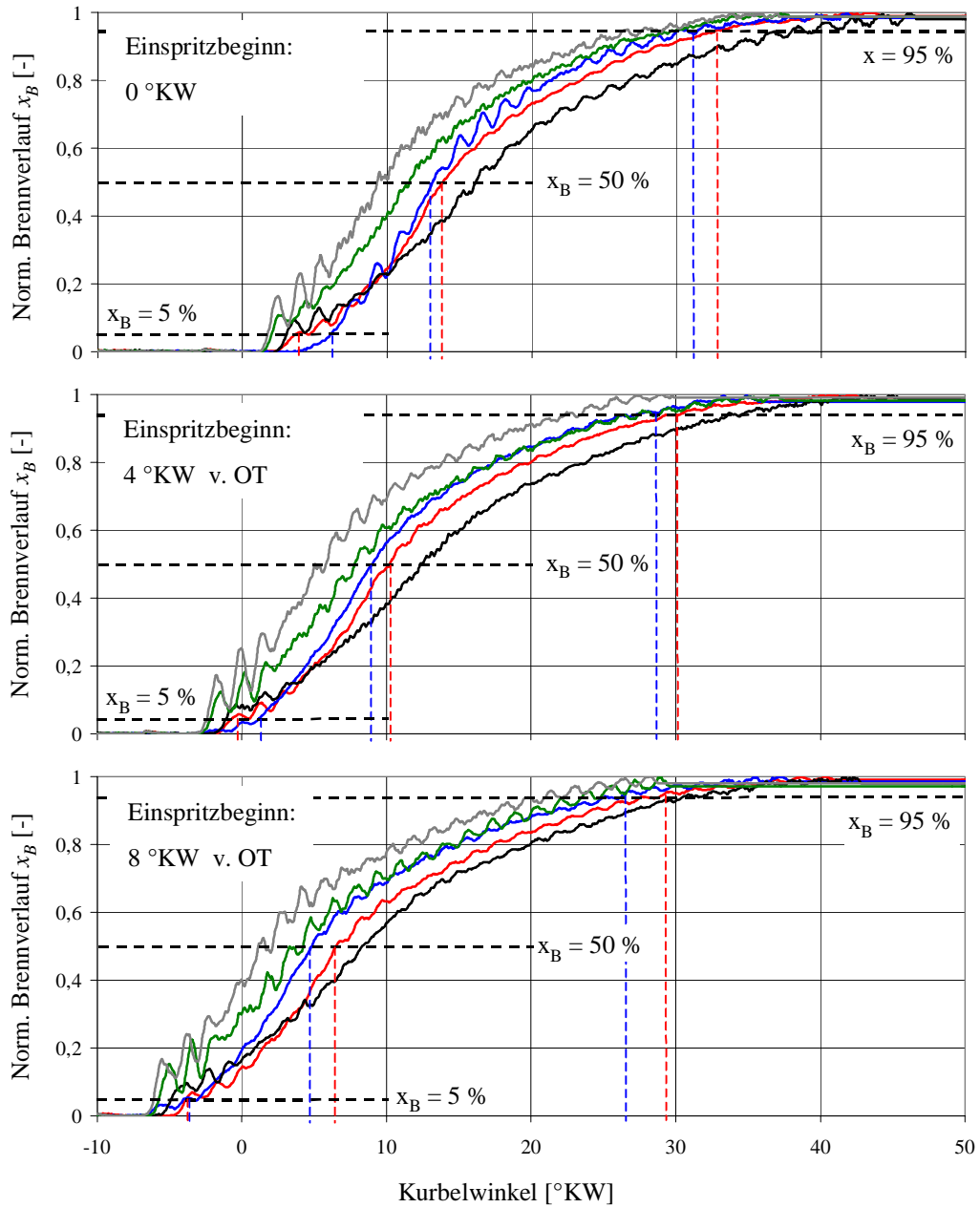
	druckmoduliert rampenförmige Einspritzung	nadelsitzgedrosselt rampenförmige Einspritzung
interpretierte optische Ergebnisse	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Kavitationseffekte am Nadelsitz führen bei der nadelgedrosselten Einspritzung zu einem erhöhten Turbulenzeintrag und somit zu einem stärkeren Strahlaufbruch, der sich in größeren düsen nahen Strahlkegelwinkeln ausdrückt. ▪ Die größeren Strahlkegelwinkel der nadelsitzgedrosselten Einspritzung in Verbindung mit einer größeren Welligkeit der Kontur des Strahlrands sind Indizien für einen stärkeren sekundären Strahlaufbruch und erhöhten Lufteintrag in das Spray. ▪ Der erhöhte Lufteintrag der nadelsitzgedrosselten Einspritzung sorgt bei gleicher Einspritzrate für einen höheren Anteil an zündfähigem Gemisch während der Zündverzugsphase. 	
indizierter Zylinderdruck	<ul style="list-style-type: none"> ▪ geringere Änderung von Zylinderspitzen- druck und Druckgradienten bei Variation des Ansteuerbeginns 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ stärkere Änderung von Zylinderspitzen- druck und Druckgradienten bei Variation des Ansteuerbeginns
Brennverlauf	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Eine Frühverstellung des Spritzbeginns führt grundsätzlich zu einer ausgeprägteren Vormisch- verbrennung: Zylinderspitzen- druck \uparrow und max. Druckgradient \uparrow ▪ Beide rampenförmigen Einspritzungen weisen bei Brennbeginn geringere Druckgradienten als die Rechteckverläufe (120 MPa; 145 MPa) auf. 	
Brennverlauf	<ul style="list-style-type: none"> ▪ geringere max. Umsatzrate 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ bei allen Spritzbeginnen frühere Schwer- punktlage der Verbrennung ($x_B=50\%$) ▪ geringere Verbrennungsdauer
Brennverlauf	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Die rampenförmigen Einspritzungen weisen im Verbrennungsschwerpunkt ($x_B=50\%$) größere Umsatzraten als die Rechteckverläufe auf. 	
Abgasmessung (Ruß-NO_x-Verhalten)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ durchgängig geringere NO_x-Werte ▪ hoher Ladedruck: Variation des Spritzbeginns \Rightarrow geringe Änderung von Ruß und NO_x 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ trotz geringerer Rate bei Einspritzbeginn (Zündverzug) vergleichbar hohe NO_x-Werte wie Rechteckverläufe
Abgasmessung (Ruß-NO_x-Verhalten)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Einspritzdruckniveau $\uparrow \Rightarrow$ Ruß \downarrow und NO_x \uparrow ▪ Ladedruck $\uparrow \Rightarrow$ Ruß \downarrow und NO_x ist konst. 	

6.22: Tabellarisch zusammengefasste Kernaussagen der motorischen und optischen Messergebnisse



Einspritzverlauf	p_{mi} (0 °KW)	p_{mi} (4°KW v. OT)	p_{mi} (8 °KW v. OT)
— nadelgesteuerte Rampe (140 MPa)	11,7 bar	12,6 bar	13,3 bar
— druckgesteuerte Rampe (30 – 140 MPa)	11,5 bar	12,0 bar	12,7 bar
— Rechteck (145 MPa)	11,5 bar	11,9 bar	12,0 bar
— Rechteck (120 MPa)	11,7 bar	12,4 bar	12,7 bar
— Rechteck (70 MPa)	10,7 bar	11,3 bar	11,6 bar

Bild 6.23: Indizierter Zylinderdruck unter Variation des Einspritzbeginns zwischen 0 und 8 °KW v. OT, Ladedruck 0,6 bar



Einspritzverlauf	p_{mi} (0 °KW)	p_{mi} (4°KW v. OT)	p_{mi} (8 °KW v. OT)
— nadelgesteuerte Rampe (140 MPa)	11,7 bar	12,6 bar	13,3 bar
— druckgesteuerte Rampe (30 – 140 MPa)	11,5 bar	12,0 bar	12,7 bar
— Rechteck (145 MPa)	11,5 bar	11,9 bar	12,0 bar
— Rechteck (120 MPa)	11,7 bar	12,4 bar	12,7 bar
— Rechteck (70 MPa)	10,7 bar	11,3 bar	11,6 bar

Bild 6.24: Normierter Brennverlauf unter Variation des Einspritzbeginns zwischen 0 und 8 °KW v. OT, Ladedruck 0,6 bar

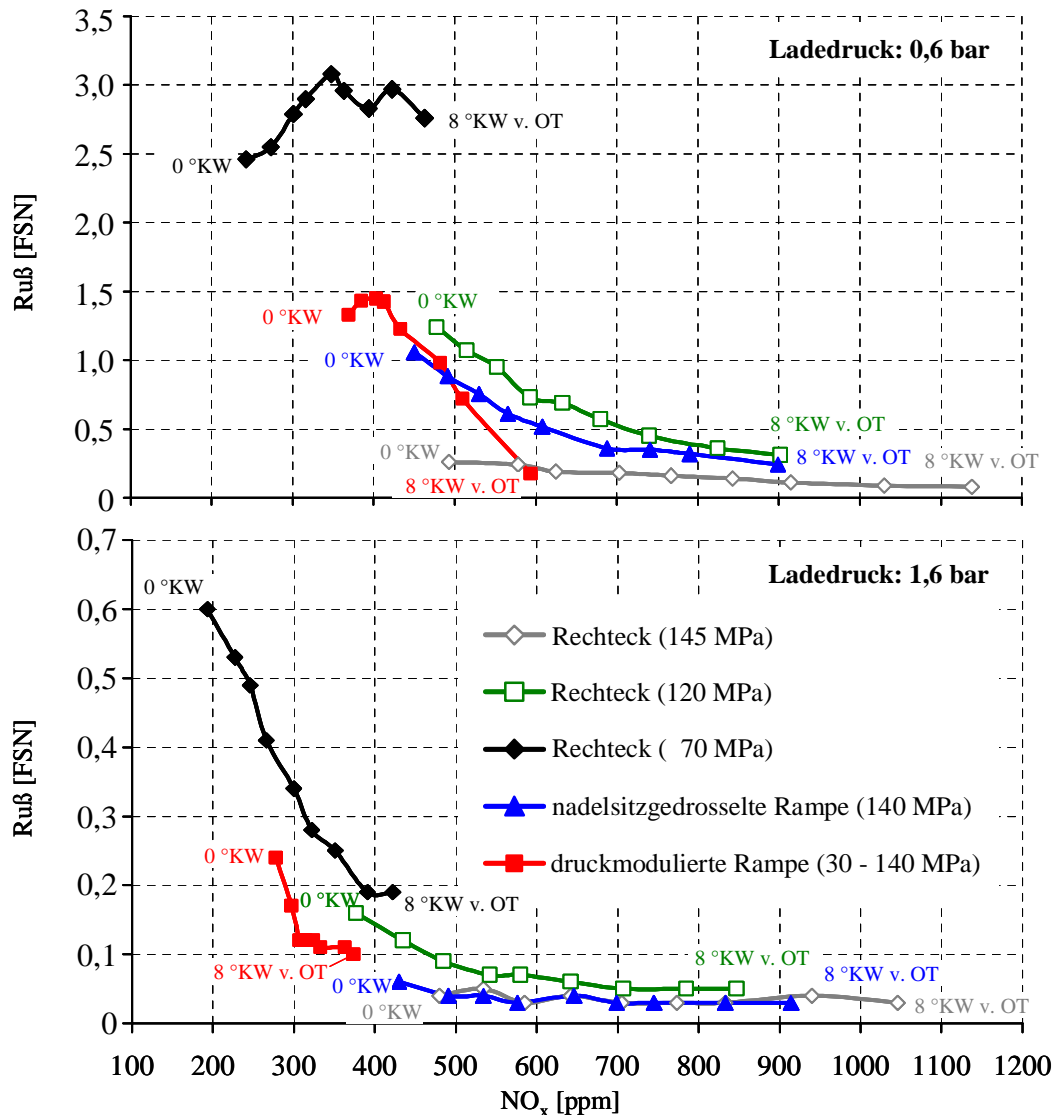


Bild 6.25: Ruß-NO_x-Diagramm unter Variation des Einspritzbeginns zwischen 0 und 8 °KW v. OT,

Bezüglich der Gegenüberstellung von nadelsitzgedrosselten und druckmodulierten Einspritzungen unter Gewährleistung vergleichbarer Einspritzraten werden die folgenden Schlüsse gezogen:

Die von der Kavitation am Nadelsitz dominierte Einspritzung weist gegenüber dem druckmodulierten Verlauf einen deutlich verstärkten Strahlaufruch auf. Dies wird grundlegend in einem signifikanten Anstieg der Strahlkegelwinkel bei vergleichbaren mittleren Strahleindringtiefen belegt. Der verstärkte primäre Strahlaufruch wird durch den kavitationsbedingten Turbulenzanstieg im düsenahen Strahl erklärt. Ausgehend vom stärkeren Primäraufruch ergibt sich eine Erhöhung der aerodynamischen Kräfte bei einer größeren Stirnfläche des Strahles, was die eigentliche Atomisierung des Einspritzstrahles aus groben Ligamenten über Zerwellung und Scherung in mittelfeine Tropfen und Zerstäubung in mikrofeine Tröpfchen verstärkt. Die aus der Eindringtiefe und dem Kegelwinkel abgeleitete Fläche der Außenkontur der Strahlkeule ist demnach für die nadelsitzgedrosselte Einspritzung größer. Bei einer vergleichbaren Einspritzrate resultiert daraus ein stärkerer Lufteintrag in das

Spray. Unterstützt wird dieser Effekt durch die bei der nadelgesteuert rampenförmigen Einspritzung beobachtete welligere Kontur des Strahlrandes, die gemäß der Schlierenfotografien auch in düsen nahen Bereichen auftritt. Dies spricht zum einen für eine größere Oberfläche der Strahlkeulen und zum anderen für eine stärkere Turbulenz im Strahl. Daraus folgt, dass verglichen zur druckmodulierten Einspritzung bei gleichem Spritzbeginn in der Zündverzugszeit ein höherer Anteil an zündfähigem Gemisch trotz gleicher eingespritzter Kraftstoffmasse vorliegt. Der verstärkte Lufteintrag und eine größere Turbulenz im Spray begünstigen die schnelle Aufheizung und die Verdampfung der Tropfen. Es ergibt sich demnach ein verkürzter physikalischer Zündverzug.

Gegenüber den rechteckförmigen Einspritzverläufen sorgt die geringere Einspritzrate der rampenförmigen Verläufe nach Spritzbeginn grundsätzlich für eine Verringerung des Vormischanteils an der Verbrennung, was sich durch einen geringeren Druckgradienten des indizierten Zylinderdruckes in der frühen Verbrennungsphase (bis $x_B=20\%$) zeigt. Die nadel-sitzgesteuerte Einspritzung weist im Brennverlauf allerdings im Vergleich zur druckmodulierten Einspritzung eine höhere maximale Umsatzrate bei $x_B = 50\%$ auf. Des Weiteren besitzt die nadelsitzgedrosselte Einspritzung eine geringe Verbrennungsdauer, was durch ein kürzeres Intervall zwischen den Punkten $x_B = 5\%$ und $x_B = 95\%$ belegt wird. Die ausgeprägte Gemischbildung und die beschleunigende Verbrennung führt zu hohen Verbrennungsspitzen-temperaturen, die - wie die Abgasmessung zeigt - für die nadelsitzgedrosselte Einspritzung trotz Ratenbegrenzung vergleichbare Ruß- und NO_x -Werte wie bei den Rechteckverläufen (120 MPa; 145 MPa) aufweist, während die druckmodulierte Einspritzung deutlich geringere NO_x -Werte bei nur geringfügig höheren Rußwerten erzeugt. Im Folgenden wird die Ursache dieses Effektes gemutmaßt.

Das Zünden des eingespritzten Kraftstoffes beginnt am Strahlrand bei einem lokalen Luftverhältnis von $\lambda \approx 0,7$, da hier das Gemisch gut zerstäubt mit einer höheren Temperatur als in den fetteren inneren Bereichen des Strahles vorliegt [Mol]. [Kro] zeigt, dass eine durchgehend nadelsitzgedrosselte Einspritzung eine gleichmäßigte Volumenverteilung über den Strahlquerschnitt (radial zur Ausbreitungsrichtung) aufweist. Dies deutet bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung in radialer Richtung auf geringere Gradienten in der λ -Verteilung hin, was eine stärkere Entflammung zündfähig vorliegenden Gemisches und somit eine ausgeprägtere Vormischverbrennung erklärt und auf Grund höherer Temperaturen eine stärkere Stickoxidbildung zur Folge hat. Die höheren NO_x -Werte der nadelsitzgedrosselten Verbrennung belegen dies. Eine ausgeprägte Vormischverbrennung drückt sich in einem hohen Zylinderdruckgradienten zu Brennbeginn aus, wie es die rechteckförmigen Einspritzverläufe belegen. Die nadelgesteuert rampenförmige Einspritzung zeigt trotz eines hohen zündfähigen Anteils der eingespritzten Masse im Vergleich zu den rechteckförmigen Einspritzungen auf Grund der deutlich reduzierten Einspritzrate (zum Zeitpunkt der Zündung abgesetzten Masse) einen geringeren frühen Umsatz im Brennverlauf (bis $x_B = 20\%$). Der auf Grund des am Anfang der Einspritzung mit geringem Druck eingespritzte Strahl des druckmodulierten Verlaufes verbindet einen geringen Strahlaufbruch mit einer geringen während der Zündverzugszeit abgesetzten Menge, was die geringe Umsatzrate und der niedrige Zylinderdruckgradienten zu Beginn der Verbrennung zeigt. Entsprechend dazu sind die Temperaturen und die NO_x -Bildung gering, was belegt durch die kleineren Strahlkegelwinkel für einen niedrigen Vormischanteil spricht.

Infolge der simultan ablaufenden Einspritzung und Verbrennung bleiben die Inhomogenitäten der Ladung und eine thermische Inhomogenität über den Verbrennungsablauf im Brennraum während der Hauptverbrennungsphase bestehen. Es steht demnach im Vordergrund wie stark der Brennraum von der Verbrennung räumlich erfasst wird, um das globale Sauerstoffangebot lokal in den Verbrennungszonen nutzen zu können. Da der Versuchsmotor drallfrei betrieben wird, hängt die räumliche Ausnutzung des Brennraumes vorrangig von der Einspritzstrahlausbildung ab. Der stärkere Strahlaufbruch der nadelsitzgedrosselten Einspritzung in Form von größeren Strahlkegelwinkeln und einem stärkeren Turbulenzgrad sorgt auch während der Hauptphase für eine starke Verbrennung, was die kürzere Brenndauer der nadelsitzgedrosselten verglichen zur druckmodulierten Einspritzung erkennen lässt. Die maximale Umsatzrate im Verbrennungsschwerpunkt ($x_B = 50\%$) ist dabei bei der druckmodulierten und der nadelsitzgedrosselten Einspritzung nahezu identisch und höher als bei allen rechteckförmigen Einspritzverläufen. Die hohe Umsatzrate der druckmodulierten Einspritzung erklärt sich durch die auf Grund der Einspritzdruckerhöhung ansteigende Rate. Die Vormischverbrennung ist vergleichsweise gering, was das niedrige NO_x -Niveau belegt. Demzufolge steht dem nachfolgend während der Verbrennung eingespritzten Kraftstoff ein höheres Sauerstoffangebot im Strahlbereich zur Verfügung, das insbesondere durch den mit dem Druckanstieg korrespondierenden sich verstärkenden Strahlaufbruch genutzt wird. Der geringere Anteil an vorgemischter Verbrennung und die verstärkte zweite Verbrennungsphase wird durch die bei allen Einspritzbeginnen späte Lage des Zylinderspitzendruckes belegt.

Mit fortschreitender Verbrennung nimmt die Umsatzrate ab, weil örtlich zunehmender Sauerstoffmangel und die zunehmende Expansion, die ein Sinken der Gastemperatur bewirkt, die Reaktionsgeschwindigkeit reduziert. Dies führt grundsätzlich zu einer weit in den Expansionshub reichenden Verschleppung der Verbrennung. Der Einfluss der Temperatur auf die Rußbildung ist noch allgemein umstritten, weil eine hohe Verbrennungstemperatur sowohl die Bildung als auch den Abbau begünstigt. Zu Beginn der Verbrennung wird viel Ruß gebildet, der während der Haupt- und Nachverbrennung wieder reduziert wird. Somit stellt die im Abgas gemessene Partikelmenge lediglich einen Bruchteil der maximal gebildeten dar [Mer1]. Die druckmodulierte Einspritzung weist gegenüber der nadelsitzgedrosselten nur geringfügig erhöhte Ruß- bei durchgängig reduzierten NO_x -Werten auf. Die rechteckförmigen Einspritzungen mit hohem Raildruckniveaus (120 MPa; 145 MPa) zeigen leicht niedrigere und der Rechteckverlauf mit geringem Raildruck (70 MPa) deutlich höhere Rußemissionen. Im Fall der Rechteckeinspritzung mit geringem Speicherdruck weist der geringere maximale Zylinderdruck und die geringe Umsatzrate in Verbindung mit günstigen NO_x -Werten auf eine geringe Vormischverbrennung hin. Dies hat zur Folge dass ein großer Anteil mischungskontrolliert in der Hauptphase bei geringem Einspritzdruck verbrennt. Der durchgängig niedrige Einspritzdruck sorgt für einen geringen Strahlaufbruch, was die Ausnutzung des Sauerstoffs erschwert und fette Verbrennungszonen begünstigt. Die lange Einspritzdauer in Kombination mit einer langen Verbrennungsdauer bei entsprechend geringen Umsatzzraten behindert auf Grund niedrig zu erwartender Verbrennungstemperaturen den Rußabbau. Die druckmodulierte rampenförmige Einspritzung zeigt auf Grund des ebenfalls geringen Einspritzdruckes zu Beginn einen ähnlich geringen Vormischanteil mit günstigen NO_x -Emissionen. Der sich stetig steigende Einspritzdruck sorgt während der Hauptverbrennung jedoch zu einem verstärkten Strahlaufbruch und größeren Strahleindringtiefen, was die Sauerstoffausnutzung und damit die Diffusionsverbrennung begünstigt. Die maximalen Zylinderdrücke liegen ähnlich spät wie bei der rechteckförmigen Einspritzung mit

geringem Raildruck, weisen jedoch deutlich höhere Zylinderspitzen drücke auf. Dies lässt hohe Verbrennungstemperaturen in der späten für den Rußabbrand wichtigen Verbrennungsphase erwarten.

6.3 Bewertung der Ergebnisse

Im Folgenden werden die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Ergebnisse abschließend diskutiert und an den in der Aufgabenstellung festgelegten Zielen gemessen.

- Die optischen Voruntersuchungen beschreiben durch Variation der Nadelöffnungsgeschwindigkeiten und der Realisierung quasistationärer Teilhübe deutlich die Abhängigkeiten des Strahleindringverhaltens vom Effekt der Nadelsitzdrosselung. Das Ergebnis zeigt eine deutlich stärkere Abhängigkeit der makroskopischen Strahlgrößen von der Nadelsitzdrosselung als von der Variation des Einspritzdruckes. Sofern keine Nadelsitzdrosselung vorliegt, korrespondieren die gemessenen Strahlkegelwinkel und Eindringtiefen mit den nach [Hir] errechneten. Im Falle der Nadelsitzdrosselung bei geringer Nadelöffnungsgeschwindigkeit bzw. bei quasistationären Nadelteilhüben sorgt die verlängerte Verweilzeit im Zustand der Nadelsitzdrosselung annähernd für eine Verdopplung der Strahlkegelwinkel. Im Falle quasistationärer Teilhübe äußert sich ein verstärkter Strahlaufbruch ferner durch eine welligere Strahlaußenkontur bei vergrößerten Strahlkegelwinkeln und nahezu unveränderten Eindringtiefen.
- Die einspritzhydraulischen Ergebnisse zeigen, dass das realisierte Twin-CR-System als druckmodulierende Einheit in Verbindung mit dem mechanisch direkt die Düsennadel betätigenden Injektor in der Lage ist, sowohl nadelsitzgesteuert als auch druckmoduliert nahezu identische Einspritzratenverläufe zu erzeugen. Dies ist erstmalig mit dem realisierten Einspritzsystem möglich und bietet eine ideale Voraussetzung für vergleichende Untersuchungen. Die Reproduzierbarkeit der einspritzhydraulischen Bedingungen wird in Form von Standardabweichungen der gemittelten Einspritzratenverläufe belegt.
- Das Einhubtriebwerk ist in der Lage dieselmotorische Rahmenbedingungen im oberen Totpunkt des Kompressionshubes zu erzeugen. Nach Adaption der Kolbenkronen auf Nkw-Dimensionen zeigt sich das der Kolbenweg-, Zylinderdruckverlauf und die Kompressionsendtemperatur des abzubildenden Nkw-Motors im für die Strahlausbreitung und Gemischbildung relevanten Beobachtungszeitraum deutlich besser als mit statischen Druckkammerversuchen abzubilden sind. Die vergleichende Simulation der Strömungsbedingungen in der Kolbenmulde des Forschungsmotors und des Einhubtriebwerkes [Ste] zeigt eine gute Abbildung der auf das Spray wirkenden Quetschkantenströmungen. Unterstützt wird die Abbildungsgüte der Brennraumluftbewegungen durch die Wahl einer Motorbasis die ohne Brennraumdrallluftbewegungen arbeitet. Die Realisierung der Schlierenmesstechnik bei Messungen mit bewegtem Kolben am Einhubtriebwerk ermöglicht verglichen zur Mie-Streulichtfotografie die Detektion kleinerer Tropfengrößen. Dies erlaubt die Beschreibung flüssiger und dampfförmiger Spraybereiche und unterstützt die Interpretation der insbesondere für die Vormischverbrennung und NO_x -Bildung entscheidenden Vorgänge in der Zündverzugsphase.

- Die optischen Ergebnisse der Schlierenmessung am Einhubtriebwerk ergeben - verglichen zur druckmoduliert rampenförmigen Einspritzung - ein deutlich stärkeres Strahlaufbruchverhalten für die nadelsitzgedrosselt rampenförmigen Einspritzungen. Dies drücken die makroskopischen Strahlgrößen, wie vergrößerte düsennahe und entferntere Strahlkegelwinkel aus. Um die Welligkeit des Strahlrandes messtechnisch bewerten zu können, werden sowohl Kern- als auch Hüllstrahlkegelwinkel bestimmt. Es zeigt sich, dass die nadelsitzgedrosselte Einspritzung starke Fluktuationen des Strahlrandes aufweist, was die Ergebnisse der Voruntersuchungen unterstreicht und auch auf einen verstärkten Strahlaufbruch hindeutet. Der messtechnisch abgebildete Zeitraum von 0,8 ms mit den Einspritzprozess zyklusauflösenden Bildsequenzen erfasst die für die Gemischbildung in der Zündverzugsphase relevanten Vorgänge. Die nadelsitzgedrosselte Einspritzung wird über den gesamten Beobachtungszeitraum von der Drosselung am Düsenadelsitz dominiert, während die druckmodulierte Einspritzung lediglich in der Frühphase des Beobachtungsintervalls die Nadelsitzdrosselung schnellstmöglich durchläuft. Des Weiteren gelingt es durch Verwendung einer Einspritzdüse mit zwei Strahllagen, eine Abhängigkeit der geometrischen Strahlgrößen, vom Abstand des Spritzloches zum Düsenadelsitz (A-Maß) zu beschreiben. Es zeigt sich, dass sich sowohl bei der druckmodulierten als auch bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung abhängig vom A-Maß unterschiedliche Strahlkegelwinkel und -eindringtiefen ergeben. Dabei konnte erstmalig festgestellt werden, dass sich dieses strahllagenabhängige Verhalten bei der Nadelsitzdrosselung konträr zur druckmodulierten Einspritzung verhält.
- Die motorischen Ergebnisse korrespondieren grundlegend mit den optischen Resultaten. So zeigt sich im Fall der nadelsitzgedrosselt rampenförmigen Einspritzung ein stärkerer Strahlaufbruch, der die Gemischbildung während der Zündverzugszeit begünstigt und verstärkte Stickoxidemissionen motorisch erkennen lässt. Die Vergleichbarkeit der motorischen Ergebnisse ist durch stationäre Rahmenbedingungen gegeben und wird in Form von Abweichungen zum Mittelwert beschrieben. Die aufgetragenen Ruß- und NO_x-Emissionen zeigen ein deutliches Trendverhalten. Dies gilt sowohl bei Gegenüberstellung der untersuchten Einspritzverläufe als auch in Bezug auf die Spritzbeginnverstellung eines jeden einzelnen Einspritzverlaufes. Basierend auf den logisch aufeinander aufbauen Teilergebnissen und der Flexibilität des Forschungseinspritzsystems besitzt der vorgestellte Prüfstandsverbund Potenzial für weitere Parametervariationen.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Anforderungen an die Einspritztechnik moderner Kraftfahrzeugdieselmotoren nehmen hinsichtlich der Erfüllung zukünftiger Abgasnormen stetig zu. Speziell die simultane innermotorische Reduzierung von NO_x und Ruß stellt eine große Herausforderung dar. Der zeitliche Verlauf der Kraftstoffeinbringung in den Brennraum spielt eine wesentliche Rolle für die Entstehung von Abgasemissionen beim Dieselmotor. Mit Erhöhung des Einspritzdruckes bis auf 200 MPa sinkt die Bedeutung von luftgeführten Ladungsbewegungen, da sich die Gemischbildungsenergie vermehrt zu Lasten der Einspritzung verlagert. Zur weiteren Bewertung der Einspritzverlaufsformung als entscheidendes Mittel der innermotorischen Emissionsverbesserung ist es unerlässlich, ein flexibles Einspritzsystem einzusetzen, das neben hochdynamischen und weitestgehend frei parametrierbaren Betätigungsvorgängen der Düsennadel die Option besitzt, den Einspritzdruck über dem Injektionsintervall zu variieren. Um eine maximale Anzahl an Freiheitsgraden hinsichtlich der Ventilbetätigungen und der Öffnungs- und Schließgeschwindigkeiten bereitzustellen, wird aktuell zunehmend Piezoaktorik eingesetzt. Es besteht das Ziel, den zeitlichen Verlauf des Einspritzdruckes so aufeinander abzustimmen, dass eine optimierte Gemischbildung mit darauf folgender effektiver und gleichzeitig schadstoffarmer Verbrennung ermöglicht wird. Um den Nachteil der Einspritzverlaufsformung von Haupteinspritzungen auszugleichen, wird an verschiedenen Möglichkeiten gearbeitet, die Einspritzung von Common-Rail-Systemen druckmoduliert durchzuführen. Diese Modulation des bisher „starr“ Einspritzdruckes soll durch einen niedrigeren Anfangsdruck zu Beginn der Einspritzung zu einer verminderten Einspritzrate führen, ohne diese Verminderung durch eine Drosselung an der Düsennadel zu erreichen. Dies verlangt nach schnellstmöglichen Öffnungsgeschwindigkeiten der Düsennadel auch bei geringen Einspritzdrücken. Während des Injektionsintervalls soll der Druck steigen, um seinen maximalen Systemdruck zu erreichen. Das Ergebnis ist eine über die Einspritzdauer steigende Einspritzrate, die in Teilen des Motorkennfeldes großes Potential aufweist. Ein solches Einspritzsystem kombiniert die Vorteile der Systeme mit einspritzsynchronem Druckaufbau, was charakteristisch für Pumpe-(Leitung-)Düse-Systeme ist, mit den höheren Freiheitsgraden des Common-Rail-Konzeptes. Als weiteres Mittel zur Einspritzratenbegrenzung kann eine Drosselung des an den Spritzlöchern der Düse anliegenden Einspritzdruckes durch Teilhübe der Düsennadel erzielt werden. Da sich die Hauptdrosselstelle am Nadelsitz der Düse befindet, stellt sich infolgedessen zwangsläufig in Kombination mit Kavitationseffekten eine stärkere Turbulenz im Zulauf der Spritzlöcher ein. Die bisher in der Literatur vorgestellten Einspritzsysteme vermögen es nicht, nadelsitzgedrosselte und druckmodulierte Einspritzungen der gleichen Einspritzrate generieren zu können, was für die motorische Bewertung des Potentials beider Effekte zwingend notwendig ist.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde deshalb ein druckmoduliertes, piezoaktuiertes Experimental-Speichereinspritzsystem entwickelt. Dieses Speichereinspritzsystem basiert auf den Erfahrungen, die am Institut für Technische Verbrennung mit piezoaktuierten direkt mechanisch die Düsennadel betätigenden Einspritzventilen vorliegen.

Einspritzhydraulische Untersuchungen belegen, dass das System in der Lage ist, nahezu identische Einspritzratenverläufe druckmoduliert und nadelsitzgesteuert abzubilden. Um die

Effekte der neuen Einspritztechnologie umfassend beurteilen zu können, wird unter Einsatz optischer Messverfahren eine Kompressionsmaschine eingesetzt. Die gewonnenen Versuchsergebnisse werden an einem gefeuerten Nkw-Einzylinder-Forschungsaggregat gleicher Zylindergeometrie mittels einer Abgasanalytik und Druckindizierung unter Einsatz des identischen Einspritzsystems und gleichen Versuchsparemtern abgeglichen.

Als Motorbasis wurde ein Nkw-Aggregat gewählt, das ohne Drallluftbewegungen im Brennraum arbeitet, wodurch die Gemischbildung fast ausschließlich von den Einspritzparametern dominiert wird. In Verbindung mit einem großen Durchmesser der Kolbenmulde stellt sich die bestmögliche Vergleichbarkeit des Motors mit dem Einhubtriebwerk ein, da dies einen bestmöglichen optischen Zugang durch den Kolbenboden gewährleistet. Es gelang, im für den Einspritz- und Gemischbildungsprozess relevanten Bereich um den oberen Totpunkt die motorischen Kompressionsdrücke, -temperaturen, Kolbenbewegungen und die Quetschkantenströmung nachzubilden.

Die Ergebnisse der optischen Untersuchungen zeigen deutliche Unterschiede zwischen nadelsitzgesteuert und druckmoduliert generierten Einspritzratenverläufen. Die Vermessung der makroskopischen Strahlgeometrien ergibt, dass die nadelsitzgedrosselt generierte Einspritzung einen deutlich stärkeren Strahlaufbruch in Form größerer Strahlkegelwinkel im düsennahen und -fernen Bereich sowie welligere Strahlrandkonturen aufweist. Ferner lässt sich bei der verwendeten Düse, die zwei Strahllagen mit sonst identischen Spritzlochgeometrien besitzt, eine Abhängigkeit der Strahlausbreitung von der Spritzlochhöhenlage zum Sackloch bzw. dem Nadelsitz (A-Maß) erkennen. Diesbezüglich zeigt sich für die druckmodulierte und nadelsitzgedrosselte Einspritzung ein bezüglich der Strahllagen konträres Verhalten der Strahlausbreitung, was sich basierend auf Erkenntnissen optischer Untersuchungen an transparenten Düsen [Bus], mit dem bei der Nadelsitzdrosselung auftretenden Kavitationseintrag ins Sackloch erklären lässt. Des Weiteren wurden grundlegende Untersuchungen unter Variation des Einspritzdruckes, der Düsennadelgeschwindigkeit und quasistationärer Teilhübe durchgeführt, was in dieser Form ausschließlich durch Verwendung des am Institut für Technische Verbrennung realisierten mechanisch direkt die Düsennadel betätigenden Injektorprinzips ermöglicht wird. Eine Verringerung der Düsennadelgeschwindigkeit unter sonst identischen Randbedingungen zeigt bei langandauernden Verweilzeiten im Bereich der Nadelsitzdrosselung nahezu eine Verdopplung der Strahlkegelwinkel. Unterstrichen wird dieses Verhalten durch Versuche mit quasistationären Nadelteilhüben. In diesen Fall lassen sich die den verstärkten Strahlaufbruch charakterisierenden größeren Strahlkegelwinkel über die Einspritzdauer stationär beobachten.

Um die optisch ermittelten Ergebnisse der Strahlausbreitung und Gemischbildung motorisch zu bewerten, wurden die einspritzhydraulischen Parameter unverändert auf die motorische Anwendung übertragen. Die Versuche wurden ohne Abgasrückführung mit zwei Ladedruckniveaus durchgeführt. Den druckmoduliert und nadelsitzgedrosselt rampenförmigen Versuchen wurden Common-Rail-typische, rechteckförmige Einspritzverläufe mit drei unterschiedlichen Einspritzdruckniveaus gegenübergestellt. Alle Einspritzverläufe stellen eine identische Einspritzmasse der mittleren Teillast dar. Es wurde eine Abgasmessung und Zylinderdruckindizierung unter Variation des Spritzbeginns durchgeführt.

Bei beiden Ladedruckniveaus zeigen sich für die nadelsitzgesteuert rampenförmige im Vergleich zur druckmodulierten Einspritzung trotz einer nahezu identischen Einspritzrate signifikant höhere Stockoxidemissionen bei nur geringfügig geringerem Rußausstoß. Ferner weist die nadelsitzgedrosselt rampenförmige Einspritzung ein ähnliches Ruß-NO_x-Verhalten wie die rechteckförmigen Einspritzungen mit vergleichbaren Raildrücken auf. Begründet wird dies durch den bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung verstärkt auftretenden Strahlaufbruch, der unmittelbar nach Brennbeginn eine höhere Energieumsetzung erzeugt. Dies führt zu erheblich höheren Temperaturen in der Reaktionszone und letztendlich zu einer höheren NO_x-Konzentration. Um eine identische Stickoxidbildung zu erreichen, muss der Spritzbeginn später erfolgen, was wiederum negative Auswirkungen auf die Rußbildung hat. Es wird demnach bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung auch bei gleichen oder geringeren Einspritzraten während der Premixed-Phase anteilig mehr Brennstoff zündfähig aufbereitet und dementsprechend die Energiefreisetzungsrate zu Beginn der Verbrennung erhöht, was durch die Zylinderdruck- und Brennverläufe belegt wird. Es zeigt sich demnach, dass eine Einspritzratenbegrenzung der frühen Injektionsphase durch Druckmodulation ein größeres Potenzial als die Nadelsitzdrosselung zur simultanen Reduktion von Stickoxiden und Ruß zugeschrieben werden kann.

Die Verwendung einer Abgasrückführung zur NO_x-Reduktion kann lediglich als Mittel im Teillastbetrieb eingesetzt werden. In Kombination mit der nadelsitzgedrosselten Einspritzung ist zwar zu erwarten, dass sich die Stickoxide senken lassen, der Ruß auf Grund eines sinkenden Sauerstoffangebotes jedoch steigt.

Ausblickend läßt sich festhalten, dass das druckmodulierte Experimentaleinspritzsystem Potenzial für weitere Parametervariationen zur Optimierung der konventionellen heterogenen Diesel-Brennverfahren aufweist. So lassen sich Mehrfacheinspritzungen bei über dem Einspritzzeitfenster variablem Druck ermöglichen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde von Mehrfacheinspritzungen auf Grund der drallfrei arbeitenden Motorbasis abgesehen, da erfahrungsgemäß Verfahren mit Teileinspritzungen zur Rußminimierung eine drehgerichtete Brennraumluftbewegung benötigen, um zu verhindern dass Folgeinspritzungen direkt in brennende Zonen treffen.

Um homogene Brennverfahrenskonzepte, auf die aktuelle Forschungsschwerpunkte ausgerichtet sind, zu entwickeln und deren Potenzial zu bewerten, bietet das vorgestellte Experimentaleinspritzsystem verschiedenste Möglichkeiten. So ist zum Beispiel denkbar, den bei der Nadelsitzdrosselung verstärkt auftretenden Strahlaufbruch zur besseren Homogenisierung zu nutzen. Ein über dem Kompressionshub langsam ansteigender Einspritzdruck würde ermöglichen, bei Einspritzungen mit frühem Einspritzbeginn (kurz nach dem unteren Totpunkt) trotz geringem Gegendruck die Strahleindringtiefe zu reduzieren und den Kraftstoffwandauftrag zu vermeiden. Während der späteren Einspritzphase können zunehmend größere Einspritzdrücke verwendet werden, da der Gegendruck und die die Kraftstoffverdampfung fördernde Kompressionstemperatur steigen. Die flexible Ansteuerung der Piezoaktorik mit der Möglichkeit Nadelteilhübe ausführen zu können, gibt die Option, den durch die quasistationäre Nadelsitzdrosselung über das Einspritzintervall anhaltenden verstärkten Strahlaufbruch als Mittel zur besseren Homogenisierung des Gemisches zu nutzen.

LITERATUR

- [Avl] *AVL List GmbH*
Gerätehandbuch AVL 415S Rauchwertmessgerät - Variable Sampling Smoke Meter
Identnr. AT0699D, Revision 06, Graz (2002)
- [Bad] *Badock, C.*
Untersuchungen zum Einfluss der Kavitation auf den primären Strahlzerfall bei der
dieselmotorischen Einspritzung
Dissertation, Technische Universität Darmstadt (1999)
- [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-
Diseleinspritzung
Dissertation, Universität Hannover (2003)
- [Bod] *Bode, J.*
Zum Kavitationseinfluß auf den Zerfall von Flüssigkeitsstrahlen
Dissertation, Max-Planck-Institut für Strömungsforschung, Göttingen (1991)
- [Bus] *Busch, R.*
Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Diseleinspritzdüsen
Dissertation, Universität Hannover (2001)
- [Cha] *Challen, B.; Baranescu, R.*
Diesel Engine Reference Book – Second Edition
Butterworth-Heinemann, Oxford (1999)
- [Che] *Chaves, H.; Knapp, M.; Kubitzek, A.; Obermeier, F.; Schneider, T.*
Experimental Study of Cavitation in the nozzle Hole of Diesel Injectors Using Transparent Nozzles
SAE Technical Paper Series 950290 (1995)
- [Chm] *Chmela, F.; Jager, P.; Gill, D. W.*
Einspritzratenregelung durch druckmoduliertes Common Rail System
FVV Informationstagung Motoren, Heft R515, Frankfurt, S. 170-194 (2002)
- [Dor] *Dorer, F.*
Kompressionsmaschine zur Simulation von Brennraumvorgängen in Wasserstoff-
Großdieselmotoren
Dissertation, Technische Universität München (2000)
- [Ege] *Egermann, J.; Leipertz, A.*
Lokales Luft-Kraftstoff-Verhältnis während des Verdampfungsprozesses eines
Einspritzstrahls unter dieselmotorischen Bedingungen
MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH
Wiesbaden, S. 846-854 (10/2001)
- [Eis] *Eisen, S.-M.*
Visualisierung der dieselmotorischen Verbrennung in einer schnellen Kompressionsmaschine
Dissertation, Technische Universität München (2003)
- [Erl] *Erlach, H.; Chmela, F.; Cartellieri, W.; Herzog, P.*
Auswirkungen druckmodulierter Einspritzung auf Emissionen und Verbrennung eines
Nutzfahrzeug-Dieselmotors
Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, S. 383-409 (1995)

- [Fev] *Wagner, T.; Oligschläger, U.*
Modernes Indizieren mit dem Motorindiziersystem ADAPT-CAS von FEV
MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH
Wiesbaden, S. 58 (2/2001)
- [Fet] *Fettes, C.*
Untersuchungen zur Common Rail Einspritzung für PKW-Dieselmotoren mittels kombinativer
Applikation optischer Meßmethoden
Dissertation, Technische Universität Erlangen-Nürnberg (2002)
- [Hen] *Hentschel, W.; Block, B.; Ohmstede, G.; Oppermann, W.; Henning, H.*
Einsatz moderner optischer Messverfahren zur Untersuchung der Strömung, Einspritzung,
Gemischverteilung und Selbstzündung bei früher Voreinspritzung in einem CR-Dieselmotor
5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, S. 74-90 (2002)
- [Hir] *Hiroyasu, H.; Arai, M.*
Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines
SAE Technical Paper Series 900475 (1990)
- [Hor] *HORIBA Europe GmbH*
MEXA-7000 Serie Abgas-Analysesystem
Bedienungsanleitung, 4. Ausgabe, Version 1.2, Sulzbach (1996)
- [Hub] *Huber, G.; Kopfel, J.; Mayinger, F.; Ofner, B.; Leipertz, A.; Fettes, C.*
Potential einer flexiblen Einspritzverlaufsformung am Beispiel eines PKW-Dieselmotors
Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze
Haus der Technik, Essen, S. 57-66 (2001)
- [Kam] *Kammerdiener, T.; Bürgler, L.*
Ein Common-Rail-Konzept mit druckmodulierter Einspritzung
MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH
Wiesbaden, S. 230-238 (6/2000)
- [Kön] *König, G.; Blessing, M.; Krüger, C.; Michels, U.; Schwarz, V.*
Analyse von Strömungs- und Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen und deren Wirkung
auf die Strahlausbreitung und Gemischbildung
5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, S. 74-90 (2002)
- [Kri] *Krieger, K.*
Diesel-Einspritztechnik für Pkw-Dieselmotoren
MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH
Wiesbaden, S. 308-313 (6/1999)
- [Kro] *Krome, D.*
Charakterisierung der Tropfenkollektive von Hochdruckeinspritzsystemen für direkteinspritzende
Dieselmotoren
Dissertation, Universität Hannover (2003)
- [Krp] *Kropp, M.; Magel, H.-C.; Mahr, B.; Otterbach, W.*
Ein druckübersetztes Common-Rail-System mit flexibler Einspritzverlaufsformung
Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Einspritzsysteme – Potenziale, Anwendung,
Zukunftsentwicklung, Haus der Technik, Essen, S. 28-45 (2001)
- [Lei] *Leipertz, A.; Blumenröder, K.; Schünemann, E.; Peter, F.; Potz, D.*
Wandeeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren
MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH
Wiesbaden, S. 314-319 (6/1999)

- [Lut] *Lutz, R.*
Neue Abgaskühler für Nkw reduzieren Emissionen
System Partners 2003 Sonderbeilage
MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH
Wiesbaden, S. 4-8 (5/2003)
- [Mer1] *Merker, G.P.; Stiesch, G.*
Technische Verbrennung: Motorische Verbrennung
B. G. Teubner Verlag, Stuttgart (1999)
- [Mer2] *Merker, G.P.; Kessen, U.*
Technische Verbrennung: Verbrennungsmotoren
B. G. Teubner Verlag, Stuttgart (1999)
- [Mey] *Meyer, S.; Krause, A.; Krome, D.; Merker G. P.*
Piezo-Common-Rail-System mit direktgesteuerter Düsennadel
MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH
Wiesbaden, S. 86-93 (02/2002)
- [Mol] *Mollenhauer, K.*
Handbuch Dieselmotoren
Springer Verlag, 2. Auflage, Berlin Heidelberg (2002)
- [Mün] *Münch, K.-U.*
Anwendung der zweidimensionalen Mie-Streulichttechnik zur Diagnose des
Einspritzprozesses im Brennraum eines direkteinspritzenden PKW-Dieselmotors
Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg (1993)
- [Ofn] *Ofner, B.*
Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail-
Einspritzsystemen
Dissertation, Technische Universität München (2001)
- [Pau] *Pauer, T.; Wirth, R.; Brüggemann, D.*
Zeitaufgelöste Analyse der Gemischbildung und Entflammung durch Kombination optischer
Messtechniken an DI-Dieseleinspritzdüsen in einer Hochtemperatur-/Hochdruckkammer
4. Internationales Symposium für Verbrennungsdagnostik
Baden-Baden, S.139-149 (2000)
- [Pic] *Pischinger, M.*
Bestimmung des Verbrennungsluftverhältnisses von Einzelarbeitsspielen für Otto- und
Dieselmotoren
Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (1993)
- [Pis] *Pischinger, S.*
Verbrennungsmotoren Band II
Vorlesungsumdruck, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen
Rheinisch-Westfälische Hochschule Aachen (2002)
- [Pot] *Potz, D.; Christ W.; Dittus B.; Teschner W.*
Dieseldüse - die entscheidende Schnittstelle zwischen Einspritzsystem und Motor
M. Bargende, U. Essers (Hrsg), Dieselmotorentechnik 2002
Expert Verlag, Renningen, S. 1-11 (2002)
- [Pre] *Prechtel, P.*
Analyse und Optimierung der innermotorischen Prozesse in einem Wasserstoff-Dieselmotor
Dissertation, Technische Universität München (2000)
- [Rum] *Rumphorst, M.*
Konzeption eines elektronischen Hochdruck-Dieseleinspritzsystems
Dissertation, Universität Hannover (1994)

- [Scu] *Schugger, C.; Renz, U.*
Einfluss der Düsengeometrie und der Druckrandbedingungen auf den primären Strahlaufbruch bei der Dieseldirekteinspritzung
Spray 2001, Techniken der Fluidzerstäubung und Untersuchungen von Sprühvorgängen
Hamburg-Harburg, S. IV.3-IV.3-8 (2001)
- [Scw1] *Schwarz, V.; König, G.; Blessing, M.; Busch, R.*
Einfluss von Einspritzverlaufssteuerung und Form des Einspritzdruckverlaufs auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei Heavy-Duty Dieselmotoren
Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze
Haus der Technik, Essen, S. 31-39 (2001)
- [Scw2] *Schwarz, V.; König, G.; Blessing, M.; Krüger, C.; Michels, U.*
Einfluß von Strömungs- und Kavitationsvorgängen in Dieseleinspritzdüsen auf Strahlausbreitung, Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei HD-Dieselmotoren
Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze
Haus der Technik, München, S. 41-52 (2003)
- [Sit] *Sitkei, G.*
Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren
Springer Verlag, Berlin (1964)
- [Ste] *Stegemann, D.*
CFD-Simulation der dieselmotorischen Einspritzung in einer Kompressionsmaschine
Diplomarbeit, Institut für Technische Verbrennung, Universität Hannover (2002)
- [Uhl] *Uhl, M.; Dreizler, A.; Wirth, R.; Maas, U.*
Laseroptische Gemischbildungs- und Verbrennungsuntersuchungen am Einzylinder Diesel
Transparentmotor mit Vierventiltechnik und Direkteinspritzung
Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Einspritzsysteme – Potenziale, Anwendung,
Zukunftsentwicklung, Haus der Technik, Essen, S. 77-94 (2001)
- [Zeh] *Zeh, D.; Brüggemann, D.*
Untersuchung der dieselmotorischen Gemischbildung mittels einer 1D und 2D Raman-/Mie-
Streulichtmesstechnik
Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze
Haus der Technik, Essen, S. 223-236 (2001)

Lebenslauf

Name: Jens Stegemann

Geburtsdatum: 22. Oktober 1970

Geburtsort: Langenhagen

Familienstand: verheiratet

Schulbildung: 1977 - 1981
Grundschule Friedrich Ebert in Hannover

1981 - 1983
Orientierungsstufe Badenstedt in Hannover

1983 - 1990
Helene-Lange-Gymnasium in Hannover

Studium: Oktober 1990 - Mai 1997
Universität Hannover
Fachbereich Maschinenbau
Abschluss: Diplom-Ingenieur

Zivildienst: Februar 1998 - Februar 1999
Behindertenfahrdienst beim Arbeiter-Samariter-Bund in Hannover

Promotion: Juni 1997 - Januar 1998
März 1999 - Juli 2003
wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische
Verbrennung der Universität Hannover

Berufstätigkeit: seit August 2003
Angestellter der Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr GmbH
(IAV) in Gifhorn