

Untersuchung der Auswirkungen der
hydraulischen Eigenschaften von Einspritzdüsen
auf die motorische Gemischbildung und
Verbrennung

Dissertation

Wolfgang Fimml

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades
eines Doktors der technischen Wissenschaften
an der Technischen Universität Graz

April 2010

„Die Endlosigkeit des wissenschaftlichen Ringens sorgt unablässig dafür, dass dem forschenden Menschegeist seine beiden edelsten Antriebe erhalten bleiben und immer wieder von neuem angefacht werden: die Begeisterung und die Ehrfurcht.“

Max Planck (1858 – 1947)

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Dissertant, die ich sowohl am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, wie auch am Large Engine Competence Center in Graz zwischen 2005 und 2009 ausübte.

An dieser Stelle möchte ich mich besonders bei meinem betreuenden Professor Herrn Ao. Univ. Prof. Dr. tech. Andreas Wimmer bedanken, der die Durchführung dieser Dissertation erst ermöglicht hat. Ebenfalls bedanke ich mich beim Institutsvorstand Herrn Univ. Prof. Dr. tech. Helmut Eichlseder. Ihr entgegengebrachtes Vertrauen gestattete mir nicht nur ein selbständiges und eigenverantwortliches Arbeiten an der mir übertragenen wissenschaftlichen Thematik, sondern insbesondere auch die Realisierung eigener Ideen.

Mein besonderer Dank gilt meinem geschätzten Mentor, Herrn Dr.-Ing. Franz Chmela, der durch seine wertvollen Anregungen und Ideen, sein stetes Interesse sowie durch die wöchentlichen richtungweisenden Diskussionen entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Dankbar bin ich auch meinen Kollegen am Institut bzw. LEC, die mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen. Hierbei ist besonders neben Herrn Dr. Thomas Jauk, welcher mich stets bei der messtechnischen Problemlösung unterstützte, auch Herr Dr. Gerhard Pirker zu erwähnen. Sie stellten Ihr Wissen stets für rege Diskussionen zur Verfügung und ich konnte mich jederzeit auf ihre kollegiale und freundschaftliche Hilfe verlassen.

Danken möchte ich an dieser Stelle auch allen Werkstättenmitarbeitern des Instituts, namentlich Herrn Günther Rumpf, Frau Nicole Schweiger wie auch Herrn Markus Krebs. Durch ihre Unterstützung war eine rasche Fertigung der für die Messaufbauten notwendigen Versuchsteile möglich.

Weiters geht mein Dank an die Robert Bosch GmbH in Hallein, besonders an Herrn Dr. Jaroslav Hlousek, Herrn Dr. Christoph Kendlbacher, Herrn Dr. Christian Meisl, Herrn Dipl. Ing. Martin Bernhaupt sowie an Herrn Dipl. Ing. Reinhold Benedikter. Sie arrangierten nicht nur die rasche und präzise Fertigung von speziellen Einspritzdüsen, sondern standen mir auch immer mit ihrem Wissen äußerst hilfsbereit zur Seite.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern für ihre Unterstützung und ihren Zuspruch. Ich konnte mich immer auf sie verlassen.

Abschließend gilt ein herzliches Dankeschön meiner Freundin Claudia Kleinheinz, die mich über alle Höhen und Tiefen in den letzten Jahren begleitete und mir stets unterstützend und aufmunternd zur Seite stand.

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung der hydraulischen Eigenschaften von Einspritzdüsen und deren Auswirkungen auf die motorische Gemischbildung und Verbrennung, wobei ein besonderer Fokus auf den Einfluss der Kavitation in Einspritzdüsen und dessen Wirkung auf die dieselmotorische Verbrennung gelegt wurde. Nach einem Überblick über die grundlegenden Definitionen zur Charakterisierung von Düsen, wobei neben der Geometrie vor allem der Einspritzdruck, der Gegendruck, der Einspritzmassenstrom und der Strahlimpulsfluss durch die Düse eine Rolle spielen, wird der Unterschied zwischen kavitierender und nicht kavitierender Düse sowohl theoretisch wie auch anhand von Motormessungen verdeutlicht. Um den Einfluss der Kavitation auf die Verbrennung isoliert betrachten zu können, wurde eine kavitierende und eine nicht kavitierende Düse derart ausgelegt, dass sie sowohl gleichen Massenstrom wie auch gleiche Düsenaustrittsgeschwindigkeit besitzen. Die ausgelegten Düsen wurden neben der werksseitigen Vermessung mittels kombinierter Durchfluss – Strahlkraftmesseinrichtung bei motornahem Einspritz- und Gegendruckniveau vermessen. Als Versuchsträger für die Verbrennungsversuche diente ein Einzylinderforschungsmotor mit modernem Common-Rail-Einspritzsystem. Die Versuche zeigten signifikante Unterschiede in den Emissionsniveaus. Besonders deutlich waren die Unterschiede in den Russwerten. Für die genauere Erforschung dieser Differenzen zwischen der kavitierenden und nicht kavitierenden Düse wurden zusätzlich optische Untersuchungen in Einspritzkammern durchgeführt. Dabei wurden neben Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen mit und ohne Verbrennung zur Visualisierung der Gemischbildung bzw. Verbrennung auch die unterschiedlichen Düsen und deren Rußemission quantitativ mittels der Zweifarben-Methode in einer großvolumigen, beheizbaren Hochdruckkammer untersucht. Zur Detektion der „lift off length“ wurde die OH-Radikal Konzentration mittels CCD-Kamera und vorgeseztem Farbfilter aufgenommen und deren Distanz zur Düsenaustrittsbohrung ausgewertet. Zusätzlich zu den Einspritzkammermessungen wurden Fernmikroskopieaufnahmen vom Einspritzstrahl im düsennahen Bereich in einer kleinen, nicht beheizten Druckzelle durchgeführt. Die optischen Untersuchungen der flüssigen Strahlphase zeigten kaum Unterschiede im makroskopischen bzw. düsenfernen Bereich, jedoch deutliche Unterschiede im mikroskopischen bzw. düsennahen Bereich auf. Die hohen düsennahen Strahlfluktuationen der kavitierenden Düse dürften der Grund für die erhöhten Rußemissionswerte sein, bzw. führen zu einer geringeren düsennahen OH – Konzentration und damit zu einer größeren „lift off length“ der kavitierenden Düse.

Abstract

The present thesis investigates the hydraulic characteristics of injection nozzles and their impact on engine mixture formation and combustion, focusing on the influence of cavitation in injection nozzles and its effect on combustion in diesel engines. After an overview of the basic definitions used to characterize nozzles, where above all injection pressure, downstream pressure, injection mass flow and spray momentum flow through the nozzle play a role, the difference between a cavitating and non-cavitating nozzle is explained both theoretically as well as by using engine measurements. To observe the influence of cavitation on combustion in isolation, one cavitating and one non-cavitating nozzle were designed to have the same mass flow and nozzle discharge velocity. The nozzles were initially calibrated by the manufacturer. Before their installment into the test engine, they were calibrated once again using a combined flow rate – spray momentum measuring device at injection pressure and downstream pressure levels close to those in an engine. A single-cylinder research engine with a modern common rail injection system served as the test engine for the combustion tests. The tests showed significant differences in emissions levels. Particularly noticeable were the differences in the soot values. To explore in more detail these differences between the cavitating and non-cavitating nozzle, optical investigations were conducted in injection chambers. High-speed imaging was used to visualize mixture formation and combustion. Furthermore, the different nozzles and their soot emissions were investigated quantitatively in a large-volume heatable high-pressure chamber using the two-color method. To detect the lift-off length, the OH radical concentration was recorded using a CCD camera and a color filter attached to its front. The distance between the OH radical concentration and the nozzle hole was evaluated. In addition to the injection chamber measurements, long-distance microscope photographs of the injection spray in the area near the nozzles were taken in a small unheated pressure cell. Optical investigations of the fluid spray phase revealed few differences in the macroscopic area (area far away from the nozzles) but clear differences in the microscopic area (area near the nozzle). With the cavitating nozzle, the high spray fluctuations near the nozzle may be the reason for the elevated soot emissions values or may lead to a lesser OH concentration and thus to a greater lift-off length of the cavitating nozzle.

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

A	$[m^2]$	Fläche
A_{eff}	$[m^2]$	effektive Düsenquerschnittsfläche
A_0	$[m^2]$	geometrischer Querschnitt am Düsenaustritt
A_{0a}	$[m^2]$	geom. Querschnittsfläche der kavitierenden Düse
A_{0b}	$[m^2]$	geom. Querschnittsfläche der nicht kavitierenden Düse
A_p	$[m^2]$	radial projizierte Fläche
a_t	$[J/kg]$	massenspezifische technische Arbeit
C_A	$[-]$	Querschnittskoeffizient
C_I	$[-]$	Impulskoeffizient
C_V	$[-]$	Geschwindigkeitskoeffizient
CCN	$[-]$	kritische Kavitationszahl
$CCNa$	$[-]$	CCN - Zahl der kavitierenden Düse
CD	$[-]$	Durchflusskoeffizient
$CD_{aktuell}$	$[-]$	aktueller Durchflusskoeffizient
CD_0	$[-]$	Durchflusskoeffizient ohne Kavitation
CD_{0a}	$[-]$	CD_0 – Wert der kavitierenden Düse
CD_{0b}	$[-]$	CD_0 – Wert der nicht kavitierenden Düse
CD_1	$[-]$	Durchflusskoeffizient mit Kavitation
CN	$[-]$	Kavitationszahl
CNa	$[-]$	Kavitationszahl der kavitierenden Düse
D_o	$[m]$	Düsenlochaustrittsdurchmesser
D_i	$[m]$	Düsenlocheintrittsdurchmesser
e	$[J/kg]$	spezifische innere Energie
\vec{F}	$[N]$	Kraftvektor

\vec{f}_s	[N/m ³]	volumenspezifische Schwerkraft
F_Z	[N]	Zentrifugalkraft
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
\vec{I}	[N s]	Impulsvektor
\dot{I}	[N]	Impulsfluss
\dot{I}_{Korr}	[N]	korrigierter Impulsfluss
$\dot{I}_{Messung}$	[N]	Strahlimpulsfluss der Messung
\dot{I}_{theo}	[N]	theoretischer Strahlimpulsfluss
K_Faktor	[$\mu\text{m}/10$]	Düsenkonizitätsfaktor
m	[kg]	Masse
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
\dot{m}_a	[kg/s]	Massenstrom der kavitierenden Düse
\dot{m}_b	[kg/s]	Massenstrom der nicht kavitierenden Düse
\dot{m}_{CD0}	[kg/s]	nicht kavitierender Massenstrom
\dot{m}_{CD1}	[kg/s]	kavitierender Massenstrom
\dot{m}_{theo}	[kg/s]	theoretischer Massenstrom
\dot{m}_{Korr}	[kg/s]	korrigierter Massenstrom
$\dot{m}_{Korr_mit\ Kavitation}$	[kg/s]	korrigierter Massenstrom mit Kavitation
$\dot{m}_{Korr_ohne\ Kavitation}$	[kg/s]	korrigierter Massenstrom ohne Kavitation
$m_{Korr_Zyklus_ohne\ Kavitation}$	[kg]	korrigierte Zykluseinspritzmasse ohne Kavitation
m_{Zyklus}	[kg]	integrale Einspritzmasse pro Zyklus
m_{Zyklus_Korr}	[kg]	korrigierte Zykluseinspritzmasse
\vec{n}	[-]	Normalenvektor
P	[W]	Leistung
p	[Pa]	Druck
p_d	[Pa]	Gegendruck

p_{d_Konst}	[Pa]	konstanter Gegendruck
p_{d_Var}	[Pa]	variabler Gegendruck
p_u	[Pa]	Einspritzdruck
p_{ua}	[Pa]	Einspritzdruck der kavitierenden Düse
p_{ub}	[Pa]	Einspritzdruck der nicht kavitierenden Düse
p_v	[Pa]	Dampfdruck
q_a	[J/kg]	massenspezifische äußere Wärmemenge
q_R	[J/kg]	massenspezifische Reibungsarbeit
r	[m]	Radius
ROI	[m ³ /s]	Einspritzrate
ROI_{Korr}	[m ³ /s]	korrigierte Einspritzrate
s	[m]	Kanalschichtstärke
t	[s]	Zeit
U	[J]	Gesamtenergie
u	[m/s]	Geschwindigkeit
u_{eff}	[m/s]	effektive Austrittsgeschwindigkeit
u_{eff_a}	[m/s]	effektive Austrittsgeschwindigkeit der kav. Düse
u_{eff_b}	[m/s]	effektive Austrittsgeschwindigkeit der nicht kav. Düse
u_{eff_Korr}	[m/s]	korrigierte effektive Austrittsgeschwindigkeit
u_0	[m/s]	theoretische Austrittsgeschwindigkeit
V	[m ³]	Volumen
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
\vec{v}	[m/s]	Geschwindigkeitsvektor
V_{Zyklus}	[m ³]	integrales Einspritzvolumen pro Zyklus
z	[m]	geodätische Höhe

Griechische Buchstaben

α	[°]	Winkel
Δp	[Pa]	Druckdifferenz
ε	[*/m ³]	Eigenschaftsdichte
φ	[rad]	Drehwinkel
ρ	[kg/m ³]	Dichte
ρ_{Liquid}	[kg/m ³]	Dichte der Flüssigkeit
ρ_{out}	[kg/m ³]	Austrittsdichte
ρ_{out_Korr}	[kg/m ³]	korrigierte Austrittsdichte
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

1	Eintritt
2	Austritt

Abkürzungen

CR	Common Rail
DDFM	Düsendurchfluss-Messeinrichtung
ESK	Einspritzkammer
fps	Frames per second
HE	Hydraulisch erosiv
HPC	High pressure cell
HS	High speed
LEC	Large Engines Competence Center

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	v
Lateinische Buchstaben	v
Griechische Buchstaben.....	viii
Indizes.....	viii
Abkürzungen	viii
1 Einleitung und Zielsetzung	1
1.1 Einleitung	1
1.2 Zielsetzung	2
2 Allgemeine theoretische Grundlagen	4
2.1 Erhaltungssätze.....	4
2.2 Grundlegende Definitionen.....	12
2.2.1 Kavitationszahl.....	12
2.2.2 Durchflusskoeffizient.....	14
2.2.3 Massenstrom, Impulsfluss, Austrittsgeschwindigkeit und effektive Querschnittsfläche	15
2.2.4 Impulskoeffizient.....	16
2.2.5 Geschwindigkeitskoeffizient	17
2.2.6 Querschnittskoeffizient.....	17
2.2.7 K - Faktor.....	18
3 Stand der Technik	19
4 Herleitung und Verifikation der hydraulischen Grundgleichungen....	22
4.1 Zusammenhang zwischen kritischer Kavitationszahl und Durchflusskoeffizient.....	22
4.2 Anwendung der Theorie auf Berechnung von Massenstrom, Strahlimpuls und deren abgeleiteten Größen.....	23
4.2.1 Berechnung Massenstrom.....	23
4.2.2 Berechnung Impulsfluss	24
4.2.3 Berechnung Austrittsgeschwindigkeit	26
4.2.4 Der Impulsflusskoeffizient und dessen Konstanz	27
4.2.5 Auswirkung der Annahmen auf die dimensionslosen Bestimmungsgrößen der Düseneigenschaften	30
4.3 Experimentelle Untersuchungen	32

4.3.1	Kombinierte Durchfluss – Strahlkraftmesseinrichtung.....	32
4.3.2	Untersuchungen an Einlochdüsen	33
5	Ermittlung der Einspritzrate	44
5.1	Messung der Einspritzrate ROI (Rate of Injection) mittels Strahlkraftmethode	44
5.2	Korrektur der Einspritzrate und Düsenaustrittsgeschwindigkeit aufgrund des variablen Gegendruckes	46
6	Düsengleichstellung und Verifikation	49
6.1	Gleichungssystem für gleichen Massenstrom und gleiche Düsenaustrittsgeschwindigkeit	49
6.2	Konkrete Düsenauslegung	52
6.2.1	Nicht kavitierende Mehrlochdüse	52
6.2.2	Kavitierende Mehrlochdüse	53
6.3	Vermessung der hydraulischen Eigenschaften	54
6.3.1	Ergebnisse der Düsenvermessung durch den Hersteller	54
6.3.2	Kontrollvermessung der Düsen.....	57
6.4	Auswahl geeigneter Einstellparameter für Motorbetrieb und Verifikation	60
7	Untersuchungen am Einzylinder-Forschungsmotor	64
7.1	Beschreibung des Versuchsträgers.....	64
7.2	Ausgewählte Ergebnisse	65
8	Weitere Untersuchungen zur Aufklärung der Kavitationseffekte	69
8.1	Allgemeine Beschreibung der Messeinrichtungen	69
8.1.1	Optisch zugängliche Einspritzkammer.....	69
8.1.2	LEC High Pressure Cell	71
8.2	Versuche in der optisch zugänglichen Einspritzkammer mit Mehrlochdüsen	72
8.2.1	Aufnahmen mit Hochgeschwindigkeitskamera ohne Verbrennung	72
8.2.2	Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen mit Verbrennung	78
8.2.3	Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen mit Verbrennung kombiniert mit Ergebnissen der Zweifarben-Methode.....	82
8.3	Optische Auswertung der HS – Aufnahmen	87
8.3.1	Penetration (kavitierend / nicht kavitierend)	90
8.3.2	Strahlkegelwinkel (kavitierend / nicht kavitierend).....	90
8.3.3	Bestimmung der Lift – Off Längen.....	91
8.4	Untersuchungen im düsennahen Bereich mittels LEC – High Pressure Cell.....	98

9	Resümee	105
10	Zusammenfassung	108
	Abbildungsverzeichnis.....	110
	Tabellenverzeichnis.....	113
	Literaturverzeichnis	114
	Anhang.....	121

1 Einleitung und Zielsetzung

1.1 Einleitung

Der weltweit steigende Bedarf an Energie und Mobilität bringt nicht nur positive Wirtschaftsaspekte mit sich, sondern stellt die komplette Menschheit vor immer größer werdende Probleme. Besonders das rasche Wachstum des indischen und chinesischen Marktes verlangt nach einer nachhaltigen Lösung der Umwelt- und CO₂-Problematik und stellt daher eine große Herausforderung für unsere und kommende Generationen dar [101]. Die Gesetzgeber steuern diesem Trend mit einer stetigen Verschärfung der Abgasgrenzwerte und Strafsteuervorschreibungen für Produkte entgegen, welche diesen Standard nicht erfüllen können. Es sollte natürlich Ziel der Industrieländer sein, dafür zu sorgen, dass in den Märkten mit boomenden Absatzzahlen modernste und nachhaltige Technologien zum Einsatz kommen, da ansonsten das Bestreben nach Energie und Mobilität zu Lasten der Allgemeinheit geht. Diese Technologien müssen preiswerte Alternativen darstellen, um sie den Konsumenten in jenen Ländern zugänglich zu machen und den Einsatz von veralteter Technik zu reduzieren. Diese Ansprüche stellen die Motorenhersteller und deren Entwicklungsingenieure vor eine große Aufgabe, da neben der Kostenreduktion auch eine Verminderung der Emissionen bei gleichzeitiger Erhöhung des Wirkungsgrades verbunden sein sollte. Die Emissionsreduktion kann auf zweierlei Art und Weise realisiert werden, nämlich neben der innermotorischen Emissionsreduktion auch durch externe Abgasnachbehandlung, wobei Größe, Kosten und Effizienz solcher Abgasnachbehandlungssysteme stark von den Rohemissionen abhängig sind. Die innermotorische Emissionsbildung, aber auch der motorische Wirkungsgrad, werden hauptsächlich vom Verbrennungsablauf kontrolliert, weshalb diesem eine besonders wichtige Rolle in der Brennverfahrensentwicklung zukommt.

Der Ablauf der Verbrennung im direkteinspritzenden Dieselmotor wird primär durch die Gemischbildung, das heißt hauptsächlich durch den Einspritzvorgang bestimmt [38][74]. Dieser ist im Wesentlichen abhängig von der Einspritzhydraulik, also von den Vorgängen im Einspritzsystem, angefangen von der Druckerzeugung bis zum Austritt des Kraftstoffes aus dem Spritzloch der Einspritzdüse. Diese Vorgänge kontrollieren auch letztendlich die Strahlausbildung. Die Optimierung der Verbrennung erfolgt daher neben einer Adaption der Brennraumgeometrie hauptsächlich über eine geeignete Anpassung der Einspritzhydraulik und damit der Strahlcharakteristik. Große Bedeutung bei der Untersuchung der Strahlcharakteristik kommt dabei der Kavitation im Spritzloch zu. Die Auswirkung der Kavitation auf den Verbrennungsablauf und die Schadstoffbildung wird in dieser Arbeit näher untersucht.

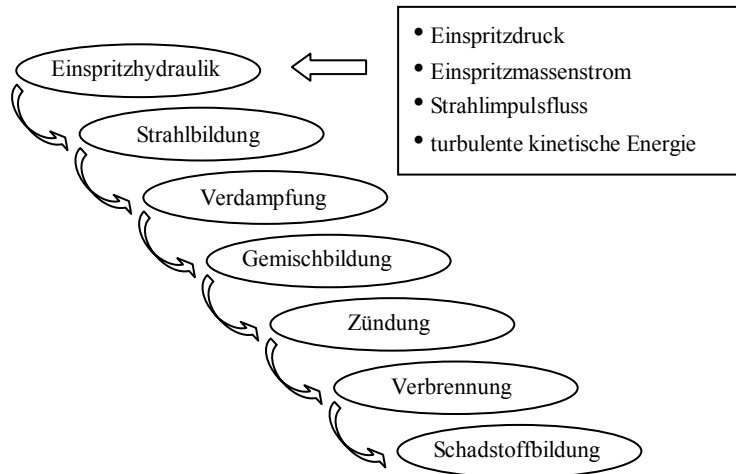


Abbildung 1: Dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung

In Abbildung 1 sind die wichtigsten Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung dargestellt. Da die Einspritzhydraulik und somit die Kavitation am Anfang der Wirkkette steht, erkennt man den hohen Stellenwert, welchen diese bei der Dieselerverbrennung einnimmt. Die wichtigsten Parameter der Einspritzhydraulik sind neben der Düsengeometrie, welche die Kavitationsneigung einer Düse maßgeblich beeinflusst, auch der Einspritzdruck, der Einspritzmassenstrom und der Strahlimpulsfluss. Die drei letztgenannten Größen bestimmen die Vorgänge in der Zylinderladung über die verfügbare Kraftstoffmenge und die durch die Einspritzstrahlen erzeugte turbulente kinetische Energie.

1.2 Zielsetzung

Bereits aus der Vergangenheit sind große Unterschiede in den Emissionswerten zwischen kavitierenden und nicht kavitierenden Düsen bekannt, wie etwa aus dem von der EU geförderten Projekt „PICE“ (Pump/line/nozzle-based Improved Combustion for low Emission), wo sich bei den motorischen Versuchen am Einzylinderforschungsmotor signifikante Unterschiede im Rußemissionsniveau zeigten. Leider lag bei diesen Untersuchungen der Schwerpunkt nicht auf der isolierten Betrachtung des Einflusses der Kavitation auf die Mechanismen der Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung, wodurch keine lückenlose Trennung der unterschiedlichen Effekte, welche die Kavitation in Einspritzdüsen auslöst, vorgenommen werden konnte.

Um die Wirkung der Kavitation auf die Gemischbildung, Verbrennung und Emission nun isoliert betrachten zu können, wurde versucht, eine kavitierende und eine nicht kavitierende Einspritzdüse derart auszulegen, dass sie gleichen Massenstrom und gleiche Düsenaustrittsgeschwindigkeit aufweisen. Durch gleichen Einspritzmassenstrom und gleiche Austrittsgeschwindigkeit wurde auch die in den Brennraum eingebrachte turbulente kinetische Energie gleich gehalten. Weiters wurden die Düsen derart ausgeführt, dass sie die Realisation eines Freistrahls im Brennraum ermöglichten, damit nicht andere Effekte, wie etwa Strahl - Wand Interaktionen, die Ergebnisse beeinflussen bzw. verfälschen. Zur Charakterisierung der Düseneigenschaften wurde eine kombinierte Durchfluss -

Strahlkraftmesseinrichtung konzipiert und aufgebaut, mit deren Hilfe die hydraulischen Eigenschaften von Einspritzdüsen bestimmt werden können. Die ausgelegten Einspritzdüsen wurden schlussendlich in einem Einzylinderforschungsmotor verbaut und mit den für die Düsen gleichstellung notwendigen Einstellparametern betrieben. Zusätzlich zu den Motoruntersuchungen wurden optische Untersuchungen in Einspritzkammern unter Einsatz unterschiedlichster Messtechniken geplant und durchgeführt. Die Ergebnisse sollten Aufschluss über die Wirkung von Kavitation in Einspritzdüsen geben und ein tieferes Verständnis für dieses Phänomen schaffen.

2 Allgemeine theoretische Grundlagen

2.1 Erhaltungssätze

Der folgende Teil stellt eine kompakte Darstellung der fundamentalen Grundgleichungen der Strömungslehre dar. Er wurde aus verschiedensten Literaturquellen zu einer übersichtlichen Einheit zusammengefügt [9][10][84][96].

Die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie bilden die physikalische Grundlage für die Charakterisierung von Strömungsvorgängen. Für die Beschreibung der Erhaltungssätze kann zwischen einem abgeschlossenen mitbewegten Kontrollvolumen und einem raumfesten offenen Kontrollvolumen gewählt werden. Das mitbewegte Kontrollvolumen ändert zwar laufend seine Gestalt, besteht aber zu jedem Zeitpunkt aus denselben Masseteilchen. Im Gegensatz dazu behält das raumfeste Kontrollvolumen stets seine Gestalt, die im Volumen momentan enthaltenen Masseteilchen sind jedoch immer andere. Die Formulierungen für ein mitbewegtes Kontrollvolumen können unter Beachtung der „Flüsse“ über die Systemgrenze in die raumfeste Betrachtungsweise transformiert werden.

Für die genauere Betrachtung wird vorerst eine Transportgleichung (siehe Gleichung 2.1.1) für eine allgemeine Volumeneigenschaftsdichte ε angeschrieben und diese dann für die jeweilige Erhaltungsgröße spezialisiert. Die Volumeneigenschaftsdichte ε kann sowohl eine skalare als auch eine vektorielle Größe sein, deren zeitlicher und räumlicher Transport im Strömungsfeld zu bestimmen ist.

$$\frac{d}{dt} \left(\int_{V(t)} \varepsilon dV \right) = \int_{V(t)} \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} dV + \int_{A(t)} \varepsilon(t) \vec{v} \cdot \vec{n} dA \quad (2.1.1)$$

Der erste Term auf der rechten Seite in Gleichung 2.1.1 stellt die rein zeitliche Änderung im Inneren des als raumfest gedachten Volumens dar. Der zweite Ausdruck, auch Reynolds' sches Transporttheorem genannt, bezeichnet den „Fluss“ der betrachteten Größe durch die Oberfläche des raumfesten Kontrollvolumens.

Kontinuitätsgleichung:

Der Satz von der Erhaltung der Masse lautet in Worten: „Masse kann weder entstehen noch vernichtet werden“. Für die Masse m mit der Volumeneigenschaftsdichte $\varepsilon = \rho$ gilt Gleichung 2.1.2.

$$m = \int_V \rho dV \quad (2.1.2)$$

Der Satz von der Massenerhaltung lautet daher:

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (2.1.3)$$

In Form des Transporttheorems (siehe Gleichung 2.1.1) kann dies nun wie folgt für den instationären Zustand in Gleichung 2.1.4 und für eine stationäre Strömung in Gleichung 2.1.5 angeschrieben werden.

$$0 = \int_{V(t)} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{A(t)} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dA \quad \text{instationär} \quad (2.1.4)$$

$$0 = \int_{A(t)} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dA \quad \text{stationär} \quad (2.1.5)$$

Zur besseren Erläuterung wird hier nochmals eine einfache Stromröhre, wie sie auch zum Beispiel eine Spritzlochbohrung darstellt, betrachtet (siehe Abbildung 2). Die Integration der Massenflüsse über die Oberfläche reduziert sich hier auf die Differenz zwischen Eintritts- und Austrittsmassenstrom über die Querschnittsflächen A_1 und A_2 , da das Skalarprodukt gebildet aus Geschwindigkeitsvektor und orthogonal dazustehendem Normalenvektor definitionsgemäß an der Mantelfläche null ist (siehe Gleichung 2.1.6 und 2.1.7).

$$0 = \int_{A(t)} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dA = \rho_2 \cdot u_2 \cdot A_2 - \rho_1 \cdot u_1 \cdot A_1 \quad (2.1.6)$$

bzw.

$$\rho \cdot u \cdot A = \text{konst} \quad (2.1.7)$$

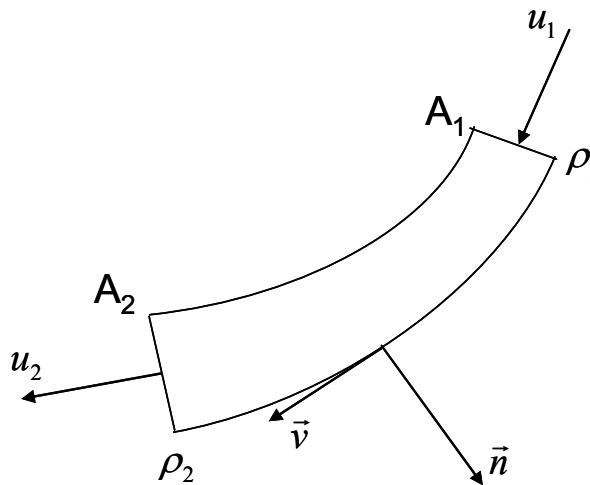


Abbildung 2: Kontinuitätsgleichung an einfacher Stromröhre

Impulssatz:

Die Herleitung des Erhaltungssatzes für den Impuls stützt sich auf das Newtonsche Grundgesetz: „Die zeitliche Änderung des Impulses eines Körpers ist gleich der Summe der auf ihn wirkenden äußeren Kräfte“. Dies lautet in allgemeiner Form nach Gleichung 2.1.8.

$$\frac{d\vec{I}}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\int_V (\rho \vec{v}) dV \right) = \sum \vec{F} \quad (2.1.8)$$

In diesem Fall ist der Impuls eine Volumeneigenschaft und die Eigenschaftsdichte $\varepsilon = \rho \cdot \vec{v}$ lässt sich in das Transporttheorem aus Gleichung 2.1.1 einsetzen.

$$\frac{d}{dt} \left(\int_{V(t)} (\rho \vec{v}) dV \right) = \int_{V(t)} \frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} dV + \int_{A(t)} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \sum \vec{F} \quad (2.1.9)$$

Für stationäre Strömungen wird in Gleichung 2.1.9 wiederum die partielle Ableitung nach der Zeit Null und kann somit entsprechend vereinfacht werden (siehe Gleichung 2.1.10), wobei das Oberflächenintegral nun den Impulsfluss über die raumfeste Oberfläche des Kontrollvolumens darstellt. Man erkennt aus Gleichung 2.1.10, dass der vektorielle Impulsstrom auch als Produkt aus dem skalaren zeitlichen Massenfluss durch die Oberfläche mit dem örtlichen Geschwindigkeitsvektor gebildet werden kann. Es soll noch erwähnt werden, dass sich die von außen wirkenden Kräfte auf das Kontrollvolumen aus Oberflächen-, Reibungs-, Druck- und Schwerkraft zusammensetzen.

$$\int_{A(t)} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \int_{A(t)} \vec{v} (\rho \vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \sum \vec{F} \quad (2.1.10)$$

Die Druckkräfte werden oft zur übersichtlicheren Darstellung von den äußeren Kräften als eigener Term abgespalten (siehe Gleichung 2.1.11). Es ist zu erwähnen, dass die Druckkräfte stets entgegen der Richtung der äußeren Oberflächennormalen orthogonal auf die Oberfläche wirken. In Abbildung 3 ist nochmals ein einfaches Beispiel für den Impulssatz an einer einfachen Stromröhre dargestellt.

$$\int_{A(t)} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \int_{A(t)} \vec{v} (\rho \vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \sum \vec{F} = \sum \vec{F} - \int_{A(t)} p \vec{n} dA \quad (2.1.11)$$

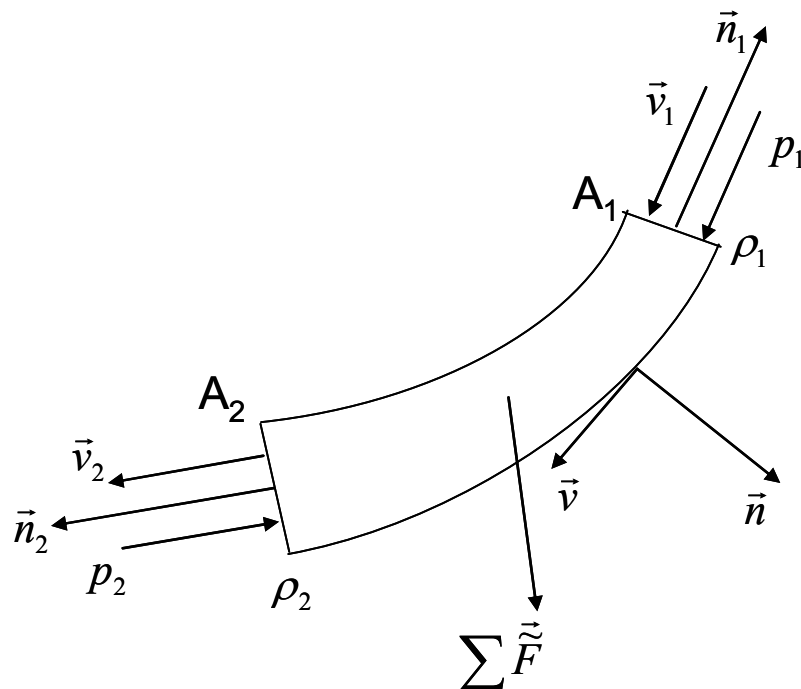


Abbildung 3: Impulssatz an einfacher Stromröhre

Eine Anwendung des Impulssatzes stellt auch die in den Abschnitten 4.3.1 und 4.3.2.2 in ihrer Anwendung näher erläuterte Strahlkraftmessung dar. In Abbildung 4 ist schematisch der Versuchsaufbau dargestellt, wie er auch bei der Strahlkraftmessung verwendet wird. Es wird dabei ein Kontrollvolumen zwischen Düsenaustrittsbohrung und Strahlumlenkplatte angenommen und der Impulssatz in der x-Koordinate angeschrieben. Im betrachteten Kontrollvolumen herrscht überall der gleiche statische Druck vor, weshalb der Druckterm in Gleichung 2.1.11 vernachlässigt werden kann. Der Impulsfluss lautet somit stationär in Strahlrichtung nach Umformung und Vereinfachung gemäß Gleichung 2.1.12.

$$\text{x -Richtung:} \quad \dot{I} = u \cdot \rho \cdot u \cdot A_0 = \dot{m} \cdot u = F \quad (2.1.12)$$

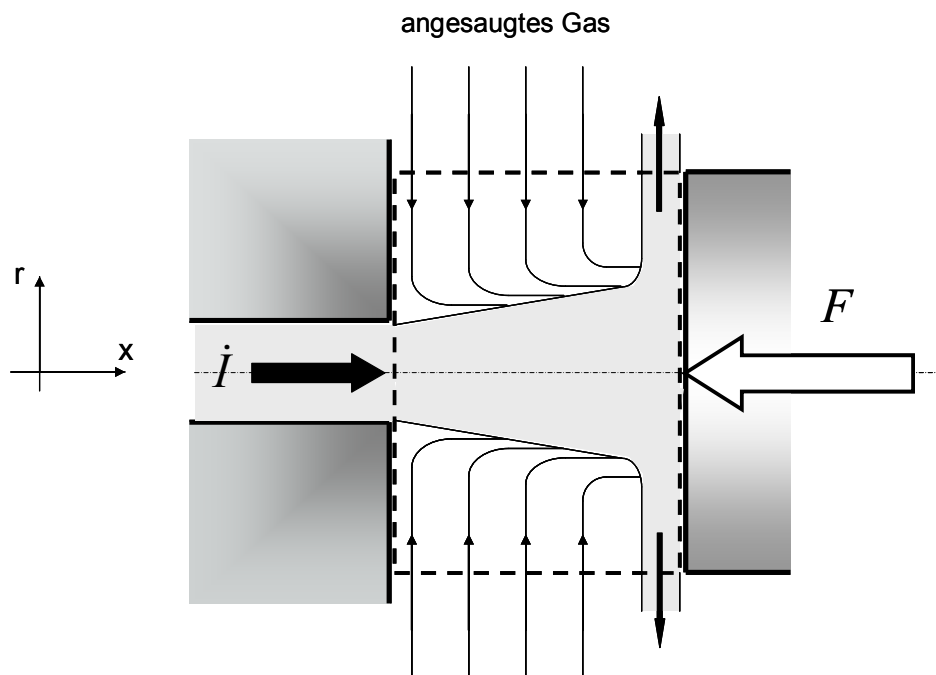


Abbildung 4: Impulsfluss - Strahlkraft

Aus Gleichung 2.1.12 wird ersichtlich, dass gemäß dem Impulserhaltungsgesetz der Strahlimpulsfluss in Spritzlochrichtung gleich der gemessenen Strahlkraft ist, wenn davon ausgegangen wird, dass der Strahl an der Platte genau um 90° umgelenkt wird und nicht z. B. von der Messfläche reflektiert wird (siehe [67] und Abbildung 24).

Die Beziehung (2.1.12) lässt sich für den stationären Zustand in folgender Weise anschaulich machen.

$$u_2 - u_1 = \frac{F}{\Delta m} \cdot \Delta t \quad (2.1.13)$$

In Gleichung 2.1.13 wird ausgesagt, dass die Geschwindigkeitsabnahme umgekehrt proportional der Masse und direkt proportional der wirkenden Kraft und der Zeit ist, in der die Kraft auf die Masse wirkt. Im Messaufbau in Abbildung 4 wird ein Stück Strahl betrachtet, das in der Zeit Δt durch die gegen die Strömungsrichtung wirkende Kraft $-F$

von der Geschwindigkeit $u_1=u$ auf die Geschwindigkeit $u_2=0$ abgebremst wird (siehe Gleichung 2.1.14).

$$0 - u = \frac{-F}{\Delta m} \cdot \Delta t \quad (2.1.14)$$

oder durch Übergang vom Differenzenquotienten auf den Differentialquotienten

$$F = \frac{\Delta m}{\Delta t} \cdot u = \dot{m} \cdot u = \dot{I} \quad (2.1.15)$$

Für eine konstante Austrittsgeschwindigkeit entspricht die resultierende Reaktionskraft damit in der Tat dem Strahlimpulsfluss (siehe Gleichung 2.1.12).

Energiesatz:

Das Prinzip der Energieerhaltung kann mit folgenden Worten beschrieben werden: „Bei einem physikalischen Vorgang kann Energie weder erzeugt noch vernichtet werden, sondern nur von einem Körper auf einen anderen übertragen werden bzw. von einer Erscheinungsform in eine andere transformiert werden“. Im Bereich der Strömungsmechanik befasst man sich vornehmlich mit dem Zusammenwirken von mechanischen und thermodynamischen Vorgängen, wobei die thermodynamischen Größen allgemein durch den 1. Hauptsatz der Thermodynamik erfasst und quantifiziert werden können. Wiederum wird ein abgegrenztes, aber zeitlich veränderliches Volumenelement $V(t)$ mit konstanter Masse betrachtet. Der Wärmeaustausch über die Systemgrenzen ist jedoch zulässig. Der Energieinhalt im Kontrollvolumen setzt sich nun aus der Summe der mechanischen und thermodynamischen Energien zusammen, wobei die Summe aus innerer Energie e und kinetischer Energie als Gesamtenergie U bezeichnet wird. Dies kann in Form von Gleichung 2.1.16 angeschrieben werden.

$$U = \int_{V(t)} \left[e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right] \rho \, dV \quad (2.1.16)$$

Allgemein besagt nun der Energiesatz, dass die zeitliche Änderung der Energie einer Masse m , welche sich in einem abgegrenzten Volumen $V(t)$ befindet, gleich der zeitlichen Änderung der im und am System verrichteten Arbeit, also der Summe aller Leistungen, ist. Diese Aussage ist nun gemäß Gleichung 2.1.17 formulierbar.

$$\frac{dU}{dt} = \sum P \quad (2.1.17)$$

Wiederum kann mit Hilfe des bereits bekannten Reynolds'schen Transporttheorems (Gleichung 2.1.1) die Beziehung für das mitbewegte Kontrollvolumen (Gleichung 2.1.16) in eine Beziehung für ein raumfestes Kontrollvolumen (Gleichung 2.1.18) übergeführt werden. Die Eigenschaftsdichte wird nun zur Erhaltung der Energiegleichung auf

$$\varepsilon = \rho \cdot \left[e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right] \text{ gesetzt.}$$

$$\frac{dU}{dt} = \sum P = \int_{V(t)} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left[e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right] \right) dV + \int_{A(t)} \left(\rho \left[e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right] \right) \vec{v} \cdot \vec{n} dA \quad (2.1.18)$$

In Gleichung 2.1.18 kann die Summe der Leistungen aus Einzelleistungskomponenten zusammengesetzt werden, wobei die wichtigsten Komponenten die Leistung aus den Volumenkräften (Schwerkraft), die Leistung aus den Spannungskräften (Normal-, Schubspannungen), die technische Arbeit sowie die Wärmeleistungen darstellen. Da die Leistung der Druckkräfte oft von besonderem Interesse ist, wird dieser Term gesondert abgespalten. Der Druck wirkt immer von außen auf das Kontrollvolumen und steht deshalb immer entgegen der Richtung des Flächennormalenvektors. Es gilt für den Leistungsterm aus Druckkräften nun Gleichung 2.1.19.

$$\sum P_{Druck} = - \int_{A(t)} p (\vec{v} \cdot d\vec{A}) \quad (2.1.19)$$

Für die Energiegleichung 2.1.18 folgt nun unter Einbeziehung von Gleichung 2.1.19 Gleichung 2.1.20, wobei der Term $\sum \tilde{P}$ alle Leistungen außer der Verschiebeleistung beschreibt.

$$\sum \tilde{P} - \int_{A(t)} p (\vec{v} \cdot d\vec{A}) = \int_{V(t)} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left[e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right] \right) dV + \int_{A(t)} \left(\rho \left[e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right] \right) \vec{v} \cdot \vec{n} dA \quad (2.1.20)$$

Nach Umformung von Gleichung 2.1.20 erhält man die endgültige und sehr allgemein gehaltene Form der Energiegleichung (Gleichung 2.1.21).

$$\sum \tilde{P} = \int_{V(t)} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left[e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} \right] \right) dV + \int_{A(t)} \left(\rho \left[e + \frac{|\vec{v}|^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right] \right) \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (2.1.21)$$

Wird nun Gleichung 2.1.21 auf eine eindimensionale, stationäre Strömung, den Stromfaden angewendet, so vereinfacht sich das Gleichungssystem erheblich. Zuerst werden mögliche Teilleistungen angeschrieben und festgelegt (siehe Abbildung 5).

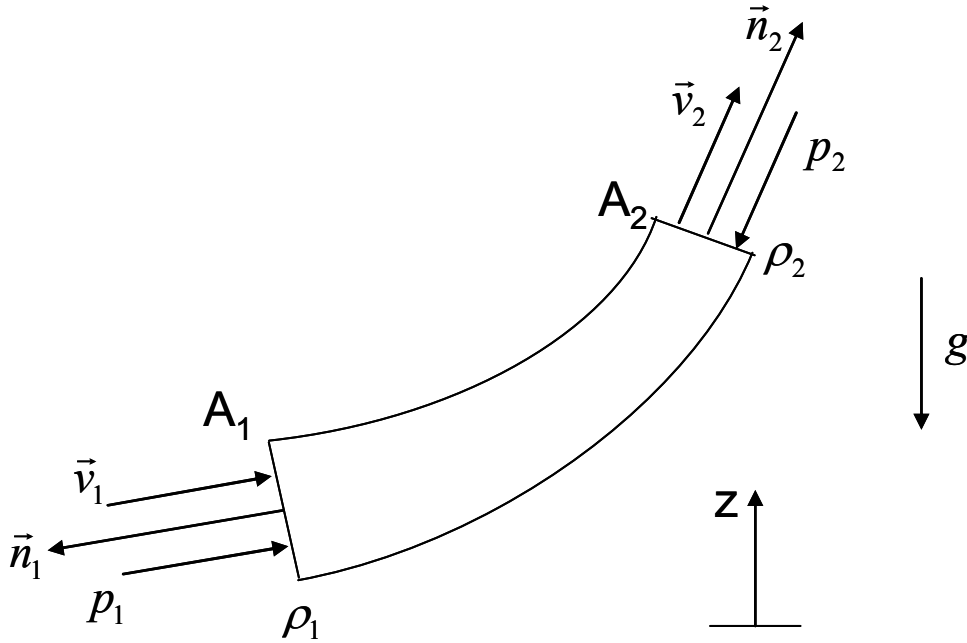


Abbildung 5: Energiesatz an einfacher Stromröhre

Für die zugeführte Wärmeleistung $P_{\text{Wärme}}$ gilt Gleichung 2.1.22, wobei q_a die massenspezifische Wärmemenge darstellt, welche dem System von außen zugeführt wird.

$$P_{\text{Wärme}} = \dot{m} q_a = (u \rho A) q_a \quad (2.1.22)$$

Weiters wird eine technische Arbeit P_{Arbeit} dem System über die Systemgrenze zugeführt (siehe Gleichung 2.1.23).

$$P_{\text{Arbeit}} = \dot{m} a_t = (u \rho A) a_t \quad (2.1.23)$$

Die Leistung der Schwerkraft $P_{\text{Schwerkraft}}$ kann mittels Gleichung 2.1.24 dargestellt werden, wobei α den Winkel zwischen der Stromröhrenneigung und der Schwerkraftrichtung darstellt.

$$P_{\text{Schwerkraft}} = \int_V \vec{f}_S \cdot \vec{v} dV = - \int_1^2 (\rho u A) g dz \quad (2.1.24)$$

wobei $\vec{f}_S = \rho \vec{g}$, $dV = A ds$, $\vec{f}_S \cdot \vec{v} = -\rho g u \cos(\alpha)$, $ds \cos(\alpha) = dz$

Für die Strömung in der eindimensionalen Stromröhre erhält man nun folgende Bilanz.

$$\begin{aligned} & (\rho_2 A_2 u_2) \left[e_2 + \frac{u_2^2}{2} \right] - (\rho_1 A_1 u_1) \left[e_1 + \frac{u_1^2}{2} \right] = \\ & = -A_2 p_2 u_2 + A_1 p_1 u_1 + (\rho_2 A_2 u_2) q_a + (\rho_2 A_2 u_2) a_t - (\rho_2 A_2 u_2) g z_2 + (\rho_1 A_1 u_1) g z_1 \end{aligned} \quad (2.1.25)$$

Nach Einsetzen der Kontinuitätsgleichung aus Gleichung 2.1.7 in Gleichung 2.1.25 folgt für die Energiegleichung Gleichung 2.1.26.

$$\left[e_2 + \frac{u_2^2}{2} \right] - \left[e_1 + \frac{u_1^2}{2} \right] + \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} + g z_2 - g z_1 = q_a + a_t \quad (2.1.26)$$

Wenn nun noch die gültige Beziehung für die spezifische Enthalpie mit $h = e + \frac{p}{\rho}$ in Gleichung 2.1.26 eingesetzt wird, so erhält man eine Darstellung der Energiegleichung, welche auch für kompressible Strömungen geeignet ist.

$$h_2 + \frac{u_2^2}{2} + g z_2 = h_1 + \frac{u_1^2}{2} + g z_1 + q_a + a_t \quad (2.1.27)$$

Der oben abgeleitete stationäre Energiesatz gilt allgemein und berücksichtigt auch implizit die Reibung, wie sie bei realen Fluiden vorkommt. Da die Reibung irreversibel in Wärme übergeführt wird, kommt dies in einer Änderung der inneren Energie zum Ausdruck. Gleichung 2.1.27 entspricht auch dem ersten Hauptsatz für stationäre Fließprozesse. Wenn wir nun Strömungsvorgänge mit inkompressiblen ($\rho = konst$) Fluiden untersuchen, wobei die von außen zugeführte technische Arbeit a_t , sowie die Wärmezufuhr q_a von außen vernachlässigbar sind, so folgt die „ingenieurmäßige“ Bernoulligleichung (Gleichung 2.1.28), da sie auch einen expliziten Verlustterm q_R beinhaltet.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} + g z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} + g z_2 + q_R \quad (2.1.28)$$

Bei der Düsenströmung kann die geodätische Höhendifferenz zwischen Ein- und Austritt vernachlässigt werden. Weiters können für die Beschreibung der theoretisch erreichbaren Austrittsgeschwindigkeit der Verlustterm q_R wie auch die Zuströmgeschwindigkeit näherungsweise auf Null gesetzt werden. Mit diesen Vereinfachungen folgt aus Gleichung 2.1.28 die Gleichung 2.1.29 und nach Umformung die Gleichung 2.1.30 für die nach Bernoulli theoretisch erreichbare Austrittsgeschwindigkeit u_0 .

$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_0^2}{2} \quad (2.1.29)$$

$$u_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (2.1.30)$$

Im speziellen Fall der Düsenströmung sind p_1 und p_2 sinngemäß durch p_u („upstream“) und p_d („downstream“) zu ersetzen und für die Dichte ist die Dichte des flüssigen Kraftstoffs einzusetzen:

$$u_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \quad (2.1.31)$$

2.2 Grundlegende Definitionen

Um die Vorgänge in Einspritzdüsen besser beschreiben zu können, sind einige grundlegende Definitionen notwendig. Im nachfolgenden Abschnitt sind diese kurz beschrieben und zusammengefasst und bilden damit die Basis für die detaillierte Charakterisierung der hydraulischen Eigenschaften von Einspritzdüsen.

2.2.1 Kavitationszahl

Ein für die Beschreibung der Düsenhydraulik wesentliches Phänomen stellt die Kavitation dar. Damit ist lokale Dampfblasenbildung gemeint, die bei starker Krümmung der Stromlinien und gleichzeitig hoher Strömungsgeschwindigkeit zu einer Absenkung des statischen Drucks bis auf den Dampfdruck der Flüssigkeit und damit zur teilweisen Verspernung des Strömungsweges führen kann.

Dieser Sachverhalt soll im Folgenden anhand eines einfachen Gedankenmodells veranschaulicht und analysiert werden.

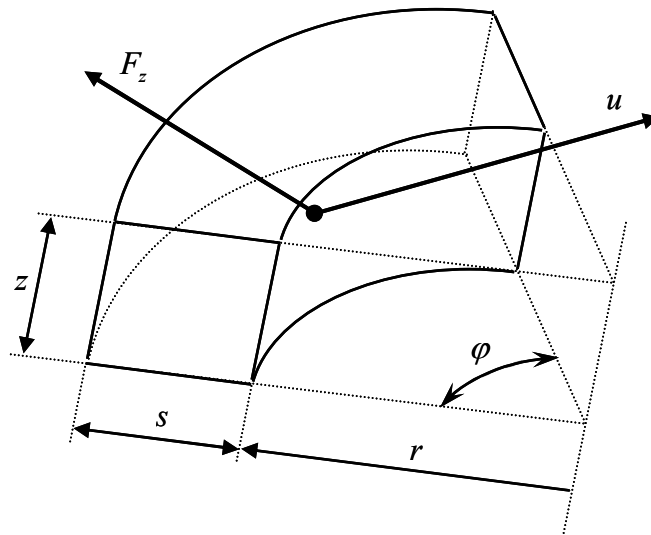


Abbildung 6: Gekrümmte Rohrströmung

In Abbildung 6 ist ein Abschnitt einer gekrümmten Rohrströmung mit dem Krümmungsradius r , der Höhe s und der Breite z dargestellt. Zur Berechnung der Zentrifugalkraft des in dem Rohrabchnitt befindlichen Fluids wird zunächst aus der Strömungsgeschwindigkeit u die Winkelgeschwindigkeit ω berechnet.

$$\omega = \frac{u}{r} \quad (2.2.1)$$

Die radial projizierende Fläche A_p , auf die die Zentrifugalkraft als Druckkraft wirkt, kann mittels Gleichung 2.2.2 beschrieben werden.

$$A_p = r \cdot \varphi \cdot z \quad (2.2.2)$$

Die Masse eines differentiellen Rohrströmungsvolumens der Höhe dr kann unter Verwendung des Drehwinkels φ gemäß Gleichung 2.2.3, formuliert werden.

$$dm = A_p \cdot dr \cdot \rho_{Liquid} = r \cdot \varphi \cdot z \cdot dr \cdot \rho_{Liquid} \quad (2.2.3)$$

Die am Fluidteilchen angreifende Zentrifugalkraft dF_z wird mittels Gleichung 2.2.4 beschrieben.

$$dF_z = dm \cdot r \cdot \omega^2 = \varphi \cdot z \cdot u^2 \cdot dr \cdot \rho_{Liquid} \quad (2.2.4)$$

Für den Druck auf die Fläche A_p folgt dann

$$dp = \frac{dF_z}{A_p} = u^2 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \frac{dr}{r} \quad (2.2.5)$$

Integration von Gleichung 2.2.5 über die Kanalhöhe s führt zu Gleichung 2.2.6 bzw. nach Umstellung zu Gleichung 2.2.7.

$$p_2 = p_1 + u^2 \cdot \rho_{Liquid} \int_r^{r+s} \frac{dr}{r} \quad (2.2.6)$$

$$p_2 - p_1 = u^2 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \ln\left(1 + \frac{s}{r}\right) \quad (2.2.7)$$

Gleichung 2.2.7 stellt allgemein die Absenkung des statischen Drucks in der gekrümmten Rohrströmung aufgrund der Zentrifugalkraft dar. Im vorliegenden Fall ist unter p_2 der vergleichsweise niedrige Gegendruck p_d nach dem Düsenaustritt zu verstehen. Wenn das Verhältnis $\frac{s}{r}$ von Spalthöhe zu Krümmungsradius ausreichend groß wird, kann p_1 den Wert des Dampfdrucks p_v erreichen. Unter Verwendung von Gleichung 2.1.31 für die Strömungsgeschwindigkeit in der Düse ergibt sich für diesen Fall die folgende Gleichung 2.2.8

$$p_d - p_v = \frac{2(p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}} \cdot \rho_{Liquid} \cdot \ln\left(1 + \frac{s}{r}\right) \quad (2.2.8)$$

oder nach Umstellung die Kavitationshauptgleichung 2.2.9.

$$\frac{p_u - p_d}{p_d - p_v} = \frac{1}{2 \ln\left(1 + \frac{s}{r}\right)} \quad (2.2.9)$$

Die vorstehende Gleichung verknüpft die lokale Düsengeometrie mit den Druckrandbedingungen an der Kavitationsgrenze. Wegen der relativen Kleinheit des Dampfdrucks gegenüber den Betriebsdrücken wird dieser allgemein vernachlässigt. Der Zahlenwert für den Term auf der linken Seite der Gleichung lässt sich für beliebige Druckwerte als Kriterium für das Auftreten von Kavitation interpretieren und benutzen. In der Literatur [94 u.a.] wird dafür die Bezeichnung Kavitationszahl CN „Cavitation Number“ verwendet. Diese charakteristische Größe wird in der Folge auch in dieser Arbeit als unabhängige Variable bei der Darstellung der für die Kavitation relevanten Größen verwendet.

$$CN = \frac{p_u - p_d}{p_d - p_v} \approx \frac{p_u - p_d}{p_d} \quad (2.2.10)$$

Der Wert für CN an der Kavitationsgrenze wird als kritische Kavitationszahl CCN „Critical Cavitation Number“ bezeichnet. Für eine aus Messungen (siehe Abschnitt 4.3) bestimmte kritische Kavitationszahl von zum Beispiel 2 kann durch Umkehrung des rechten Terms in Gleichung 2.2.9 mittels

$$\frac{s}{r} = e^{\frac{1}{2CCN}} - 1 \quad (2.2.11)$$

auf ein Verhältnis von Kanalhöhe zu Krümmungsradius an der kavitationsanfälligen Stelle in der Einspritzdüse von 0,284 geschlossen werden.

2.2.2 Durchflusskoeffizient

Der Durchflusskoeffizient CD (*Coefficient of Discharge*) einer Düse (Gleichung 2.2.12) wird allgemein aus dem Verhältnis des tatsächlich gemessenen Einspritzmassenstroms zum theoretisch möglichen Massenstrom gebildet.

$$CD = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{theo}} \quad (2.2.12)$$

Dabei wird der theoretische Massenstrom mittels der Austrittsfläche A_0 , der Geschwindigkeit nach Bernoulli, und der Dichte des flüssigen Kraftstoffes berechnet.

$$\dot{m}_{theo} = A_0 \cdot u_0 \cdot \rho_{Liquid} \quad (2.2.13)$$

Für eine nicht kavitierende Strömung gilt die Bernoulli-Gleichung 2.1.31. Der damit errechnete Durchflusskoeffizient (Gleichung 2.2.14) soll hier mit CD_0 bezeichnet werden.

$$CD_0 = \frac{\dot{m}}{A_0 \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \rho_{Liquid}} \quad (2.2.14)$$

Beim Auftreten von Kavitation, wenn also der Druck im Düsenspritzloch durch Trägheitskräfte bis auf den Dampfdruck abgesenkt wird und Dampfblasen auftreten, tritt der Dampfdruck an die Stelle des Gegendrucks und kann wie vorher vernachlässigt werden. Der Durchflusskoeffizient bei Kavitation wird mit CD_1 bezeichnet, siehe Gleichung 2.2.15. Es wird dabei näherungsweise angenommen, dass die Dichte des Kraftstoffdampfes vernachlässigbar klein gegenüber dem des flüssigen Kraftstoffes ist. Somit kann weiterhin mit der flüssigen Dichte ρ_{Liquid} anstelle der Dichte $\rho_{Mixture}$ des Flüssigkeit-Dampf-Gemischs gearbeitet und die entstehende Durchflussminderung dem CD_1 - Koeffizienten zugeschrieben werden.

$$CD_1 = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{2 \cdot p_u}{\rho_{Liquid}}} \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid}} \quad (2.2.15)$$

Wie von Soteriou [94] nachgewiesen, ist der Durchflusskoeffizient im Wesentlichen nur eine Funktion der Kavitationszahl, also unabhängig vom absoluten Druckniveau und auch unabhängig von der Reynoldszahl.

Der Zusammenhang zwischen CCN , CD_0 und CD_1 wird in Kapitel 4.1 hergeleitet und erläutert.

In Abbildung 7 ist schematisch ein typisches $CD - CN$ - Diagramm dargestellt. Der Kurvenverlauf $CD_0 - CD$ ergibt sich durch Auswertung von Durchflussmessungen (noch ohne Kenntnis der kritischen Kavitationszahl) mit Hilfe von Gleichung 2.2.14. Die kritische Kavitationszahl kann aus dieser Darstellung als Beginn des Abfalls von CD_0 bestimmt werden.

Auffallend ist, dass der Durchflusskoeffizient CD_0 im Bereich $CN < CCN$ und der Koeffizient CD_1 im Bereich $CN > CCN$ etwa konstant sind. Der konstante CD_1 -Wert für den Bereich von Kavitationszahlen CN größer der kritischen Kavitationszahl CCN erklärt sich durch das Erreichen des nur von der Temperatur abhängigen und daher von der Druckdifferenz unabhängigen Dampfdruckes im Spritzloch. Die aus der im Folgenden erläuterten Theorie abgeleitete Beziehung für den mit CD bezeichneten abfallenden Ast sowie eine weitere Methode zur Bestimmung der kritischen Kavitationszahl werden später angegeben.

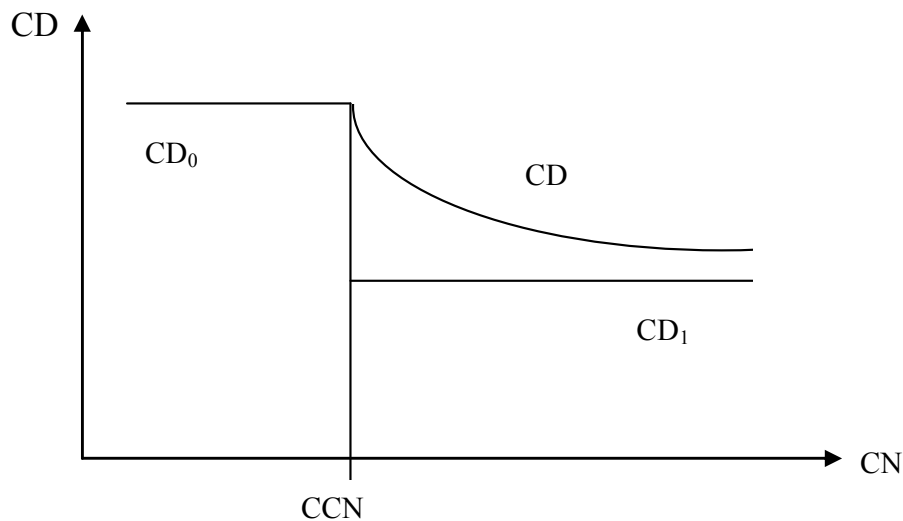


Abbildung 7: $CD - CN$ - Verlauf

2.2.3 Massenstrom, Impulsfluss, Austrittsgeschwindigkeit und effektive Querschnittsfläche

Der Massenfluss \dot{m} wird als Integral über die Austrittsquerschnittsfläche A_0 mittels Geschwindigkeit und Dichte gebildet. Es ist darauf Bedacht zu nehmen, dass jedoch sowohl die lokale Geschwindigkeit als auch die lokale Dichte unterschiedliche Werte über den Austrittsquerschnitt annehmen.

$$\dot{m} = \int_{A_0} u \cdot \rho \cdot dA \quad (2.2.16)$$

Der Impulsfluss durch die Düse wird ebenfalls als Integral über die Austrittsquerschnittsfläche A_0 mittels Geschwindigkeit und Dichte gebildet.

$$\dot{I} = \int_{A_0} u^2 \cdot \rho \cdot dA \quad (2.2.17)$$

Die effektive Austrittsgeschwindigkeit u_{eff} wird aus dem Impulsfluss und dem Massenstrom errechnet. Es lässt sich somit eine mittlere Düsenaustrittsgeschwindigkeit bestimmen. Optische Methoden können meist nicht direkt in den düsen nahen Strahlkern vordringen, da dort die Licht-Absorption des Strahls zu hoch ist. Mit Hilfe der Strahlimpulsmessung ist dies aber möglich, wie später gezeigt wird.

$$u_{eff} = \frac{\dot{I}}{\dot{m}} \quad (2.2.18)$$

Der effektive Düsenquerschnitt A_{eff} wird mittels Massenstrom, flüssiger Kraftstoffdichte ohne Dampfblasen und effektiver Austrittsgeschwindigkeit bestimmt (siehe Gleichung 2.2.19). Es wird dabei ein rechteckiges Geschwindigkeitsprofil und konstante Dichte über der Fläche angenommen siehe Abbildung 8 bzw. [19][20].

$$A_{eff} = \frac{\dot{m}^2}{\rho_{Liquid} \cdot \dot{I}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{Liquid} \cdot u_{eff}} \quad (2.2.19)$$

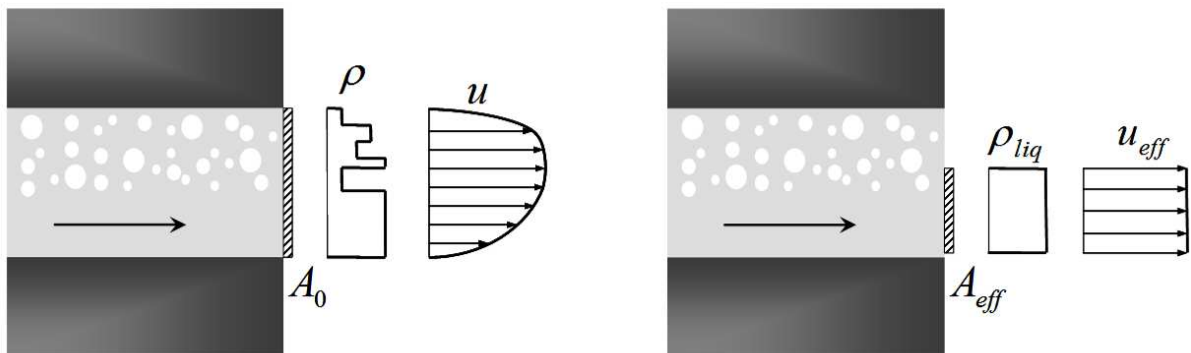


Abbildung 8: Effektive Düsenquerschnittsfläche

Neben den bereits diskutierten dimensionslosen Kennzahlen wie Kavitationszahl und Durchflusskoeffizient werden weitere Kennzahlen für die Beschreibung der Strahlcharakteristik benutzt.

2.2.4 Impulskoeffizient

Eine wichtige Kenngröße zur Beschreibung des Strahlimpulses ist der Impulskoeffizient C_I , welcher das Verhältnis von tatsächlichem Strahlimpulsfluss zu theoretisch möglichem Strahlimpulsfluss angibt. Der theoretische Strahlimpulsfluss wird aus dem theoretisch möglichen Massenstrom m_0 und der theoretischen Strahlaustrittsgeschwindigkeit u_0 gebildet [20].

$$C_I = \frac{\dot{I}}{\dot{I}_{theo}} = \frac{\dot{I}}{\dot{m}_0 \cdot u_0} = \frac{\dot{I}}{A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot u_0^2} \quad (2.2.20)$$

2.2.5 Geschwindigkeitskoeffizient

Der Geschwindigkeitskoeffizient C_V gibt das Verhältnis der effektiven Austrittsgeschwindigkeit zur theoretischen Strahlaustrittsgeschwindigkeit u_0 an, welche mittels der verlustfreien Energiegleichung nach Bernoulli gebildet wird.

$$C_V = \frac{u_{eff}}{u_0} = \frac{u_{eff}}{\sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}}}} \quad (2.2.21)$$

2.2.6 Querschnittskoeffizient

Schließlich wird noch der Querschnittskoeffizient C_A zur Charakterisierung des Strömungsbildes in Einspritzdüsen verwendet. Er ist das Verhältnis der effektiven Querschnittsfläche zur geometrisch vorhandenen Fläche und entspricht somit dem hydraulischen Ausnutzungsgrad der Spritzlochfläche.

$$C_A = \frac{A_{eff}}{A_0} \quad (2.2.22)$$

Die schon angesprochene Beziehung für CD in Gleichung 2.2.23 kann unter Benutzung der Gleichungen 2.2.22, 2.2.21 und 2.2.19 verifiziert werden.

$$\begin{aligned} CD = C_V \cdot C_A &= \frac{u_{eff}}{\sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}}}} \cdot \frac{A_{eff}}{A_0} = \frac{u_{eff}}{\sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}}}} \cdot \frac{\left(\frac{\dot{m}}{\rho_{liq} \cdot u_{eff}} \right)}{A_0} = \\ &= \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}}} \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid}} \end{aligned} \quad (2.2.23)$$

Ebenfalls kann ein Zusammenhang zwischen Strahlimpulsflusskoeffizient C_I , Durchflusskoeffizient CD und Geschwindigkeitskoeffizient C_V gemäß Gleichung 2.2.24 formuliert und mit Hilfe von Gleichung 2.2.12, 2.2.20 und 2.2.21 belegt werden.

$$C_I = CD \cdot C_V = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{theo}} \cdot \frac{u_{eff}}{u_0} = \frac{\dot{I}}{\dot{I}_{theo}} \quad (2.2.24)$$

2.2.7 K - Faktor

Bei der Fertigung von Düsen wird meist der *K - Faktor* angegeben. Dieser ist definiert als die Differenz der Spritzlochdurchmesser von Eintritt und Austritt, wobei die Durchmesser D_i und D_o in μm angegeben werden.

$$K - \text{Faktor} = \frac{D_i - D_o}{10} \quad (2.2.25)$$

Wie aus Gleichung 2.2.25 ersichtlich, spielt die Düsenlochlänge für den *K - Faktor* keine Rolle, das heißt, der *K - Faktor* ist keine direkte Funktion der Konizität des Spritzloches. Generell weist eine Düse mit einem positiven *K - Faktor* (konvergentes Spritzloch in Strömungsrichtung) eine deutlich geringere Kavitationsneigung auf, bzw. besitzt dadurch eine höhere kritische Kavitationszahl *CCN*.

3 Stand der Technik

Die motorische Dieselerbrennung wird zum großen Teil von den gewählten Einspritzparametern bzw. von der Düsengeometrie beeinflusst. Die Schaffung eines tieferen Verständnisses über die Wirkung der einzelnen Düsenparameter auf die Verbrennung und deren Optimierung stand daher bereits seit Beginn der Brennverfahrensentwicklung am Dieselmotor im Fokus der Forschung. Wie bereits in der Einleitung erwähnt, besitzt die Einspritzstrahlcharakteristik einen großen Einfluss auf die motorische Verbrennung bzw. deren abgeleitete Größen wie Kraftstoffverbrauch, Emissionsniveau und Wirkungsgrad [72][73][74][100][105]. Die Strahlcharakteristik wird maßgeblich von der Düseninnenströmung beeinflusst, welche wiederum stark von Kavitationsphänomenen im Spritzloch abhängig ist [20][67][69][86][103][109]. Es ist somit die Beschreibung der Düseninnenströmung mit und ohne Kavitationserscheinungen bzw. die Wirkung der Kavitation im Spritzloch von höchstem Interesse. Die Charakterisierung der Düseninnenströmung wird meist durch Massenstrom, Strahlimpulsfluss und Düsenaustrittsgeschwindigkeit, welche aus beiden zuvor genannten Größen resultiert, durchgeführt. In der Literatur sind bereits viele Grundlagenuntersuchungen zum Thema Charakterisierung und Beschreibung von Einspritzdüsen bzw. Einspritzdüsenhydraulik vorhanden. Die wichtigsten Werke und deren Quintessenz, welche die Grundlage für diese Arbeit bilden und auf deren Erkenntnisse aufgebaut wurde, werden im Folgenden näher erläutert.

Die ersten Forschungen, welche die Eigenschaften der Düsengeometrie auf die nachfolgende Einspritzstrahlcharakteristik bzw. Gemischbildung näher untersuchen, wurden von Bergwerk durchgeführt [6]. In diesen Messungen wurden Einspritzdüsen bei unterschiedlichen Druckniveaus betrieben und hydrodynamische Kavitation in der Düse provoziert. Es wurde dabei festgestellt, dass die Kavitation einen Einfluss auf das Erscheinungsbild des Einspritzstrahls und auf die Düsendurchflussziffer besitzt. Die Beschreibung des Massenstroms in kavitierenden Einspritzdüsen geht bereits auf Nurick zurück, wobei dieser bereits ein Berechnungsmodell für die Düseninnenströmung erstellte [63]. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurden von Soteriou Untersuchungen zur kavitierenden Düseninnenströmung mit realen und vergrößerten Einspritzdüsen angestellt [94]. Es wurde dabei neben dem bereits bekannten CD - Durchflusskoeffizienten, der im kavitierenden Gebiet gültige CD_1 - Durchflusskoeffizient eingeführt. Dieser berücksichtigt den Dampfdruck der Flüssigkeit bei auftretender Kavitation. Darüber hinaus wurde von Soteriou gezeigt, dass der CD_1 - Durchflusskoeffizient, wenn dieser über der Kavitationszahl aufgetragen wird, näherungsweise einen konstanten Verlauf aufweist. Alle diese Untersuchungen verwendeten nur die Düsendurchflussmessung und wendeten noch nicht die Strahlimpulsflussmesstechnik an, welche in Kombination mit der Massenstrommessung eine Information über die Düsenaustrittsgeschwindigkeit liefern kann. Im Unterschied zur Massenstrommessung, welche eine Standardmesstechnik bei der Düsenfertigung ist, gibt es recht wenige Studien, in welchen Strahlkraftmessungen an Einspritzdüsen durchgeführt wurden. Gründe dafür sind die hohen Anforderungen an den Kraftsensor bezüglich seiner Empfindlichkeit und Eigenfrequenz, wie auch der relativ hohe Versuchsaufwand. Strahlkraftuntersuchungen wurden von Komaroff und Melcher [50], Kampmann et al [44]

oder Desantes et al. [19][20] durchgeführt. Desantes und Payri führten intensive Untersuchungen mit verschiedensten Düsengeometrien durch und zeigten auf, dass der Strahlimpulsfluss näherungsweise eine lineare Abhängigkeit von der Druckdifferenz aufweist und diese sowohl für kavitierende als auch für nicht kavitierende Düsenbetriebspunkte gültig ist [65][66][67][68].

Es wurde auch eine Vielzahl von optischen Untersuchungen mit Einspritzdüsen durchgeführt, wobei die unterschiedlichsten Messtechniken zum Einsatz kamen. Bei diesen Untersuchungen sollte man eine Klassifizierung in zwei große Gruppen vornehmen, die Visualisierung der Düseninnenströmung bzw. der Strömung im Spritzloch und die Darstellung des Einspritzstrahls außerhalb des Düsenkörpers.

Die Visualisierung der Düseninnenströmung wurde meist mit transparenten aufskalierten Düsenmodellen durchgeführt, es gibt aber auch Untersuchungen von transparenten Düsen in realer Größe. Beispiele für die optischen Untersuchungen der Düseninnenströmung sind die Versuche von Chaves et al. [12], Arcoumanis et al. [4][5][81], Kim et al. [49] oder Soteriou et al. [94]. Für Aufnahmen der kavitierenden Düseninnenströmung kamen meist Hochgeschwindigkeitskamarasysteme zum Einsatz, wobei gepulste Flashlampen bzw. Laserschnitte für die notwendige Beleuchtung des untersuchten Strömungsgebietes dienten. Zur Darstellung der nicht kavitierenden Strömung bzw. deren Stromlinien benützte man meist Tracerpartikel aus Aluminiumoxid, welche der eingespritzten Flüssigkeit beigemischt wurden. Die zeitliche Bewegung dieser Partikel konnte somit optisch detektiert werden.

Optische Untersuchungen von Einspritzstrahlen bzw. Sprays mit und ohne Verbrennung wurden in zahlreichen Studien durchgeführt. Neben Hiroyasu [39], machten auch Reitz und Bracco [77][78][79], Dent [17], Naber und Siebers [62][89], Varde et al. [102] und Ofner [64] ausführliche optische Messserien. Es erfolgte dabei meist eine Charakterisierung der Einspritzstrahlen in Bezug auf Penetrationslänge, Strahlkegelwinkel, Tröpfchengröße und Geschwindigkeitsquerschnittsprofil. Als Ergebnis dieser Untersuchungen wurden dabei große Unterschiede bezüglich der Strahlbilder mit und ohne Kavitation festgestellt.

Die Bestimmung der spektroskopischen Flammentemperatur bzw. Rußkonzentration wurde unter anderem von Gstrein [34] und Hötger [41][56][108] nach der Methode von Hottel und Broughton durchgeführt [42]. Es wird dabei die spektrale Intensität der emittierten Flammenstrahlung bei zwei unterschiedlichen Wellenlängen ausgewertet, wobei angenommen wird, dass die strahlenden Rußpartikel im thermischen Gleichgewicht mit ihrer Umgebung stehen.

Ausführliche Untersuchungen der Dieselerbrennung wurden von Dec [15][16] unter der Verwendung von optischen und laseroptischen Messgeräten durchgeführt. Die Kombination der verschiedensten optischen Messtechniken erlaubte es Dec, den brennenden Einspritzstrahl näher zu analysieren und den Strahl in örtliche Bildungszonen zu unterteilen. Das Ergebnis war eine Modellvorstellung für die Dieselerbrennung, in welcher die räumlichen Zonen, in der z.B. Ruß oder Stickoxide gebildet werden, dargestellt sind. Siebers [90][91] stellte ebenfalls optische Messungen zur Bestimmung der Lift-Off-Länge von unterschiedlichen Einspritzdüsen an. Dabei wurde die Konzentration der OH – Radikale detektiert, welche als wichtiger Indikator für die ersten Verbrennungsreaktionen gilt.

Eine isolierte Betrachtung des Kavitationseinflusses im Spritzloch auf die dieselmotorische Verbrennung wurde jedoch bedingt durch die verwendeten Versuchsaufbauten nicht durchgeführt. Meist wurde eine Vielzahl an Einflussparametern gleichzeitig variiert [98][107]. Dies ist auch der Grund, weshalb dieser Arbeit die bereits in der Einleitung erwähnte Zielsetzung zu Grunde gelegt wird, nämlich der Vergleich zweier Düsen mit und ohne Kavitation, welche gleichen Einspritzmassenstrom und gleiche Düsenaustrittsgeschwindigkeit besitzen.

4 Herleitung und Verifikation der hydraulischen Grundgleichungen

Dieses Kapitel befasst sich mit der Herleitung der hydraulischen Gleichungen, welche als Grundlage für die Düsenauslegung dienen. Neben der Beschreibung der wichtigsten Zusammenhänge für die Düsencharakterisierung wird auf die Anwendung der Theorie zur Berechnung von Massenstrom, Impulsfluss und deren abgeleiteten Größen näher eingegangen. Weiters werden die getroffenen Annahmen und Gleichungen experimentell anhand von Einlochdüsenmessungen in der kombinierten Durchfluss - Strahlkraftmesseinrichtung verifiziert.

4.1 Zusammenhang zwischen kritischer Kavitationszahl und Durchflusskoeffizient

Bei der kritischen Kavitationszahl CCN folgt aus der Gleichheit der Massenströme vor und nach dem Punkt, wo die Kavitation einsetzt

$$\dot{m}_{CD1} = \dot{m}_{CD0} \quad (4.1.1)$$

nach Umformung der Gleichungen 2.2.14 und 2.2.15 und Einsetzen in Gleichung 4.1.1:

$$\frac{CD_0}{\sqrt{\frac{\rho_{Liquid}}{2 \cdot (p_u - p_d)}}} = \frac{CD_1}{\sqrt{\frac{\rho_{Liquid}}{2 \cdot p_u}}} \quad (4.1.2)$$

Weitere Umformung und Vereinfachung von Gleichung 4.1.2 führt zu:

$$\frac{CD_0^2}{CD_1^2} = \frac{p_u}{p_u - p_d} = \frac{p_u + p_d - p_d}{p_u - p_d} = \frac{p_d}{p_u - p_d} + \frac{p_u - p_d}{p_u - p_d} = \frac{1}{CCN} + 1 \quad (4.1.3)$$

Die Auflösung nach CCN liefert:

$$CCN = \frac{1}{\frac{CD_0^2}{CD_1^2} - 1} \quad (4.1.4)$$

Aus Gleichung 4.1.4 ist ersichtlich, dass die kritische Kavitationszahl auch durch das Verhältnis von CD_0 zu CD_1 ermittelt werden kann. Es gibt somit neben der graphischen Methode (siehe Abbildung 7), in welcher sich die CCN - Zahl durch den Abfall des CD - Wertes identifizieren lässt, hier ein weiteres Verfahren.

Interessant ist auch die Tatsache, dass für Düsen mit steigender CCN - Zahl der Abstand zwischen CD_0 und CD_1 immer kleiner wird, bis theoretisch für $CCN \rightarrow \infty$ (nicht kavitierende Düse) schlicht $CD_0 = CD_1$ wird.

Durch das weitere Gleichsetzen der Massenströme aus dem CD und CD_1 - Ansatz (siehe Gleichung 2.2.15 und 2.2.23) folgt im kavitierenden Bereich der Zusammenhang:

$$CD = CD_1 \cdot \sqrt{\frac{p_u}{(p_u - p_d)}} = CD_1 \cdot \sqrt{\frac{p_u - p_d + p_d}{(p_u - p_d)}} = CD_1 \cdot \sqrt{\left(1 + \frac{I}{CN}\right)} \quad (4.1.5)$$

Mit Gleichung 4.1.4 resultiert:

$$CD = CD_0 \cdot \frac{\sqrt{\left(1 + \frac{I}{CN}\right)}}{\sqrt{\left(1 + \frac{I}{CCN}\right)}} = CD_0 \cdot \frac{\sqrt{(CN + I) \cdot CCN}}{\sqrt{(CCN + I) \cdot CN}} \quad (4.1.6)$$

Mit Hilfe dieses Zusammenhanges lässt sich der in Abbildung 7 angegebene Verlauf von CD oberhalb der kritischen Kavitationszahl bestimmen.

4.2 Anwendung der Theorie auf Berechnung von Massenstrom, Strahlimpuls und deren abgeleiteten Größen

4.2.1 Berechnung Massenstrom

Wie aus der Definition für die CD_1 - Zahl ersichtlich (siehe Gleichung 2.2.15) ist der Massenfluss im kavitierenden Bereich proportional der Wurzel des Einspritzdruckes p_u multipliziert mit CD_1 .

$$\dot{m} = CD_1 \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot p_u \cdot \rho_{Liquid}} \quad (4.2.1)$$

Unter der Annahme eines konstanten CD_1 sollte somit der Einspritzmassenstrom einen linearen Zusammenhang mit der Quadratwurzel des Einspritzdrucks zeigen (siehe Abbildung 9).

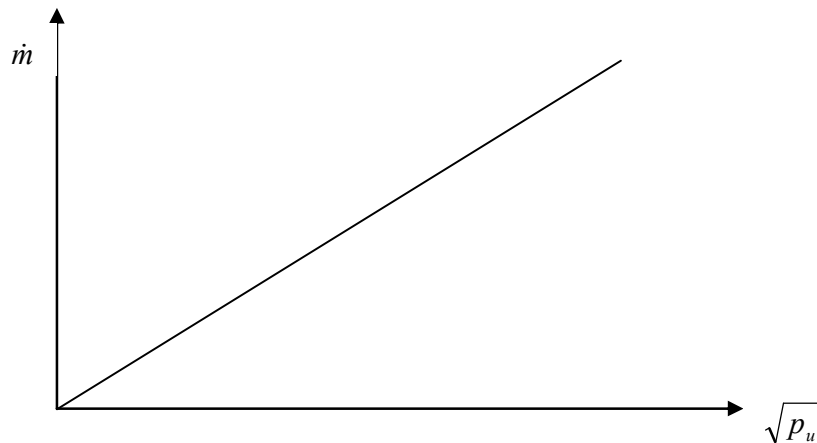


Abbildung 9: Linearität Massenfluss

4.2.2 Berechnung Impulsfluss

Der Impulsfluss kann auf Grundlage von Gleichung 4.2.2 berechnet werden.

$$\dot{I} = \dot{m} \cdot u_{eff} = A_0 \cdot \rho_{out} \cdot u_{eff}^2 \quad (4.2.2)$$

Die Berechnung der mittleren Dichte am Düsenaustritt ρ_{out} basiert auf der Annahme, dass sich in der Düse im nicht kavitierenden Bereich, also für Betriebspunkte mit Kavitationszahlen CN kleiner gleich der kritischen Kavitationszahl CCN , keine Dampfblasen befinden. Die Dichte kann allgemein mittels Gleichung 4.2.3 (siehe Abbildung 10) berechnet werden, wobei u_{eff} als über dem Querschnitt konstant vorausgesetzt wird und die Dichte im kavitierenden Bereich eine Funktion des Dampfgehaltes im Spritzloch ist.

$$\rho_{out} = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} = \frac{\dot{m}}{A_0 \cdot u_{eff}} \quad (4.2.3)$$

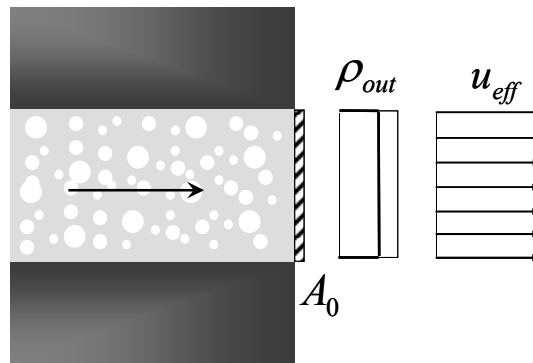


Abbildung 10: Dichte am Düsenaustritt

Für Betriebspunkte mit $CN > CCN$ kann für den Massenstrom Gleichung 4.2.1 verwendet werden. Weiters gilt noch für die effektive Austrittsgeschwindigkeit u_{eff} Gleichung 2.2.18. Es folgt somit für die Dichte ρ_{out} Gleichung 4.2.4.

$$\rho_{out} = \frac{\dot{m}}{A_0 \cdot u_{eff}} = \frac{\dot{m}^2}{A_0 \cdot \dot{I}} = \frac{\left(CD_1 \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot p_u \cdot \rho_{Liquid}} \right)^2}{A_0 \cdot \dot{I}} \quad (4.2.4)$$

Wie aus Gleichung 4.2.4 ersichtlich, ist für die Bestimmung der Dichte am Düsenlochaustritt neben den einfach bestimmbar Größen wie Querschnittsfläche, vorherrschenden Einspritzdruck und der flüssigen Kraftstoffdichte auch die mit höherem Aufwand detektierbaren Größen wie der Durchflussbeiwert CD_1 und der effektive Strahlimpulsfluss notwendig. Der Durchflussbeiwert CD_1 lässt sich wie bereits erwähnt mittels Durchflussmessung ermitteln, der effektive Impulsfluss ist entweder durch eine Strahlkraftmessung messtechnisch bestimmbar bzw. über ein einfaches Modell berechenbar. Welche Annahmen zur Modellerstellung erforderlich sind, wird im Folgenden näher dargestellt.

Die Definition des Impulskoeffizienten C_I lautet mittels Gleichung 2.2.20 bzw. nach Erweiterung mit der theoretischen Düsenaustrittsgeschwindigkeit:

$$C_I = \frac{\dot{I}}{\dot{I}_{theo}} = \frac{\dot{I}}{A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot u_0^2} = \frac{\dot{I}}{A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} = \frac{\dot{I}}{A_0 \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)} \quad (4.2.5)$$

Damit kann der Impulsfluss nach Umformung von Gleichung 4.2.5 mit Gleichung 4.2.6 beschrieben werden, wobei jedoch vorerst noch keine konkrete Aussage über die Größe des Impulskoeffizienten C_I getroffen werden kann.

$$\dot{I} = \dot{m} \cdot u_{eff} = A_0 \cdot \rho_{out} \cdot u_{eff}^2 = 2 \cdot C_I \cdot A_0 \cdot (p_u - p_d) \quad (4.2.6)$$

Unter der Annahme, dass im Spritzloch bei $CN = CCN$ kein Dampf auftritt, gilt für die mittlere Dichte Gleichung 4.2.7.

$$\rho_{out} = \rho_{Liquid} \quad \text{bei } CN = CCN \quad (4.2.7)$$

Weiters muss Gleichung 4.2.4 erfüllt sein, bzw. mittels Einsetzen von Gleichung 4.2.6 und Gleichung 4.2.7 folgt für die mittlere Dichte bei $CN = CCN$

$$\rho_{out} = \rho_{Liquid} = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} = \frac{CD_1 \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot p_u \cdot \rho_{Liquid}}}{A_0 \cdot \frac{C_I \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)}{CD_1 \cdot \sqrt{2 \cdot p_u \cdot \rho_{Liquid}}}} = \frac{CD_1^2 \cdot p_u \cdot \rho_{Liquid}}{C_I \cdot (p_u - p_d)} \quad (4.2.8)$$

Nach Erweiterung von Gleichung 4.2.8 und unter Berücksichtigung, dass für diese Annahme $CN = CCN$ ist, folgt nun mit Gleichung 4.2.9 der Zusammenhang zwischen dem Impulsflusskoeffizienten C_I und dem Durchflusskoeffizient CD_0 .

$$C_I = \frac{CD_1^2 \cdot p_u}{(p_u - p_d)} = CD_1^2 \cdot \frac{p_u - p_d + p_d}{(p_u - p_d)} = CD_1^2 \cdot \left(1 + \frac{I}{CCN} \right) = CD_0^2 \quad (4.2.9)$$

Aus Gleichung 4.2.9 ist ersichtlich, dass C_I eine Konstante sein muss, wenn nach der früher getroffenen Annahme CD_1 konstant ist. Die kritische Kavitationszahl CCN ist jedenfalls eine Konstante, die nur von der Geometrie der Düse abhängt.

$$CCN = \frac{I}{\frac{C_I}{CD_1^2} - 1} \quad (4.2.10)$$

Es lässt sich somit der Impulsflusskoeffizient auch durch eine Strömungsmessung bestimmen, bzw. sich die kritische Kavitationszahl CCN aus C_I und CD_1 errechnen (siehe Gleichung 4.2.10).

$$\dot{I} = 2 \cdot C_I \cdot A_0 \cdot (p_u - p_d) = 2 \cdot CD_0^2 \cdot A_0 \cdot (p_u - p_d) \quad (4.2.11)$$

Nach Gleichung 4.2.11 besteht somit eine lineare Abhängigkeit des Strahlimpulsflusses von der anstehenden Druckdifferenz. Diese Proportionalität zwischen Strahlimpulsfluss und Druckdifferenz gilt generell sowohl für den kavitierenden wie auch nicht kavitierenden Bereich (siehe Abbildung 11 bzw. [18][19][20][68]). Der Strahlimpulsfluss besitzt die Dimension einer Kraft mit der Einheit Newton. Wie später in Kapitel 4.3 näher erläutert wird, kann diese Kraft durch eine spezielle Messtechnik erfasst werden.

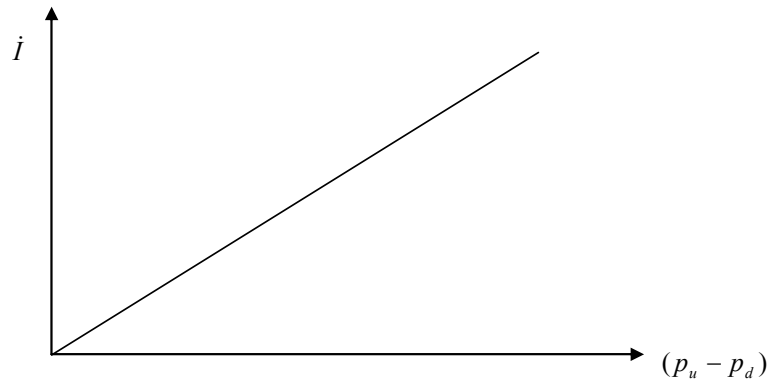


Abbildung 11: Linearität Impulsfluss

Im folgenden Kapitel werden mittels der Messung von Massenstrom und Strahlkraft die zuvor theoretisch abgehandelten Zusammenhänge für die hydraulischen Eigenschaften von Düsen verifiziert.

4.2.3 Berechnung Austrittsgeschwindigkeit

Die Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse wird nun aus Impulsfluss und Massenfluss bestimmt, das heißt mit den Gleichungen 4.2.1, 4.2.6 und 2.2.18.

$$u_{eff} = \frac{\dot{I}}{\dot{m}} = \frac{C_I \cdot A_0 \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)}{CD_1 \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot p_u \cdot \rho_{Liquid}}} = \frac{C_I \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)}{CD_1 \cdot \sqrt{2 \cdot p_u \cdot \rho_{Liquid}}} \quad (4.2.12)$$

Man erkennt aus Gleichung 4.2.12, dass die effektive Düsenaustrittsgeschwindigkeit neben der direkten Bestimmung aus Strahlimpuls und Massenstrom auch indirekt aus C_I und CD_1 – Koeffizient ermittelbar ist, wenn die Drücke bekannt sind. Mittels des Zusammenhangs aus Gleichung 4.2.9 kann der C_I – Faktor eliminiert werden. Es folgt somit für die Strahlaustrittsgeschwindigkeit bei $CN > CCN$ (mit Kavitation) nach Gleichung 4.2.13.

$$u_{eff} = \frac{\dot{I}}{\dot{m}} = \frac{C_I \cdot A_0 \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)}{CD_1 \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot p_u \cdot \rho_{Liquid}}} = \frac{CD_1^2 \cdot \left(\frac{CCN + 1}{CCN}\right) \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)}{CD_1 \cdot \sqrt{2 \cdot p_u \cdot \rho_{Liquid}}} \quad (4.2.13)$$

Durch Umformung von Gleichung 4.2.13 folgen für die Austrittsgeschwindigkeit die Gleichungen 4.2.14 und 4.2.15. Aus Gleichung 4.2.15 ist ersichtlich, dass sich die Düsenaustrittsgeschwindigkeit im kavitierenden Betriebspunkt als Funktion des Durchflusskoeffizient CD_1 , der kritischen Kavitationszahl CCN , der Kavitationsziffer CN und der theoretischen Düsenaustrittsgeschwindigkeit für kavitierende Düsen bilden lässt.

$$u_{eff} = CD_1 \cdot \left(\frac{CCN + 1}{CCN}\right) \cdot \frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{p_u \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_{Liquid}}{p_u}}} = CD_1 \cdot \left(\frac{CCN + 1}{CCN}\right) \cdot \frac{(p_u - p_d)}{p_u} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_u}{\rho_{Liquid}}} \quad (4.2.14)$$

$$u_{eff} = CD_I \cdot \left(\frac{CCN + I}{CCN} \right) \cdot \frac{(p_u - p_d)}{p_u + p_d - p_d} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_u}{\rho_{Liquid}}} = CD_I \cdot \left(\frac{CCN + I}{CCN} \right) \cdot \left(\frac{CN}{CN + I} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_u}{\rho_{Liquid}}} \quad (4.2.15)$$

4.2.4 Der Impulsflusskoeffizient und dessen Konstanz

In diesem Abschnitt wird der Grund für die Konstanz des Impulsflusskoeffizienten in den Bereichen mit und ohne Kavitation noch einmal grundlegend (als Kontrolle der Ableitung aus dem Energiesatz) beleuchtet. Aufbauend auf den physikalischen Grundgleichungen für Masse-, Impuls- und Energieerhaltung, welche bereits zu Beginn dieser Arbeit behandelt wurden, wird ein Wert für den Impulsflusskoeffizienten hergeleitet.

Zur besseren Darstellung werden nochmals die Formulierungen für den Impulsfluss, den Massenstrom und die Definition für den Impulsflusskoeffizienten angeschrieben.

Impulsfluss:

$$\dot{I} = \dot{m} \cdot u_{eff} \quad (4.2.2)$$

Massenstrom:

$$\dot{m} = CD \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \quad (4.2.16)$$

Impulsflusskoeffizient:

$$C_I = \frac{\dot{I}}{\dot{I}_{theo}} = \frac{\dot{I}}{A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot u_0^2} = \frac{\dot{I}}{A_0 \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)} \quad (4.2.5)$$

Bzw. Gleichung 4.2.5 nach dem Strahlimpulsfluss umgeformt:

$$\dot{I} = 2 \cdot C_I \cdot A_0 \cdot (p_u - p_d) \quad (4.2.6)$$

Welcher Verlauf bzw. Wert für den Impulsflusskoeffizienten im kavitierenden bzw. nicht kavitierenden Betriebsbereich einzusetzen ist, wird nun näher theoretisch untersucht.

4.2.4.1 Impulsflusskoeffizient ohne Kavitation

Für den Bereich ohne Kavitation bzw. für Düsenbetriebspunkte mit einer Kavitationszahl, welche kleiner als die kritische Kavitationszahl ist, ist für den Massenstrom die Formulierung nach Gleichung 4.2.17 und für die effektive Düsenaustrittsgeschwindigkeit Gleichung 4.2.18 gültig. Für diese Beschreibung wurde die bereits erwähnte Annahme von reiner Flüssigkeit, ohne Blasen im Spritzloch, verwendet.

$$\dot{m} = CD_0 \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \quad (4.2.17)$$

$$u_{eff} = CD_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \quad (4.2.18)$$

Nach Einsetzen von Gleichung 4.2.17 und 4.2.18 in Gleichung 4.2.2 folgt für den effektiven Impulsfluss der Zusammenhang nach Gleichung 4.2.19.

$$\begin{aligned} \dot{I} = \dot{m} \cdot u_{eff} &= CD_0 \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \cdot CD_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} = \dots \\ &\dots = CD_0^2 \cdot A_0 \cdot 2 \cdot (p_u - p_d) \end{aligned} \quad (4.2.19)$$

Nach Vergleich von Gleichung 4.2.19 mit Gleichung 4.2.6 erkennt man für den Impulsflusskoeffizienten, dass dieser im nicht kavitierenden Bereich den Wert nach Gleichung 4.2.20 mit $C_I = CD_0^2$ einnehmen muss.

$$C_I = CD_0^2 \quad (4.2.20)$$

4.2.4.2 Impulsflusskoeffizient mit Kavitation

Für den kavitierenden Bereich lässt sich der Massenstrom gemäß Gleichung 4.2.1 anschreiben.

$$\dot{m} = CD_1 \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_u}{\rho_{Liquid}}} \quad (4.2.1)$$

Weiters besitzt der zuvor formulierte Zusammenhang für den Durchflusskoeffizienten nach Gleichung 4.1.6 im kavitierenden Bereich seine Gültigkeit.

$$CD = CD_0 \cdot \sqrt{\frac{(CN + 1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN + 1)}} \quad (4.1.6)$$

Dies in die allgemeine Massenstrombeziehung (Gleichung 4.2.16) eingesetzt führt zu Gleichung 4.2.21.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= CD \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} = \dots \\ &\dots = CD_0 \cdot \sqrt{\frac{(CN + 1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN + 1)}} \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \end{aligned} \quad (4.2.21)$$

Im kavitierenden Fall sind jedoch Dampfblasen in der Strömung enthalten, welche zu einer Abnahme der mittleren Dichte am Austrittsquerschnitt der Einspritzdüse, bzw. zu einer Erhöhung der theoretischen Bernoulli - Geschwindigkeit führen. Weiters wird der Geschwindigkeitsverlustbeiwert als konstant über alle Düsenbetriebspunkte angenommen. Somit lässt sich die Formulierung nach Gleichung 4.2.22 für die Massenstrombeziehung im kavitierenden Bereich anschreiben.

$$\dot{m} = A_0 \cdot \rho_{out} \cdot u_{eff} = A_0 \cdot \rho_{out} \cdot CD_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{out}}} \quad (4.2.22)$$

Es folgt aus Gleichsetzen beider Massenbeziehungen (Gleichung 4.2.21 & 4.2.22) im kavitierenden Bereich für die Austrittsdichte der Zusammenhang nach Gleichung 4.2.25.

$$A_0 \cdot \rho_{out} \cdot CD_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{out}}} = CD_0 \cdot \sqrt{\frac{(CN + 1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN + 1)}} \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \quad (4.2.23)$$

$$\sqrt{\rho_{out} \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)} = \sqrt{\frac{(CN + 1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN + 1)}} \cdot \sqrt{\rho_{Liquid} \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)} \quad (4.2.24)$$

$$\rho_{out} = \rho_{Liquid} \cdot \frac{(CN + 1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN + 1)} \quad (4.2.25)$$

In die Massenstrombeziehung kann nun die mittlere Dichte nach Gleichung 4.2.25 eingesetzt werden und daraus die Austrittsgeschwindigkeit nach Gleichung 4.2.26 bestimmt werden.

$$u_{eff} = \frac{\dot{m}}{A_0 \cdot \rho_{out}} = \frac{CD_0 \cdot \sqrt{\frac{(CN + 1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN + 1)}} \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}}}{A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \frac{(CN + 1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN + 1)}} = \dots$$

$$\dots = CD_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \cdot \sqrt{\frac{CN \cdot (CCN + 1)}{(CN + 1) \cdot CCN}} \quad (4.2.26)$$

Es lässt sich somit der Impulsfluss im kavitierenden Bereich nach Gleichung 4.2.27, unter Verwendung von Gleichung 4.2.26 und Gleichung 4.2.21, anschreiben.

$$\dot{I}_{eff} = \dot{m} \cdot u_{eff} = CD_0 \cdot \sqrt{\frac{(CN + 1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN + 1)}} \cdot A_0 \cdot \rho_{Liquid} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \cdot CD_0 \cdot \dots \quad (4.2.27)$$

$$\dots \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \cdot \sqrt{\frac{CN \cdot (CCN + 1)}{(CN + 1) \cdot CCN}} = CD_0^2 \cdot A_0 \cdot 2 \cdot (p_u - p_d)$$

$$C_I = CD_0^2 \quad (4.2.28)$$

Wiederum folgt für den Impulsflusskoeffizient im kavitierenden Bereich die Bedingung nach Gleichung 4.2.28 mit $C_I = CD_0^2$, damit die geforderte Übereinstimmung zwischen Gleichung 4.2.27 und Gleichung 4.2.6 erfüllt ist.

Es ist somit der Impulsflusskoeffizient eine Konstante, welche sowohl im kavitierenden, wie auch im nicht kavitierenden Bereich den Wert von $C_I = CD_0^2$ besitzt.

4.2.5 Auswirkung der Annahmen auf die dimensionslosen Bestimmungsgrößen der Düseneigenschaften

Die getroffenen Annahmen für Strahlimpulsfluss und Massenstrom im kavitierenden und nicht kavitierenden Bereich führen unabdingbar zu genau definierten Koeffizientenverläufen in Abhängigkeit von der eingestellten Kavitationszahl. Im Folgenden werden die Formulierungen für die Koeffizienten nochmals zusammengefasst dargestellt und auf deren Verläufe näher eingegangen.

Für beide Bereiche ist der konstante Impulsflusskoeffizient, welcher in Kapitel 4.2.2 zu $C_I = konst = CD_0^2$ bestimmt wurde, gültig.

CN <= CCN:

$$\rho_{out} = \rho_{Liquid} \quad (4.2.29)$$

$$C_A = \frac{A_{eff}}{A_0} = \frac{\dot{m}}{\rho_{Liquid} \cdot u_{eff}} = \frac{\rho_{out} \cdot u_{eff} \cdot A_0}{\rho_{Liquid} \cdot u_{eff}} = \frac{\rho_{out}}{\rho_{Liquid}} = 1 \quad (4.2.30)$$

$$C_V = \frac{u_{eff}}{\sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{Liquid}}}} = CD_0 \quad (4.2.31)$$

Für den nicht kavitierenden Bereich (CN <= CCN) wurde die Annahme nach Gleichung 4.2.29, dass sich nur Flüssigkeit ohne Blasen im Spritzloch befindet, getroffen. Daraus folgt für den Querschnittskoeffizienten C_A Gleichung 4.2.30 und für den Geschwindigkeitskoeffizienten C_V Gleichung 4.2.31.

CN > CCN:

$$C_I = konst = CD_0^2 = CD \cdot C_V = \frac{CD^2}{C_A} = \frac{CD_i^2 \cdot \left(\frac{CN+1}{CN}\right)}{C_A} = \frac{CD_0^2 \cdot \left(\frac{(CN+1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN+1)}\right)}{C_A} \quad (4.2.32)$$

$$C_A = \left(\frac{(CN+1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN+1)}\right) \quad (4.2.33)$$

$$C_V = \frac{CD}{C_A} = \frac{CD_0 \cdot \sqrt{\left(\frac{(CN+1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN+1)}\right)}}{\left(\frac{(CN+1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN+1)}\right)} = \frac{CD_0}{\sqrt{\left(\frac{(CN+1) \cdot CCN}{CN \cdot (CCN+1)}\right)}} \quad (4.2.34)$$

Im kavitierenden Bereich (CN > CCN) gilt für den Impulsflusskoeffizienten der Zusammenhang laut Gleichung 4.2.32. Diese Beziehung resultiert aus Einsetzen von Gleichung 2.2.21, 2.2.22 und 4.1.5 in Gleichung 2.2.24. Da die Konstanz des Impulsflusses gewahrt bleiben muss, folgt für den Querschnittskoeffizienten C_A die Bedingung nach Gleichung 4.2.33, wobei dieser eine Funktion aus kritischer Kavitationszahl CCN und der eingestellten Kavitationsziffer CN ist. Durch Einsetzen der erhaltenen Größen entsteht für den Geschwindigkeitskoeffizient C_V der mathematische Ausdruck gemäß Gleichung 4.2.34.

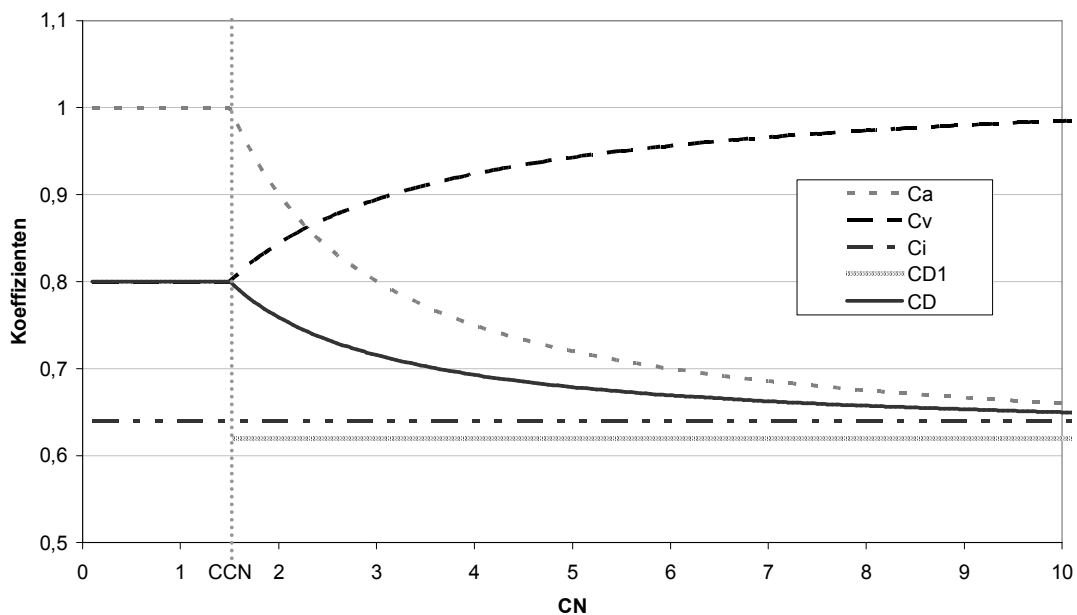


Abbildung 12: Koeffizientenverläufe mit und ohne Kavitation

Man erkennt aus Gleichung 4.2.33 eine Verkleinerung des effektiven Querschnittes mit steigender Kavitationszahl. Da jedoch der Impulsfluss konstant gehalten werden muss, ist eine Erhöhung der Austrittsgeschwindigkeit bzw. des Geschwindigkeitskoeffizienten (Gleichung 4.2.34) nach Überschreiten der Kavitationsgrenze erforderlich. Die Erhöhung des Geschwindigkeitskoeffizienten im kavitierenden Bereich ist durch die Abnahme der Dichte, aufgrund von Blasenbildung im Spritzloch, begründet. In Abbildung 12 sind die Koeffizientenverläufe nochmals für eine Einspritzdüse mit einer kritischen Kavitationsziffer CCN von 1,5 dargestellt.

4.3 Experimentelle Untersuchungen

4.3.1 Kombinierte Durchfluss – Strahlkraftmesseinrichtung

In der kombinierten Durchfluss-Strahlkraftmesseinrichtung (DDFM) wird der Dieseldieselfkraftstoff in eine Stickstoffatmosphäre eingespritzt. Der Gegendruck wird zwischen 1 bar und 160 bar und der Dieselvordruck zwischen 10 bar und 1800 bar variiert. Es ergeben sich damit in Abhängigkeit des eingestellten Betriebspunktes unterschiedliche Kavitationszahlen. Das Anlagenschema der Durchfluss-Strahlkraftmesseinheit ist in Abbildung 13 dargestellt [24].

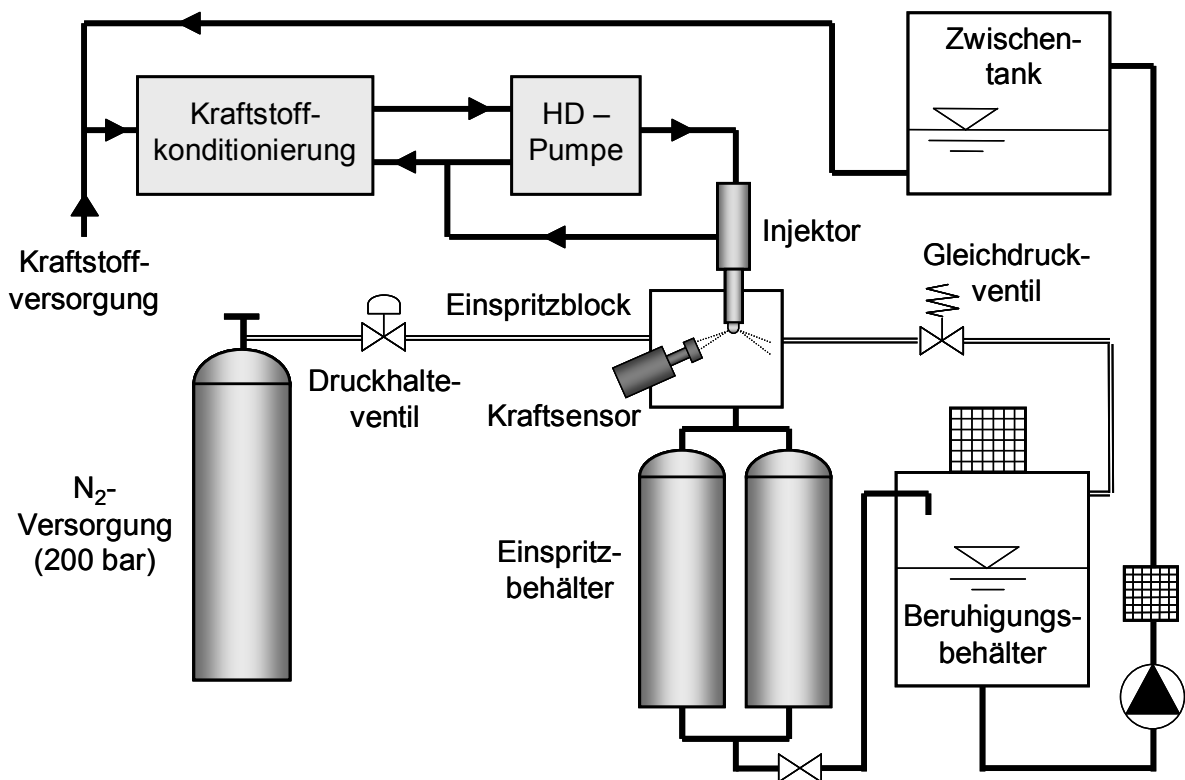


Abbildung 13: Kombinierte Durchfluss – Strahlkraftmesseinrichtung

Die Stickstoffatmosphäre wird mittels 200 bar Hochdruckgasflaschen erzeugt, wobei mittels Gleichdruckventil und Druckhalteventil ein konstanter Gegendruck gewährleistet wird. Der Dieseldieselfkraftstoff wird in der Kraftstoffkonditioniereinheit auf konstante Werte für Vordruck und Temperatur geregelt und gleichzeitig wird der Kraftstoffverbrauch mittels Coriolismassenmesser gemessen. Mittels Hochdruck – Common-Rail-Pumpe wird ein Einspritzdruck von bis zu 1800 bar erzeugt. Im Einspritzblock sind der Düsenhalter und

der Strahlimpulssensor montiert, wobei der Einspritzstrahl direkt und frontal auf den piezoelektrischen Kraftsensor spritzt. Nach der Messung wird der Kraftstoff im Beruhigungsbehälter gesammelt und über einen Zwischentank wieder der Dieselkonditionierung zugeführt, womit ein geschlossener Kraftstoffkreislauf erreicht wird. Mit der kombinierten Strahlkraftmesseinrichtung kann sowohl eine stationäre Messung (dauerhaft geöffnete Einspritznadel) als auch eine instationäre Messung (gepulste Einspritzung) von Ein- und Mehrlochdüsen durchgeführt werden.

4.3.2 Untersuchungen an Einlochdüsen

Zunächst wurden die Untersuchungen aus folgenden Gründen mit Einlochdüsen durchgeführt:

Erstens ist eine eindeutige und einfache Zuordnung der gemessenen Durchflussmenge zur tatsächlichen Durchflussmenge im Spritzloch möglich und es treten keine weiteren Unsicherheiten über Annahmen der Kraftstoffverteilung und Zuströmung zu den einzelnen Spritzlöchern auf, wie dies bei Mehrlochdüsen der Fall wäre. Weiters ergeben sich einfachere Versuchsaufbauten, sei es für die kombinierte Durchfluss-Strahlkraftmessung oder für die optisch zugängliche Einspritzkammer. Mit den gewonnenen Messdaten von den Einlochdüsenversuchen werden dann die getroffenen Modellannahmen für die kavitierende und nicht kavitierende Düse verifiziert und danach auf Mehrlochdüsen übertragen. Für diese Testzwecke wurden deshalb von der Robert Bosch GmbH aus Hallein verschiedenste Einlochdüsengeometrien gefertigt, die unterschiedliche Einlaufradien und K-Faktoren aufweisen, um damit eine kavitationsmindernde oder kavitationsverstärkende Wirkung auf die Düsenströmung erzielen zu können.

Für die genaue Spezifizierung der Einlochdüsen, wurde neben der werksseitigen Hydraulik- und Standardgeometrievermessung noch zusätzlich jede Düse mittels Silikonausgusstechnik vermessen. Es wird dabei eine Silikonnegativform erstellt, welche dann mittels Mikroskopie vermessen werden kann und somit genaue Auskunft über den Querschnittsverlauf in der Spritzlochbohrung sowie über den Einlaufradius gibt. Für die Herstellung des Negativabdruckes ist die Verwendung einer speziellen Silikonmischung notwendig, welche besonders formbeständige Eigenschaften besitzt. Der große Vorteil dieser Technik liegt darin, dass das Spritzloch zerstörungsfrei vermessen wird, und der Proband auch nach der Geometrievermessung funktionstüchtig bleibt. In Abbildung 14 ist der Negativsilikonabdruck einer Einlochdüse abgebildet.



Abbildung 14: Spritzlochnegativform mittels Silikonabdrucktechnik

Exemplarisch für die gefertigten Einlochdüsen werden nun die Vermessungsergebnisse für eine kavitierende und eine nicht kavitierende Einlochdüse dargestellt. Die nicht kavitierende Einlochdüse besitzt einen axialen Spritzlochdurchmesser von 0,277 mm, wobei die Düse um ca. 26 % hydraulisch verrundet wurde. Der Durchfluss betrug vor dem Runden ca. 195 cm³/ 30 s bei 100 bar Druckdifferenz.

In Abbildung 15 ist der Lochdurchmessererlauf in Abhängigkeit von der Messebene aufgetragen, die Messebenen sind 0,2 mm voneinander entfernt. Man erkennt für die nicht kavitierende Einlochdüse eine Querschnittsverkleinerung in Strömungsrichtung, welche zu einem positiven K-Faktor von +1,38 führt, bzw. die Kavitationsblasenbildung im Spritzloch unterbindet. Der Einlaufradius beträgt bei dieser Düse 0,278 mm.

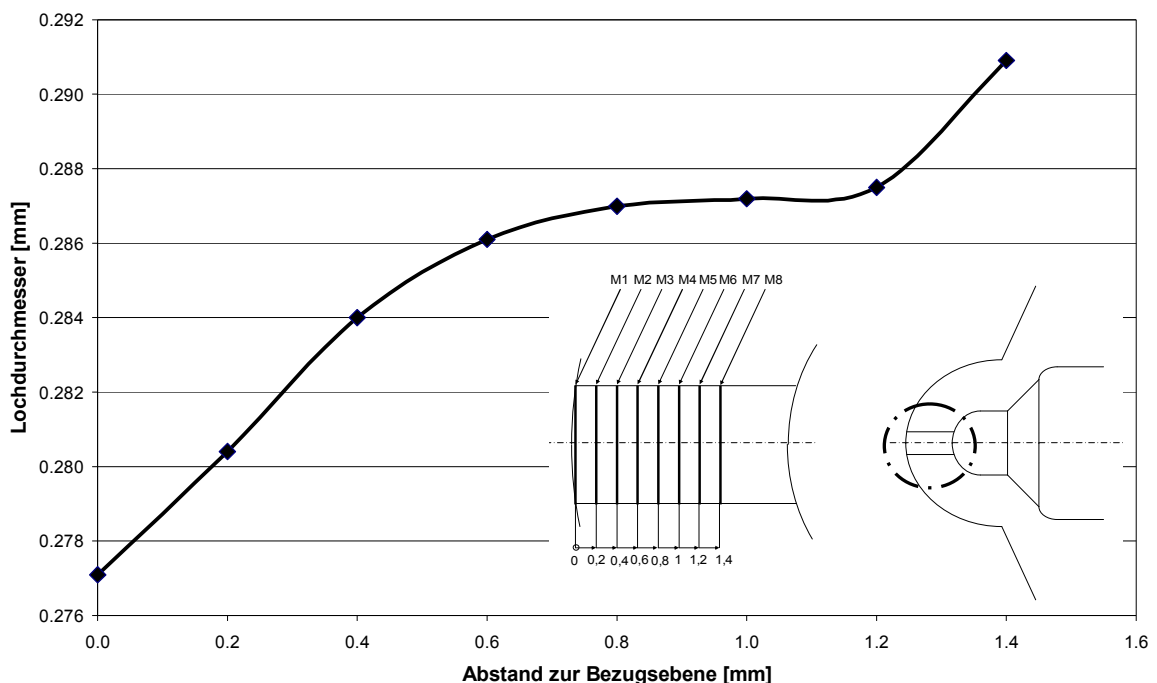


Abbildung 15: Spritzlochvermessung der nicht kavitierende Einlochdüse

Für die kavitierende Einlochdüse ist der Spritzlochdurchmesserkonturverlauf in Abbildung 16 dargestellt. Es ist aus dem Kurvenverlauf eine Durchmessererhöhung im mittleren

Bereich des Loches bei ca. 0,7 mm Abstand von der Bezugsebene ersichtlich. Die Bezugsebene wird aus der Kreisfläche, welche die Austrittsdüsenlochkante beschreibt, gebildet. Durch den strömungsun günstigen Konturverlauf, welchen die kavitierende Einlochdüse besitzt, wird die Bildung von Kavitation im Spritzloch begünstigt bzw. verstärkt.

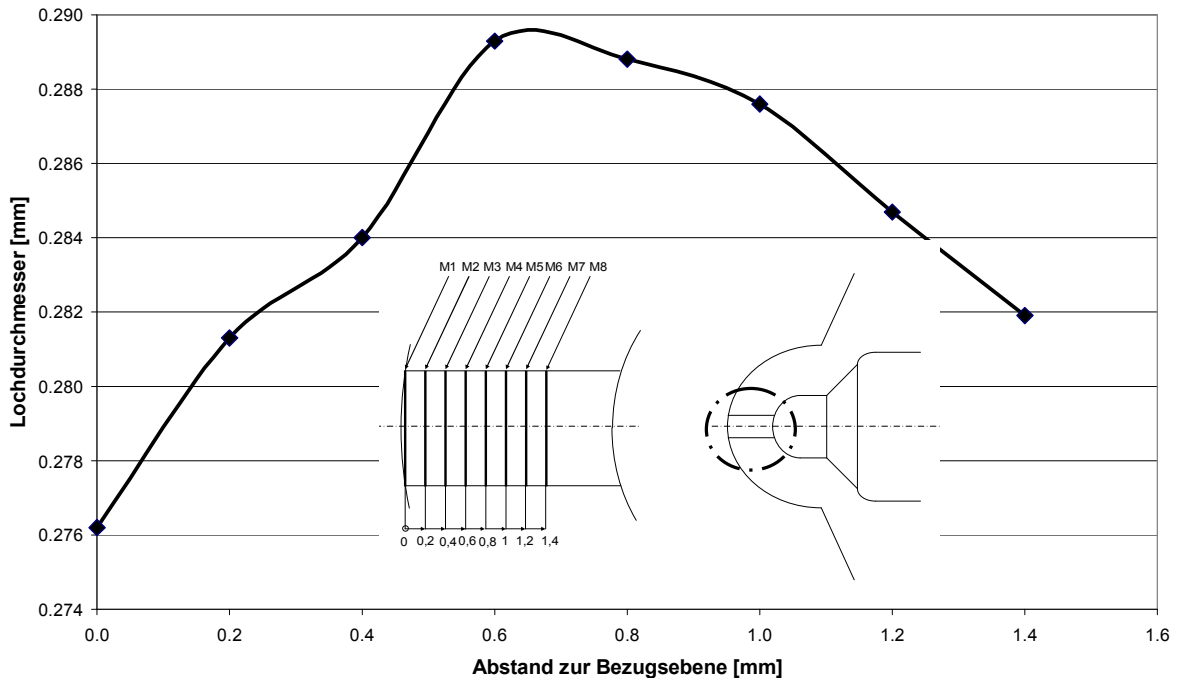


Abbildung 16: Spritzlochvermessung der kavitierenden Einlochdüse

4.3.2.1 Massenstrommessung DDFM

Die Massenstrommessung bildet die Grundlage für die hydraulische Beschreibung von Einspritzdüsen. Mittels Gegendruckvariation kann – wie vorher erwähnt – die Kavitationsneigung der Düse experimentell festgestellt werden.

Eine verbreitete Größe zur Beschreibung des Normdurchflusses von Düsen ist der Q_{30} – Wert. Es wird dabei die Prüfmenge, welche in 30 Sekunden bei einem Vordruck von 100 bar durch die Düse fließt, gemessen. Dies entspricht einer Kavitationszahl von 99 und liegt somit weit oberhalb der im Motorbetrieb vorherrschenden Kavitationszahl, welche sich aus Zylinderdruck zum Einspritzzeitpunkt und Raildruck berechnen lässt.

In Abbildung 17 oben ist der CD -Verlauf einer kavitierenden Einlochdüse über CN dargestellt. Es wurde bei diesen Untersuchungen keine Nadel im Düsenkörper verbaut, damit eine einfache Dauereinspritzung des Injektors realisiert werden konnte. Im kavitierenden Bereich ist ein konstanter CD_1 – Wert über die Kavitationszahl ersichtlich, dies deckt sich mit der Modellannahme. Weiters erkennt man bei $CN = 1,5$ einen Abfall des Durchflusses, was auch den Wert der kritischen Kavitationszahl darstellt. Wie aus Gleichung 4.1.4 ersichtlich, kann aber die kritische Kavitationszahl auch aus dem Niveau von CD_0 und CD_1 errechnet werden. Bei Weiterberechnung der CD_1 – Ziffer über ihren normalen Gültigkeitsbereich hinaus ($CN < CCN$) erkennt man einen starken Abfall ihres

Wertes. Durch den großen Gradienten wird der Bereich der beginnenden Kavitation noch deutlich sichtbarer. Die durchgezogene Linie visualisiert die Berechnung des CD - Wertes nach Gleichung 4.1.5, wobei sich eine gute Übereinstimmung zeigt. Im Diagramm wurden zwei Messreihen dargestellt, um einen großen CN - Bereich der Düse abbilden zu können. Bei der Hochdruckströmung wurden die Einspritzdrücke von 400 bar bis 1800 bar und bei der Niederdruckeinspritzung zwischen 20 bar und 200 bar variiert. In Abbildung 17 unten ist nochmals der CD - Bereich zwischen 0,58 und 0,78 zur genaueren Untersuchung vergrößert dargestellt worden. Es wurden dabei die unterschiedlichen Gegendruckmessreihen zwischen 1 bar und 160 bar farblich eingetragen, wiederum erkennt man die sehr gute Korrelation der Messwerte mit den CD - Werten nach Gleichung 4.1.5.

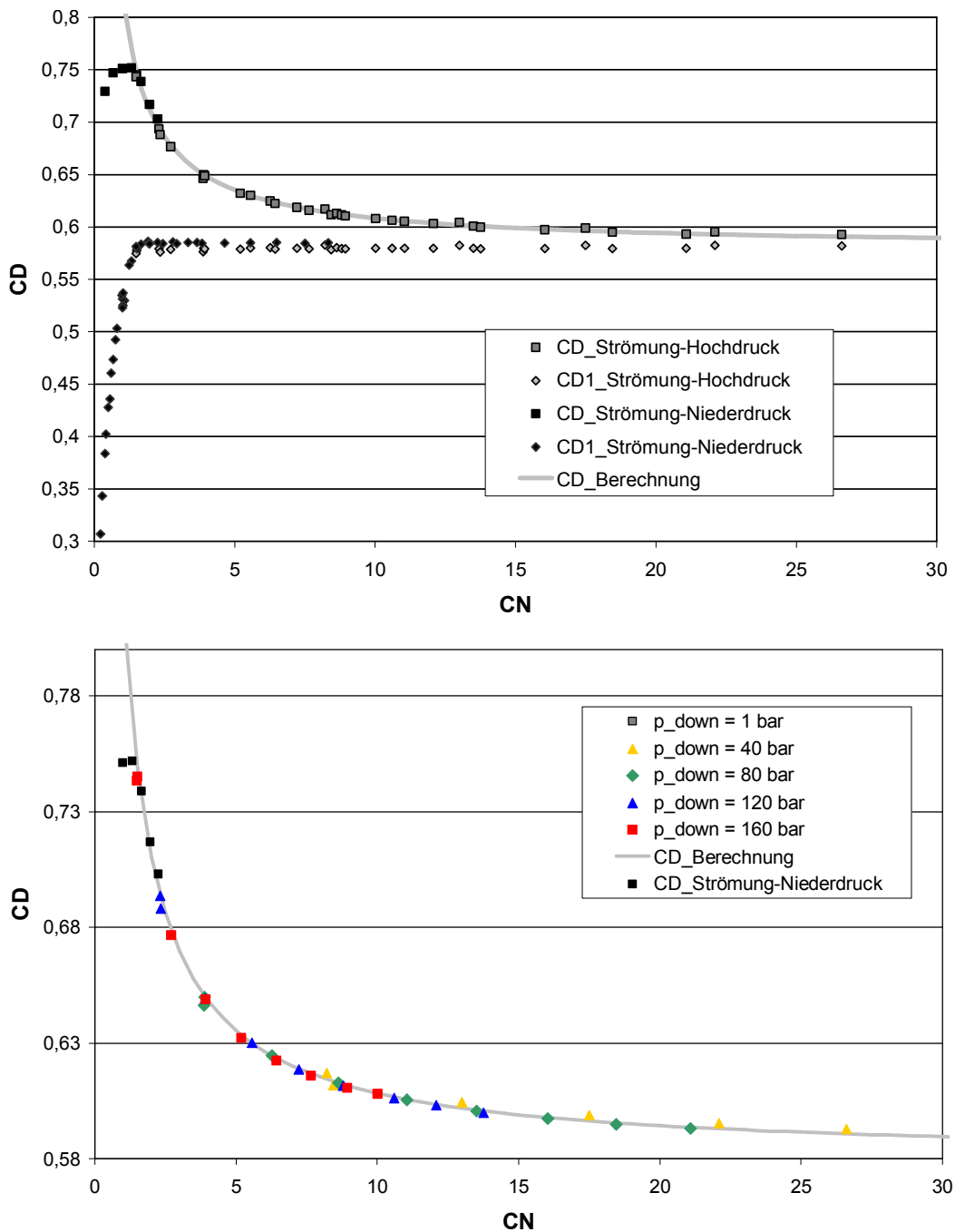


Abbildung 17: CD über CN (kavitierende Einlochdüse)

Im Gegensatz dazu wird in Abbildung 18 eine nicht kavitierende Einlochdüse dargestellt, welche keinen Einbruch des CD - Verlaufes aufweist. Auffallend ist auch der deutlich höhere CD - Wert von ca. 0,76 der nicht kavitierenden Düse im Vergleich zur kavitierenden Düse. Der anfängliche Anstieg der CD - Ziffer bei äußerst geringen CN - Zahlen ist auf die Annäherung an die vollständig ausgebildete turbulente Strömung im Spritzloch zurückzuführen.

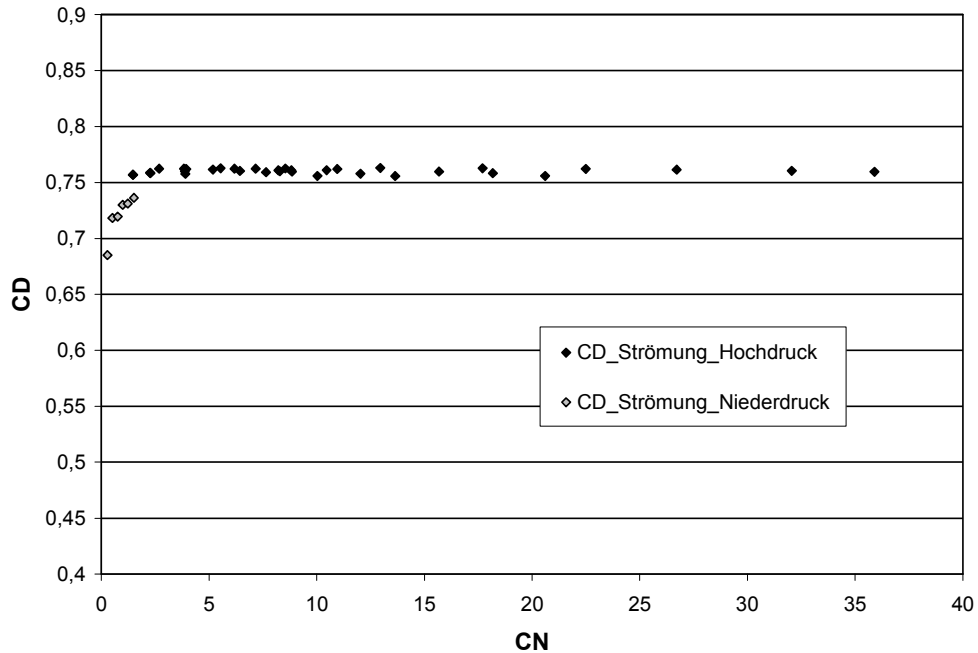


Abbildung 18: CD über CN (nicht kavitierende Einlochdüse)

Eine andere Darstellungsmöglichkeit zur Identifikation einer kavitierenden bzw. nicht kavitierenden Düse wird in den folgenden zwei Diagrammen gezeigt. Man erkennt die lineare Abhängigkeit des Massenstromes der nicht kavitierenden Düse von der Quadratwurzel der Druckdifferenz (siehe Gleichung 2.2.14 und Abbildung 19).

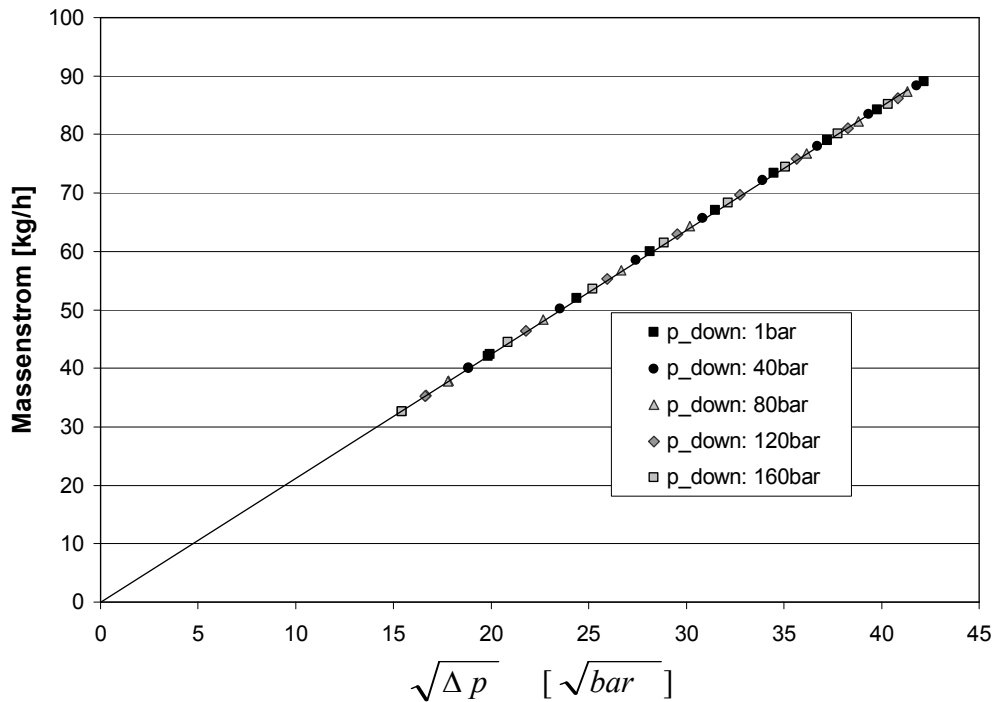


Abbildung 19: Massendstrom über $\sqrt{\Delta p}$ (nicht kavitierende Einlochdüse)

Dieselben Messpunkte weisen jedoch keinen linearen Zusammenhang mit der Wurzel des Einspritzdruckes auf, wie es bei einer kavitierenden Düse der Fall sein müsste (siehe Gleichung 2.2.15 und Abbildung 20).

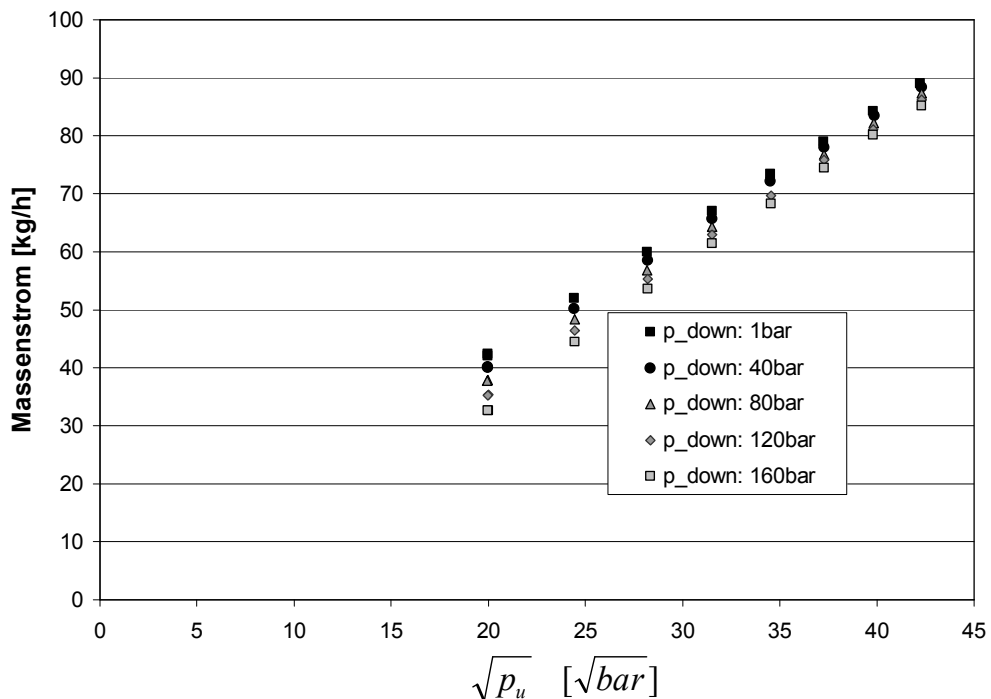


Abbildung 20: Massendstrom über $\sqrt{p_u}$ (nicht kavitierende Düse)

Für eine kavitierende Düse würden sich dieselben Diagramme erstellen lassen, jedoch wäre dann die Linearität des Massendstroms mit der Wurzel des Einspritzdruckes gegeben

und nicht mit der Wurzel der Druckdifferenz aus Einspritzdruck und Gegendruck (siehe Gleichung 2.2.14 und 2.2.15).

4.3.2.2 Strahlimpulsmessung DDFM

Der aus dem Düsenloch austretende Kraftstoffstrahl wird dabei auf die rechtwinklig zur Strahlrichtung angeordnete Messfläche eines Kraftsensors gerichtet. Dort wird der Kraftstoffstrahl in die Ebene der Messfläche umgelenkt. Die dabei auftretende Reaktionskraft wird gemessen. Auf dieses Messprinzip wurde bereits unter Kapitel 2.1 näher eingegangen.

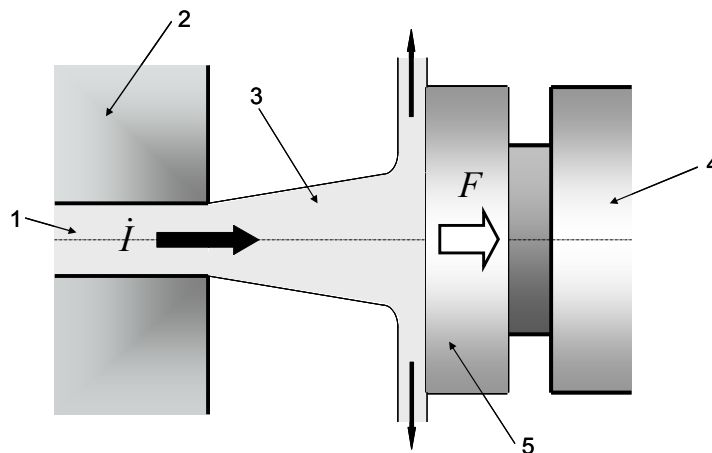


Abbildung 21: Strahlimpulsmessung

In Abbildung 21 ist das Spritzloch (1) der Einspritzdüse (2) dargestellt, aus dem der Kraftstoffstrahl (3) sich in Richtung des Kraftsensors (4) mit dessen Messebene (5) bewegt, um 90° umgelenkt wird und sich dann in radialer Richtung parallel zur Messebene ausbreitet.

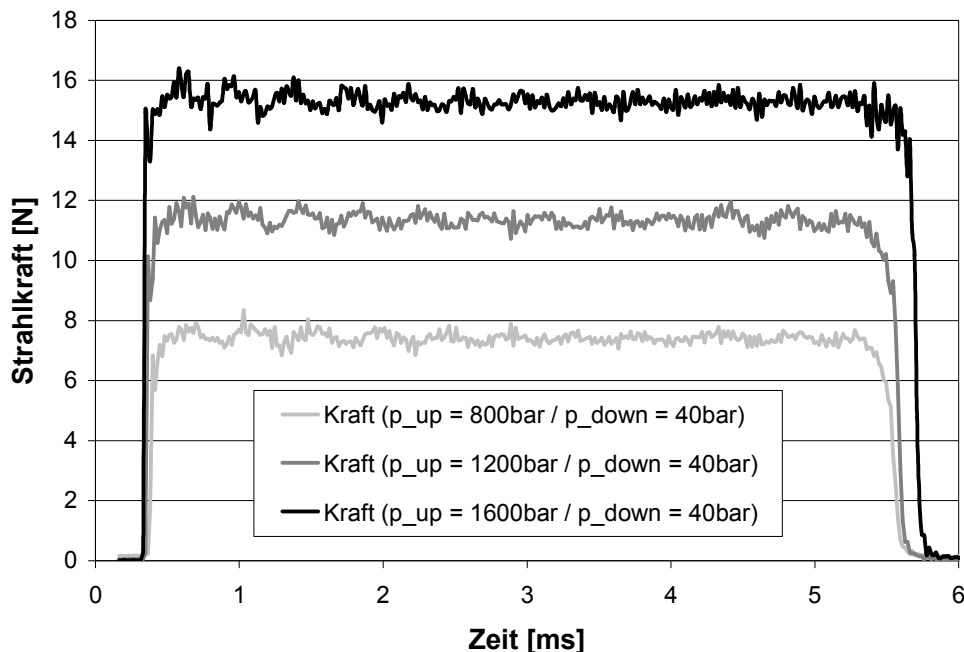


Abbildung 22: Strahlkraftverlauf bei Raildruckvariation

Das ungefilterte Ergebnis, welches der Kraftsensor liefert, ist in Abbildung 22 exemplarisch für einen gepulsten Injektorbetrieb dargestellt. Es handelt sich dabei um eine Raildruckvariation von 800 bar über 1200 bar auf 1600 bar, wobei der Gegendruck konstant auf 40 bar gehalten wurde. Obwohl bei allen Raildrücken die gleiche Injektorbestromungszeit vorgegeben wurde, erkennt man aus den Strahlkraftsignalverläufen eine mit steigendem Raildruck nach später verschobene Schließphase des Injektors. Der Grund für diese Abweichung ist die druckabhängige Schließdauer des servomagnetisch arbeitenden CR – Injektors.

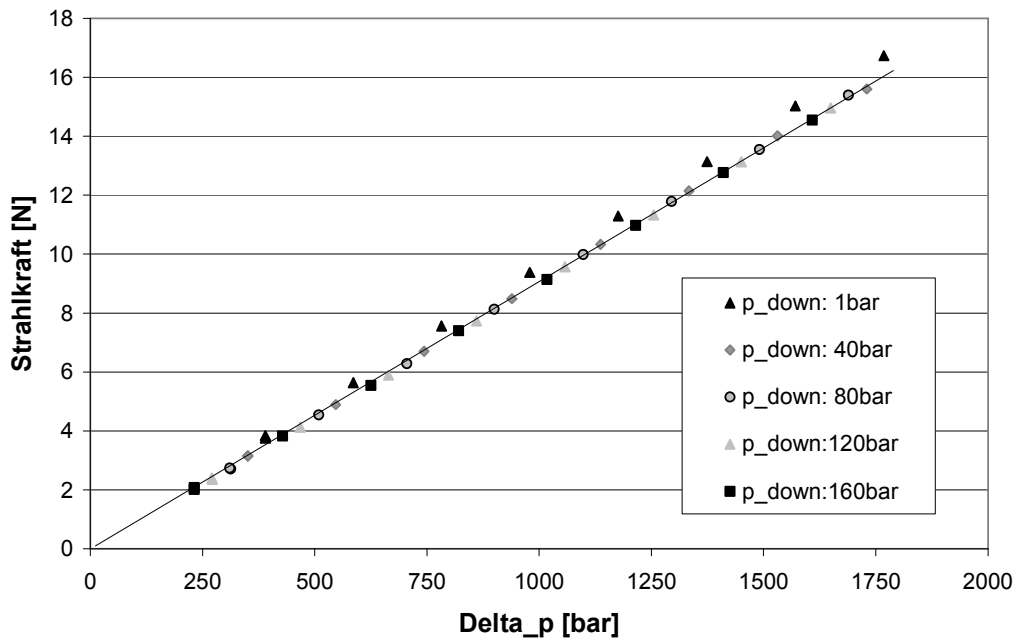


Abbildung 23: Strahlkraft – Differenzdruckvariation

Die Strahlkraft in Abbildung 23 wurde über 60 Einspritzzyklen gemittelt, wobei verschiedene Einspritz- wie auch Gegendrücke eingestellt wurden. Die Einspritzdrücke wurden von 400 bar bis 1800 bar in 200 bar Schritten variiert und gleichzeitig wurde auch der Gegendruck von 1 bar bis 160 bar in einer 40 bar Abstufung verändert. Es ließen sich somit verschiedenste Betriebspunkte mit Kavitationszahlen im Bereich von 1,5 bis 1799 untersuchen.

Man erkennt in diesem Diagramm den von der Theorie geforderten linearen Zusammenhang zwischen gemessener Strahlkraft und eingestellter Druckdifferenz (siehe auch Abbildung 11) [18][19][20]. Bei genauerer Betrachtung der Messpunkte erkennt man, dass die Messreihe mit 1 bar Gegendruck einen der Theorie widersprechenden erhöhten Strahlimpulswert aufweist.

Mittels optischer Untersuchungen in einer Einspritzkammer konnte unter Verwendung einer Hochgeschwindigkeitskamera dieses Phänomen visualisiert werden. Es handelt sich in Abbildung 24 um einen 1400 bar / 1 bar bzw. 1400 bar / 120 bar Messpunkt, die Bildrate, mit welcher die optischen Durchlichtuntersuchungen durchgeführt wurden, betrug ca. 25000 fps. Man erkennt in diesen Aufnahmen neben der Einspritzdüse auch die Ablenkung des Einspritzstrahls an der Strahlumlenkplatte, wobei der 1400 bar / 120 bar Messpunkt kaum, der 1400 bar / 1 bar Messpunkt jedoch eine deutliche Reflexion aufweist. Durch die Reflexion des Einspritzstrahls misst der Strahlkraftsensor

auf Grund des Impulssatzes eine größere Strahlkraft als bei einer 90° Umlenkung des Einspritzstrahls durch die Strahlplatte.

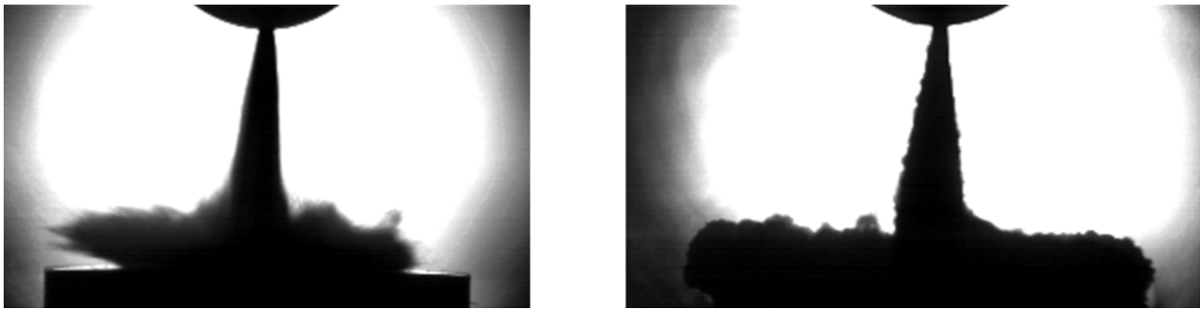


Abbildung 24: Reflexion Einspritzstrahl (Li. 1400bar/1bar, Re. 1400bar/120 bar)

Wie schon aus der Theorie hervorgeht (siehe Gleichung 4.2.10), kann die kritische Kavitationszahl CCN mittels Messung des Impulsflusses bzw. der Strahlkraft und dem daraus erhaltenen Impulskoeffizienten C_I bestimmt werden. In Abbildung 25 ist der Verlauf von Strahlkraft, Einspritzdruck und des daraus berechneten Impulskoeffizienten für eine kavitierende Einlochdüse dargestellt. Es handelt sich dabei um einen 1600 bar / 40 bar Messpunkt. Der abfallende Einspritzdruck während des Einspritzvorganges führt zu einer Änderung des theoretischen Strahlimpulsflusses und darf in der dynamischen C_I - Koeffizientenbestimmung nicht vernachlässigt werden. Für die zuvor verwendete kavitierende Einlochdüse ergibt sich mittels eines gemittelten C_I von 0,56 und eines CD_I von 0,58 mit Gleichung 4.2.10 ebenfalls eine CCN von ca. 1,5. Diese Methode zur CCN - Zahl Bestimmung ist somit relativ einfach, da eine einzige Strahlimpulsmessung zur C_I - Bestimmung ausreicht.

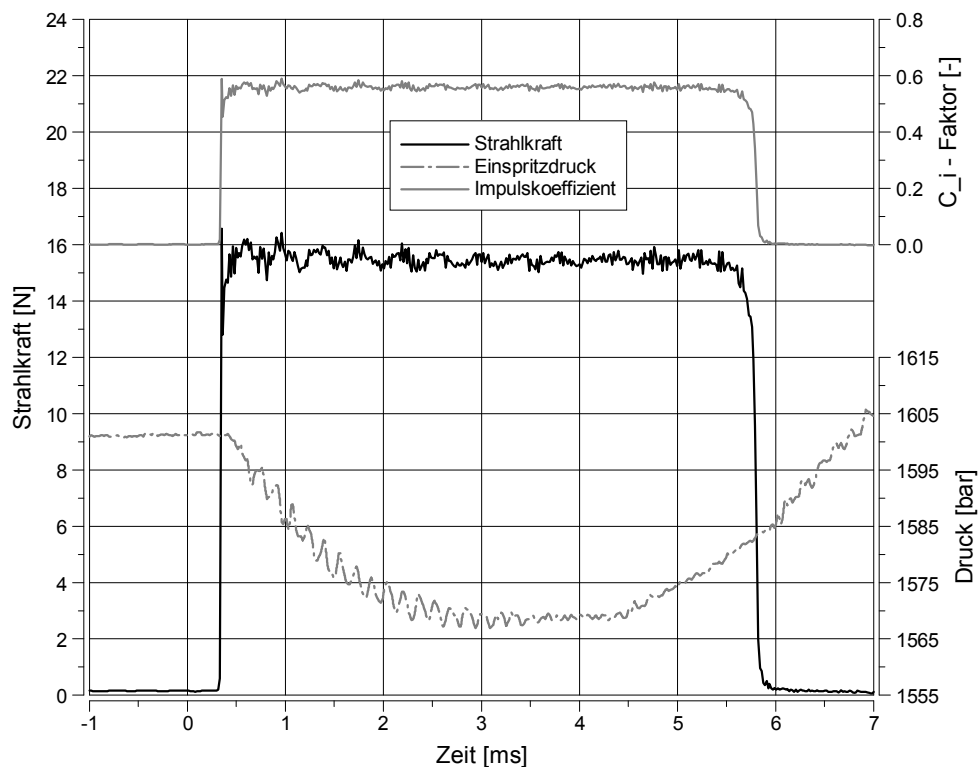


Abbildung 25: Strahlimpulskoeffizientenverlauf

Bei genauerer Betrachtung der Strahlkraftverläufe (siehe Abbildung 26) erkennt man eine dem Grundsignal überlagerte Oberschwingung. Mittels FFT - Analyse (siehe Abbildung 27) lässt sich die Frequenz dieser Schwingungen bestimmen, wobei eine Erhöhung des Raildrucks zu einer Erhöhung der ersten Oberfrequenz führt. Der instationäre Nadelöffnungs- und Nadelschließvorgang wurde bei der Frequenzanalyse nicht betrachtet.

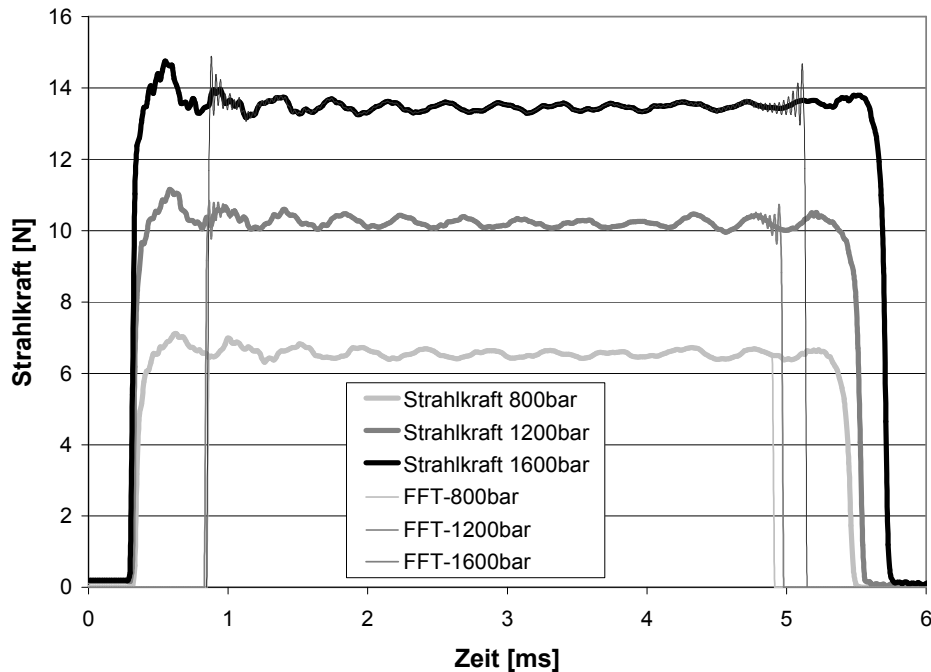


Abbildung 26: FFT - Analyse Oberschwingungen

Wie aus Abbildung 27 ersichtlich beträgt die erste Oberschwingungsfrequenz des 800 bar Strahlkraftsignals ca. 2213 Hz.

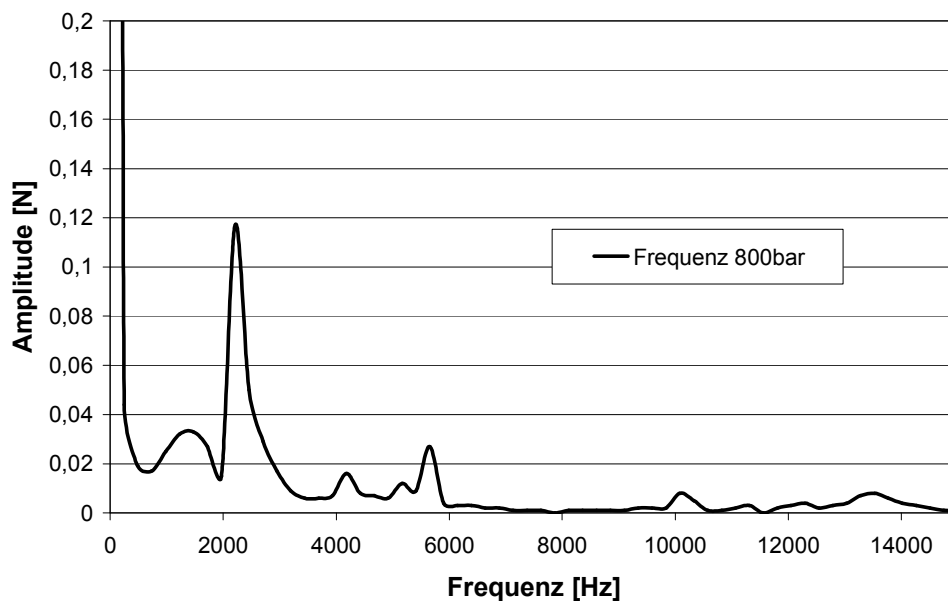


Abbildung 27: Frequenzspektrum des 800 bar Signals

Nach Überprüfung der Eigenfrequenz des Strahlkraftsensors, welche mehrere 100 kHz beträgt und nach Ermittlung der Druckabhängigkeit der Schallgeschwindigkeit des

Dieselskraftstoffes ergab sich der in Abbildung 28 dargestellte Zusammenhang zwischen Raildruck und Oberschwingungsfrequenz.

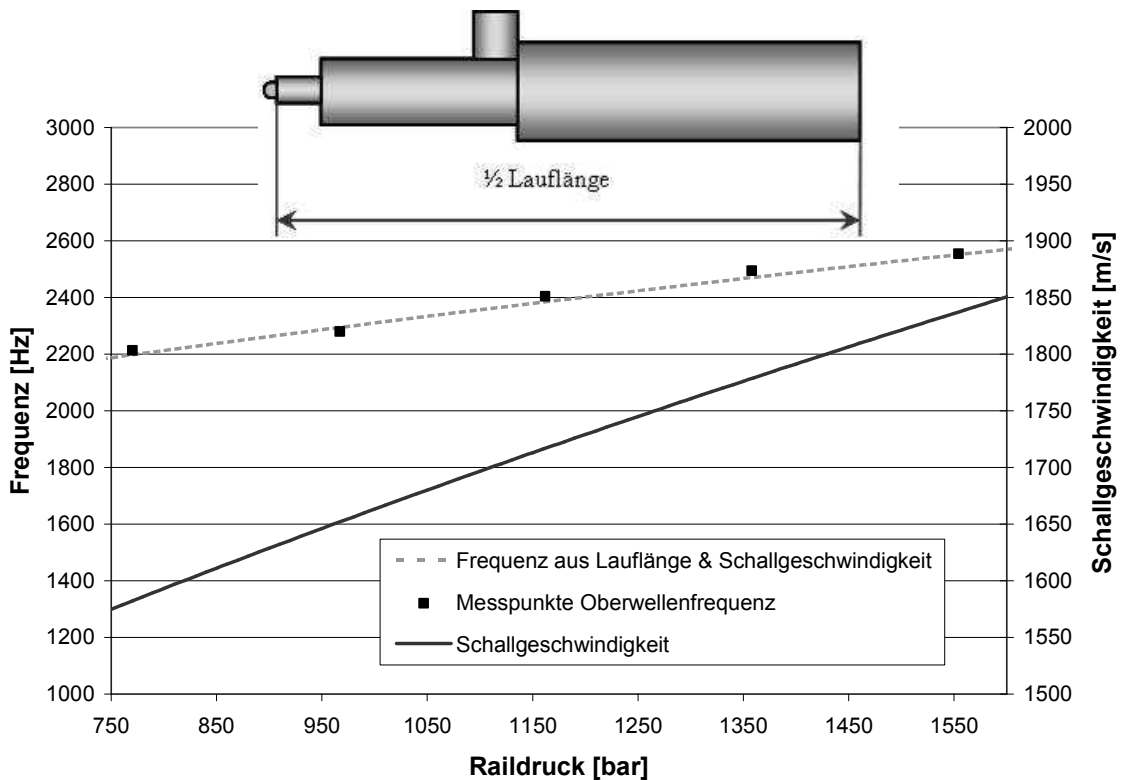


Abbildung 28: Schallgeschwindigkeit & Oberschwingungsfrequenz über Raildruck

Durch Öffnen der Düsennadel bewegt sich eine Druckwelle durch den Injektorspeicher, wird an dessen Rückseite reflektiert und läuft wieder zur Düse zurück, wobei die Druckschwankung extern mittels Strahlkraftsensor detektierbar ist. Die Injektorspeicherlänge (siehe Abbildung 28 oben) besitzt somit einen direkten Einfluss auf die Oberwellenfrequenz. Es wäre somit möglich, den Raildruck mit Hilfe der Druckabhängigkeit der Schallgeschwindigkeit über die Oberschwingungsfrequenz zu bestimmen.

5 Ermittlung der Einspritzrate

5.1 Messung der Einspritzrate ROI (Rate of Injection) mittels Strahlkraftmethode

Die Einspritzratenbestimmung und die Spritzlochaustrittsgeschwindigkeit bilden die Grundlage für die Verbrennungssimulation und spielen somit eine entscheidende Rolle bei der Modellierung von turbulenzgesteuerten Verbrennungsmodellen [71]. Turbulenzgesteuerte Verbrennungsmodelle werden bei direkteinspritzenden Verbrennungsmotoren eingesetzt [55]. Aus der Spritzlochaustrittsgeschwindigkeit kann direkt auf die turbulente kinetische Energie, welche die Einspritzung der Ladung im Brennraum zuführt, gerechnet werden.

Ziel ist die Bestimmung der Einspritzrate und der Spritzlochaustrittsgeschwindigkeit mittels Strahlkraftmessung. Der Vorteil dieses Messprinzips liegt in der einfachen und kostengünstigen simultanen Bestimmung beider Größen im Unterschied zu anderen Messmethoden [1][8][51][99].

Neben der Einspritzratenbestimmung und der Düsenlochaustrittsgeschwindigkeit von flüssigen und gasförmigen Medien bietet die Strahlkraftmessung bzw. der Strahlkraftverlauf noch eine Reihe von weiteren interessanten Anwendungsgebieten. Es ist zum Beispiel möglich, das Langzeitverhalten von Einspritzkomponenten unter Einsatz der Strahlkraftmesstechnik beurteilen zu können. Weiters kann auch die Beschreibung des Kavitationsverhaltens der Düsen (Bestimmung der kritischen Kavitationszahl) mittels Strahlkraftmessung untersucht werden.

Im folgenden Kapitel werden die theoretischen Grundlagen und Annahmen für diese Einspritzratenmesstechnik genauer erläutert. Als Grundgleichung dient wiederum der Impulsfluss nach Gleichung 4.2.2, welcher bereits unter Kapitel 4.2.2 erläutert wurde.

$$\dot{I} = A_0 \cdot \rho_{out} \cdot u_{eff}^2 \quad (4.4.2)$$

Die Einspritzrate ROI bzw. der zeitlich veränderliche eingespritzte Kraftstoffvolumenstrom \dot{V} , ist eine Funktion der geometrischen Austrittsquerschnittsfläche A_0 und der Austrittsgeschwindigkeit u_{eff} , bzw. nach Einsetzen des Zusammenhangs aus Gleichung 4.2.2 folgt Gleichung 5.1.

$$ROI = \dot{V} = A_0 \cdot u_{eff} = \sqrt{\frac{A_0}{\rho_{out}}} \cdot \sqrt{\dot{I}} = Konst \cdot \sqrt{\dot{I}} \quad (5.1)$$

Darin stellen die geometrische Austrittsquerschnittsfläche A_0 und auch die mittlere Dichte ρ_{out} einen konstanten Wert dar. Diese Annahme gilt exakt für stationäre Betriebspunkte bzw. näherungsweise für gepulste Arbeitspunkte, da dabei die instationären Öffnungs- und Schließflanken im Gegensatz zur gesamten Öffnungsdauer des Injektors vernachlässigbar sind. Es ist somit aus Gleichung 5.1 die Proportionalität der Einspritzrate mit der Quadratwurzel des Impulsflusses ersichtlich.

Zur Bestimmung der Konstante ist eine weitere Gleichung notwendig, da ansonsten das Gleichungssystem nicht eindeutig bestimmbar ist. Als fehlende Gleichung dient die gesamte bzw. integrale Einspritzmasse pro Zyklus, welche auch einfach mittels konventionellen Kraftstoffmengenmesssystemen bestimmbar ist. Die integrale Einspritzrate muss natürlich dem Einspritzvolumen pro Zyklus entsprechen (siehe Gleichung 5.2).

$$\int_{t_1}^{t_2} ROI \cdot dt = V_{\text{Zyklus}} = \frac{m_{\text{Zyklus}}}{\rho_{\text{out}}} = Konst \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{\dot{I}} \cdot dt \quad (5.2)$$

Nach Umformung von Gleichung 5.2 folgt Gleichung 5.3. Man erkennt daraus, dass die zu bestimmende Konstante *Konst* entweder mittels der integralen Einspritzmasse, der mittleren Dichte und dem Integral über den Impulsfluss oder mittels der Wurzel aus der geometrischen Austrittsquerschnittsfläche und der mittleren Dichte bestimmt werden kann. Es kann somit auch die mittlere Dichte über den Einspritzvorgang bestimmt werden (siehe Gleichung 5.4).

$$Konst = \frac{m_{\text{Zyklus}}}{\rho_{\text{out}} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{\dot{I}} \cdot dt} = \sqrt{\frac{A_0}{\rho_{\text{out}}}} \quad (5.3)$$

$$\rho_{\text{out}} = \left(\frac{m_{\text{Zyklus}}}{\int_{t_1}^{t_2} \sqrt{\dot{I}} \cdot dt} \right)^2 \cdot \frac{1}{A_0} \quad (5.4)$$

In Gleichung 5.5 wurden wiederum die Zusammenhänge für die Konstante *Konst* in die Gleichung für *ROI* eingesetzt. Interessant ist, dass die Einspritzrate proportional zur Quadratwurzel des Strahlimpulsflusses ist, d. h. bereits eine kleine gemessene Strahlkraft zu einer überproportional großen Einspritzrate führt.

$$ROI = A_0 \cdot u_{\text{out}} = \sqrt{\frac{A_0}{\rho_{\text{out}}}} \cdot \sqrt{\dot{I}} = \frac{m_{\text{Zyklus}}}{\rho_{\text{out}} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{\dot{I}} \cdot dt} \cdot \sqrt{\dot{I}} = \frac{A_0 \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{\dot{I}} \cdot dt}{m_{\text{Zyklus}}} \cdot \sqrt{\dot{I}} \quad (5.5)$$

Es ist natürlich auch eine exakte Angabe für die Einspritzrate im instationären Bereich möglich. Entscheidende Schlüsselfunktion kommt hierbei der Dichte zu (siehe Gleichung 5.4). Wie schon unter Gleichung 4.2.8 angeschrieben lautet der Zusammenhang für die Dichte am Düsenaustritt für $CN > CCN$ folgendermaßen (siehe Gleichung 5.6). Entscheidend hierbei ist eine Bestimmung der kritischen Kavitationszahl bzw. eine Bestimmung der Durchflusskoeffizienten CD_0 und CD_1 als Funktion des Nadelhubes.

$$\rho_{\text{out}} = \frac{CD_1^2 \cdot p_u \cdot \rho_{\text{Liquid}}}{C_1 \cdot (p_u - p_d)} = \frac{CD_1^2 \cdot p_u \cdot \rho_{\text{Liquid}}}{CD_0^2 \cdot (p_u - p_d)} = \frac{CCN}{(CCN + 1)} \cdot \frac{p_u \cdot \rho_{\text{Liquid}}}{(p_u - p_d)} \quad (5.6)$$

Es lässt sich somit der Zusammenhang für die Einspritzrate in Abhängigkeit vom Nadelhub nach Gleichung 5.7 anschreiben.

$$ROI(Hub) = \sqrt{\frac{(CCN(Hub) + 1) \cdot (p_u(Hub) - p_d(Hub)) \cdot A_0}{CCN(Hub) \cdot p_u(Hub) \cdot \rho_{Liquid}}} \cdot \sqrt{\dot{I}(Hub)} \quad (5.7)$$

Leider ist nicht bei allen Düsenvermessungen die kritische Kavitationsziffer in Abhängigkeit vom Nadelhub vorhanden, da dies in der Praxis einen erheblichen Messaufwand darstellt. Es wird daher oft auf die vereinfachte ROI Messung nach Gleichung 5.5 zurückgegriffen, welche für die meisten Anwendungsfälle mit ausreichender Genauigkeit die Einspritzrate wiedergibt.

5.2 Korrektur der Einspritzrate und Düsenaustrittsgeschwindigkeit aufgrund des variablen Gegendruckes

Die Einspritzrate wird in der kombinierten Durchfluss – Strahlkraftmesseinrichtung ermittelt (siehe Kapitel 4.3.1). Es wird dabei in eine Gegendruckatmosphäre aus Stickstoff eingespritzt. Der Gegendruck ist über das Einspritzereignis konstant und variiert nicht, wie es im realen Motorbetrieb aufgrund der Kolbenverdichtung und des überlagerten Verbrennungsprozesses der Fall ist. Normalerweise ist es ausreichend, den Gegendruck auf das mittlere Druckniveau einzustellen, welches im Zylinder während der Einspritzung herrscht. Die Rechtfertigung dafür ist der große Druckunterschied zwischen Raildruck und Gegendruck bzw. dass sich der variable Gegendruck im Verhältnis zur vorhandenen Druckdifferenz zwischen Rail- und Gegendruck kaum verändert. Dennoch kann es in speziellen Fällen von Interesse sein, beispielsweise bei Mehrfacheinspritzungen mit großen Zeitabständen zwischen den einzelnen Einspritzereignissen, eine Korrektur der Einspritzrate bzw. der Düsenaustrittsgeschwindigkeit aufgrund des variablen Gegendruckes durchzuführen.

Es muss nun die Einspritzratengleichung (Gleichung 5.5) korrigiert werden. Der variable Gegendruck bewirkt eine Veränderung der Druckdifferenz aus Einspritzdruck und Gegendruck und daraus resultiert indirekt die Notwendigkeit einer Adaption des Impulsflusses und des Einspritzmassenstroms. Bei der Einspritzmenge muss jedoch eine Fallunterscheidung vorgenommen werden. Für kavitierende Düsen ist die Einspritzmenge unabhängig vom Gegendruck (siehe Gleichung 4.2.1), da der Einspritzmassenstrom nur eine Funktion des Raildrucks ist und nicht von der Druckdifferenz zwischen Rail- und Gegendruck abhängt, wie dies bei der nicht kavitierenden Düse der Fall ist. Es lauten somit die korrigierten Massenstrombeziehungen für die kavitierenden und nicht kavitierenden Einspritzdüsen laut Gleichung 5.8 und 5.9.

$$\dot{m}_{Korr_mit\ Kavitation} = \dot{m}_{Messung} \quad (5.8)$$

$$\dot{m}_{Korr_ohne\ Kavitation} = \dot{m}_{Messung} \cdot \sqrt{\frac{(p_u - p_{d_Var})}{(p_u - p_{d_Konst})}} \quad (5.9)$$

Der Impulsfluss lässt sich mittels Gleichung 4.2.6 beschreiben und ist direkt proportional zur anliegenden Druckdifferenz. Dies gilt sowohl für kavitierende wie auch für nicht kavitierende Düsen. Der Strahlimpulsfluss für variablen Gegendruck wird nun nach Gleichung 5.10 modifiziert.

$$\dot{I}_{Korr} = \dot{I}_{Messung} \cdot \frac{(p_u - p_{d_Var})}{(p_u - p_{d_Konst})} \quad (5.10)$$

Mittels der beiden Korrekturen für Massenstrom und Strahlimpulsfluss ist es nun möglich, die Einspritzrate, welche bei einem konstanten Gegendruck gemessen wurde, auf eine Einspritzrate mit variablem Gegendruck umzurechnen. Voraussetzung hierfür ist jedoch, dass sich das Ansprechverhalten des Injektors nur gering bzw. kaum verändert und der verwendete Düsentyp (kavitierend bzw. nicht kavitierend) bekannt ist. Es ist darauf hinzuweisen, dass die instationären Öffnungs- und Schließbewegungen der Düsennadel (welche zu Kavitationserscheinungen an der Düsensitzfläche führen können) nicht eindeutig abzubilden sind. Die korrigierte Dichte folgt nun nach Gleichung 5.11, wobei für die eingespritzte Zyklusdruckstoffmasse der richtige Fall eingesetzt werden muss.

$$\rho_{out_Korr} = \left(\frac{m_{Zyklus_Korr}}{\int_{t_1}^{t_2} \sqrt{\dot{I}_{Korr}} \cdot dt} \right)^2 \cdot \frac{1}{A_0} \quad (5.11)$$

Aus Gleichung 5.11 erkennt man, dass die Strahlimpulskorrektur ohne weiteres möglich ist, da die Strahlkraft in Abhängigkeit von der Zeit gemessen wird. Schwieriger gestaltet sich die Korrektur der integralen Einspritzmasse pro Zyklus, da neben dem variierenden Gegendruck sich auch der Durchflusskoeffizient CD über den Nadelhub verändert. Es besteht jedoch die Möglichkeit, den zeitlich veränderlichen Durchflusskoeffizient $CD_{aktuell}$ näherungsweise unter der Annahme konstanter Dichte aus der Einspritzratenmessung mit konstantem Gegendruck zu bestimmen.

$$CD_{aktuell} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{theo}} = \frac{ROI \cdot \rho_{out}}{\dot{m}_{theo}} \quad (5.12)$$

Es lässt sich somit der korrigierte Einspritzmassenstrom nach Gleichung 5.13 darstellen, bzw. die integrale Einspritzmasse pro Zyklus nach Gleichung 5.14 bestimmen.

$$\dot{m}_{Korr_ohne\ Kavitation} = CD_{aktuell} \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot (p_u - p_{d_Var}) \cdot \rho_{liq}} \quad (5.13)$$

$$m_{Korr_Zyklus_ohne\ Kavitation} = \int_{t_1}^{t_2} CD_{aktuell} \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot (p_u - p_{d_Var}) \cdot \rho_{liq}} \cdot dt \quad (5.14)$$

Die korrigierte Einspritzrate lautet nun gemäß Gleichung 5.15.

$$ROI_{Korr} = \frac{A_0 \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{\dot{I}_{Korr}} \cdot dt}{m_{Zyklus_Korr}} \cdot \sqrt{\dot{I}_{Korr}} \quad (5.15)$$

Die Korrektur der effektiven Düsenaustrittsgeschwindigkeit aufgrund des variablen Gegendrucks lässt sich nun unter Berücksichtigung der bereits korrigierten Ausdrücke für Massenstrom und Strahlimpulsfluss nach Gleichung 5.16 beschreiben, wobei wiederum zwischen kavitierender und nicht kavitierender Düse unterschieden wird.

$$u_{eff_Korr} = \frac{\dot{I}_{Korr}}{\dot{m}_{Korr}} \quad (5.16)$$

In Abbildung 29 ist die Einspritzratenkorrektur nochmals graphisch dargestellt. Wie man aus den Einspritzratenverläufen erkennt, handelt es sich dabei um eine Mehrfacheinspritzung bestehend aus Haupt- und Nacheinspritzung. Als Ausgangsmessung diente eine ROI Messung, welche bei einem konstanten Gegendruck von 60 bar durchgeführt wurde. Es wurde nun die Einspritzrate bei konstant gemessenen Gegendruck mit Hilfe der obigen Formeln auf eine korrigierte Einspritzrate bei variablem Gegendruck umgerechnet. Der variable Gegendruck bzw. reale Zylinderdruck, welcher einen Spitzenwert von ca. 140 bar einnimmt, ist ebenfalls im Diagramm dargestellt. Man erkennt bei der korrigierten Einspritzrate erwartungsgemäß eine stärkere Abweichung zur Ausgangsmessung, wenn die Druckdifferenz zwischen variablem und konstantem Gegendruck, bei welchem auch die Einspritzratenmessung durchgeführt wurde, größer wird.

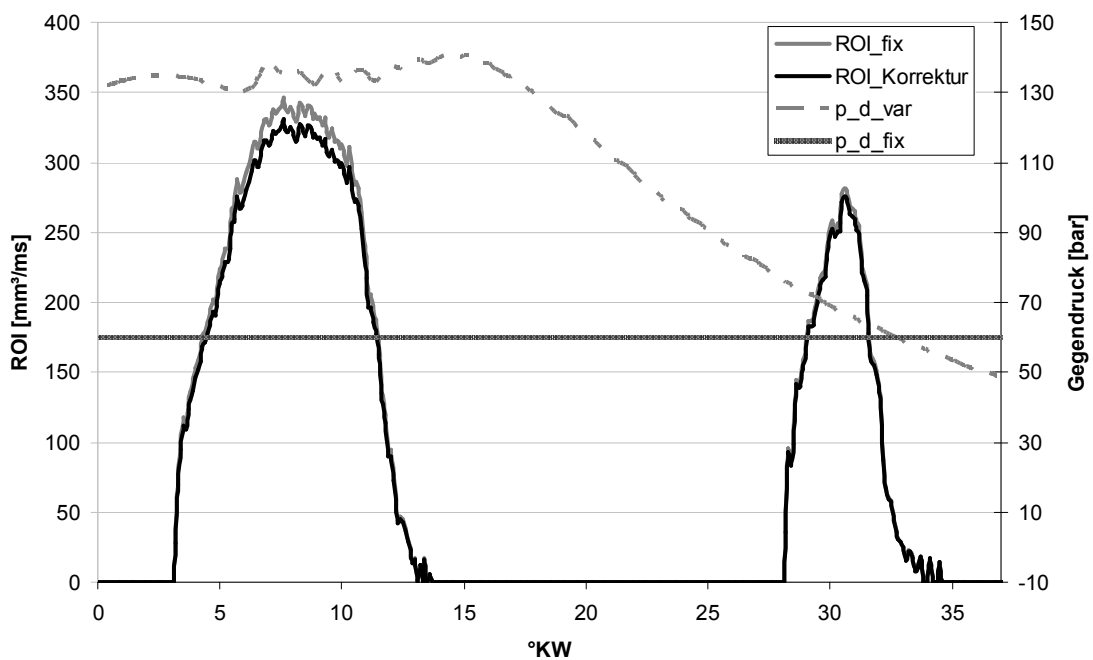


Abbildung 29: Einspritzratenkorrektur aufgrund variablen Gegendruckes

6 Düsengleichstellung und Verifikation

6.1 Gleichungssystem für gleichen Massenstrom und gleiche Düsenaustrittsgeschwindigkeit

Wie bereits erwähnt, ist der Ablauf der Verbrennung im direkteinspritzenden Dieselmotor hauptsächlich durch die Gemischbildung, das heißt durch den Einspritzvorgang bestimmt. Zentrale Frage ist nun die Auswirkung der Kavitation in der Einspritzdüse auf die motorische Verbrennung. Um den Kavitationseinfluss isoliert betrachten zu können, wird im folgenden Abschnitt versucht, zwei Düsen derart auszulegen, dass sie sowohl den gleichen Einspritzmassenstrom wie auch die gleiche Düsenaustrittsgeschwindigkeit besitzen. Die zuvor hergeleiteten Grundgleichungen dienen nun als Basis für die weitere Düsenauslegung. Zu Beginn werden nochmals die Gleichungen für Massenstrom (6.1.1 & 6.1.2) und Austrittsgeschwindigkeit (6.1.3 & 6.1.4) für die kavitierende und nicht kavitierende Düse angeschrieben, wobei der Index „a“ für die Düse mit Kavitation und der Index „b“ für die Düse ohne Kavitation steht.

Abkürzungen: a... mit Kavitation
b... ohne Kavitation

Massenströme:

$$\dot{m}_a = CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa}{CCNa + 1}\right)} \cdot A_{0a} \cdot \sqrt{2 \cdot p_{ua} \cdot \rho_{Liquid}} \quad (6.1.1)$$

$$\dot{m}_b = CD_{0b} \cdot A_{0b} \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{ub} - p_d) \cdot \rho_{Liquid}} \quad (6.1.2)$$

Geschwindigkeiten:

$$u_{eff_a} = CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa + 1}{CCNa}\right)} \cdot \left(\frac{CNa}{CNa + 1}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{ua}}{\rho_{Liquid}}} \quad (6.1.3)$$

$$u_{eff_b} = CD_{0b} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{ub} - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \quad (6.1.4)$$

Als erste Bedingung wird die Gleichheit der Massenströme für beide Düsen angeschrieben (Gleichung 6.1.5). Nach Einsetzen von Gleichung 6.1.1 und 6.1.2 in Gleichung 6.1.5 folgen daraus Gleichung 6.1.6 und 6.1.7.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b \quad (6.1.5)$$

$$CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa}{CCNa+1}\right)} \cdot A_{0a} \cdot \sqrt{2 \cdot p_{ua} \cdot \rho_{Liquid}} = CD_{0b} \cdot A_{0b} \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{ub} - p_d) \cdot \rho_{Liquid}} \quad (6.1.6)$$

$$CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa}{CCNa+1}\right)} \cdot A_{0a} \cdot \sqrt{p_{ua}} = CD_{0b} \cdot A_{0b} \cdot \sqrt{(p_{ub} - p_d)} \quad (6.1.7)$$

Als zweite Bedingung dient die Äquivalenz der Düsenaustrittsgeschwindigkeiten für die kavitierende und nicht kavitierende Düse nach Gleichung 6.1.8. Gleichung 6.1.9 und 6.1.10 folgen wiederum nach dem Einsetzen von Gleichung 6.1.3 und 6.1.4 in 6.1.8.

$$u_{eff_a} = u_{eff_b} \quad (6.1.8)$$

$$CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa+1}{CCNa}\right)} \cdot \left(\frac{CNa}{CNa+1}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{ua}}{\rho_{Liquid}}} = CD_{0b} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{ub} - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \quad (6.1.9)$$

$$CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa+1}{CCNa}\right)} \cdot \left(\frac{CNa}{CNa+1}\right) \cdot \sqrt{p_{ua}} = CD_{0b} \cdot \sqrt{(p_{ub} - p_d)} \quad (6.1.10)$$

Die Division der beiden Ausgangsgleichungen 6.1.7 und 6.1.10 führt zu Gleichung 6.1.11 bzw. nach Zusammenfassung und Vereinfachung zu Gleichung 6.1.12 und 6.1.13.

$$\frac{CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa}{CCNa+1}\right)} \cdot A_{0a} \cdot \sqrt{p_{ua}}}{CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa+1}{CCNa}\right)} \cdot \left(\frac{CNa}{CNa+1}\right) \cdot \sqrt{p_{ua}}} = \frac{CD_{0b} \cdot A_{0b} \cdot \sqrt{(p_{ub} - p_d)}}{CD_{0b} \cdot \sqrt{(p_{ub} - p_d)}} \quad (6.1.11)$$

$$\frac{\sqrt{\left(\frac{CCNa}{CCNa+1}\right)} \cdot A_{0a}}{\sqrt{\left(\frac{CCNa+1}{CCNa}\right)} \cdot \left(\frac{CNa}{CNa+1}\right)} = \frac{A_{0b}}{1} \quad (6.1.12)$$

$$\frac{A_{0a}}{A_{0b}} = \frac{(CCNa+1) \cdot CNa}{CCNa \cdot (CNa+1)} \quad (6.1.13)$$

Gleichung 6.1.13 bzw. 6.1.14 stellen somit jene Bedingung dar, welche eingehalten werden muss, um gleiche Düsenaustrittsgeschwindigkeit und gleichen Massenstrom bei

einer kavitierenden und einer nicht kavitierenden Düse zu erhalten. Im Folgenden wird auf die einzelnen Terme in Gleichung 6.1.14 näher eingegangen.

$$\frac{CNa}{(CNa + 1)} = \frac{p_{ua} - p_d}{p_{ua}} = Konst = \frac{CCNa}{(CCNa + 1)} \cdot \frac{A_{0a}}{A_{0b}} \quad (6.1.14)$$

Es ist sowohl das geometrische Flächenverhältnis $\frac{A_{0a}}{A_{0b}}$ der zwei Düsen wie auch die

$CCNa$ - Zahl der kavitierenden Düse bekannt. Diese Werte bilden eine Konstante $Konst$ und definieren somit indirekt den Betriebspunkt der kavitierenden Düse (siehe Gleichung 6.1.15).

$$Konst = \frac{CCNa}{(CCNa + 1)} \cdot \frac{A_{0a}}{A_{0b}} \quad (6.1.15)$$

Es wird für beide Düsen derselbe „Downstream“ - Druck p_d angenommen (entspricht dem Zylinderdruck). Somit folgt für den „Upstream“ Druck p_{ua} der kavitierenden Düse die Forderung nach Gleichung 6.1.16.

$$p_{ua} = \frac{p_d}{1 - Konst} \quad (6.1.16)$$

Bei gegebenem p_d ist somit die CN-Zahl der kavitierenden Düse nach Gleichung 6.1.17 bestimmbar.

$$CNa = \frac{p_{ua} - p_d}{p_d} \quad (6.1.17)$$

Weiters ist die kavitierende Düse bei gegebenen CD-Werten (CD_{0a}, CD_{1a}) komplett definiert und somit Massenstrom (Gleichung 6.1.18) und Austrittsgeschwindigkeit (Gleichung 6.1.19) beschrieben.

$$\dot{m}_a = CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa}{CCNa + 1}\right)} \cdot A_{0a} \cdot \sqrt{2 \cdot p_{ua} \cdot \rho_{Liquid}} \quad (6.1.18)$$

$$u_{eff_a} = CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa + 1}{CCNa}\right)} \cdot \left(\frac{CNa}{CNa + 1}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{ua}}{\rho_{Liquid}}} \quad (6.1.19)$$

Aus dem Gleichsetzen der Geschwindigkeiten für die kavitierende und nicht kavitierende Düse (Gleichung 6.1.20) folgt daraus der „Upstream“ - Druck der nicht kavitierenden Düse nach Gleichung 6.1.21.

$$u_{eff_a} = CD_{0a} \cdot \sqrt{\left(\frac{CCNa + 1}{CCNa}\right)} \cdot \left(\frac{CNa}{CNa + 1}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{ua}}{\rho_{Liquid}}} = u_{eff_b} = CD_{0b} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{ub} - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \quad (6.1.20)$$

$$p_{ub} = \left(\frac{u_{eff_a}}{CD_{0b}} \right)^2 \frac{\rho_{Liquid}}{2} + p_d \quad (6.1.21)$$

Somit ist auch der Betriebspunkt der nicht kavitierenden Düse bestimmt, welcher gleichen Massenstrom (Gleichung 6.1.22) und Austrittsgeschwindigkeit (Gleichung 6.2.23) aufweist wie die kavitierende Düse.

$$\dot{m}_b = CD_{0b} \cdot A_{0b} \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{ub} - p_d) \cdot \rho_{Liquid}} \quad (6.1.22)$$

$$u_{eff_b} = CD_{0b} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{ub} - p_d)}{\rho_{Liquid}}} \quad (6.1.23)$$

6.2 Konkrete Düsenauslegung

Auf Basis des Gleichungssystems, welches bereits in Kapitel 6.1 dargestellt wurde, wurde eine Düsenauslegung für den vorhandenen Forschungsmotor durchgeführt. Die zwei verwendeten Düsen wurden aus gleichartigen Düsenrohlingen gefertigt und unterscheiden sich weder in ihrer Spritzlochzahl noch in der räumlichen Orientierung der Spritzlöcher. Einziger Unterschied besteht im Verrundungsgrad und dem K – Faktor der Düsenlöcher, wobei die nicht kavitierende Düse eine starke HE - Verrundung und einen positiven K – Faktor zur Unterbindung der Kavitation aufweist. Der großvolumige Einzylinderforschungsmotor eignet sich hervorragend als Versuchsträger, da ein Freistrah im Brennraum realisiert werden kann. Es ist somit eine Strahl – Kolbeninteraktion bei spezieller Kolbenmulde und Einspritzdüsengeometrieauslegung weitestgehend vermeidbar. Weiters wurde darauf geachtet, dass der verwendete Zylinderkopf keinen Drall bzw. nur ein geringes Drallniveau besitzt, um den Einfluss der Kavitation auf die Gemischbildung getrennt betrachten und beurteilen zu können.

6.2.1 Nicht kavitierende Mehrlochdüse

Es wurden mehrere Düsen, welche für den Einsatz am Forschungsmotor in Frage kommen, von der Fa. BOSCH in Hallein gefertigt und vermessen. Die für die Motorversuche eingesetzte nicht kavitierende Mehrlochdüse besitzt 9 Spritzlöcher mit einem Lochdurchmesser von ca. 0,28 mm. Die relativ hohe HE – Verrundung von ca. 30 % und der positive K – Faktor von +2,5 verhindern die Kavitation in der Düse. Der nominale hydraulische Durchfluss von 2210 cm³ pro 30 Sekunden bei 100 bar erlaubt den Betrieb des Motors bei einem indizierten Vollast - Mitteldruck von 23,7 bar. In Abbildung 30 ist die Prinzipskizze der nicht kavitierenden Düse dargestellt.

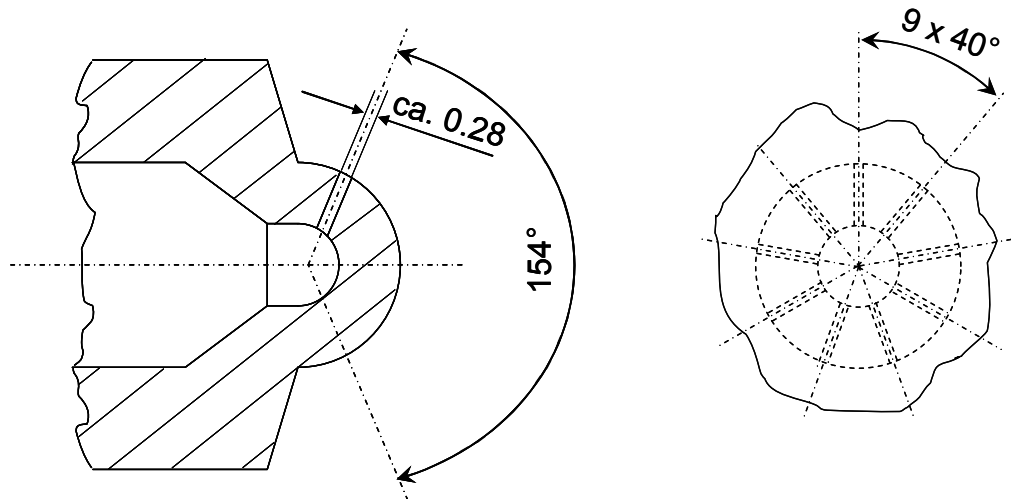


Abbildung 30: Prinzipskizze der nicht kavitierenden Mehrlochdüse

6.2.2 Kavitierende Mehrlochdüse

Die geometrische Grundauslegung der kavitierenden Düse erfolgte unter Verwendung der Strömungsmessdaten der nicht kavitierenden Basisdüse. Da die Düsenfertigung ein höchst komplexer Prozess ist, welcher gewisse Unschärfen in den erzielbaren Strömungswerten zulässt, wurden drei kavitierende Düsen zur Kompensation dieser Streuungen ausgelegt und gefertigt. Erst mittels nachfolgender hydraulischer Vermessung konnte die geeignete Düsenpaarung (1 x kavitierende Düse und 1 x nicht kavitierende Düse mit gleicher Austrittsgeschwindigkeit und gleichem Massenstrom) ausgesucht werden. Um die Kavitationsneigung der kavitierenden Düsen bewusst zu provozieren, wurde auf jegliche HE - Verrundung der zylindrischen Spritzlöcher verzichtet. Bei den gefertigten kavitierenden Düsen handelt es sich wie bereits erwähnt um Neun-Loch-Düsen mit einem Strahlkegelwinkel von 154° und gleicher Grundgeometrie wie sie die Basisdüse (siehe Abbildung 30) besitzt. Diese kavitierenden Düsen besitzen Spritzlochdurchmesser von 0,32 mm (kavitierende Mehrlochdüse A), 0,34 mm (kavitierende Mehrlochdüse B) und 0,36 mm (kavitierende Mehrlochdüse C). Die gewünschten Spritzlochdurchmesser für die Fertigung der drei kavitierenden Düsen wurden mittels Variantenrechnung abgeschätzt. Als Eingangsparameter dienten die bereits bekannten Kennwerte der vorhandenen nicht kavitierenden Mehrlochdüse. Weiters wurde für die Düsenauslegung die kritische Kavitationsziffer CCN für die zu fertigende kavitierende Düse in einem Bereich von 1,0 bis 2,0 und der Durchflusskoeffizient CD_1 in einem Bereich von 0,55 bis 0,65 angenommen.

6.3 Vermessung der hydraulischen Eigenschaften

6.3.1 Ergebnisse der Düsenvermessung durch den Hersteller

Alle verwendeten Düsen wurden bereits vom Hersteller geometrisch wie auch hydraulisch vermessen. Bei der geometrischen Vermessung wurde neben Spritzlochdurchmesser am Ein- und Austritt, Spritzlochkonizität, Rundheit der Spritzlöcher, Einlaufradius auch die geometrische Ausrichtung der Spritzlöcher bezüglich Lage und Winkel bestimmt. In Abbildung 31 ist exemplarisch ein Bosch - Vermessungsprotokoll dargestellt, welches mittels einer Feintastkopf - Vermessungsmaschine gewonnen wird. Wie aus dem Vermessungsprotokoll ersichtlich besitzt die verwendete nicht kavitierende Mehrlochdüse einen mittleren geometrischen Austrittslochdurchmesser von 0,274 mm. Dieser Wert wurde für alle weiteren Berechnungen verwendet.

Loch Nr.	Aus-DSP (mm)	Ein-DSP (mm)	Koni (mm)	Höhw Grad	Abw. Grad	Seiw Grad	Abw. Grad	A-Maß (mm)	Abw. (mm)	D-Maß (mm)	E-Maß (mm)	Tan Ver (mm)
1	0.2743	0.2752	<u>-0.001</u>	76.872	-0.128	9.040	0.040	1.466	-0.034	1.430	1.632	<u>-0.041</u>
2	0.2749	0.2747	<u>0.000</u>	76.767	-0.234	48.899	-0.101	1.463	-0.037	1.494	1.638	<u>-0.046</u>
3	0.2766	<u>0.2875</u>	<u>-0.011</u>	76.794	-0.206	89.225	0.225	1.467	-0.033	1.332	1.623	<u>-0.031</u>
4	0.2742	0.2813	<u>-0.007</u>	76.667	-0.333	129.072	0.072	1.463	-0.037	1.362	1.624	<u>-0.051</u>
5	0.2746	0.2783	<u>-0.004</u>	76.559	-0.441	169.177	0.177	1.459	-0.041	1.410	1.627	<u>-0.051</u>
6	0.2747	0.2839	<u>-0.009</u>	76.549	-0.451	209.067	0.067	1.453	-0.047	1.322	1.610	<u>-0.063</u>
7	<u>0.2702</u>	0.2821	<u>-0.012</u>	76.714	-0.286	249.196	0.197	1.464	-0.036	1.308	1.618	<u>-0.049</u>
8	0.2744	0.2791	<u>-0.005</u>	76.772	-0.228	289.303	0.303	1.462	-0.038	1.349	1.620	<u>-0.045</u>
9	<u>0.2724</u>	<u>0.2866</u>	<u>-0.014</u>	76.753	-0.247	329.261	0.261	1.460	-0.040	1.280	1.610	<u>-0.038</u>
Xq	<u>0.2740</u>	0.2810	<u>-0.007</u>	76.716	-0.284		0.138	1.462	-0.038			<u>-0.046</u>
NomØ	0.0000											
Range	<u>0.006</u>	<u>0.0128</u>	<u>0.014</u>	<u>0.323</u>	0.323		0.404	<u>0.015</u>	<u>0.015</u>			<u>0.032</u>
NomR	0	0	0		0		0		0			0

Abbildung 31: Vermessungsprotokoll nicht kavitierende Mehrlochdüse

Neben der geometrischen Vermessung wurden auch alle Düsen bei Bosch werkseitig auf einem hydraulischen Strömungsprüfstand vermessen. Es wurde dabei der Durchfluss durch die Düse mit einem konstanten Einspritzdruck von 100 bar, jedoch bei verschiedenen Gegendrücken bestimmt. Diese Messung wurde mit und ohne eingesetzter Düsennadel bei maximalem Nadelhub durchgeführt.

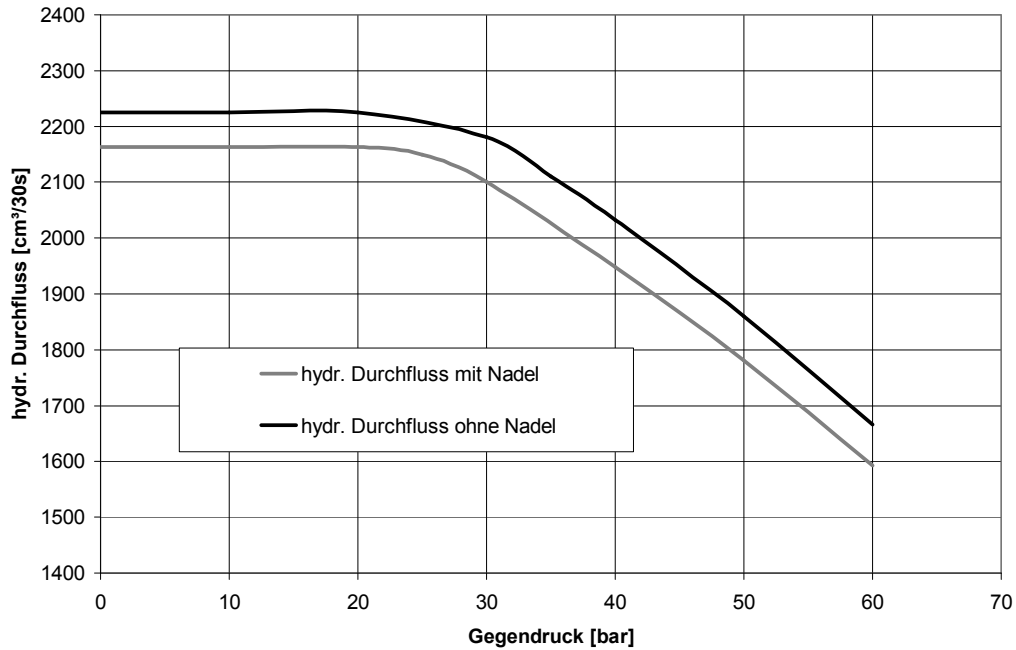


Abbildung 32: kavitierende Mehrlochdüse A

In Abbildung 32 ist exemplarisch für die kavitierende Mehrlochdüse A die Gegendruckmessung dargestellt. Es ist der Abfall des Durchflusses bei ca. 20 bar Gegendruck erkennbar. Man kann aus dem Knickpunkt des hydraulischen Durchflusses auf die kritische Kavitationsziffer der Mehrlochdüse schließen.

Eine andere graphische Darstellung der werkseitigen Strömungsmessdaten erlaubt eine einfach abzulesende Visualisierung des Durchflusskoeffizienten CD über die Kavitationszahl CN und damit eine Bestimmung der kritischen Kavitationsziffer. In Abbildung 33 wird dies für die oben dargestellten hydraulischen Messdaten von der kavitierenden Mehrlochdüse A dargestellt. Es ist darin ein Abfall des CD_1 – Verlaufes bei einem CN – Wert von ca. 3 erkennbar, Erfahrungswerte für die CCN - Zahl von nicht verrundeten Düsenlöchern liegen jedoch im CN - Bereich zwischen 1,0 und 2,0 wie sie auch für die Düsenvorauslegung angenommen wurden.

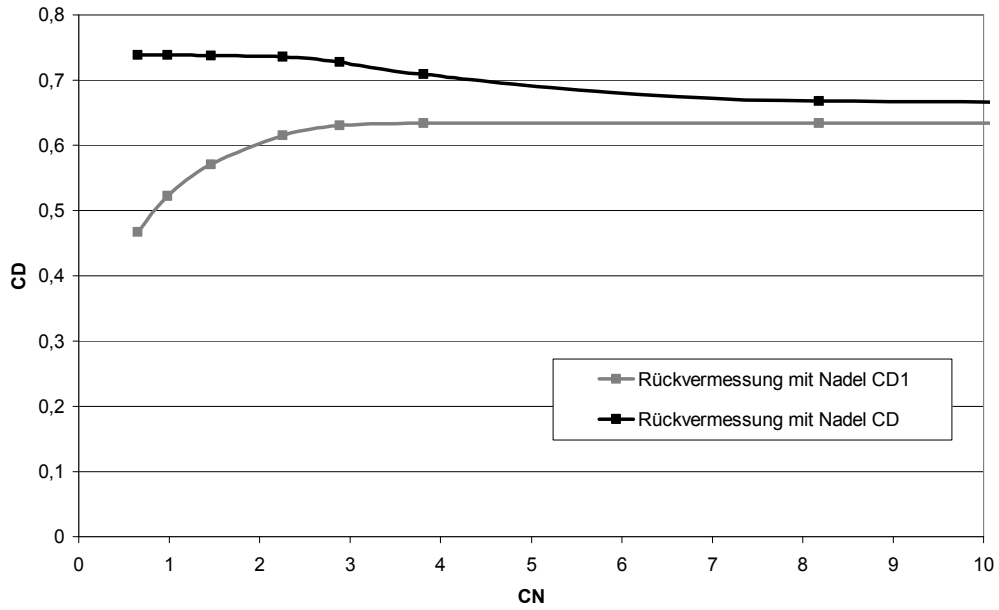


Abbildung 33: BOSCH kavitierende Mehrlochdüse A

Im Gegensatz dazu weist die nicht kavitierende Mehrlochdüse keinen Knickpunkt im Durchflussverlauf auf. Dies wird wiederum in der werkseitigen Gegendruckmessung in Abbildung 34 dargestellt.

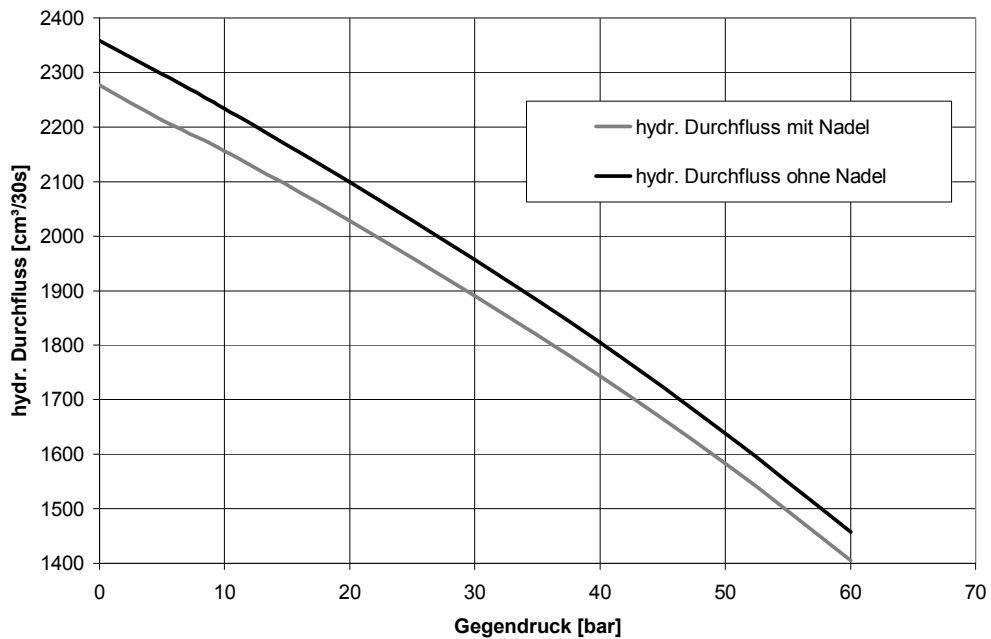


Abbildung 34: Nicht kavitierende Mehrlochdüse

Die alternative $CD - CN$ - Darstellung der gleichen Messdaten von der nicht kavitierenden Mehrlochdüse sind in Abbildung 35 wiederum visualisiert.

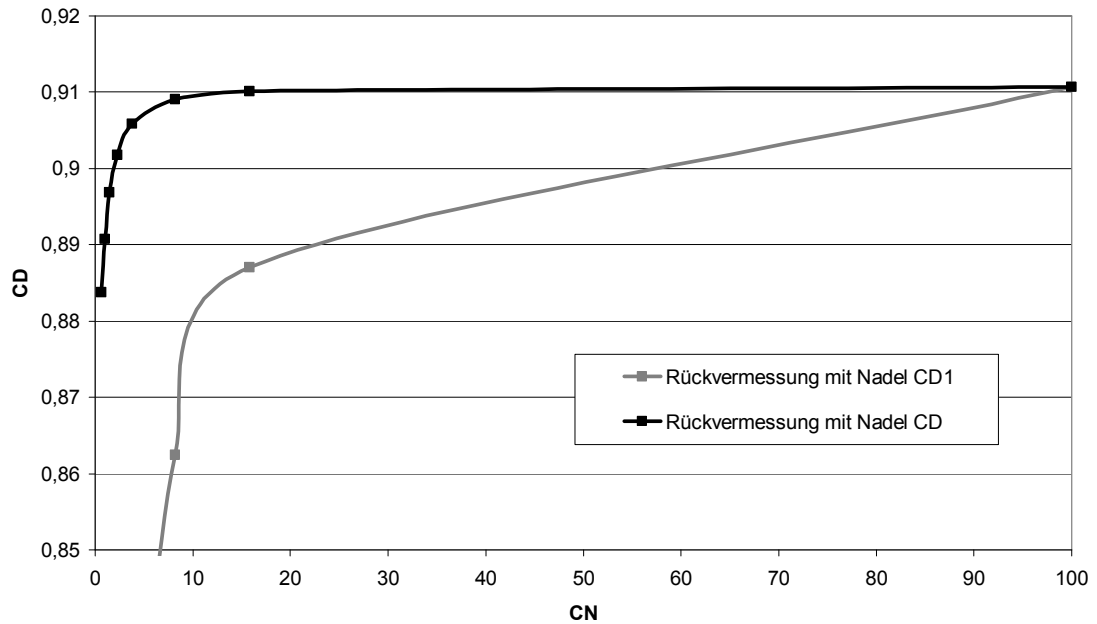


Abbildung 35: BOSCH nicht kavitierende Mehrlochdüse

Man erkennt für die nicht kavitierende Düse einen starken Abfall des Durchflusskoeffizienten CD bei kleinen CN - Werten. Weiters ist der CD_1 Verlauf für höhere CN -Zahlen nicht exakt horizontal, wie es normalerweise für kavitierende Betriebspunkte zu erwarten wäre. Es ist jedoch eine starke Änderung der Steigung für den CD_1 - Verlauf im Bereich mit Kavitationswerten zwischen 10 und 20 sichtbar. Dieser Abfall im CD_1 Verlauf würde auch den Beginn der Kavitation und somit den Wert der kritischen Kavitationsziffer markieren, jedoch ist keine eindeutige und exakte Bestimmung der kritischen Kavitationszahl aus diesen Messungen möglich.

Aufgrund der hohen Abweichung vom prognostizierten Vorauslegungswert und der nicht erklärbaren Kurvenverläufe in den CD - CN - Diagrammen, wurde der Entschluss gefasst, eine Kontrollvermessung der kavitierenden und nicht kavitierenden Düse mittels der kombinierten Durchfluss - Strahlkraftmesseinrichtung (DDFM) durchzuführen.

6.3.2 Kontrollvermessung der Düsen

Wie bereits erwähnt, weisen die werksseitigen Gegendruckmessungen bei einem konstanten Einspritzdruck von 100 bar keine klaren Kurvenverläufe auf. Es wurde deshalb die Kontrollmessung mittels DDFM auf einem höheren Druckniveau sowohl einspritz- wie auch gegendruckseitig durchgeführt, wobei der Raildruck zwischen 400 bar und 1800 bar und der Gegendruck zwischen 0 bar und 160 bar variiert wurden. Gründe dafür waren neben einem motorrealistischeren Düsenbetriebspunkt auch ein vollständig ausgebildetes Strömungsprofil in der Düse. Die kombinierte Durchfluss - Strahlkraftmesseinrichtung ist für einen Nenndurchfluss von ca. 200 l/h bei 1800 bar ausgelegt, da die zu untersuchenden Neunlochdüsen jedoch eine Durchflussrate von ca. 1,5 m³/h bei dauerhaft geöffneter Nadel und einem Einspritzdruck von 1800 bar besitzen, ist nur eine Messung im gepulsten Injektorbetrieb möglich. Bei ausreichend langer Bestromungsdauer des Injektors ist der Einfluss des instationären Düsendurchflusses während der Nadelöffnungs- und Schließphase auf die Gesamteinspritzmenge vernachlässigbar. In Tabelle 1 ist nochmals das

Versuchsprogramm in Tabellenform dargestellt, wobei eine Injektorbestromungsdauer von 4000 μ s eingestellt wurde.

CN	p_up 400 bar	600 bar	800 bar	1000 bar	1200 bar	1400 bar	1600 bar	1800 bar	
p_down	0 bar	400,00	600,00	800,00	1000,00	1200,00	1400,00	1600,00	1800,00
	40 bar	8,78	13,66	18,54	23,41	28,29	33,17	38,05	42,93
	80 bar	3,95	6,42	8,89	11,36	13,83	16,30	18,77	21,23
	120 bar	2,31	3,97	5,62	7,27	8,93	10,58	12,23	13,88
	160 bar	1,49	2,73	3,98	5,22	6,46	7,70	8,94	10,19

Tabelle 1: Versuchsmatrix Düsenkontrollmessung

Um ein repräsentatives Messergebnis zu erhalten wurde für alle indizierten Signale der Mittelwert über 60 Zyklen gebildet. Wie bereits in Kapitel 4.2.2 erwähnt, ist es möglich, die kritische Kavitationszahl mittels der Strahlkraftmethode (siehe Gleichung 4.2.10) bzw. aus den instationären CD_0 - und CD_1 - Verläufen zu bestimmen. In Abbildung 36 ist exemplarisch ein gepulster Betriebspunkt von der nicht kavitierenden Mehrlochdüse mit 400 bar Raildruck und 160 bar Gegendruck dargestellt, wobei neben dem Strahlkraftverlauf auch der Nadelhub, der Raildruck im Injektorspeicher und die daraus berechneten CN, CD_0 - und CD_1 - Verläufe eingezeichnet sind. Man erkennt ab dem Zeitpunkt des Nadelöffnens einen Einbruch des Raildrucks im Injektorspeicher, welcher gleichzeitig zu einem Abfall der dynamischen Kavitationsziffer führt. Bei komplett geöffneter Einspritznadel ist ein konstanter Wert für die beiden dynamischen Durchflusswerte CD_0 - und CD_1 ersichtlich, dies lässt sich mit einem konstanten Durchflussbeiwert der Düse bei konstantem Nadelhub erklären. Es wurde darüber hinaus auch ein charakteristischer CD - Wert für den gepulsten Betriebspunkt bestimmt, wobei der Mittelwert des Durchflusskoeffizientenverlaufes im horizontalen Kurvenbereich gebildet wurde. Als Grenschwelle für das Detektionsintervall diente ein Strahlkraftauschlag von 50 % der maximalen Kraftamplitude, die Signalmittelung wurde über 25 % des Detektionsintervalls ausgehend vom Intervallmittelpunkt in beide Richtungen durchgeführt (siehe Anhang).

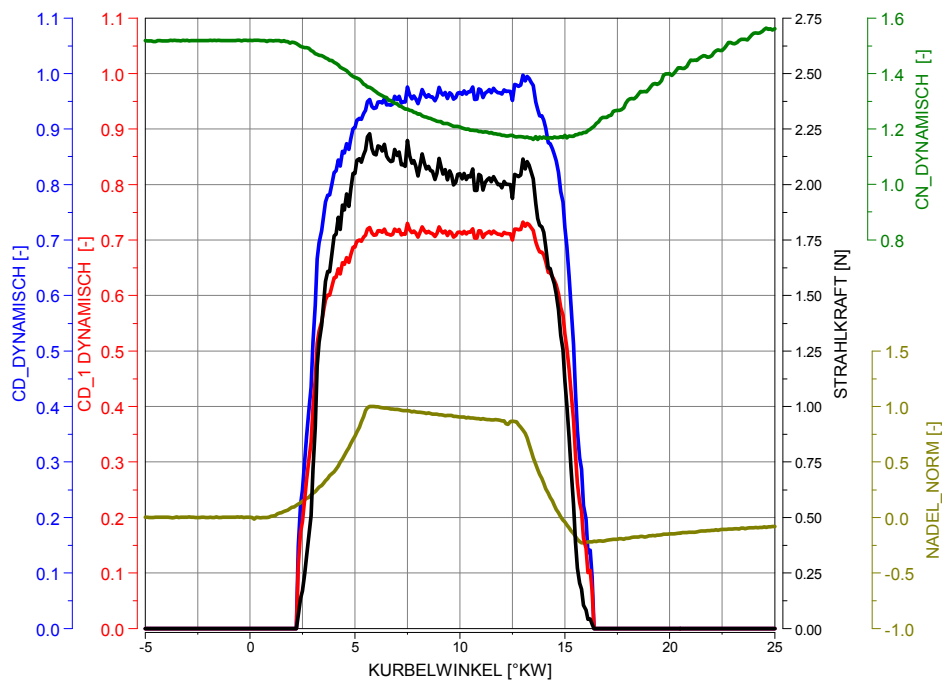


Abbildung 36: gepulster Betrieb: nicht kavitierende Mehrlochdüse

Das Ergebnis der gemittelten CD_1 - Durchflusskoeffizienten über die Kavitationszahl ist für die nicht kavitierende Mehrlochdüse von mehreren Messungen in Abbildung 37 dargestellt. Es ist ein Abfall des CD_1 - Wertes für Betriebspunkte mit einer Kavitationsziffer kleiner 11,5 ersichtlich. Dieser Knickpunkt markiert auch die kritische Kavitationsziffer von der nicht kavitierenden Mehrlochdüse. Neben der graphischen CCN - Zahl Bestimmung kann auch die gleiche kritische Kavitationsziffer mittels Formel 4.1.4 eruiert werden, wenn für den CD_1 - Wert 0,94 und für den CD_0 - Wert 0,98 eingesetzt wird.

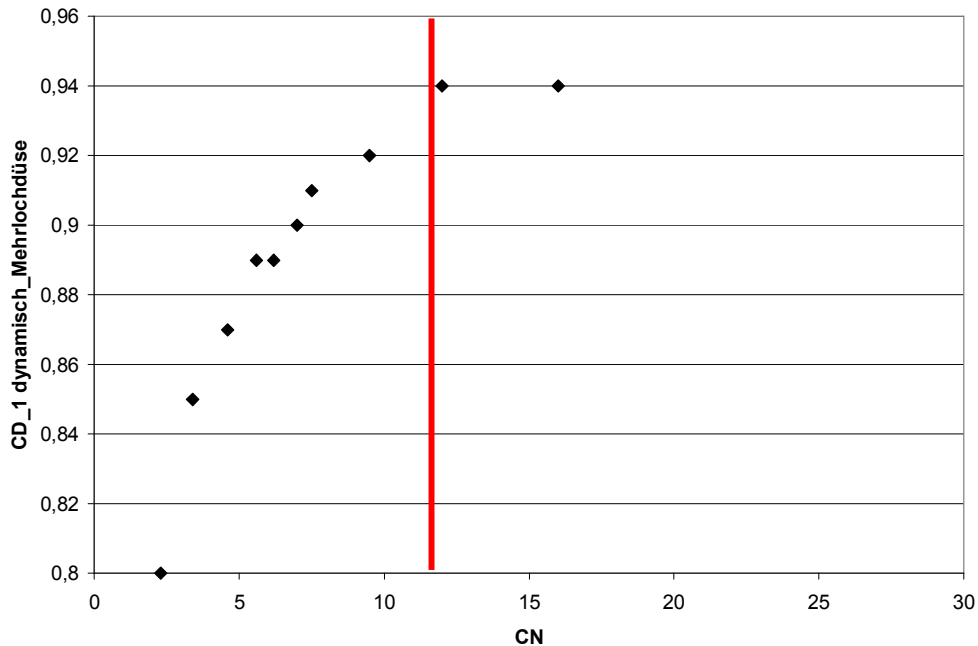


Abbildung 37: dynamischer CD_1 - Verlauf (nicht kavitierende Mehrlochdüse)

Wie aus obiger Abbildung ersichtlich kommt es bei der nicht kavitierenden Mehrlochdüse zu leichten Kavitationserscheinungen bei Betriebspunkten mit einer Kavitationsziffer größer 11,5. Es wurde deshalb bei den Motorversuchen darauf Wert gelegt, den Arbeitspunkt der Düse in den nicht kavitierenden Bereich ($CN < 11,5$) zu legen, welches durch geeignete Paarung von Rail- und Zylinderdruck zum Einspritzzeitpunkt möglich ist. Weiters ist ersichtlich, dass der werksseitige CD_1 - Messwert mit dauerhaft geöffneter Nadel bei $CN = 99$ aus Abbildung 35 recht gut mit dem aus der gepulsten Messung erhaltenen Wert aus Abbildung 37 übereinstimmt. Da die Werksvermessung keine instationären Nadelöffnungs- und Schließphasen beim $CN = 99$ Messpunkt aufweisen, wurde dieser Durchflusswert als Basis für alle weiteren Auslegungen verwendet. Die abweichenden Durchflusswerte bei geringeren Kavitationsziffern, welche aus den Messungen von Bosch erhalten wurden, sind möglicherweise auf die geringe Druckdifferenz bzw. die nicht vollständig ausgebildete Strömung in der Düse zurückzuführen.

Es wurde ebenfalls eine hydraulische Kontrollvermessung der drei kavitierenden Düsen durchgeführt. In Abbildung 38 ist das Ergebnis der gepulsten Strahlkraftmessung für die kavitierende Mehrlochdüse A dargestellt. Die Strahlkraftmethode erlaubt die Bestimmung der kritischen Kavitationsziffer mit Hilfe des Impulskoeffizienten, wie in Gleichung 4.2.10 dargestellt wurde. Der Impulskoeffizient ist wiederum direkt proportional zur Steigung des Strahlkraftverlaufes. Für eine bessere statistische

Auswertung der Messdaten wurde eine Ausgleichsrechnung durchgeführt und eine Regressionsgerade, welche durch den Diagrammursprung führt, eingezeichnet. Die Neigung dieser Regressionsgeraden erlaubt nun in Verbindung mit dem CD_1 - Wert der Düse eine Berechnung der kritischen Kavitationszahl. Als CD_1 - Wert wurde wiederum der werksseitige Messwert von 0,634 bei $CN = 99$ (siehe Abbildung 33) für die kavitierenden Mehrlochdüse A verwendet, da dieser Durchflusskoeffizient ohne instationäre Öffnungs- und Schließflanken der Düsennadel gewonnen wurde und somit eine höhere Genauigkeit besitzt. Es ergibt sich nun für die kavitierenden Mehrlochdüse A eine CCN - Ziffer von 1,798. Dieser Wert stimmt besser mit den Erfahrungswerten überein und wird nun für die folgende Betriebspunktauslegung herangezogen.

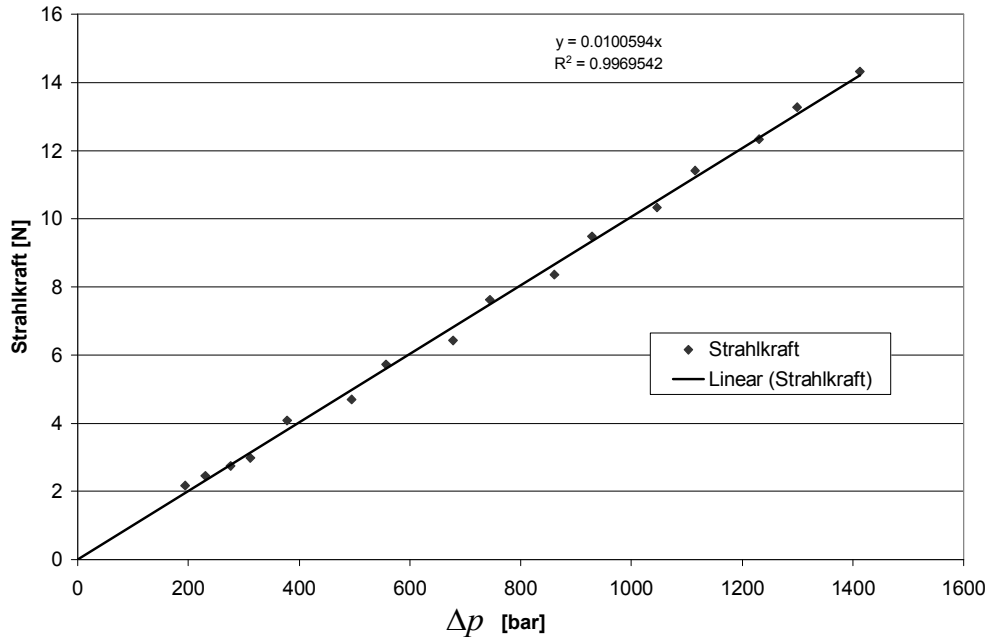


Abbildung 38: Strahlkraftmessung kavitierende Mehrlochdüse A

Die Ergebnisse der gepulsten Kontrollvermessung werden für die drei kavitierenden Mehrlochdüsen A, B und C in Tabelle 2 aufgelistet. Es sind nun alle Düsen mit Hilfe der kritischen Kavitationsziffer und der Durchflusszahl vollständig hydraulisch beschrieben.

Bezeichnung		kav. Düse A	kav. Düse B	kav. Düse C
Lochdurchmesser	[mm]	0,32	0,34	0,36
Lochanzahl	[#]	9	9	9
CD1	[-]	0,634	0,639	0,639
CCN	[-]	1,7986	1,6766	1,6728

Tabelle 2: Ergebnisse gepulste Düsenrückvermessung

6.4 Auswahl geeigneter Einstellparameter für Motorbetrieb und Verifikation

Die Kennwerte, welche aus den hydraulischen Düsenvermessungen erhalten wurden, erlauben nun eine konkrete Auslegung der Düsenbetriebsparameter. Für die Gleichheit von Düsenaustrittsgeschwindigkeit und Einspritzmassenstrom sind die Düsen bei gegebenem Gegendruck mit unterschiedlichem Einspritzdruck zu betreiben. Als

angenommener Gegendruck dient der mittlere Zylinderdruck während des Einspritzvorganges. Mit Hilfe des Gleichungssystems, welches bereits in Kapitel 6.1 hergeleitet wurde, ist es nun möglich, den benötigten Raildruck für die kavitierende und nicht kavitierende Düse zu bestimmen. In Tabelle 3 sind die Druckbeziehungen für den Einspritzdruck in Abhängigkeit vom vorherrschenden Gegendruck aufgelistet. Für die kavitierende Mehrlochdüse C ist keine reelle Lösung des Gleichungssystems möglich, weshalb sie für nähere Motoruntersuchungen von vornherein ausscheidet. Die Düsenpaarung kavitierende Mehrlochdüse B / nicht kavitierenden Mehrlochdüse weist bereits bei einem mittleren Gegendruck von 90 bar einen erforderlichen Einspritzdruck von 2817 bar für die nicht kavitierende Mehrlochdüse auf. Dieser hohe Raildruck ist mit dem zur Verfügung stehenden Druckerzeuger nicht erreichbar und führt zum Ausschluss von der kavitierenden Düse B. Einzig und alleine die Paarung von der kavitierenden Mehrlochdüse A mit der nicht kavitierenden Mehrlochdüse weist in allen Gegendruckbereichen einen vernünftigen und realisierbaren Einspritzdruck auf, weshalb für die folgenden Motorversuche die Wahl auf die Düsenpaarung kavitierende Mehrlochdüse A / nicht kavitierenden Mehrlochdüse gefallen ist.

Durchmesser 0,32 Lochanzahl 9 CD1 0,634 CCN 1,7986 Fläche 0,723822947 Typ kav. Düse A		Durchmesser 0,274 Lochanzahl 9 CD1 0,91 CCN 11,5 CDO 0,9487 Typ nicht kav. Düse		Durchmesser 0,34 Lochanzahl 9 CD1 0,639 CCN 1,6766 Fläche 0,817128249 Typ kav. Düse B		Durchmesser 0,274 Lochanzahl 9 CD1 0,91 CCN 11,5 CDO 0,9487 Typ nicht kav. Düse	
p_down [bar]	p_up_kavierend [bar]	p_up_nicht_kav. [bar]		p_down [bar]	p_up_kavierend [bar]	p_up_nicht_kav. [bar]	
60	486	463		60	1690	1877	
70	567	541		70	1971	2190	
80	648	618		80	2253	2503	
90	729	695		90	2535	2817	
100	810	773		100			
110	891	850		110			
120	972	927		120			
130	1053	1005		130			
140	1134	1082		140			
150	1215	1159		150			
160	1296	1237		160			
170	1377	1314		170			
180	1458	1391		180			
190	1539	1469		190			
200	1620	1546		200			

Tabelle 3: Düsenbetriebspunkte

Zur Kontrolle der Gleichheit der prognostizierten Verläufe von Massenstrom und Strahlgeschwindigkeit wurden nochmals Messungen in der kombinierten Durchfluss – Strahlkraftmesseinrichtung mit der kavitierenden Mehrlochdüse A und der nicht kavitierenden Mehrlochdüse an den zuvor definierten Düsenbetriebspunkten durchgeführt. Die zuvor berechneten Einstellparameter zum Erzielen von gleichem Massenstrom und Austrittsgeschwindigkeit konnten somit auf ihre Richtigkeit überprüft werden. In Abbildung 39 ist beispielhaft die Düsengleichstellung bei einem Gegendruck von 150 bar dargestellt, es wurde dabei der Injektor stets für 4000 µs bestromt. Obwohl die Düsen mit einem unterschiedlichen Raildruckniveau betrieben wurden, erkennt man sowohl einen sehr ähnlichen Massenstromverlauf, als auch einen fast identischen Strahlkraftverlauf zwischen der kavitierenden Mehrlochdüse A und der nicht kavitierenden Mehrlochdüse. Die Gleichheit der Düsenaustrittsgeschwindigkeit ist somit nur eine Folge dieser beiden Übereinstimmungen (siehe Gleichung 2.2.18). Es wird darauf aufmerksam gemacht, dass der in Abbildung 39 dargestellte Hochdruckverlauf

direkt im Injektorspeicher gemessen wurde, jedoch die Common – Railpumpe den Druck im vorgeschalteten Hochdruckspeicher regelt, wobei diese Drücke aber im Mittel über das Arbeitsspiel mehr oder weniger identisch sind. Der eingestellte Regeldruck für die CR - Pumpe wurde natürlich auf 1215 bar für die kavitierende Mehrlochdüse A und auf 1159 bar für die nicht kavitierende Mehrlochdüse gesetzt. Es wurden somit auch die notwendigen Druckeinstellparameter für die Motorversuche verifiziert.

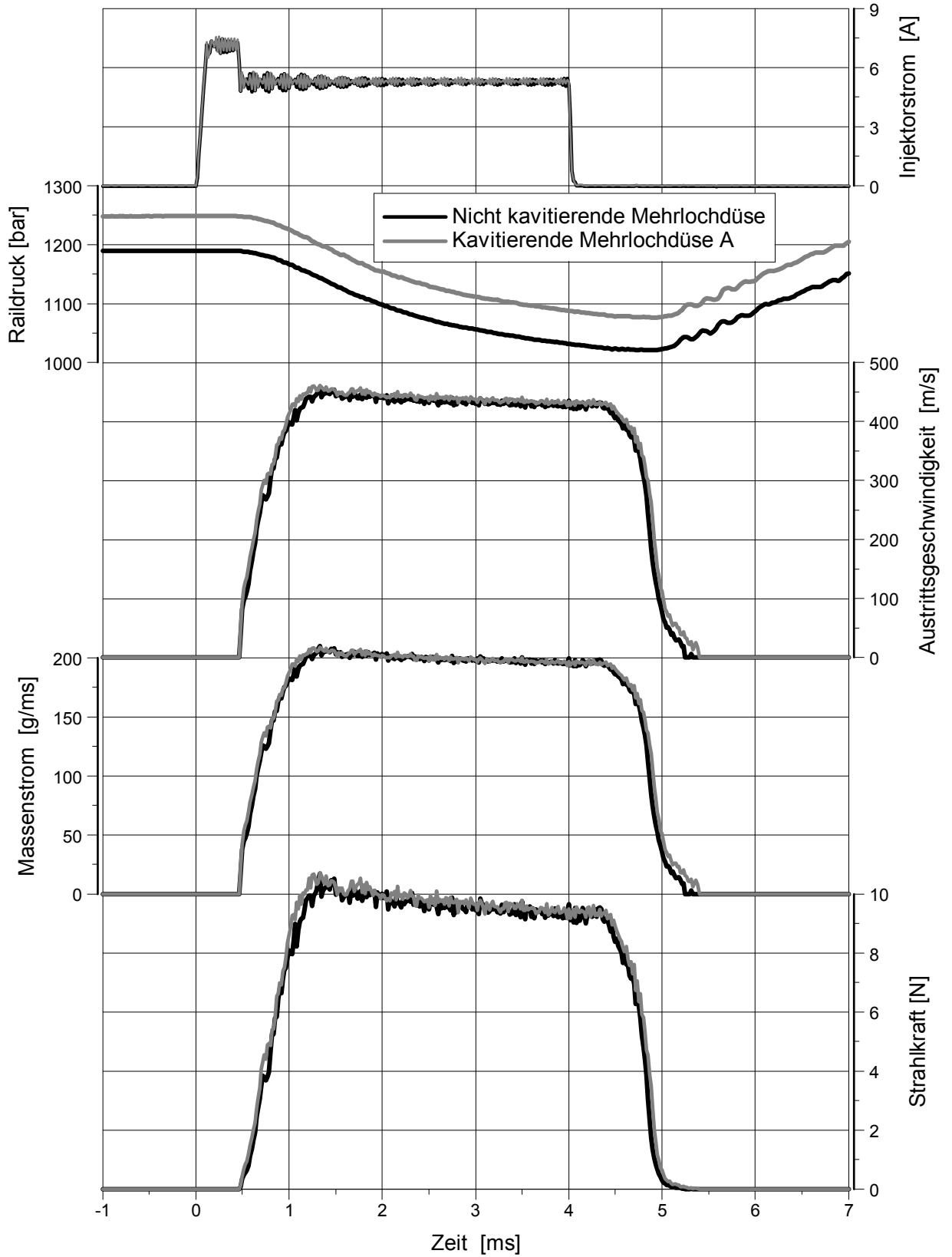


Abbildung 39: Kontrolle der Düsengleichstellung

7 Untersuchungen am Einzylinder - Forschungsmotor

7.1 Beschreibung des Versuchsträgers

Die Motorversuche wurden an einem der Prüfstände des Large Engines Competence Center (LEC) durchgeführt. Der multifunktionale Großmotorenprüfstand verfügt über eine hochwertige Infrastruktur, welche den Betrieb mit den unterschiedlichsten flüssigen und gasförmigen Kraftstoffen erlaubt [25]. Zurzeit ist ein Einzylinderforschungsmotor mit Lancastermassenausgleich in modularer Bauweise aufgebaut. Die modulare Konstruktion des Motors erlaubt einen raschen Umbau auf Motorgrößen zwischen ca. 175 mm und 300 mm Bohrung, es muss nur die Kurbelwelle, der Zylinderblock wie auch die Massenausgleichsgewichte der Wellen für die 1. und 2. Ordnung gewechselt bzw. angepasst werden.

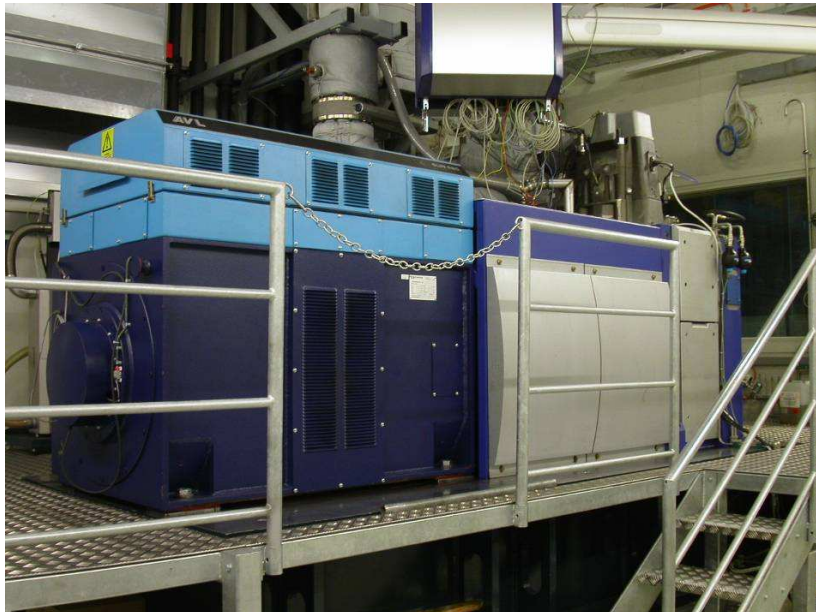


Abbildung 40: Einzylinderforschungsmotor

Der eingesetzte Forschungsmotor (Abbildung 40) besitzt eine externe Motoröl- und Kühlwasserkonditioniereinheit, welche spezifizierte Betriebsparameter hinsichtlich Druck, Temperatur und Temperaturspreizung von Kühlwasser und Öl erlauben. Die Ladeluftversorgung erfolgt über einen Schraubenkompressor, welcher einen maximalen Ladedruck von 10 bar besitzt. Weiters ist in die Ladeluftversorgung neben einem Luftbefeuchter auch ein Ladeluftheizer, wie auch ein Ladeluftkühler eingebaut. Dies erlaubt eine Konditionierung der Luft bezüglich Temperatur, Druck und Feuchte. Über Gegendruckklappen im Abgassystem kann das Spülgefälle des Motors eingestellt werden, bzw. das Turboladerverhalten simuliert werden. Weiters ist das komplette Ein- und Auslasssystem mittels 1-D Strömungssimulationsrechnung optimiert worden, damit die Gasdynamik des Einzylindermotors dem des Vollmotors entspricht. Die zu den Ventilöffnungszeiten des Forschungsmotors auftreffenden Druckamplituden entsprechen nun weitestgehend denen eines Vollmotors. Ein externes AGR - System ist ebenfalls im

Prüfstand integriert. Die Hauptbestandteile dieses Systems sind ein Abgaskühler, ein Abgasschraubenkompressor wie auch ein Abgasnachheizer, welcher hinter dem Schraubenkompressor positioniert ist. Die Dieseleinspritzung erfolgt über ein modernes Common - Rail Einspritzsystem von Bosch, welches die Realisierung von Einspritzdrücken bis zu 2400 bar ermöglicht. Der verwendete Hochdruck – Common – Rail Injektor stammt ebenfalls von Bosch und wurde bereits auch bei den Untersuchungen an der kombinierten Durchfluss – Strahlkraftmesseinrichtung verwendet, um eine konsistente Datenbasis zu generieren und mögliche Fehlerquellen zu minimieren. In der verwendeten Konfiguration verfügte der Motor über 190 mm Bohrung und 220 mm Hub, dies entspricht einem Hubvolumen von ca. 6,2 Liter. In Tabelle 4 sind die wichtigsten Prüfstandsdaten nochmals aufgelistet [26][54][83].

Bohrung [mm]	190
Hub [mm]	220
Pleuellänge [mm]	325
Anzahl der Ventile [-]	4
Verdichtungsverhältnis [-]	17
Drallzahl Zylinderkopf [-]	0,2
Max. Ladedruck [bar]	10
Max. Ladelufttemperatur [K]	550
Leistung Asynchronbremse [kW]	500

Tabelle 4: Technische Daten Forschungsmotor

7.2 Ausgewählte Ergebnisse

Der verwendete Forschungsmotor war für lokomotive Anwendungen appliziert, weshalb auch der Prüfzyklus für Lokomotiven nach ISO 8178 C1 zum Einsatz kam. Dieser Prüfzyklus unterteilt das Motorenkennfeld in acht Betriebspunkte (Notches) plus einen Leerlaufpunkt. Die Betriebspunkte werden im stationären Betrieb vermessen und mittels Gewichtungsfaktoren wird die Abgasemission des Motors nach ISO 8178 kalkuliert. Als Motorbetriebspunkte für die Düsenvergleiche dienen der Volllastpunkt Notch 8 (100 % Nennlast & 100 % Nenndrehzahl) wie auch der Hochlastpunkt Notch 7 (81,4 % Nennlast & 95 % Nenndrehzahl). Wie bereits bemerkt, wurde der Motor mit einem flachen Muldenkolben, welcher eine Strahl – Wand Interaktion vermeiden sollte, betrieben. Weiters wurde ein Zylinderkopf mit geringem Drallniveau verbaut, um die Effekte, welche die Kavitation auf die Gemischbildung und Verbrennung ausübt, isoliert betrachten zu können. In Tabelle 5 sind die durchgeführten Messungen aufgelistet. Es wurde neben der Last- und Drehzahlvariation auch eine Variation des Einspritztimings für beide Düsen durchgeführt.

Untersuchungen am Einzylinder - Forschungsmotor

MP	Düse	Drehzahl	IMEP	Raildruck	Bestromungs- beginn	Bestromungs- dauer	spez. Kraftstoff- verbrauch	p2_Strich	pmax	NOX	CO	spez. Russ- emission
-	-	min-1	bar	bar	°KW v. OT	µs	g/kWh	bar	bar	ppm	ppm	g/kWh
1	nicht kav. Düse	1500	23,96	1470	-7	3190	188,5	3,70	201	700	38,0	0,009
2	nicht kav. Düse	1500	23,75	1389	-6	3410	196,0	3,70	197	576	60,0	0,016
3	nicht kav. Düse	1500	23,69	1314	-4	3760	210,2	3,70	196	482	81,0	0,021
4	nicht kav. Düse	1500	20,64	1081	-6	3600	215,8	3,00	159	477	123,0	0,050
5	nicht kav. Düse	1500	20,68	1080	-4	3800	228,2	3,01	160	430	124,0	0,063
6	nicht kav. Düse	1500	20,63	1081	-8	3470	204,2	3,00	162	525	105,0	0,035
7	nicht kav. Düse	1421	20,67	1160	-8	3200	191,3	3,01	163	669	68,0	0,013
8	nicht kav. Düse	1421	20,75	1080	-6	3460	202,4	3,01	158	554	97,0	0,028
9	nicht kav. Düse	1421	20,75	1080	-4	3530	211,9	3,01	157	498	99,0	0,030
10	nicht kav. Düse	1421	13,04	930	-6	2180	188,0	2,50	128	443	36,0	0,028
11	nicht kav. Düse	1421	13,10	930	-4	2250	192,9	2,50	128	406	33,0	0,023
12	nicht kav. Düse	1421	13,09	770	-2	2780	213,8	2,50	129	295	83,0	0,070
13	nicht kav. Düse	1500	23,82	1391	-6	3450	199,6	3,49	186	604	67,0	0,033
14	kav. Düse A	1500	23,68	1541	-7	3220	193,9	3,70	199	602	60,0	0,023
15	kav. Düse A	1500	23,76	1460	-6	3500	203,9	3,70	196	501	79,0	0,029
16	kav. Düse A	1500	23,60	1378	-4	3900	221,0	3,70	197	401	99,0	0,036
17	kav. Düse A	1500	20,50	1131	-6	3800	226,6	3,01	160	403	155,0	0,119
18	kav. Düse A	1500	20,52	1131	-4	4150	247,7	3,01	160	353	150,0	0,202
19	kav. Düse A	1500	20,73	1129	-8	3630	215,0	3,01	162	451	136,0	0,092
20	kav. Düse A	1421	20,70	1220	-8	3220	196,4	3,01	163	586	101,0	0,041
21	kav. Düse A	1421	21,01	1130	-6	3580	212,4	3,01	157	463	149,0	0,077
22	kav. Düse A	1421	20,68	1130	-4	3750	227,7	3,01	157	413	156,0	0,094
23	kav. Düse A	1421	13,11	970	-6	2230	194,4	2,51	128	392	64,0	0,081
24	kav. Düse A	1421	13,12	970	-4	2310	200,5	2,50	128	350	68,0	0,087
25	kav. Düse A	1421	13,12	810	-2	2930	226,4	2,50	129	245	147,0	0,173
26	kav. Düse A	1500	23,85	1459	-6	3530	203,6	3,50	186	518	92,0	0,029

Tabelle 5: Motormessmatrix

Die aus den Messungen gewonnenen Daten werden nun exemplarisch für zwei Betriebspunkte (NR 2 und 15 in der Messmatrix) dargestellt. Es handelt sich hierbei um einen Vollastpunkt mit einem indizierten Mitteldruck von 23,7 bar (Notch 8) bei einer Drehzahl von 1500 Umdrehungen pro Minute, wobei der Injektorbestromungsbeginn auf 6°KW vor OT gestellt wurde. Die Ladeluft wurde mit einem Druck von ca. 3,7 bar und einer Temperatur von ca. 50°C dem Motor zugeführt. Die Auswertung der Indizierdaten ist in Abbildung 41 dargestellt. Es wird dabei die kavitierende Mehrlochdüse A mit einem Einspritzdruck von 1460 bar mit der nicht kavitierenden Mehrlochdüse, welche mit einem Raildruck von 1389 bar betrieben wird, verglichen. Das eingestellte Raildruckniveau, welches für gleiche Austrittsgeschwindigkeit und Massenstrom benötigt wird, ergibt sich unter der Annahme eines mittleren Gegendrucks von ca. 180 bar während des Einspritzvorganges (siehe Tabelle 5). Man erkennt aus den Diagrammen eine ähnlich lange Injektorbestromungszeit, welche notwendig ist, um die gewünschte Last einzustellen, jedoch wird die nicht kavitierende Düse etwas kürzer bestromt. Weiters ist ein leichter Einbruch des Einspritzdrucks im Injektorspeicher während des Einspritzvorganges ersichtlich. Unterschiede in den Zylinderdrücken sind kaum zu erkennen, jedoch weisen die daraus gewonnen Brennratenverläufe merkbare Unterschiede voneinander auf. Die anfängliche Anstiegsflanke ist bei beiden Düsen sehr ähnlich, jedoch kommt es ab einem Kurbelwinkel von ca. 15° zu Abweichungen in den Brennratenverläufen. Bei der Messung, welche mit der nicht kavitierenden Mehrlochdüse durchgeführt wurde, ist ein schnellerer Energieumsatz erkennbar.

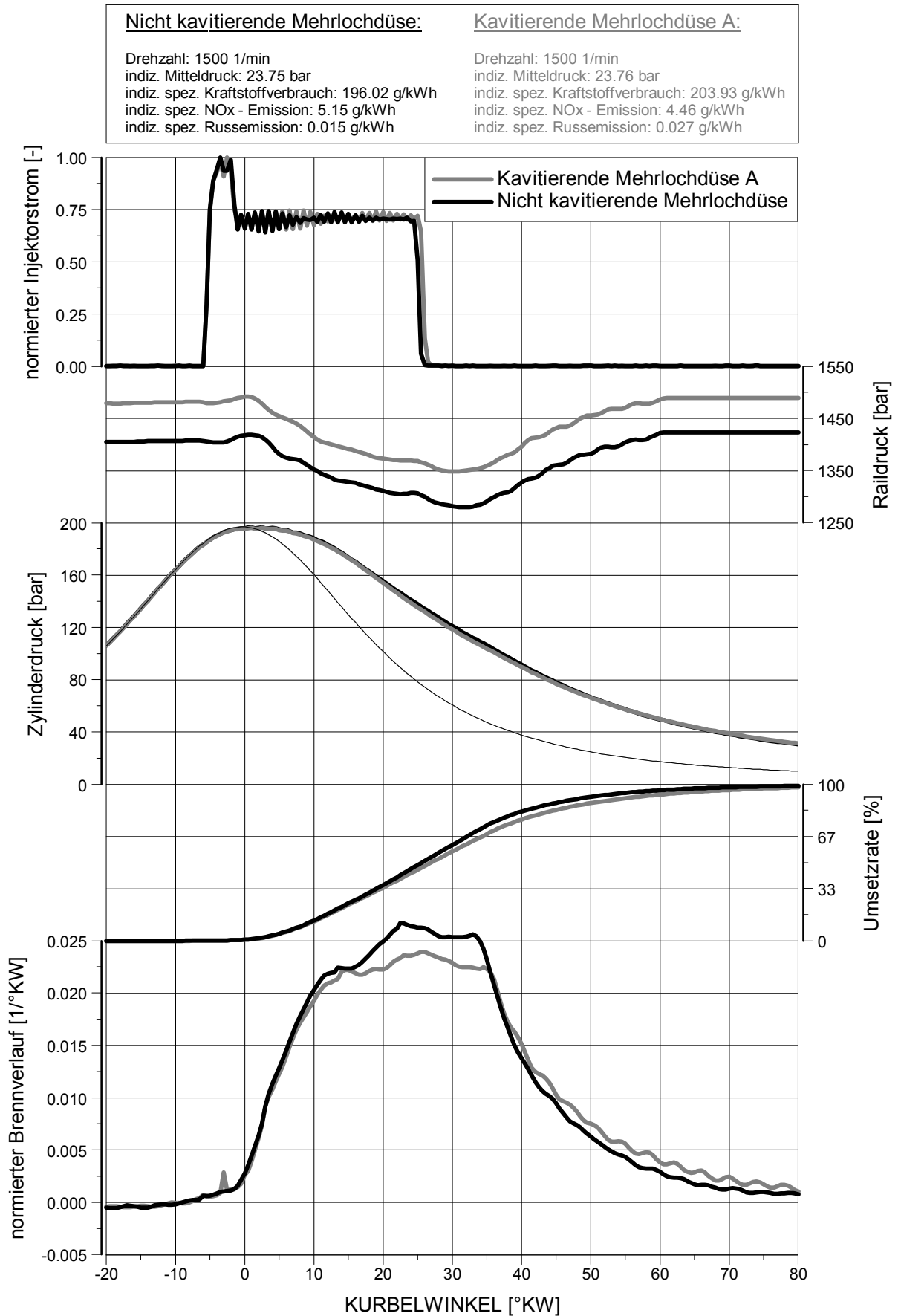


Abbildung 41: Düsenvergleich (kav. Düse A / nicht kav. Düse) N8

Besonders interessant sind die Emissionswerte, welche bei den beiden Düsenvergleichsmessungen erhalten wurden. Man erkennt deutlich höhere spezifische Russwerte bei der kavitierenden Düse im Vergleich zur nicht kavitierenden Düse (siehe Auflistung in Abbildung 41 oben). Auch der Verbrauch bei der Konfiguration mit der kavitierenden Düse ist um ca. 3 % höher, dies deckt sich mit der geringfügig längeren Bestromungsdauer. Die Stickoxid-Emissionen sind bei der nicht kavitierenden Düse höher als bei der kavitierenden Düse, dies lässt sich auf die kürzere Brenndauer und die damit höhere Brennraumtemperatur zurückführen [57]. Die eklatanten Unterschiede in den Russemissionen zwischen der kavitierenden und der nicht kavitierenden Düse müssen auf die unterschiedliche Gemischbildung zurückzuführen sein [18][29][31][37][40][48]. Eine genauere optische Untersuchung der Gemischbildung war somit von höchstem Interesse und sollte Aufschlüsse über die offensichtlich deutlich unterschiedliche Gemischbildung und Verbrennung geben.

8 Weitere Untersuchungen zur Aufklärung der Kavitationseffekte

8.1 Allgemeine Beschreibung der Messeinrichtungen

Für die experimentellen Untersuchungen wurden neben der kombinierten Durchfluss – Strahlkraftmesseinrichtung und dem Einzylinder – Forschungsmotor auch optisch zugängliche Messeinrichtungen verwendet. Die optisch zugänglichen Apparaturen sollten zur weiteren Untersuchung der verwendeten Einspritzdüsen dienen und Aufschluss über die motorischen Unterschiede geben. Im folgenden Kapitel wird auf die Funktions- und Arbeitsweise dieser optisch zugängliche Messeinrichtungen näher eingegangen und diese im Detail erläutert.

8.1.1 Optisch zugängliche Einspritzkammer

Zur Durchführung der Versuche wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik bereits im Rahmen meiner Diplomarbeit eine Druckkammer in Anlehnung an eine Konstruktion von Prof. Hiroyasu von der Hiroshima - Universität entwickelt und aufgebaut (Abbildung 42) [23][39].

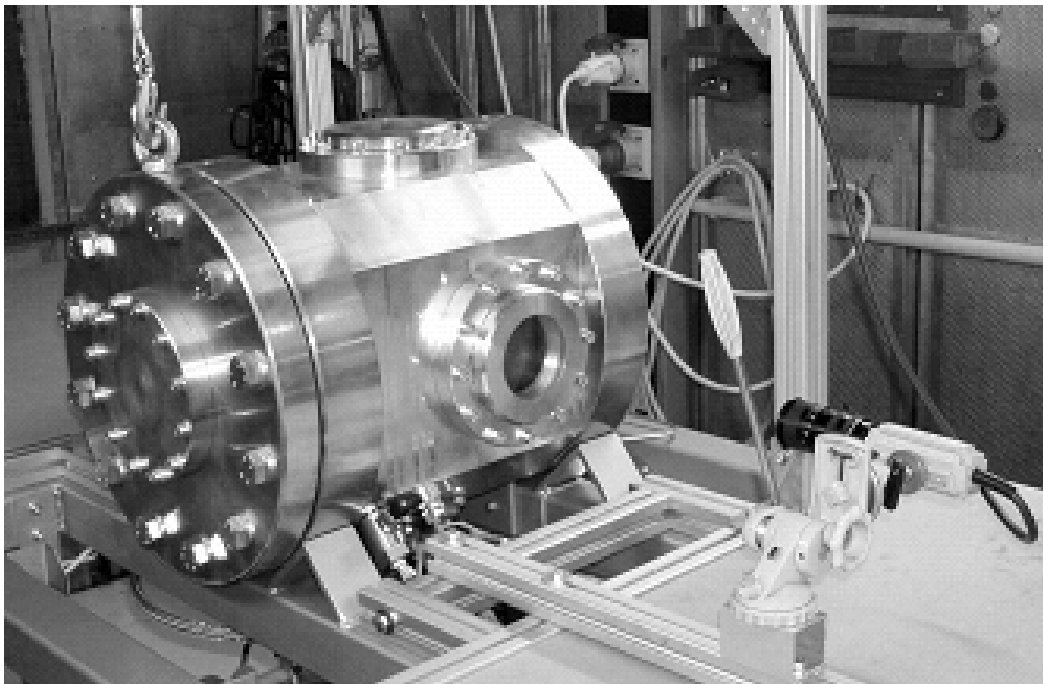


Abbildung 42: Einspritzkammer (ESK)

Die beheizbare Hochdruckkammer ermöglicht die Analyse der Strahlausbreitung unter definierten Randbedingungen, wobei weder Druck- oder Temperaturänderungen während des Einspritzvorganges vorgenommen werden, noch Drall oder Tumble in der Kammer generiert wird. Die Versuchseinrichtung wurde aus hochfestem Stahl gefertigt und besitzt stirnseitig einen verschraubten Endflansch. Vier optische Zugänge ermöglichen sowohl seitliche als auch frontale Aufnahmen des Sprays und der Flammenausbreitung. Ein

Adapterflansch, welcher den Dieselinjektor aufnimmt, bietet eine flexible Montagemöglichkeit für verschiedene Injektorbaugrößen. Die Kammer ist elektrisch beheizbar, um die Füllung auf realitätsnahe Temperaturen zu bringen. Mit einer Innendämmung aus hochtemperaturbeständigen keramischen Fasern besteht die Möglichkeit, Temperaturen bis 1000 K zu erreichen. Der Kammerdruck wird über Gasflaschen eingestellt, wobei je nach Versuch zwischen Stickstoff und synthetischer Luft gewählt werden kann. Der Kammerfüll- und Entleervorgang erfolgt über hochtemperatur- und hochdruckbeständige Ventile, welche pneumatisch betätigt werden. Durch das große Volumen und die universelle Bauweise der Einspritzkammer ist es möglich, ein breites Einsatzspektrum abzudecken. In Tabelle 6 sind die wichtigsten technischen Daten der Hochdruckkammer zusammengefasst.

Außendurchmesser [mm]	480
Gesamtlänge [mm]	554
Innendurchmesser [mm]	308
Länge [mm]	382
Kammervolumen [l]	28.7
Kammerdruck max. [bar]	120
Gastemperatur max. [K]	1000
Elektrische Heizleistung [W]	11000
Anzahl der optischen Zugänge	4
Fensterdurchmesser [mm]	100
Eingesetztes Füllgas	Stickstoff, Synthetische Luft

Tabelle 6: Technische Daten Einspritzkammer

8.1.2 LEC High Pressure Cell

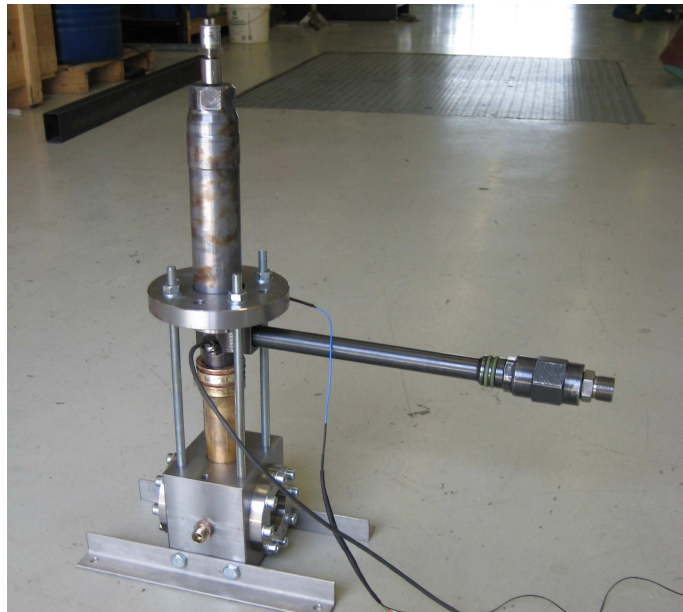


Abbildung 43: LEC High Pressure Cell

Für die nähere Untersuchung des düsen nahen Bereiches sowie der Interaktion zwischen Strahl und Umlenkplatten wurde eine weitere Hochdruckkammer mit geringem Kammervolumen konstruiert und aufgebaut (siehe Abbildung 43). Diese unbeheizte Einspritzkammer verfügt über zwei optische Zugänge, welche Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen der Interaktion zwischen Strahl und Umlenkplatten aus geringer Entfernung ermöglichen. Ein maximaler Kammerdruck von 200 bar ist erreichbar, der mittels Gasflaschen aufgebracht wird. Um eine Zündung des eingespritzten Kraftstoffes zu vermeiden, dient Stickstoff als Füllgas. Die Strahlumlenkplatte ist an einer von außen bedienbaren Verstelle schraube angebracht, um den Abstand zwischen Düse und Prallplatte stufenlos variieren zu können. Die seitlich verbauten Quarzglasfenster wurden parallel angeordnet, um Durchlichtaufnahmen zu ermöglichen. Der Injektor sitzt mit montierter Einlochdüse mittig an der Oberseite der Kammer und spritzt frontal auf die darunter angebrachte Umlenkplatte. In Tabelle 7 sind die wichtigsten technischen Daten der LEC- High Pressure Cell aufgelistet [24].

Außenabmessungen: B x H x T [mm]	120 x 120 x 94
Innendurchmesser [mm]	45
Freie Innenlänge [mm]	60
Kammervolumen [cm ³]	95
Kammerdruck max. [bar]	200
Anzahl der optischen Zugänge	2
Fensterdurchmesser [mm]	50
Eingesetztes Füllgas	Stickstoff

Tabelle 7: Technische Daten LEC-HPC

8.2 Versuche in der optisch zugänglichen Einspritzkammer mit Mehrlochdüsen

Zur näheren Analyse der Unterschiede zwischen der kavitierenden und nicht kavitierenden Mehrlochdüse wurden diese in der Einspritzkammer mittels Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen im Detail untersucht. Es wurde dabei sowohl die Einspritzung ohne Verbrennung wie auch die Einspritzung mit nachfolgender Verbrennung experimentell nachgestellt. Im Folgenden wird auf die durchgeführten Messungen und die daraus gewonnenen Erkenntnisse näher eingegangen.

8.2.1 Aufnahmen mit Hochgeschwindigkeitskamera ohne Verbrennung

Zur Visualisierung des Einspritzvorganges diente die bereits unter Kapitel 8.1.1 vorgestellte optisch zugängliche Einspritzkammer mit 30 Liter Volumen. Da keine Verbrennung in der Einspritzkammer stattfinden sollte, wurde der Gegendruck mittels einer Stickstoffatmosphäre aufgebracht. Die Sprayvisualisierung wurde mittels Hochgeschwindigkeitskameratechnik durchgeführt, wobei die direkte Streulichttechnik zum Einsatz kam. Um eine ausreichende Beleuchtungsstärke für den Strahl zu gewährleisten, die eine kurze Bildbelichtungsdauer bzw. eine hohe Aufnahmezeit ermöglicht, wurde eine Halogenbeleuchtung mit einer Gesamtanschlussleistung von 5000 Watt in der Kammer installiert. Bei der Innenbeleuchtung handelt es sich um eine eigens für die Einspritzkammer angefertigte hochtemperatur- und hochdruckbeständige Ausführung, welche in Abbildung 44 näher dargestellt ist.

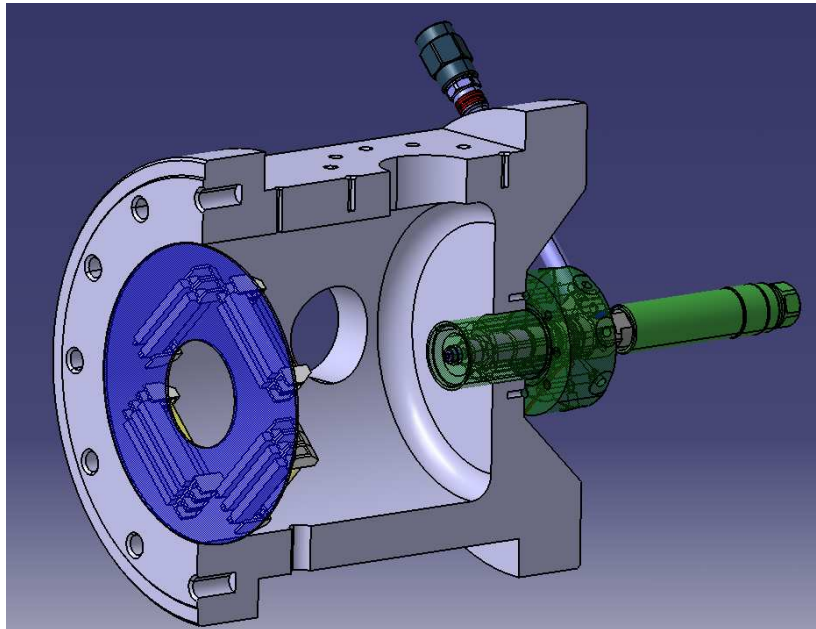


Abbildung 44: Kammerinnenbeleuchtung für Strahlvisualisierung

Besondere Konstruktionsmerkmale sind die elektrischen Keramikstromdurchführungen in die Kammer zur Versorgung der 10 Leuchtelemente, welche höchsten Anforderungen bezüglich Temperatur und Druck standhalten müssen. Der Injektor mit der zu untersuchenden Mehrlochdüse ist in der Mittelachse der Kammer montiert und die

Kamera filmt frontal auf die Einspritzstrahlen. Es werden somit alle Sprays gleichzeitig visualisiert, was eine Differenzierung hinsichtlich Penetrationslänge und Spraykegelwinkel der Einzelstrahlen ermöglicht.

Als indizierte Messwerte werden neben dem Injektorstrom auch der Raildruck im Injektorspeicher, das Nadelhubsignal, der Kamerastarttrigger wie auch das Frame - Sync - Out - Signal der Kamera aufgezeichnet. Der Start der Bildaufzeichnung erfolgt über die ansteigende Injektorbestromungsflanke, gleichzeitig gibt die Hochgeschwindigkeitskamera synchron zu jedem aufgezeichnetem Bild eine TTL - Flanke aus. Es ist somit die genaue Einzelbildzuordnung zu den indizierten Signalen möglich, wie dies in Abbildung 45 exemplarisch dargestellt ist. Man erkennt ab Bild Nr. 5 die neun Einspritzstrahlen und deren zeitliche Zuordnung zum gemessenen Nadelhubverlauf (blauer Pfeil). Die Aufnahmen der Kamera werden in einem Ringspeicher temporär abgespeichert, dadurch ist es möglich, auch Bilder vor dem eigentlichen Kamerastarttrigger und somit Einspritzereignis aufzuzeichnen. Diese „Pre“ - Bilder können dann zur weiteren Bildverarbeitung herangezogen werden, wie z.B. für die Subtraktion der Hintergrundintensität.

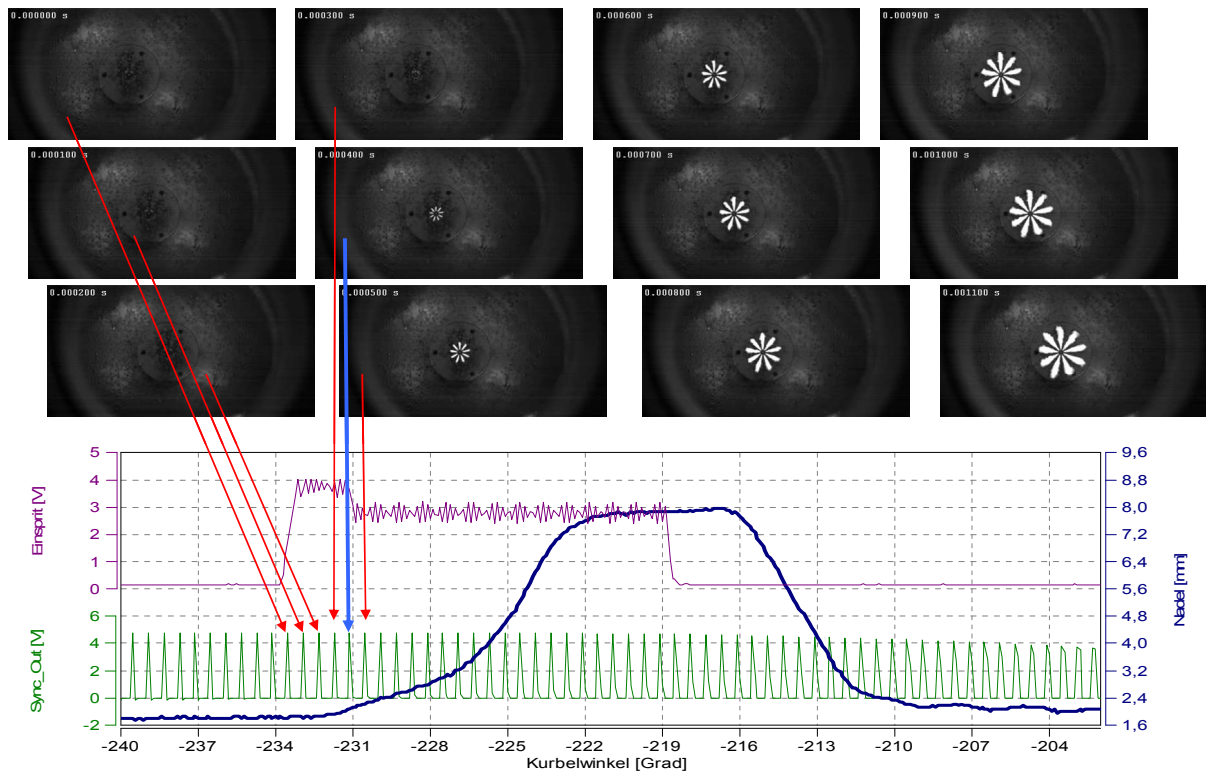


Abbildung 45: Hochgeschwindigkeitsbild – Indizierdaten Zuordnung

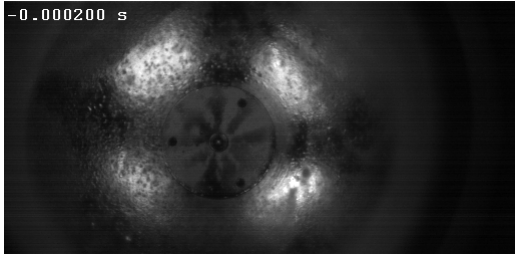
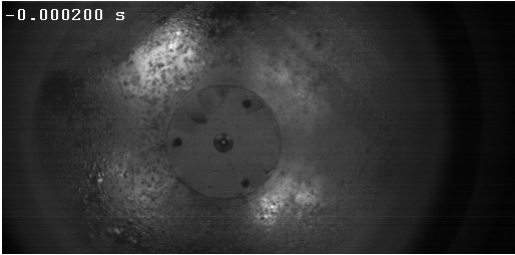
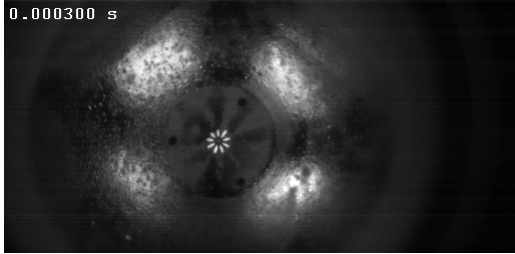
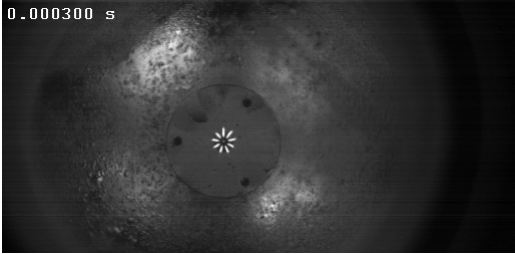
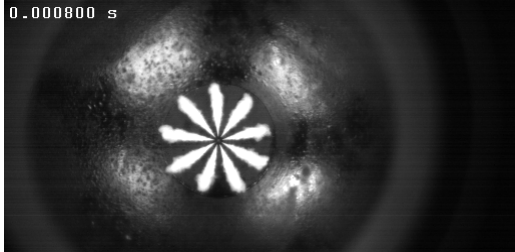
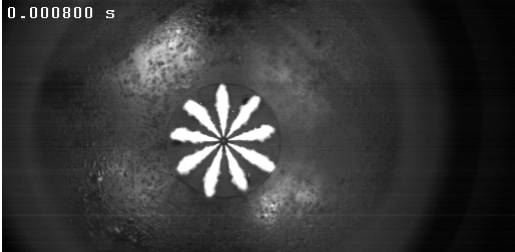
Bei den Messungen wurde wiederum die kavitierende Mehrlochdüse A wie auch die nicht kavitierende Mehrlochdüse, welche beide bereits bei den Motorversuchen eingesetzt wurden, näher untersucht und miteinander verglichen. Es wurde dabei sowohl eine Raildruckvariation von 600 bar bis 1800 bar wie auch eine Gegendruckvariation von 1 bar bis 100 bar bei einer Kammertemperatur von 300 K durchgeführt. Für die Injektorbestromung wurde eine Zeitdauer von 2500 μ s gewählt. Zusätzlich zur oben angeführten Parametervariation wurden noch die mittels Einspritzkammer realisierbaren Messpunkte aus den Motorversuchen nachgestellt. Es konnte aufgrund des limitierenden Gegendruckniveaus der Kammer nur Messpunkt 12 und 25 der Motorversuche in der ESK

realisiert werden, welche sich mit der Eigenschaft von gleicher Austrittsgeschwindigkeit und gleichem Massenstrom für die kavitierende und nicht kavitierende Düse auszeichnen. Es wurde dazu ein Gegendruck von 100 bar in der Kammer eingestellt und die kavitierende Mehrlochdüse A mit 810 bar und die nicht kavitierende Mehrlochdüse mit 770 bar Einspritzdruck betrieben. In Tabelle 8 ist nochmals die Messmatrix für die Kammerversuche ohne Verbrennung dargestellt, wobei die sich aus den Druckniveaus ergebende Kavitationszahl eingetragen ist.

CN	p_up bar	600	900	1200	1500	1800
		bar	bar	bar	bar	bar
p_down	1 bar	599.00	899.00	1199.00	1499.00	1799.00
	21 bar	27.57	41.86	56.14	70.43	84.71
	61 bar	8.84	13.75	18.67	23.59	28.51
	101 bar	4.94	7.91	10.88	13.85	16.82

Tabelle 8: Messmatrix ESK – Versuche ohne Verbrennung

Im Folgenden (siehe Abbildung 46) werden die optischen Messergebnisse für den Betriebspunkt mit 1500 bar Einspritzdruck und 60 bar Gegendruck dargestellt. Die Messungen wurden mit einer Bildrate von 10000 fps aufgenommen, wobei die Blende des Makroobjektivs (Spezifikationen siehe Anhang) auf 1,4 eingestellt wurde, damit eine ausreichende Tiefenschärfe der Bilder gewährleistet ist. Die Belichtungszeit wurde auf 19 μ s ohne interne Bildverstärkung der Redlake HG4 Hochgeschwindigkeitskamera gesetzt. Zur übersichtlicheren Darstellung wird in Abbildung 46 nur jedes fünfte aufgenommene Bild dargestellt.

Zeit	Kavitierende Mehrlochdüse A	Nicht kavitierende Mehrlochdüse
-200 μ s		
300 μ s		
800 μ s		

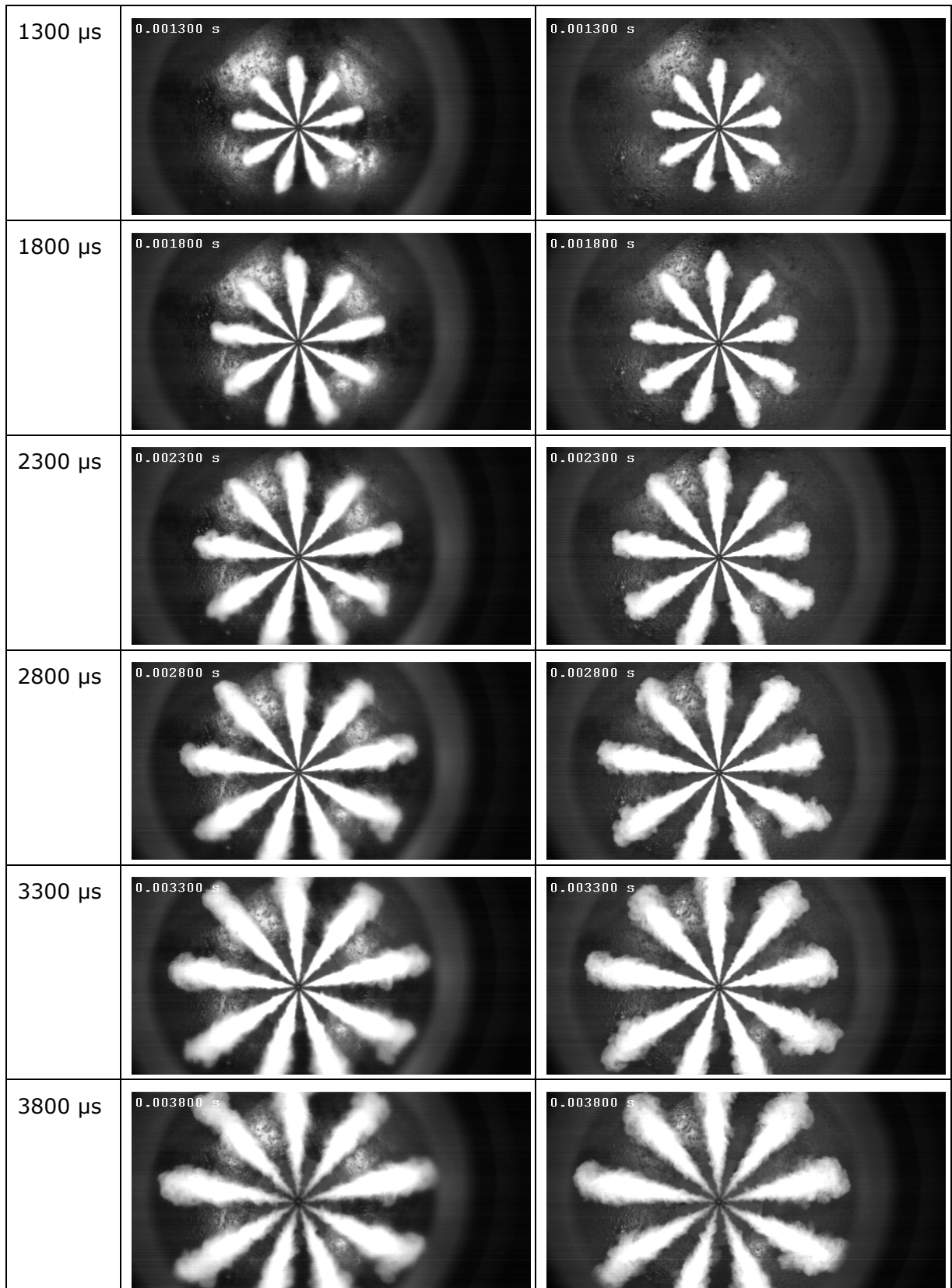
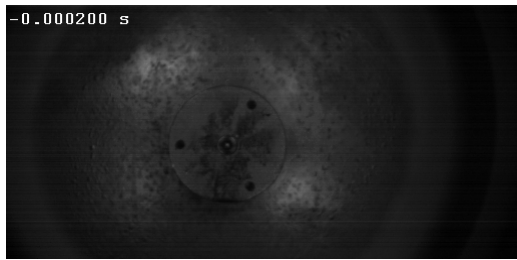
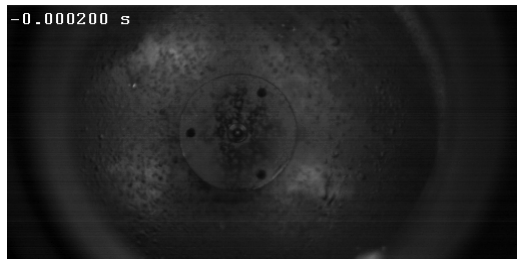
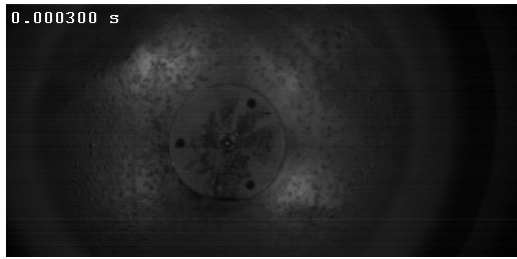
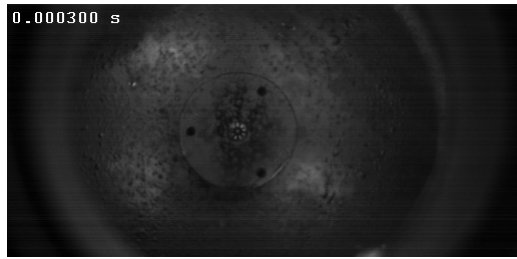
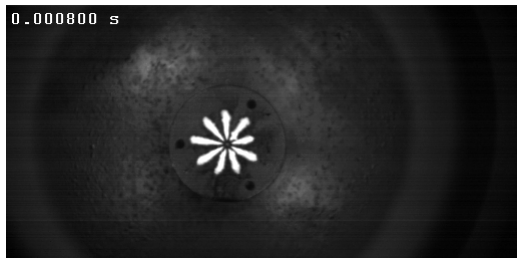
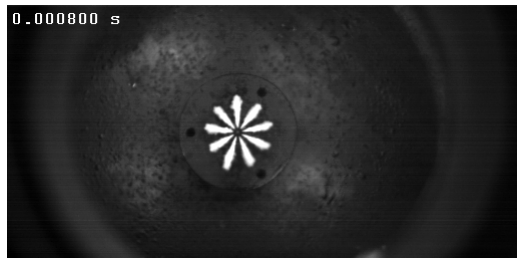
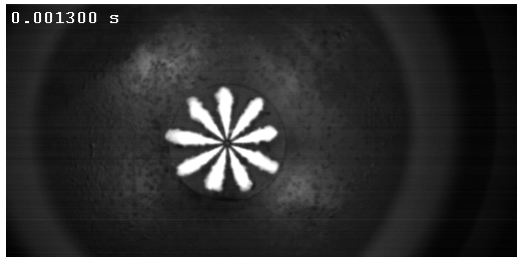
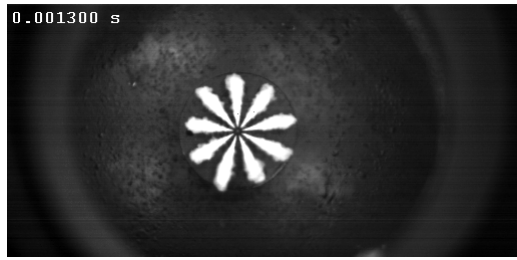
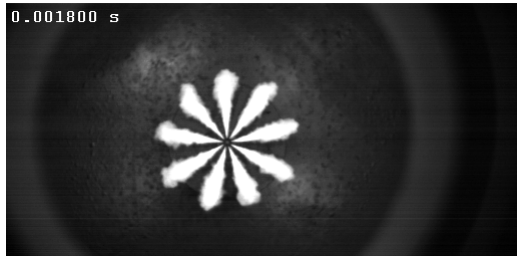
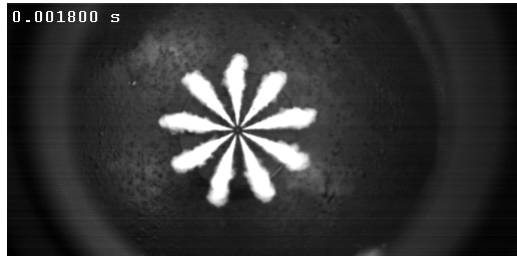


Abbildung 46: Düsenvergleich kav. Düse A/ nicht kav. Düse – 1500 bar / 60 bar

Wie aus den Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen ohne Verbrennung ersichtlich, ergeben sich bei einer Kammertemperatur von 300 K für die gesamte Versuchsmatrix im

düsenfernen Bereich kaum sichtbare Unterschiede des flüssigen Sprays zwischen der kavitierenden und nicht kavitierenden Düse.

Für beide Düsen wird in Abbildung 47 der in der Kammer aufgrund des realisierbaren Druckniveaus nachstellbare Motorbetriebspunkt (Messpunkt 12 und 25 in Tabelle 5) mit gleicher Austrittsgeschwindigkeit und Massenstrom gegenübergestellt.

Zeit	Kavitierende Mehrlochdüse A	Nicht kavitierende Mehrlochdüse
-200 μ s		
300 μ s		
800 μ s		
1300 μ s		
1800 μ s		

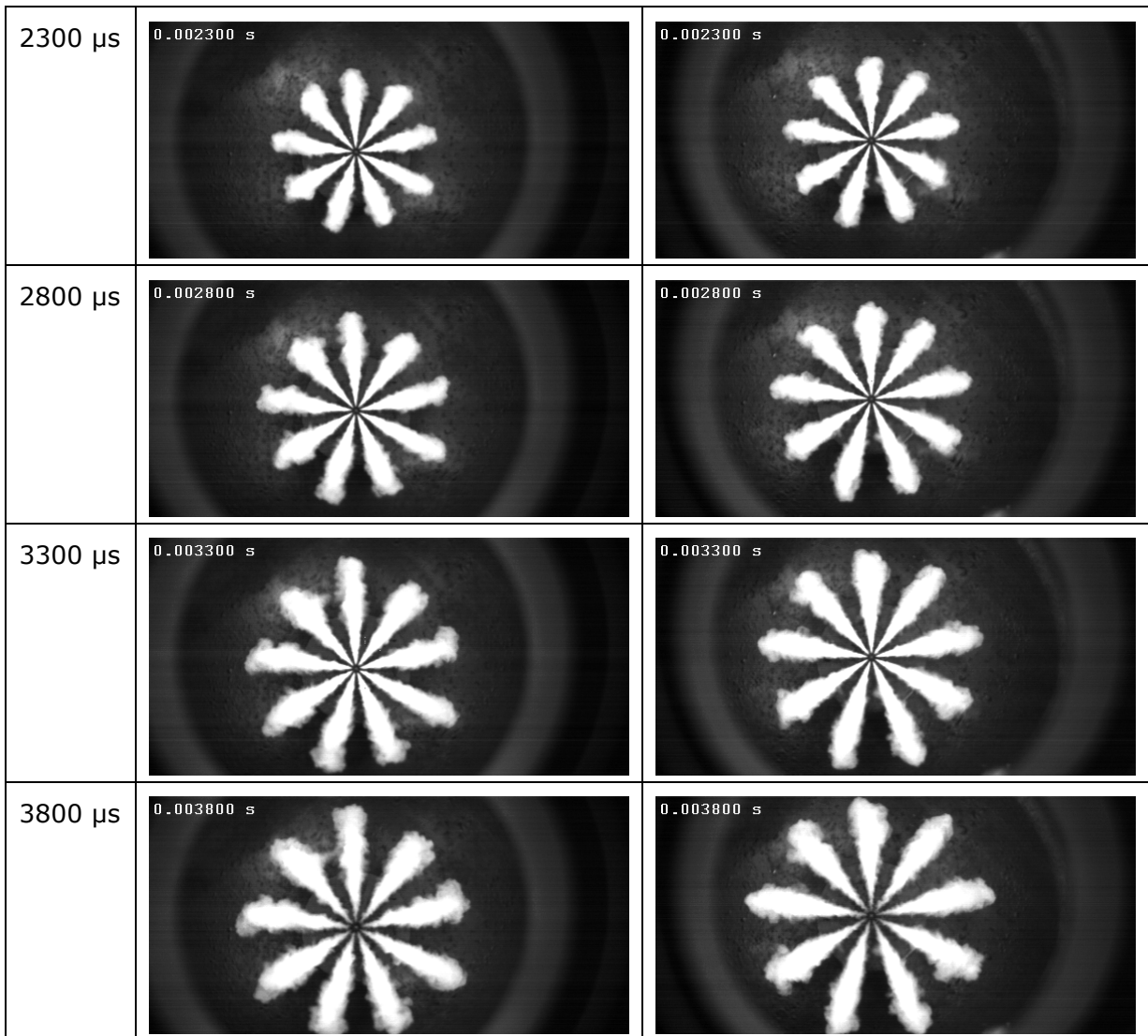


Abbildung 47: kav. Düse A – 810 bar/100 bar & nicht kav. Düse – 770 bar/100 bar

Wie aus Abbildung 47 hervorgeht, sind kaum Unterschiede zwischen der kavitierenden und nicht kavitierenden Düse bei Einspritzung in die Einspritzkammer mit 300 K Kammertemperatur im makroskopischen Strahlbereich ersichtlich. Zur besseren Visualisierung der Unterschiede zwischen den Düsen für Messpunkt 12 und Messpunkt 25, wurde in der Bildverarbeitungssoftware DaVis von LaVision ein Postprozessing - Algorithmus zur besseren Herausarbeitung der Gegensätze erstellt und angewendet [60][61]. Das Ergebnis ist in Abbildung 48 dargestellt. Es wurde dabei einerseits das Bild der kavitierenden Düse vom Bild der nicht kavitierenden Düse subtrahiert, bzw. umgekehrt die Differenz aus den Aufnahmen der nicht kavitierenden Düse und der kavitierenden Düse gebildet. Die Differenzbildung in beiden Richtungen ist deshalb unerlässlich, da ansonsten negative Pixelwerte entstehen können, welche in der Darstellung nicht sichtbar sind und somit zu einem falschen Eindruck der möglichen Bildunterschiede führen. Als Vorarbeit zur letztendlichen Bildsubtraktion wurden die Bilder in den gleichen Düsenmittelpunkt verschoben und in eine übereinstimmende Strahlachsenausrichtung gedreht. Weiters wurde das jeweilige Referenzhintergrundbild bei beiden Bilderserien abgezogen und die Fenstertrübung zwischen den Messungen

mittels Pixelintensitätswerten in den drei Adapterbohrungen zueinander berücksichtigt und korrigiert.

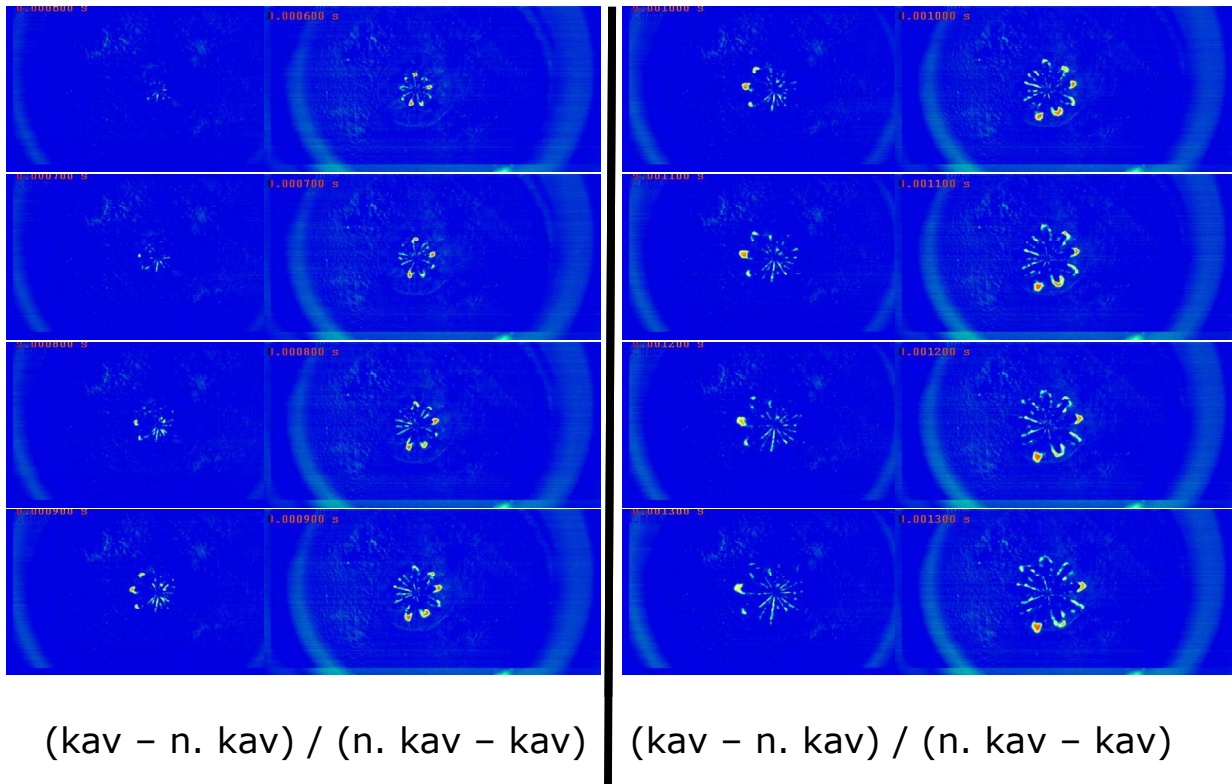


Abbildung 48: Bildsubtraktion bei Düsenvergleichstellung

Es ist aus Abbildung 48 nach erfolgter Bildsubtraktion für die Einzelbilder kein signifikanter Unterschied der Sprays im makroskopischen Bereich erkennbar. Weder Penetrationslänge noch Strahlkegelwinkel weisen deutliche Abweichungen voneinander auf. Nur die typischen Schwankungen der Einzelstrahlen zueinander sind ersichtlich. Die direkte geometrische Vermessung und Quantifizierung der Strahlen wird im Kapitel 8.3 durchgeführt und wird hier nur zur Vollständigkeit erwähnt.

8.2.2 Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen mit Verbrennung

Wie bereits aus dem vorherigen Kapitel hervorgeht, sind aus den Versuchen ohne Verbrennung keine signifikanten Unterschiede der flüssigen Einspritzstrahlen zwischen der kavitierenden und nicht kavitierenden Düse bei einer Kammertemperatur von 300 K ersichtlich. Da die Motormessungen jedoch eindeutige Unterschiede zwischen den Düsen im Russemissionsniveau zeigten, wurden deshalb Verbrennungsuntersuchungen in der Einspritzkammer angestrebt, um mögliche Unterschiede bei der Verbrennung visualisieren zu können. Es wurde deshalb die Kammer nicht mittels Inertgas gefüllt, wie dies bei den Untersuchungen ohne Verbrennung der Fall war, sondern die Gegendruckatmosphäre mittels synthetischer Luft aus Gasflaschenbündeln aufgebaut. Zur Beheizung der Kammer dienten die zwei elektrischen Hochtemperaturheizelemente mit je 5500 Watt Anschlussleistung, wodurch die Selbstentzündungstemperatur des Diesels erreicht werden konnte. Wiederum wurde frontal durch das am Verschlussflansch befestigte Brennraumfenster auf die Einspritzstrahlen gefilmt. Es waren somit alle neun

Einspritzstrahlen mit der gleichen räumlichen Verzerrung, welche sich aus dem Spritzlochkegelwinkel von 154° ergibt, erkennbar. Die Aufheizung der Kammerfüllung nahm einige Minuten in Anspruch und es war nur ein Einzelschussbetrieb in der ESK möglich, da es zu keinem intermittierenden Ladungswechsel zwischen den Einspritzungen, wie dies beim realen Verbrennungsmotor der Fall ist, kam. Die Injektorkühlung in einem Motor basiert zum großen Teil auch auf dem kühlen Kraftstoff, welcher dem Brennraum über den Injektorkörper und die Einspritzdüse zugeführt wird. Da beim Einzelschussbetrieb dieser für die einwandfreie Arbeitsweise des CR - Injektors notwendige Kraftstoffkühlanteil fehlt, wurde ein spezieller wassergekühlter Injektoradapter (siehe Abbildung 49) konstruiert und verbaut. Der mit 10°C kaltem Kühlwasser betriebene Adapter ersetzte nun die fehlende und unabdingbare Kraftstoffkühlwirkung, welche für eine fehlerfreie Injektorfunktion notwendig ist.

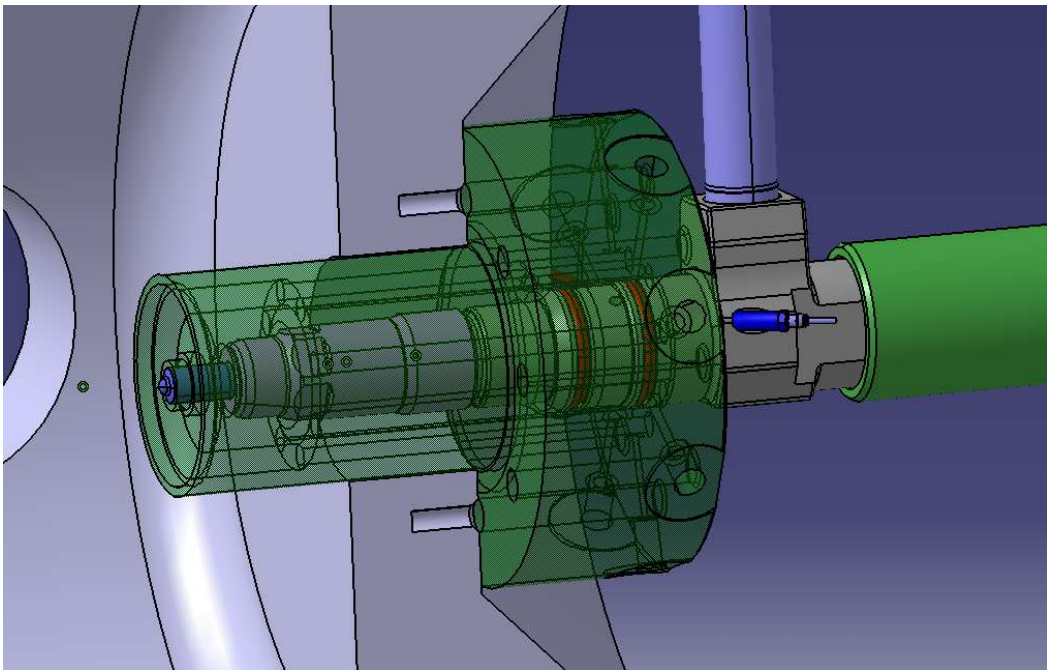



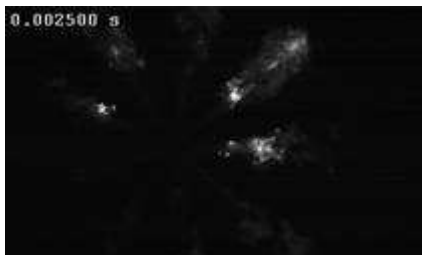




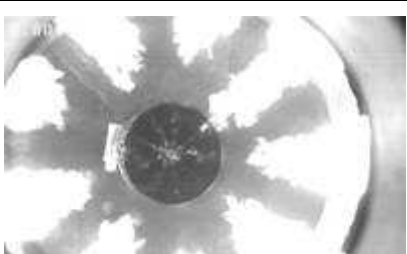
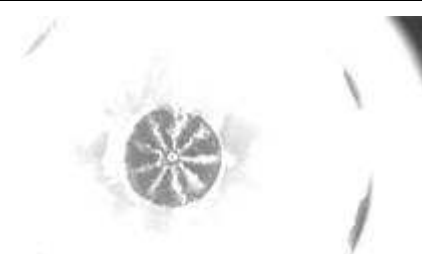
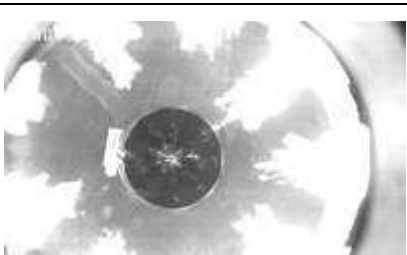



Abbildung 49: Kühladapter für Hochtemperaturversuche

Die Ergebnisse der Verbrennungsversuche sind in Abbildung 50 exemplarisch dargestellt. Es handelt sich dabei wiederum um den Vergleich zwischen der kavitierenden Mehrlochdüse A und der nicht kavitierenden Mehrlochdüse, wiederum wurde nur jedes fünfte Hochgeschwindigkeitskamerabild dargestellt. Die Verbrennung wurde jeweils bei einem Gegendruck von ca. 38 bar, einem Einspritzdruck von 1500 bar und einer Kammertemperatur von ca. 840 K durchgeführt. Die Injektorbestromungsdauer wurde auf $2500 \mu\text{s}$ festgelegt. Die veränderten Betriebsparameter der Kammer bei den Verbrennungsuntersuchungen, im Unterschied zu den Messungen ohne Verbrennung, sind leider in der Limitation der Kammertemperatur in Abhängigkeit des Gegendrucks und des gewählten Versuchsaufbaues begründet. Es konnten somit nicht die gleichen Einstellwerte für den Gegendruck gewählt werden. Für die Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen wurden für beide Messserien jeweils die gleichen Aufnahmebedingungen gewählt, nämlich eine Blendenzahl von 2,8 und eine Belichtungszeit von $35 \mu\text{s}$. Durch die konstant gewählten Verhältnisse bei den Aufnahmen ist es möglich, die Bilder auch direkt zu vergleichen und Relativaussagen über das Rußleuchten zu treffen.

Zeit	Nicht kavitierende Mehrlochdüse	Kavitierende Mehrlochdüse A
2000 μs		
2500 μs		
3000 μs		
3500 μs		
4000 μs		
4500 μs		

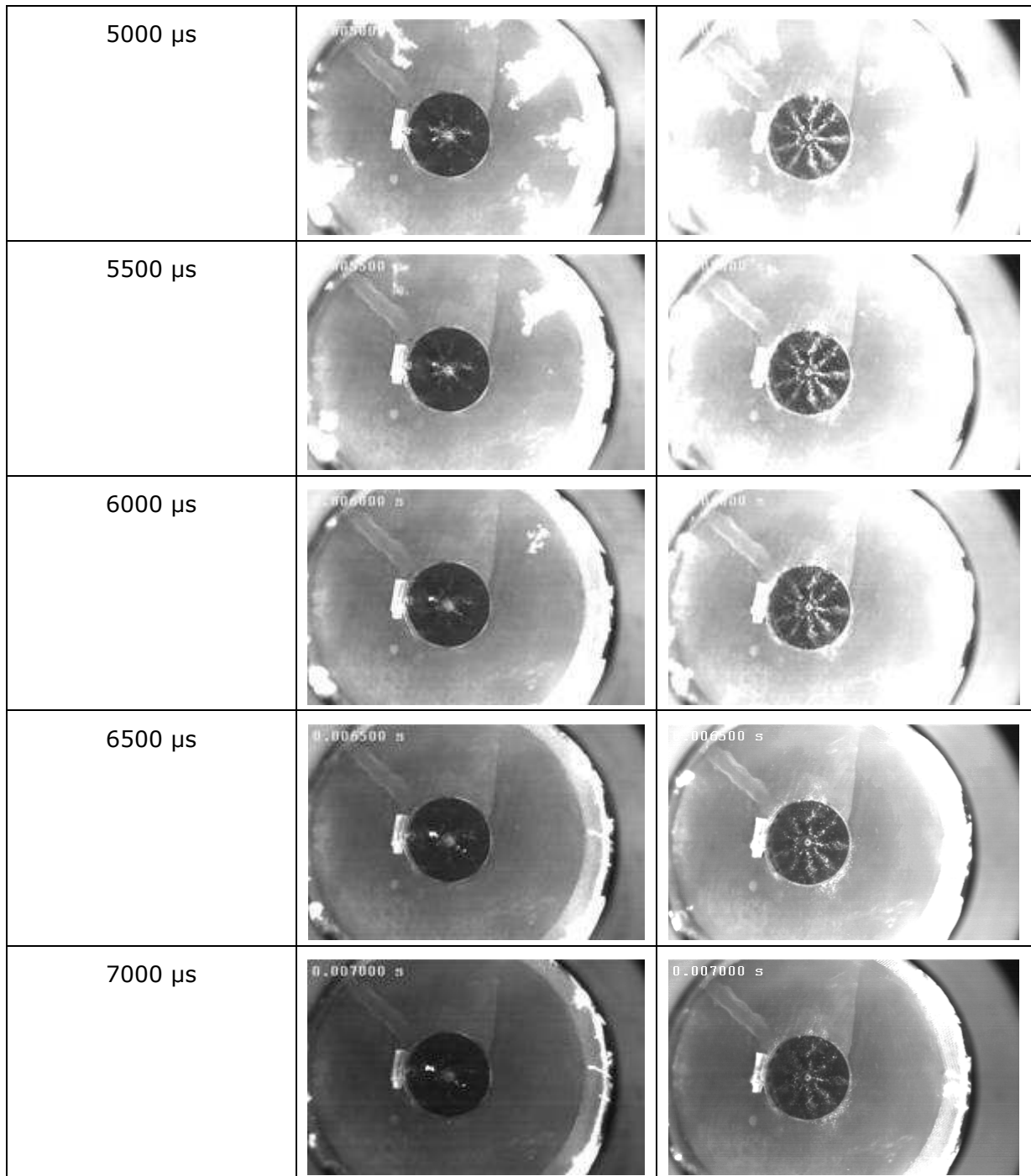


Abbildung 50: Verbrennungsuntersuchungen in ESK

Aus den Aufnahmen in Abbildung 50 ist ein früherer Verbrennungsbeginn bei der kavitierenden Düse erkennbar (siehe Zeitpunkt 2000 μ s). Auch eine höhere Bildintensität ist bei der kavitierenden im Unterschied zur nicht kavitierenden Düse eindeutig erkennbar (siehe Zeitpunkt 4000 μ s und 4500 μ s). Die höhere Bildintensität, bei gleicher Kameraeinstellung, ist ein Indiz für eine höhere lokale Rußkonzentration bei der kavitierenden Düse. Interessant sind auch die unterschiedlichen Rußleucht - Längen der Düsen, wobei die nicht kavitierende Düse einen höheren Abstand zwischen Düsenaustritt und sichtbarer Flammenfront zu besitzen scheint (siehe Zeitpunkt 3500 μ s und 4000 μ s). Eine höhere Rußleucht - Abstands - Länge ist ein Hinweis für eine bessere Aufbereitung

des eingespritzten Kraftstoffes bzw. für eine höhere düsennahen OH - Radikal Konzentration [40][41][88][104][108].

8.2.3 Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen mit Verbrennung kombiniert mit Ergebnissen der Zweifarben-Methode

Um einen besseren Einblick in die unterschiedlichen Gemischbildungs- und Verbrennungsabläufe zu gewinnen, wurden in der optisch zugänglichen Einspritzkammer die verwendeten Düsen näher untersucht. Als eingesetzte Messtechnik diente die Zweifarben-Methode, welche die Flammenstrahlungsintensität bei zwei unterschiedlichen Wellenlängen zur Bestimmung der Temperatur und des Rußgehaltes in der Flamme benützt [21][34][41][42][59]. Zeitgleich wurde zusätzlich noch eine Hochgeschwindigkeitskamera, welche frontal in die Brennkammer filmt, gestartet. Dies erlaubt eine exakte Bild - Intensitäts - Zuordnung, um somit eventuelle Verbrennungsanomalien besser detektieren und erklären zu können. In Abbildung 51 oben ist der Versuchsaufbau für die kombinierte Zweifarbenmethode - Hochgeschwindigkeitsuntersuchung dargestellt. Man erkennt die zwei optischen Zugänge der Lichtleiter an der Oberseite der Kammer. Weiters ist die Kamera ersichtlich, welche koaxial zur Injektorachse positioniert ist. Da der Aufheizvorgang der Kammer einige Minuten in Anspruch nimmt, wurde zur Schonung des Injektors der Injektoradapter mit Kühlwasserzugang eingesetzt.

Mit besonderer Sorgfalt wurde die Auslegung und Fertigung der Lichtleiter und Quarzeinbindungen betrieben. Jeder der beiden optischen Lichtleiterzugänge besitzt zwei getrennte Lichtleiterfasern, mit denen jeweils gleichzeitig die Flammenintensität bei 656 nm und 780 nm detektiert werden kann. Die beiden Quarzstäbe mit einer Länge von 60 mm und 3 mm Durchmesser erlauben eine sehr stark fokussierte Beobachtung der Flamme. Es wurde - um die Fertigungsabweichungen der Lichtleiter, Quarzstäbe, Lichtleitereinbindung, Farbfilter und Photodioden auszugleichen - eine gleichzeitige Kalibrierung der vier Lichtleiterzugänge mit einer Referenzstrahlungsquelle durchgeführt.

Die Ausrichtung der beiden Lichtleiteroptiken ist in Abbildung 51 unten dargestellt. Faser 1 (780 nm) und Faser 2 (656 nm) sind exakt auf die Einspritzstrahlachse ausgerichtet, das Randgebiet der Flammenfront wird von Faser 3 (780 nm) und Faser 4 (656 nm) detektiert. Die Randbeobachtungsachse ist um 7° von der Einspritzstrahlbeobachtungsachse herausgedreht, mit dem Ziel, nicht direkt in den flüssigen Spray zu blicken. In rot ist der Einspritzstrahl mit einem theoretischen Spraykegelwinkel von 10° eingezeichnet.

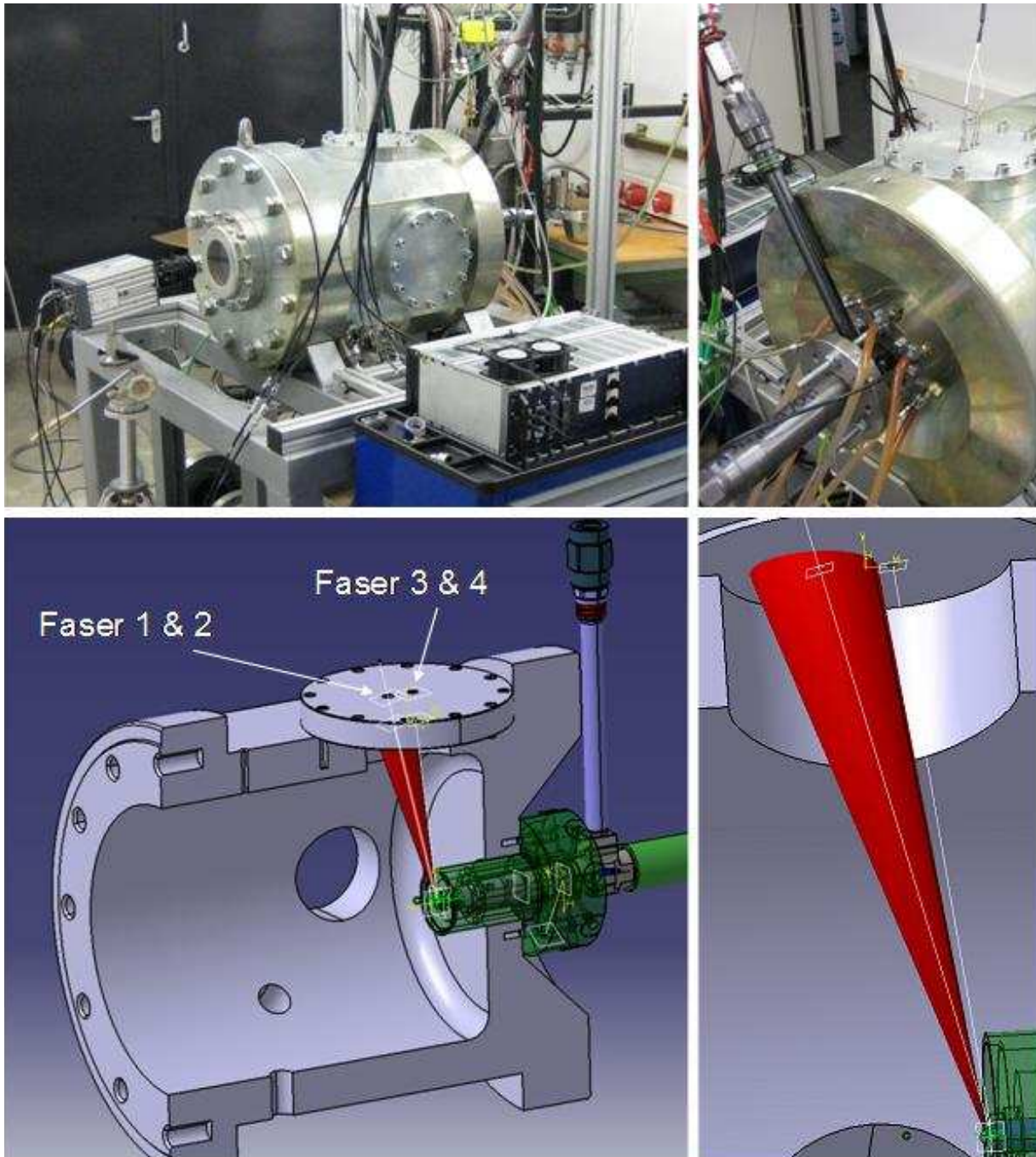


Abbildung 51: Versuchsaufbau und Einbausituation Zweifarben-Detektoren

In Tabelle 9 sind die wichtigsten Versuchsparameter betreffend Druck und Temperatur zusammengefasst. Für alle Messungen wurde eine Einspritzdauer von $2500 \mu\text{s}$ gewählt, weiters wurde eine konstante Belichtungsdauer von $35 \mu\text{s}$ für alle Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen eingestellt. Durch die konstante Belichtung und Blendenzahl der Hochgeschwindigkeitskamera für kavitierende und nicht kavitierende Betriebspunkte ist auch eine subjektive visuelle Unterscheidung der Rußkonzentration möglich, da sich die Helligkeit des aufgenommenen Flammenleuchtens zur Russkonzentration proportional verhält [56]. Die Messungen wurden bei einem Einspritzdruck von 1500 bar und einem Kammerdruck von ca. 37 bar ausgeführt.

TESTNUMMER	MESSPUNKT	DUESE	T_ESK_Heizung1	T_ESK_Heizung2	T_ESK_Kammer1	P_EINSPRITZKAMMER	P_CR_SPEICHER
#	#	-	°C	°C	°C	bar	bar
8	1	nicht kav. Mehrlochdüse	566.4	583.0	508.2	35.0	1496.5
8	2	nicht kav. Mehrlochdüse	598.3	619.5	551.1	36.6	1497.5
8	3	nicht kav. Mehrlochdüse	617.0	639.3	567.4	37.4	1497.2
8	4	nicht kav. Mehrlochdüse	625.2	653.6	574.5	37.8	1495.2
8	5	nicht kav. Mehrlochdüse	628.8	663.4	589.2	38.3	1497.1
8	6	nicht kav. Mehrlochdüse	633.1	667.3	599.4	38.6	1498.0

TESTNUMMER	MESSPUNKT	DUESE	T_ESK_Heizung1	T_ESK_Heizung2	T_ESK_Kammer1	P_EINSPRITZKAMMER	P_CR_SPEICHER
#	#	-	°C	°C	°C	bar	bar
9	1	kav. Mehrlochdüse A	572.4	585.7	517.9	35.6	1497.5
9	2	kav. Mehrlochdüse A	601.8	618.4	544.5	36.7	1495.1
9	3	kav. Mehrlochdüse A	614.9	645.0	569.9	37.9	1496.1
9	4	kav. Mehrlochdüse A	616.5	654.8	571.4	37.9	1498.3
9	5	kav. Mehrlochdüse A	632.6	660.2	588.9	38.8	1496.8
9	6	kav. Mehrlochdüse A	630.9	665.6	594.0	39.1	1497.1

Tabelle 9: Versuchsmatrix – Zweifarbenmethode ESK

Es ist darauf hinzuweisen, dass für jede Düsenuntersuchung jeweils sechs Dieseleinspritzereignisse hintereinander ohne Austausch der Kammeratmosphäre durchgeführt wurden. Durch die sequenzielle Abfolge der Einspritzungen ergeben sich folglich für jeden Messpunkt unterschiedliche Restgasraten in der Kammer. Um den AGR – Einfluss zu minimieren werden deshalb nur Einspritzungen mit der gleichen Vorgeschichte verglichen. Darüber hinaus wurde darauf Wert gelegt, dass sich zum Zeitpunkt der Einspritzung die gleiche Kammertemperatur einstellte. In Abbildung 52 und Abbildung 53 sind exemplarisch die Ergebnisse der Zweifarben-Methode für die dritte Einspritzung der kavitierenden und nicht kavitierenden Düse dargestellt und zusammengefasst, wobei eine Kammertemperatur von ca. 568°C eingestellt wurde.

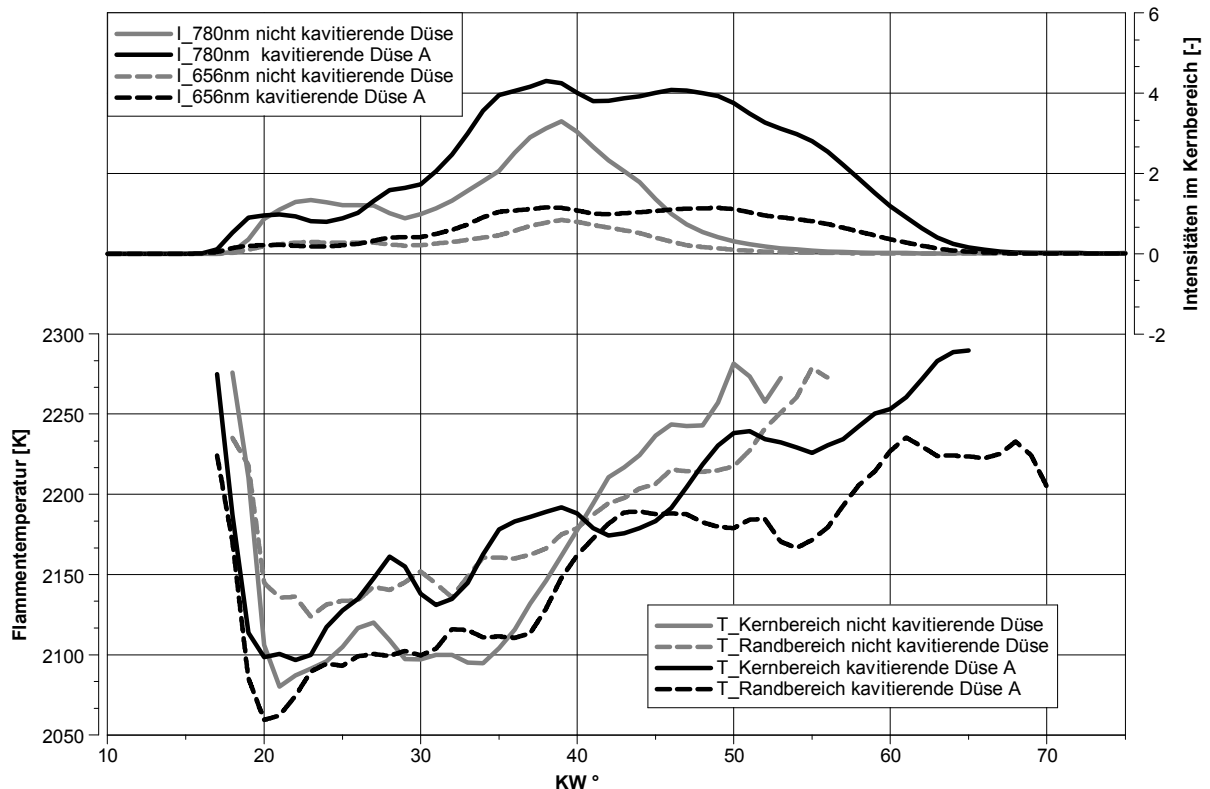


Abbildung 52: Intensitäts- und Flammentemperatur (kavierende Mehrlochdüse A und nicht kavierende Mehrlochdüse)

Im oberen Bereich von Abbildung 52 sind die Flammenintensitätsverläufe bei 780 nm (durchgezogen) und 656 nm (gestrichelt) für die kavierende (schwarze Linie) und nicht

kavitierende Düse (graue Linie) jeweils für den Kernbeobachtungsbereich dargestellt. Die kavitierende Düse weist einen früher beginnenden Anstieg und ein deutlich längeres Intervall der detektierbaren Intensität auf. Der frühere Anstiegszeitpunkt bedeutet eine geringere Zeitdauer, welche zwischen Einspritzung und Entflammung und somit für die Gemischbildung zur Verfügung steht. Zusätzlich weist das absolute Strahlungsniveau der kavitierenden Mehrlochdüse A im Vergleich zur nicht kavitierenden Mehrlochdüse einen höheren Wert auf. Im unteren Bereich von Abbildung 52 sind die mittels der Methode von Hottel und Broughton [42] berechneten Flammentemperaturen für den Kern- und Randbereich dargestellt, wobei keine grundlegenden Unterschiede im Temperaturniveau erkennbar sind.

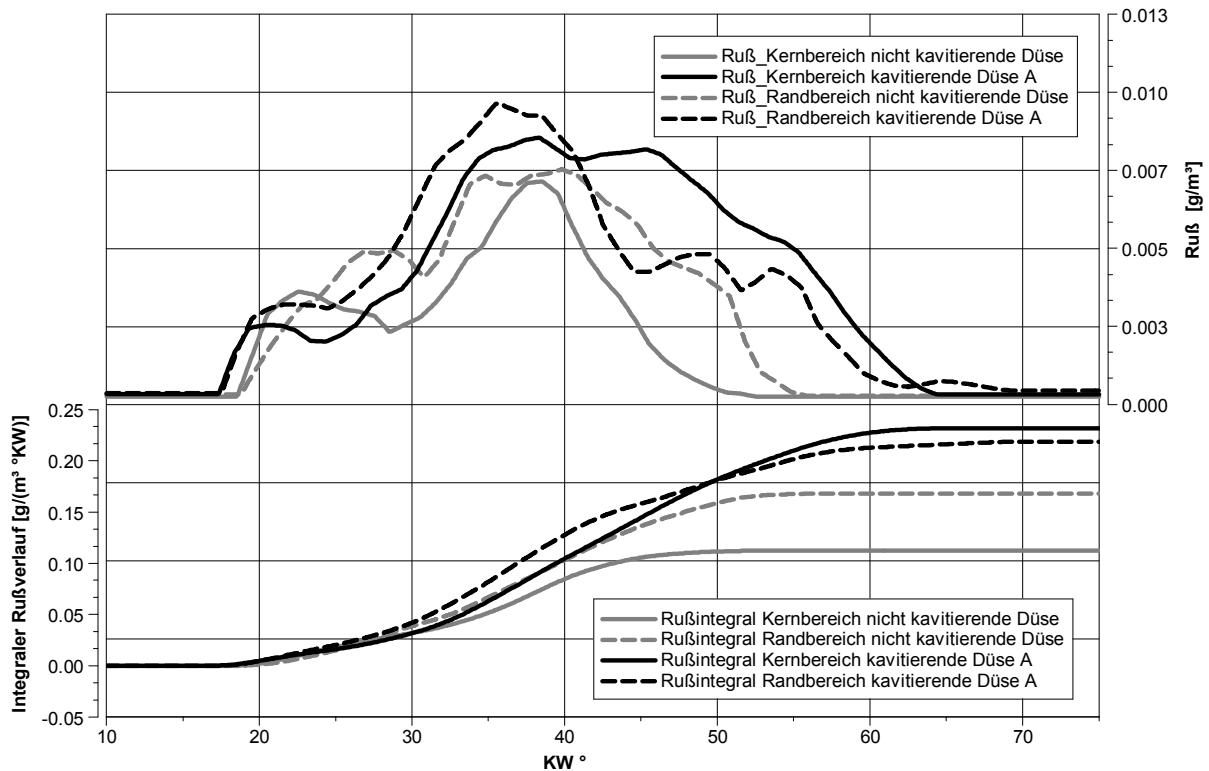


Abbildung 53: Russverlauf & integraler Russverlauf (kavitierende Mehrlochdüse A und nicht kavitierende Mehrlochdüse)

Der im oberen Bereich von Abbildung 53 gezeigte Russverlauf wurde ebenfalls unter der Anwendung des von Hottel und Broughton aus den Flammenintensitäten berechneten Extinktionsfaktors erstellt. Es ist sowohl ein längeres Russbildungsintervall als auch ein höheres Niveau bei der kavitierenden Düse ersichtlich. Die Integralkurven des Russverlaufes im unteren Bereich von Abbildung 53 verdeutlichen nochmals das höhere Russniveau der kavitierenden Mehrlochdüse.

Der zur Abbildung 52 und Abbildung 53 zugehörige Nadelhubverlauf ist in Abbildung 54 visualisiert. Man erkennt neben den Injektorbestromungssignalen und Nadelhubverläufen auch die Intensitätsverläufe für die kavitierende und nicht kavitierende Düse. Es ist ersichtlich, dass die unterschiedlichen Intensitätsverläufe sich nicht aus Unterschieden im Nadelöffnungs- und Schließverhalten erklären lassen, da die Nadelhubverläufe beider Messungen mehr oder weniger deckungsgleich sind.

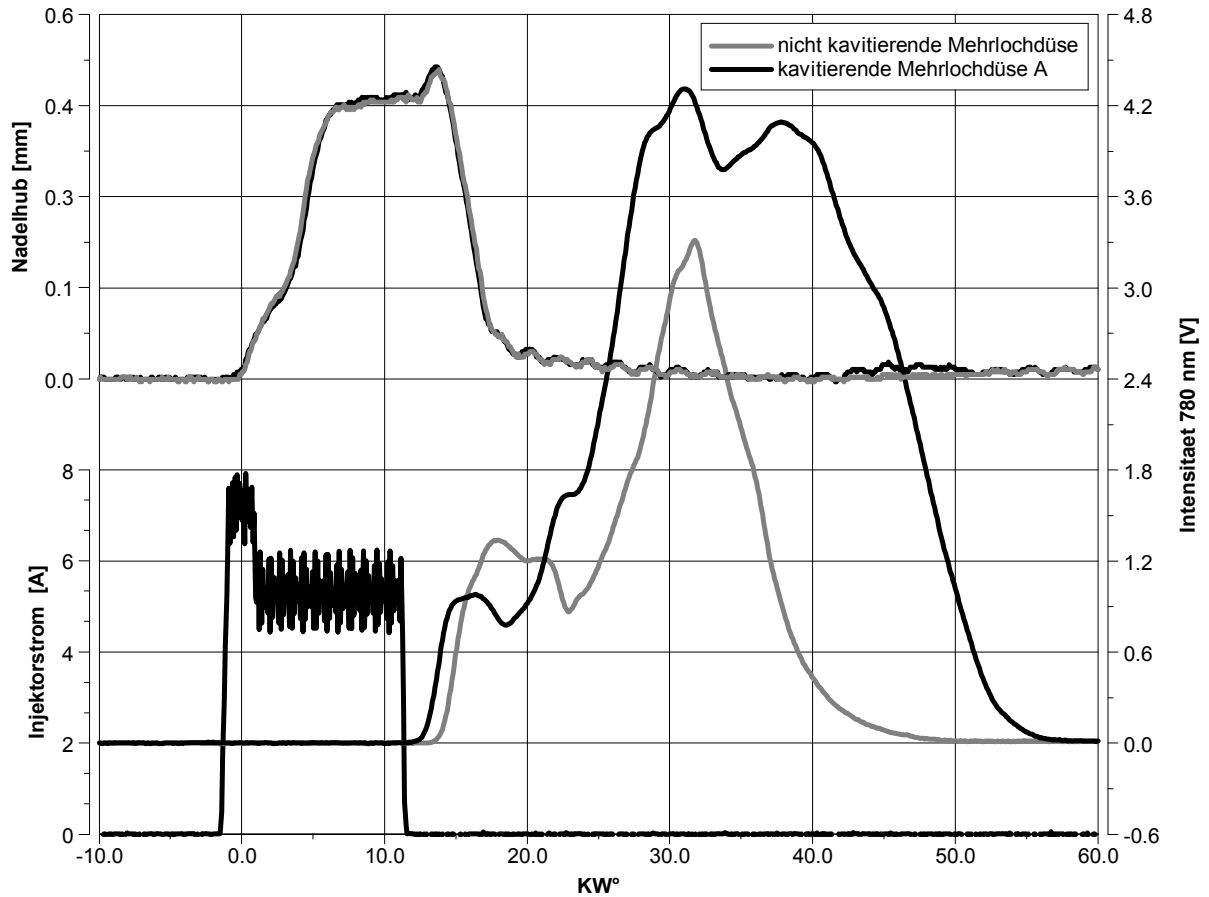


Abbildung 54: Nadelhubvergleich kavitierende Mehrlochdüse A und nicht kavitierende Mehrlochdüse

Die integrale Flammenstrahlung wird in Abbildung 55 für die zwei unterschiedlichen Düsen jeweils für die sechste Einspritzung dargestellt. Zur Messung der integralen bzw. globalen Flammenstrahlung wurde der gleiche Versuchsaufbau wie zuvor beschrieben verwendet, jedoch wurde kein spektraler Farbfilter vor der Photodiode eingebaut. Es wurde im Kernbereich des Sprays detektiert, wobei sich wiederum die gleichen Tendenzen für den Intensitätsverlauf zeigten. Der Beginn des Anstieges für die Integralstrahlung wird bei der kavitierende Düse früher detektiert, zusätzlich ist das Intervall, in welchem eine Flammenstrahlung messbar ist, größer.

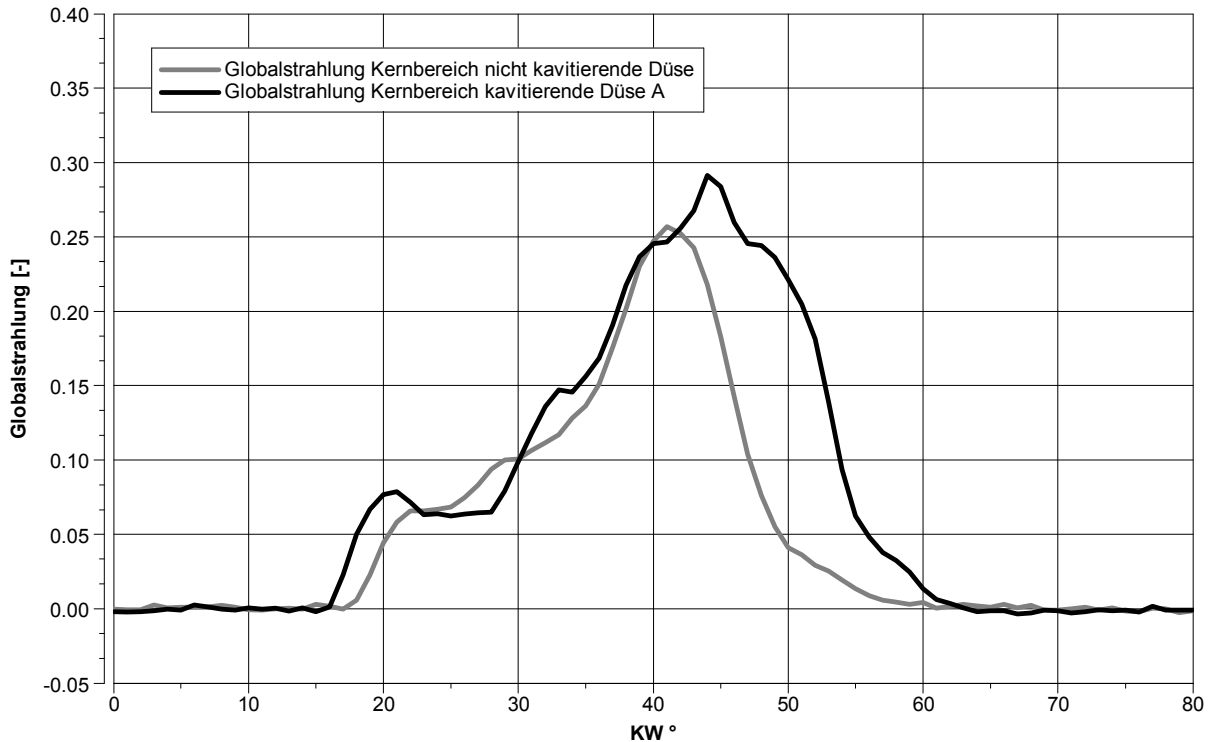


Abbildung 55: Integrale Flammenstrahlung kavitierende Mehrlochdüse A und nicht kavitierende Mehrlochdüse

8.3 Optische Auswertung der HS – Aufnahmen

Zur quantitativen Beurteilung der Düsenunterschiede sollten die einzelnen HS – Aufnahmen ausgewertet werden. Ziel war eine vollautomatisierte Bildauswertung zur effizienten Verarbeitung der enormen Datenmengen, welche bei HS – Kameraaufnahmen in kürzester Zeit anfallen. Die Bildverarbeitung wurde mittels eines eigens für die Vermessung von Mehrlochdüsen erstellten Programms durchgeführt. Als Basissoftware diente das im Hintergrund offen programmierbare DAVIS von LAVISION, welches ursprünglich zur LIF – und PIV – Bildauswertung konzipiert war und bereits den Zugriff auf die einzelnen Intensitätswerte der Pixel erlaubt [60]. Der erstellte Bildverarbeitungsalgorithmus wertet die Penetration, den Strahlkegelwinkel und die räumliche Orientierung der einzelnen Einspritzstrahlachsen von Frontalaufnahmen aus. Im Nachfolgenden wird kurz näher auf die einzelnen Programmabschnitte und deren Funktion eingegangen. Als Eingabeparameter sind neben der Spritzlochanzahl auch der Spritzlochkegelwinkel und der Skalierfaktor anzugeben, damit eine komplett automatisierte Strahlvermessung erfolgen kann. Es wird dabei der Spritzlochkegelwinkel zur Umrechnung der projizierten Strahllänge in die wahre Strahllänge benötigt, weiters dient der Skalierfaktor zur Pixel – Größen Korrelation. Der Bildvermessungsalgorithmus startet mit der Bereinigung der Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen, indem er das Hintergrundreferenzbild von allen folgenden Bildern subtrahiert. In Abbildung 56 ist dies dargestellt, wobei a) das Referenzbild und b) das zu vermessende Strahlbild darstellt. In c) ist das Ergebnis der Bildsubtraktion bzw. Bereinigung dargestellt, welches nun frei von

gröberen Bildstörungen ist und dennoch die Form und Gestalt der Einspritzstrahlen wiedergibt.

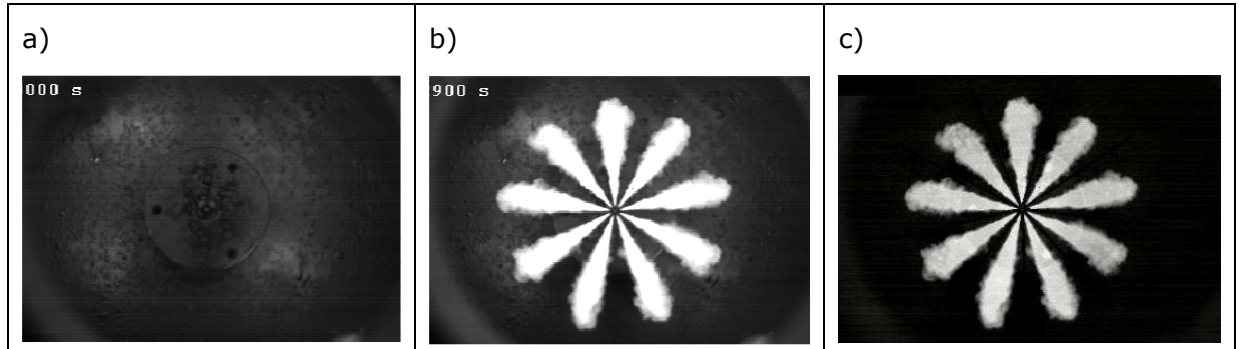


Abbildung 56: Bereinigung der Bilder

Das bereinigte Bild stellt nun die Basis der weiteren Bildvermessung dar. Als nächster Schritt folgt nun die Anwendung des Intensitätsschwellenkriteriums. Dabei werden alle Bildpixelwerte mit einer Intensitätsschwelle verglichen und bewertet. Bei Unterschreiten der Schwellenintensität wird das aktuell geprüfte Pixel auf einen Intensitätswert von 0 (schwarz) gesetzt, bei Überschreiten der Grenze wird der Bildpunkt mit der maximalen Pixelintensität von 255 (weiß) überschrieben. Das Ergebnis des Schwellenkriteriums ist in Abbildung 57 dargestellt, es wurde dabei eine Grenzintensität von 10% der maximal detektierbaren Strahlintensität verwendet.

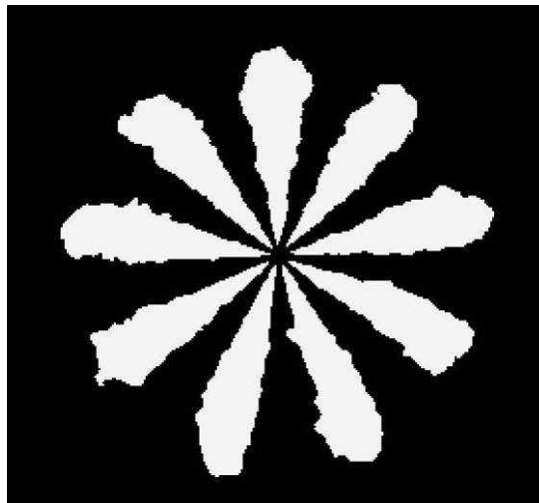


Abbildung 57: Anwendung Intensitätskriterium

Aufbauend auf das Intensitätsschwellenkriterium erfolgt nun die Detektion der räumlichen Orientierung der Strahlachsen. Zur Bestimmung der Ausrichtung der Strahlachsen wird eine Bildtransformation durchgeführt. Es werden ringförmige Abwicklungen ausgehend von der Einspritzdüsen spitze gebildet, wobei der repräsentative Intensitätswert des Abwicklungspixels aus den umliegenden Pixelwerten interpoliert wird. Das Ergebnis einer solchen Bildtransformation ist nun in Abbildung 58 dargestellt, wobei die Ordinate den radialen Verlauf ausgehend von der Düsen spitze und die Abszisse den Winkel (ausgehend von der 3 Uhr Position in Uhrzeigerichtung gezählt) darstellt.

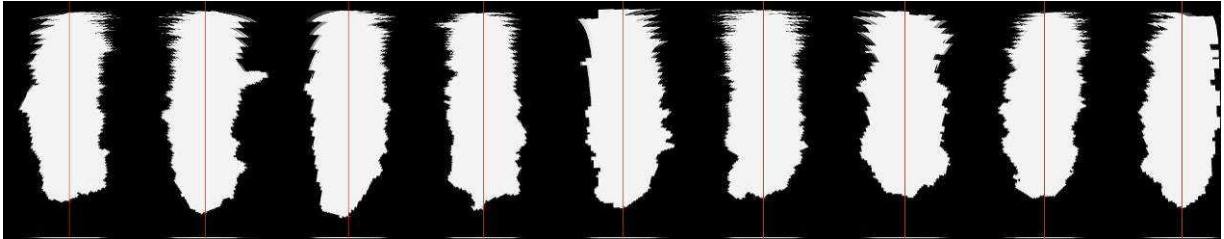


Abbildung 58: Bildtransformation (Kreisringabwicklung)

Aus Abbildung 58 ist zu erkennen, dass die einzelnen Einspritzstrahlen nun vertikale Linien darstellen. Aus dem Schwerpunkt der einzelnen Einspritzstrahlen ist nun die räumliche Orientierung der Spritzlöcher einfach zu bestimmen. Weiters kann die Penetrationslänge der Einzelsprays anhand der vertikalen Linienlänge ermittelt werden. Als letzter Schritt folgt nun die Spraykegelwinkelvermessung, dabei wird jeder Einzelstrahl mit Hilfe des zuvor ermittelten räumlichen Orientierungswinkels in dessen Normalenlage auf 3 Uhr gedreht. Die Bildrotation erfolgt mit dem ursprünglichen nicht transformierten Schwellenbild, um den Datenverlust, welcher durch die Bildinterpolationsalgorithmen entsteht, so gering wie möglich zu halten. Das in die Normalenlage gedrehte Bild erlaubt eine einfache Vermessung des Spraykegelwinkels. Der Winkel des Spraykegels wird auf einer Länge von 60% der jeweiligen maximalen Strahlpenetrationslänge ermittelt. Hierzu wird eine lineare Regressionsrechnung für die obere und untere Strahlgrenzlinie gestartet und die eruierten Winkel addiert. In Abbildung 59 ist der in die Normalenebene gedrehte Einspritzstrahl inklusive eingezeichnetem Strahlkegelwinkel eingezeichnet.

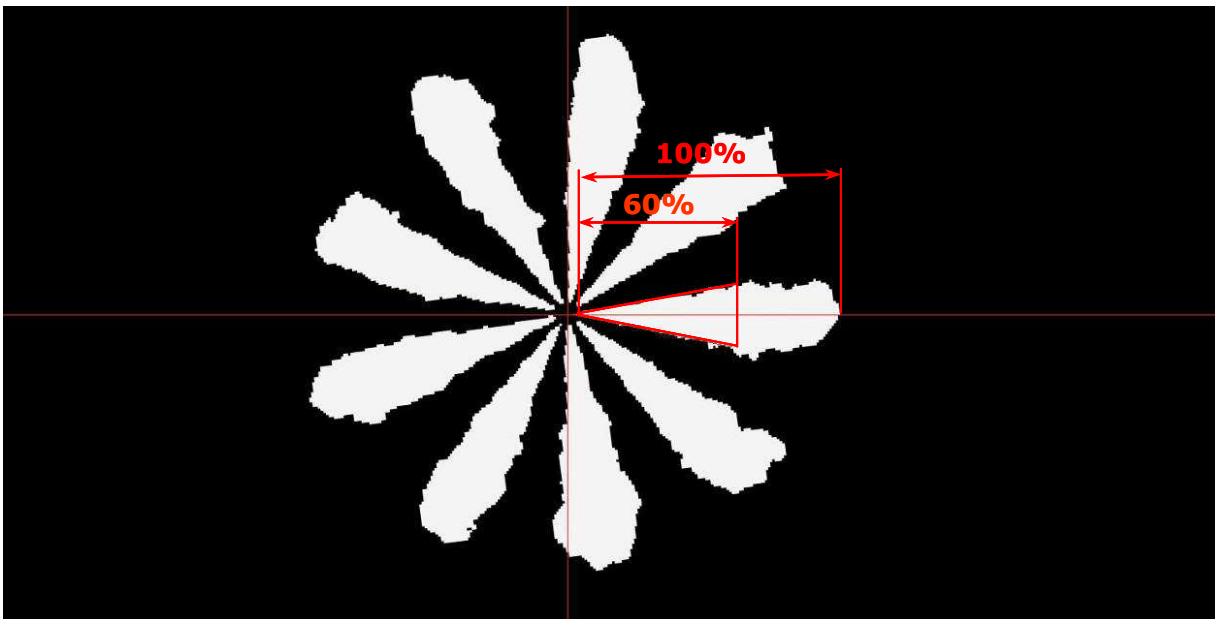


Abbildung 59: Gedrehtes Bild und Spraykegelwinkelvermessung

Alle ermittelten Daten der Einzelstrahlen werden in einem Textfile abgespeichert und stehen somit für eine nachträgliche Auswertung zur Verfügung.

8.3.1 Penetration (kavitierend / nicht kavitierend)

Das Ergebnis der vermessenen Mehrlochdüsenbilder ist in den nachfolgenden Abbildungen exemplarisch für zwei Messpunkte dargestellt. Es handelt sich hierbei um Einspritzuntersuchungen bei je 100 bar Kammerdruck sowie 770 bar Einspritzdruck für die nicht kavitierende Mehrlochdüse und 810 bar für die kavitierende Mehrlochdüse A. Die Bestromungsdauer betrug für beide Einspritzdüsen 4000 μ s. In Abbildung 60 sind die Penetrationskurven von der kavitierenden Mehrlochdüse A und der nicht kavitierenden Mehrlochdüse dargestellt, wobei neben den neun Einzelstrahlpenetrationskurven auch der Mittelwert über alle Eindringkurven gebildet und eingezeichnet wurde. Bei dem gegebenen Druckverhältnis sollte sich, wie bereits erwähnt, gleicher Massenstrom und gleiche Düsenaustrittsgeschwindigkeit einstellen.

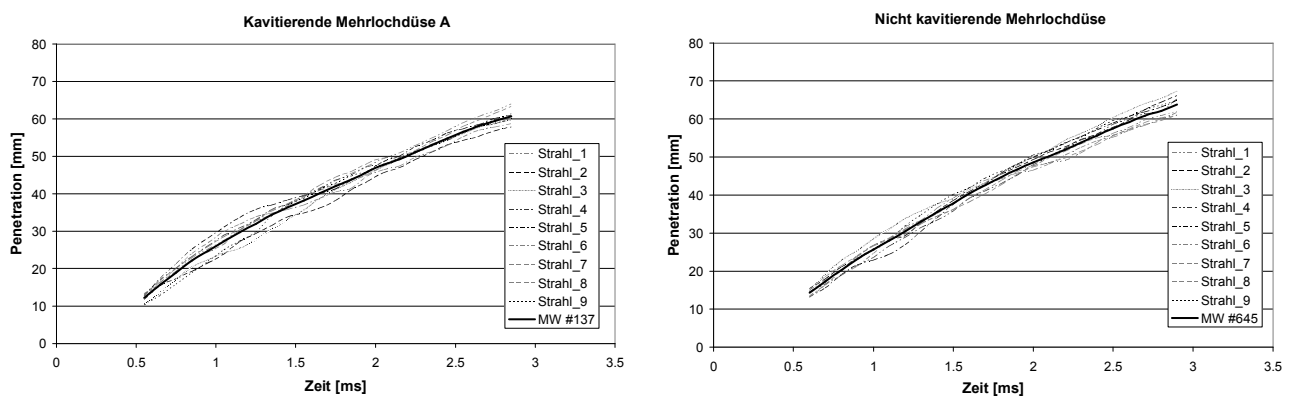


Abbildung 60: Penetrationskurven der kavitierenden Mehrlochdüse A und der nicht kavitierenden Mehrlochdüse

Wie bereits aus der Bildsubtraktion bekannt, ergeben sich kaum Unterschiede im Penetrationsverhalten der verglichenen Düsen. Sowohl die kavitierende wie auch die nicht kavitierende Düse weisen einen ähnlichen Mittelwertverlauf auf, weiters befindet sich auch die Schwankungsbreite der Einzelpenetrationslängen in einer ähnlichen Größenordnung. Man könnte aus den Verläufen jedoch tendenziell der nicht kavitierenden Einspritzdüse eine geringfügig größere Penetration vor allem bei höheren Zeitwerten zuschreiben.

8.3.2 Strahlkegelwinkel (kavitierend / nicht kavitierend)

Dieselben Bilder wurden auch der oben beschriebenen Spraykegelvermessungsmethode unterzogen. In Abbildung 61 sind die Ergebnisse für die kavitierende und nicht kavitierende Mehrlochdüse dargestellt. Es wurden wiederum die neun Einzelstrahlen vermessen wie auch der arithmetische Mittelwert über alle Einspritzstrahlen gebildet.

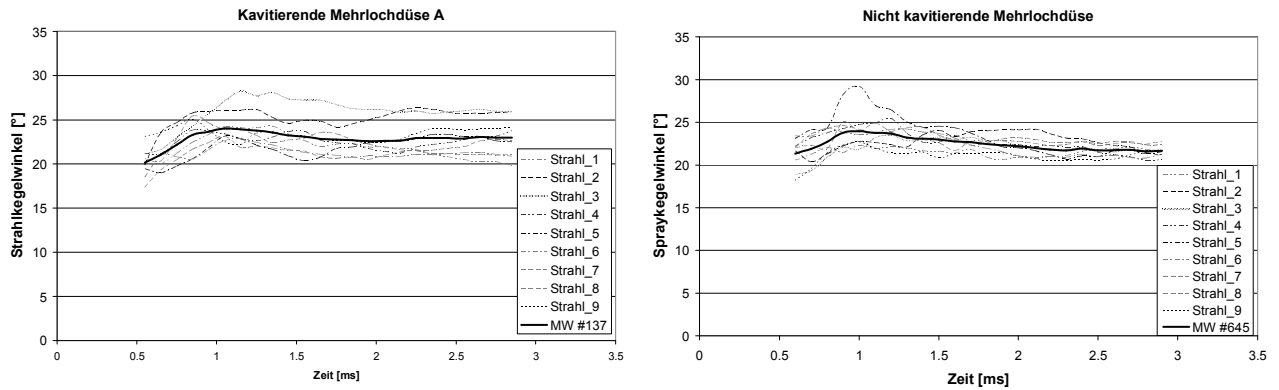


Abbildung 61: Spraykegelwinkel kavitierende Mehrlochdüse A und nicht kavitierende Mehrlochdüse

Wie aus den Diagrammen ersichtlich, besitzen wiederum beide Düsen einen ähnlichen Strahlkegelwinkel. Einzig und alleine die Schwankungsbreite des kavitierenden Strahlkegelwinkels scheint größer zu sein, vor allem bei größeren Einspritztiefen.

8.3.3 Bestimmung der Lift - Off Längen

Zur möglichen Klärung der Unterschiede im Emissionsniveau zwischen der kavitierenden und nicht kavitierenden Düse wurden auch die Lift - Off - Längen beider Mehrlochdüsen in der Einspritzkammer bestimmt und ausgewertet.

Die Bestimmung der Lift - Off - Länge wird mittels der Detektion der räumlichen Verteilung der OH-Radikale und deren Abstand zum Spritzlochaustritt durchgeführt [90][91]. Wie bereits aus der Literatur bekannt [43], treten OH - Radikale bereits bei den ersten Verbrennungsreaktionen auf und weisen im Frequenzspektrum bei einer Wellenlänge von ca. 307 nm ihr Maximum auf.

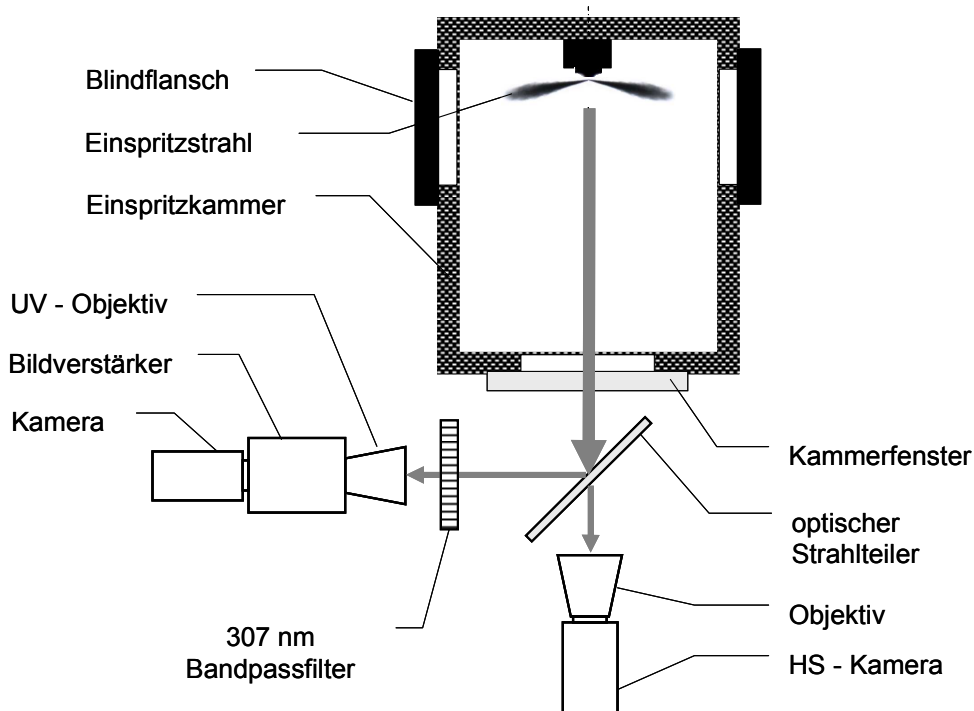


Abbildung 62: Messaufbau zur Lift - Off - Längen Bestimmung

Der verwendete Messaufbau ist in Abbildung 62 dargestellt. Es wird dabei zeitgleich das Verbrennungsereignis, unter Verwendung eines optischen Strahlteilers, von einer Hochgeschwindigkeitskamera und einer UV – Kamera aufgezeichnet. Der Strahlteiler erlaubt die Aufnahme der Verbrennung mittels beider Visualisierungssysteme durch ein und dasselbe Kammerfenster. Die OH Radikal– Aufnahmen werden mittels UV-Objektiv, UV - Bildverstärker und einer UV – tauglichen Kamera mit vorgeschaltetem 307 nm Bandpassfilter durchgeführt. Leider erlaubt die verwendete UV – Kamera nur die Aufzeichnung von einem Bild pro Einspritzung. Die globale Verbrennungsstrahlung wird zusätzlich zu den UV – Bildern mittels der bereits bekannten Hochgeschwindigkeitskamera detektiert und bietet somit zusätzliche Informationen über den kompletten Verbrennungsablauf. Die Hochgeschwindigkeitskamera wird mit einer Bildrate von 5000 fps betrieben. Zusätzlich zu den optischen Messdaten werden wiederum Raildruck-, Injektorbestromungs-, Nadelhub- und Triggerimpulssignale beider Kamerasysteme indiziert, welche somit eine eindeutige Bildzuordnung erlauben. Bei der Versuchsdurchführung und Auswertung wurde darauf geachtet, dass die Einspritzungen beider Düsen bei derselben Kammertemperatur durchgeführt und zusätzlich nur Bilder mit dem gleichen Vorleben d.h. AGR – Gehalt verglichen werden. Zur Versuchsdurchführung wurde die Einspritzkammer mit synthetischer Luft gefüllt, aufgeheizt und auf einem Druckniveau von ca. 35 bar gehalten. Die Einspritzung wurde bei einem Raildruck von 1500 bar und einer Einspritzdauer von 2500 µs sowohl für die nicht kavitierende Mehrlochdüse wie auch für die kavitierende Mehrlochdüse A durchgeführt. In Tabelle 10 sind nochmals die wichtigsten Parameter zusammengefasst, woraus ersichtlich wird, dass die Verbrennungsuntersuchungen bei Kammertemperaturen zwischen 580°C und 620°C ausgeführt wurden.

MESSPUNKT #	DUESE	T_ESK_HEIZUNG1 °C	T_ESK_HEIZUNG2 °C	T_ESK_KAMMER1 °C	P_CR_SPEICHER bar	BESTROMUNGSDAUER µs
18.003	nicht kav. Mehrlochdüse	645.9	659.0	583.4	1498.7	2500
18.004	nicht kav. Mehrlochdüse	659.2	666.0	594.7	1499.2	2500
18.005	nicht kav. Mehrlochdüse	667.1	672.5	603.1	1498.9	2500
18.006	nicht kav. Mehrlochdüse	668.2	675.5	609.4	1497.7	2500
18.007	nicht kav. Mehrlochdüse	670.6	680.2	614.7	1498.3	2500
18.008	nicht kav. Mehrlochdüse	673.1	683.5	620.5	1499.1	2500

MESSPUNKT #	DUESE	T_ESK_HEIZUNG1 °C	T_ESK_HEIZUNG2 °C	T_ESK_KAMMER1 °C	P_CR_SPEICHER bar	BESTROMUNGSDAUER µs
20.003	kav. Mehrlochdüse A	653.4	661.9	583.2	1499.6	2500
20.004	kav. Mehrlochdüse A	666.6	673.9	597.9	1499.3	2500
20.005	kav. Mehrlochdüse A	667.2	674.4	605.2	1499.7	2500
20.006	kav. Mehrlochdüse A	673.0	683.0	615.1	1500.1	2500
20.007	kav. Mehrlochdüse A	669.5	685.0	618.1	1499.4	2500
20.008	kav. Mehrlochdüse A	671.6	691.5	622.2	1500.4	2500

Tabelle 10: Versuchsparameter UV - Messungen

Durch die gegebene UV - Optik war es nicht möglich einen Bildausschnitt zu wählen, welcher gleichzeitig alle neun Einspritzstrahlen komplett darstellt. Es wurde deshalb auf einen Teilausschnitt der Einspritzstrahlen fokussiert.

Weitere Untersuchungen zur Aufklärung der Kavitationseffekte

Einspritzung (Messpunkt)	Kavitierende Mehrlochdüse A	Nicht kavitierende Mehrlochdüse
003		
004		
005		
006		

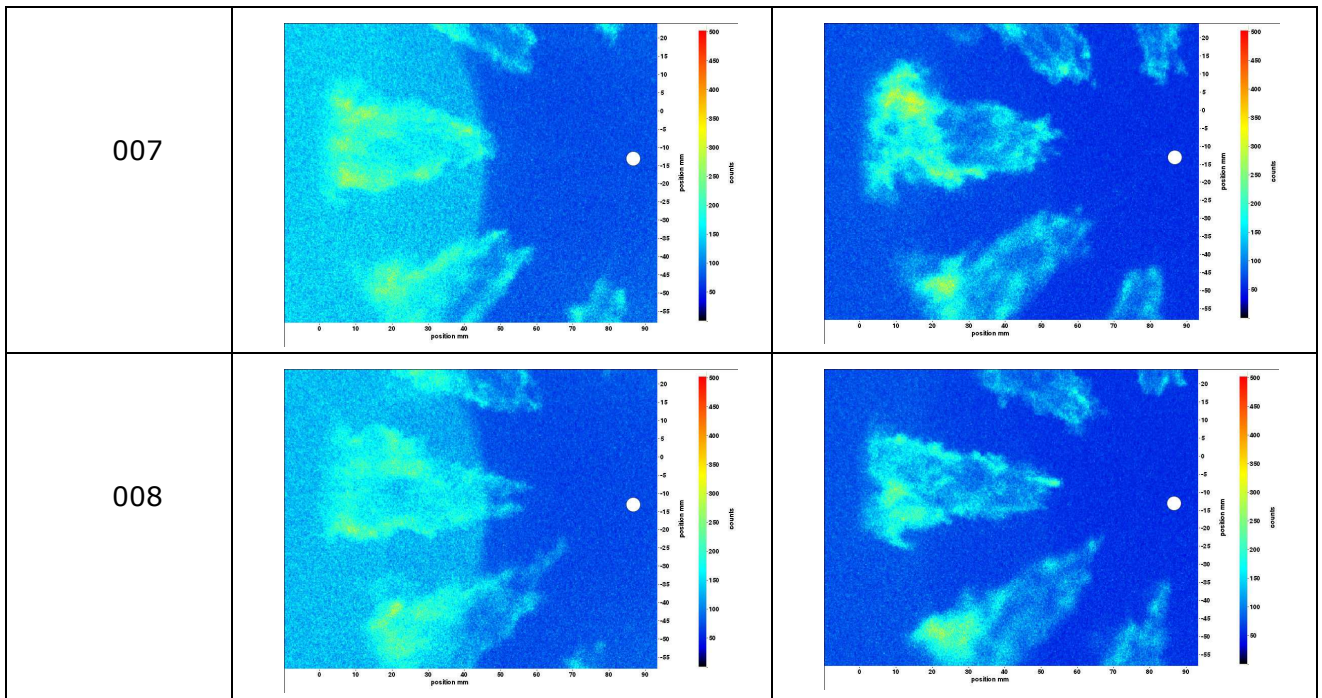


Abbildung 63: OH - Radikalaufnahmen kavitierende Mehrlochdüse A / nicht kavitierende Mehrlochdüse

In Abbildung 63 sind die Einzelaufnahmen, welche jeweils 3500 μs nach dem Injektorbestromungsbeginn aufgenommen wurden dargestellt. Es ist bei der nicht kavitierenden Mehrlochdüse eine geringere Lift - Off - Länge bei allen Einspritzungen gegenüber der kavitierenden Mehrlochdüse A ersichtlich. Auffallend bei den Aufnahmen mit der kavitierenden Düse ist die auf der linken Bildhälfte deutlich erhöhte Hintergrundintensität, es handelt sich hierbei um optische Reflexionen, welche somit nicht relevant für die weitere Bildauswertung sind. Die maximale detektierbare Penetrationstiefe ist am linken Bildrand mit dem Kammerfensterdurchmesser für alle Aufnahmen begrenzt, deshalb weisen alle Bilder eine ähnliche Strahleindringtiefe auf. Der weiße Punkt in der rechten Bildhälfte stellt jeweils die Position der Düsen Spitze dar.

Zur besseren Verdeutlichung der Düsenunterschiede wurde eine Mittelung über alle Einzelbilder durchgeführt. Das Ergebnis ist in Abbildung 64 oben dargestellt, wobei die jeweilige Hintergrundintensität abgezogen wurde. Zusätzlich wurde ein zur Düsenachse coaxialer Referenzkreis mit 70 mm Durchmesser in beiden Bildern eingezeichnet.

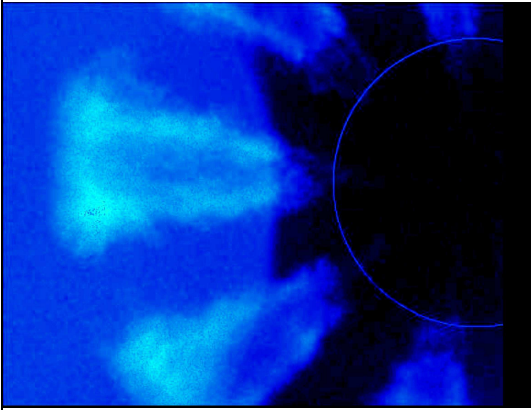
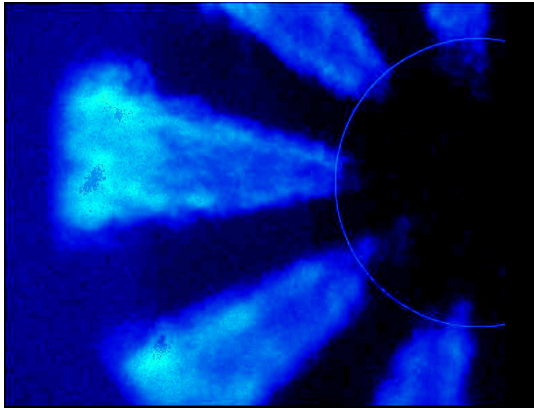
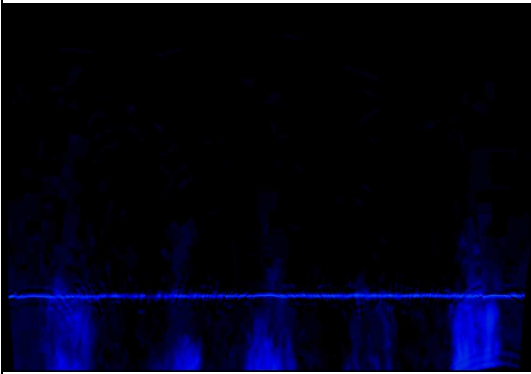
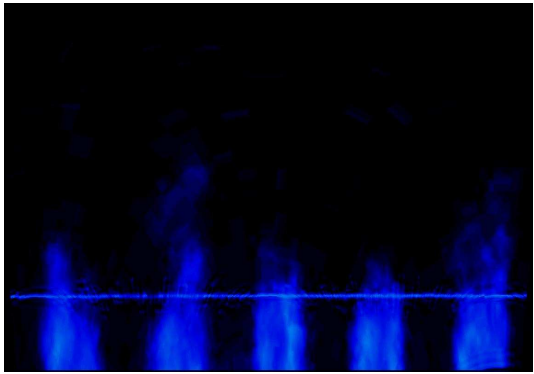
	Kavitierende Mehrlochdüse A	Nicht kavitierende Mehrlochdüse
Summen- bild		
Abwick- lung		

Abbildung 64: OH - Summenbild und Bildtransformation

Zur Auswertung der Lift – Off – Länge wurde ein Bildverarbeitungscode in LAVISION von DAVIS geschrieben, welcher ausgehend von der Düsenspitze wiederum radiale Bildabwicklungen durchführt. Das Ergebnis der Abwicklungen wird in Abbildung 64 unten visualisiert und lässt deutliche Unterschiede zwischen den zwei Einspritzdüsen erkennen. In diesen Abwicklungen sind die fünf Einspritzstrahlen nun als vertikale Linien dargestellt, wobei sich das jeweilige Spritzloch im oberen Rand des Bildes befindet. Weiters wird in den transformierten Bildern der zuvor eingezeichnete Referenzkreis als horizontale Gerade sichtbar. Es ist anzumerken, dass für die Bildverebnungsdarstellungen nur ein Bildbereich bzw. maximaler Abwicklungsradius ohne störende Reflexionseinflüsse ausgewählt wurde.

Für eine quantitative Auswertung der Lift – Off – Länge wurde die Integrale - Zeilen - Summenintensität mit dem entsprechenden Abwicklungsumfang normiert und in Abbildung 65 für beide Düsen dargestellt. Es sind in Abbildung 65 deutliche Unterschiede im Summenintensitätsverlauf zwischen den Düsen erkennbar. Die nicht kavitierende Düse besitzt nicht nur ein größeres Summenintensitätsmaximum sondern weist auch einen früheren radialen Kurvenknickpunkt, welcher auch die Größe der Lift – Off - Length darstellt, auf. Es ist somit die mittlere Lift – Off Länge von ca. 27,5 mm für die nicht kavitierende Mehrlochdüse bzw. von 32,5 mm für die kavitierende Mehrlochdüse A detektiert worden. Der Intensitätspik bei 35 mm Radius stellt den zur einfacheren Auswertung eingezeichneten Referenzdurchmesser dar.

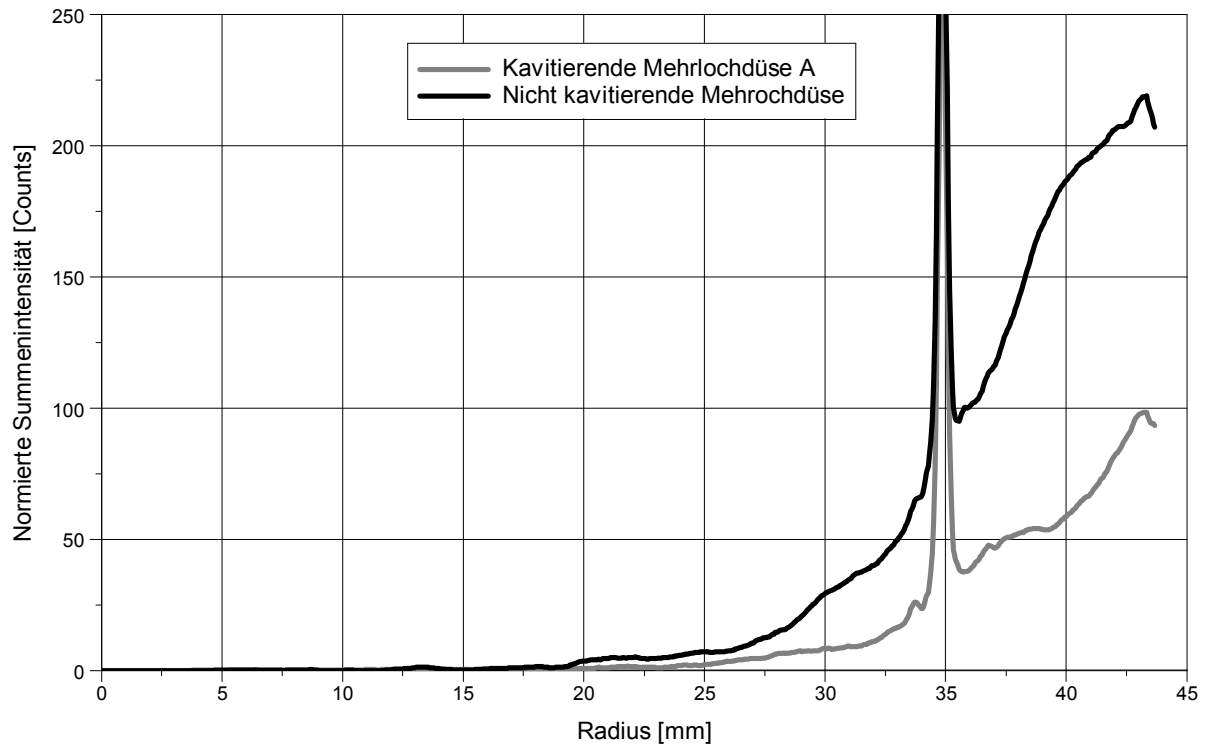


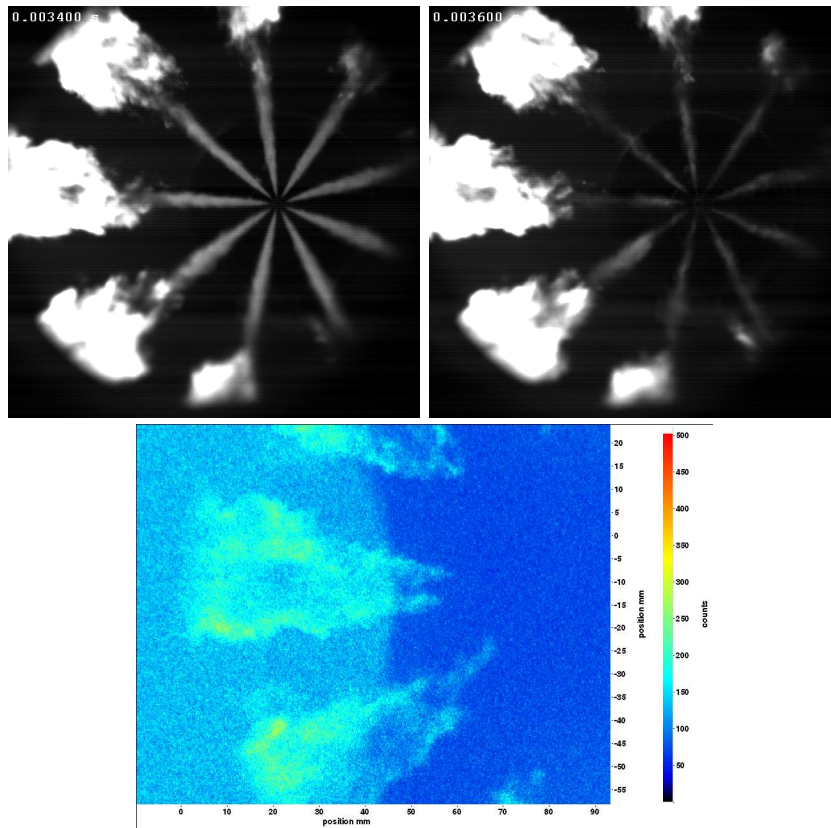
Abbildung 65: Lift - Off - Längenbestimmung

Zur besseren Verdeutlichung der Unterschiede zwischen der detektierten UV - Strahlung und der zeitgleich aufgenommenen Globalstrahlung werden in Abbildung 66 die zusammengehörigen Aufnahmen beider Kamerasysteme dargestellt und verglichen. Es handelt sich hierbei um Aufnahmen mit der kavitierenden Mehrlochdüse, wobei im oberen Bildbereich stets die Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera und darunter die Aufnahme mit der Flowmaster3 Kamera dargestellt werden.

Die Hochgeschwindigkeitskamera wurde mit 5000 fps betrieben, besitzt somit einen zeitlichen Bildabstand von 200 μ s und startete ihre Serienbilddarstellung mit dem Bestromungsbeginn des Injektors. Die UV - empfindliche Kamera wurde ebenfalls vom Injektorbestromungsbeginn getriggert, löste jedoch ihre Einzelbilddarstellung um 3500 μ s zeitversetzt aus. Es gab somit keine exakte zeitliche Bildübereinstimmung von beiden Kamerasystemen, weshalb das aufgenommene Hochgeschwindigkeitskamerabild vor und nach der UV - Aufnahme abgebildet wurde. Somit wurde die Globalstrahlung zu einem Zeitpunkt von 3400 μ s und 3600 μ s und die zeitlich dazwischen liegende 3500 μ s UV - Aufnahme in Abbildung 66 dargestellt. Das Flowmaster3 Kamerasystem wurde mit und ohne vorgeschaltetem UV - Bandpassfilter betrieben und visualisiert somit einmal nur die UV - Strahlung (Abbildung 66 - oben) und einmal die Globalstrahlung (Abbildung 66 - unten). Da die Hochgeschwindigkeitskamera ebenfalls die Globalstrahlung detektiert, kann somit ein Vergleich zwischen den Kamerasystemen durchgeführt werden. Es ist ersichtlich, dass die aufgenommenen Globalstrahlungsbilder von beiden Kamerasystemen (Abbildung 66 - unten) unter Beachtung der unterschiedlichen optischen Sichtfelder beinahe identische Resultate liefern.

Aus dem Vergleich der Flowmaster3 Aufnahmen mit und ohne Bandpassfilter ist ein deutlicher Unterschied erkennbar. Die UV - Strahlung ist bereits in einem wesentlich geringeren Abstand zur Einspritzdüse im Unterschied zur sichtbaren Globalstrahlung detektierbar.

Kavitierende Mehrlochdüse A mit UV - Bandpassfilter (Messung 0020.008)



Kavitierende Mehrlochdüse A ohne UV - Bandpassfilter (Messung 0020.009)

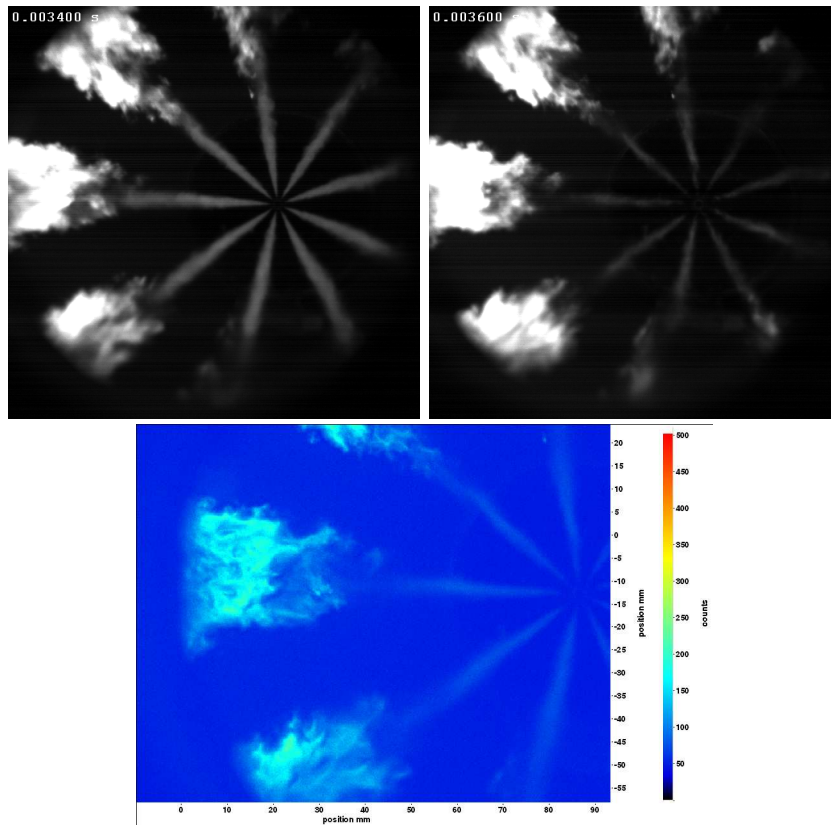


Abbildung 66: UV zu Globalstrahlungsvergleich kavitierende Mehrlochdüse A

8.4 Untersuchungen im düsennahen Bereich mittels LEC – High Pressure Cell

Die Untersuchungen der Sprayausbildung im düsenfernen Bereich, zeigten keine bzw. nur geringe Unterschiede zwischen den flüssigen Einspritzstrahlen der vermessenen Mehrlochdüsen. Weder bei der kavitierenden noch bei der nicht kavitierenden Düse konnten aus den Hochgeschwindigkeitskameraversuchen ohne Verbrennung und bei einer Kammertemperatur von 300 K signifikante Unterschiede in der makroskopischen Strahlausbreitung festgestellt werden (siehe Kapitel 8.2.1). Dennoch weisen die Verbrennungsversuche in der Kammer wie auch die Untersuchungen am Einzylinderforschungsmotor signifikante Unterschiede zwischen den verwendeten Mehrlochdüsen auf, besonders im Bezug auf Rußniveau und Verbrennungsablauf. Aus diesen deutlichen Unterschieden lässt sich vermuten, dass es grobe Unterschiede im Spray geben muss, obwohl die makroskopischen Strahlprofile von der ausgelegten kavitierenden und nicht kavitierenden Mehrlochdüse mehr oder weniger identisch sind (siehe Kapitel 8.3). Bei den makroskopischen Strahluntersuchungen in der Kammer handelte es sich um Versuche, welche mittels direkter Beleuchtung und HS-Kameratechnik durchgeführt wurden. Es wird bei dieser Aufnahmemethode nur die flüssige Phase dargestellt, und es lassen sich keine Rückschlüsse auf die Größe und die Verteilung der Tropfen im Strahl schließen. Um dennoch mögliche Unterschiede in den Strahlen erkennen zu können wurde der düsennahe (bzw. mikroskopische) Bereich untersucht. Zu diesem Zwecke wurde anstelle des zuvor verwendeten Makroobjektivs ein Fernmikroskop der Marke NAVITAR (siehe Anhang) an die Hochgeschwindigkeitskamera angeflanscht. Durch die begrenzte Brennweite des verwendeten Objektivs von ca. 150 mm konnten die Versuche nicht in der großvolumigen Einspritzkammer durchgeführt werden. Anstelle dieser wurde die kleine und nicht beheizbare LEC – High Pressure Cell (siehe Abbildung 43) verwendet. Da die LEC – HPC nur einen freien inneren Durchmesser von ca. 45 mm besitzt, wurden anstelle der Mehrlochdüsen die kavitierende Einlochdüse und die nicht kavitierende Einlochdüse eingebaut und näher untersucht. Beide Düsen besitzen ein axiales Spritzloch und wurden bereits im Kapitel 4.3 untersucht und für die Verifizierung der Modellannahmen verwendet. In Abbildung 67 ist der verwendete Versuchsaufbau dargestellt. Man erkennt im rechten Bildbereich die Hochgeschwindigkeitskamera mit Fernmikroskop, welche auf einer optischen Bank montiert und in allen Richtungen relativ zur LEC – HPC adjustiert und fixiert werden kann. In der Bildmitte ist die Druckkammer mit CR – Injektor, Versorgungsschläuchen und Quarzgläsern erkennbar. Die Beleuchtungseinheit ist am linken Bereich ersichtlich, welche direkt durch die Kammer auf das Fernmikroskop gerichtet ist. Als Ergebnis werden somit Schattenaufnahmen des flüssigen Strahls aufgezeichnet.

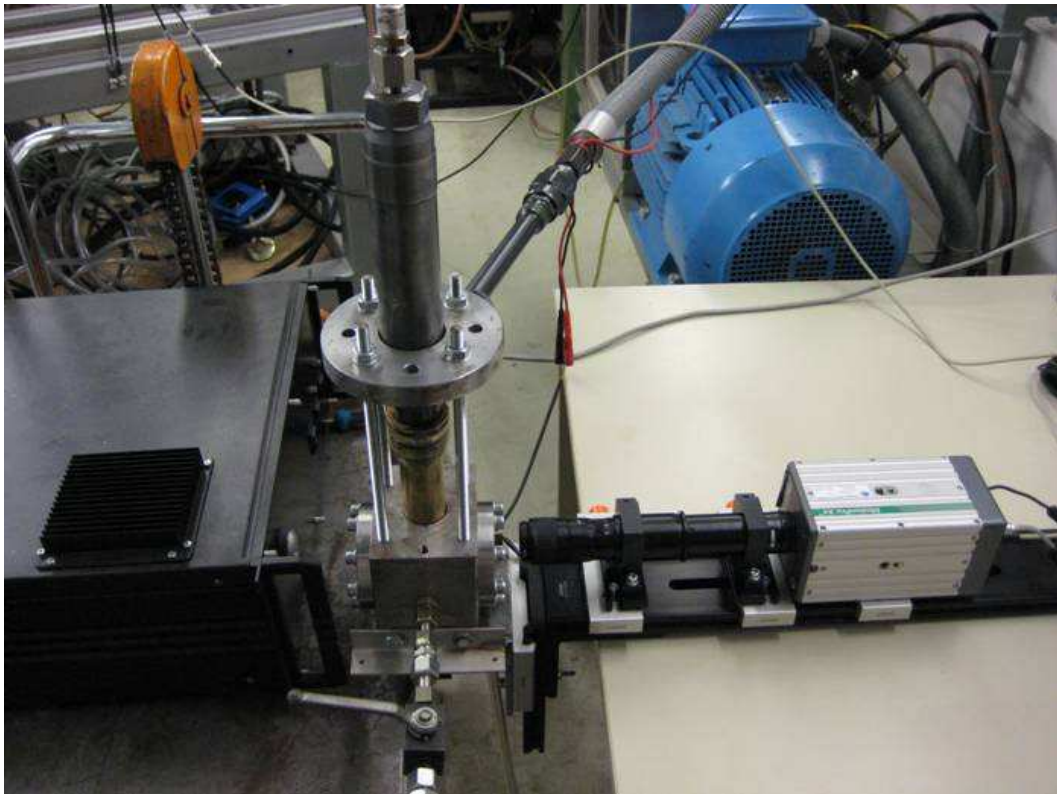
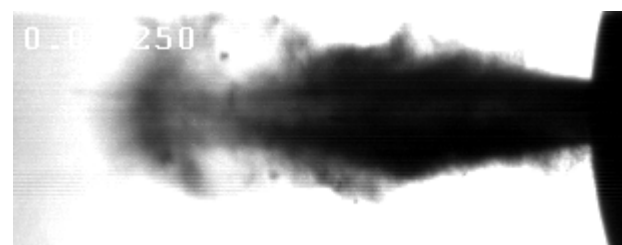

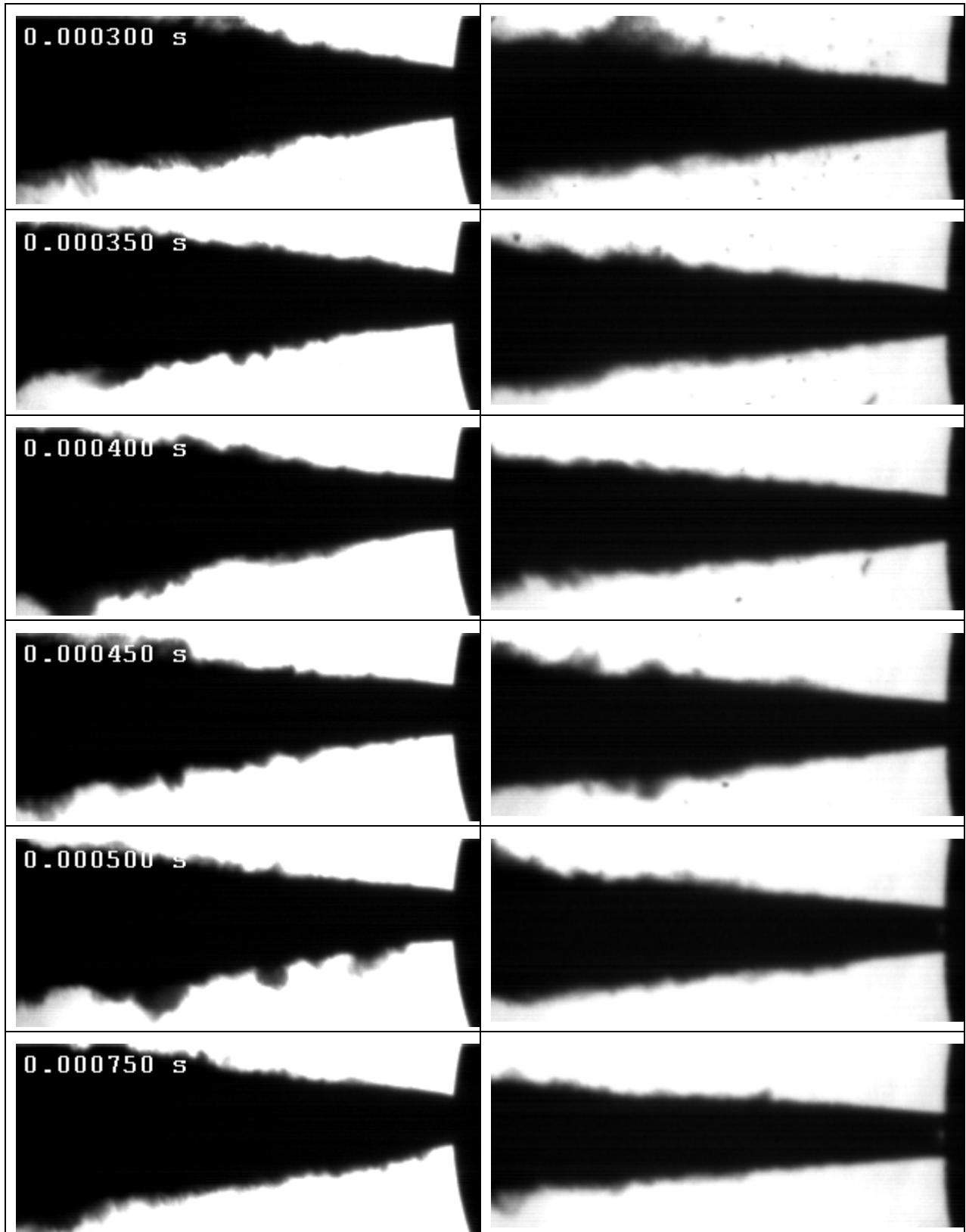
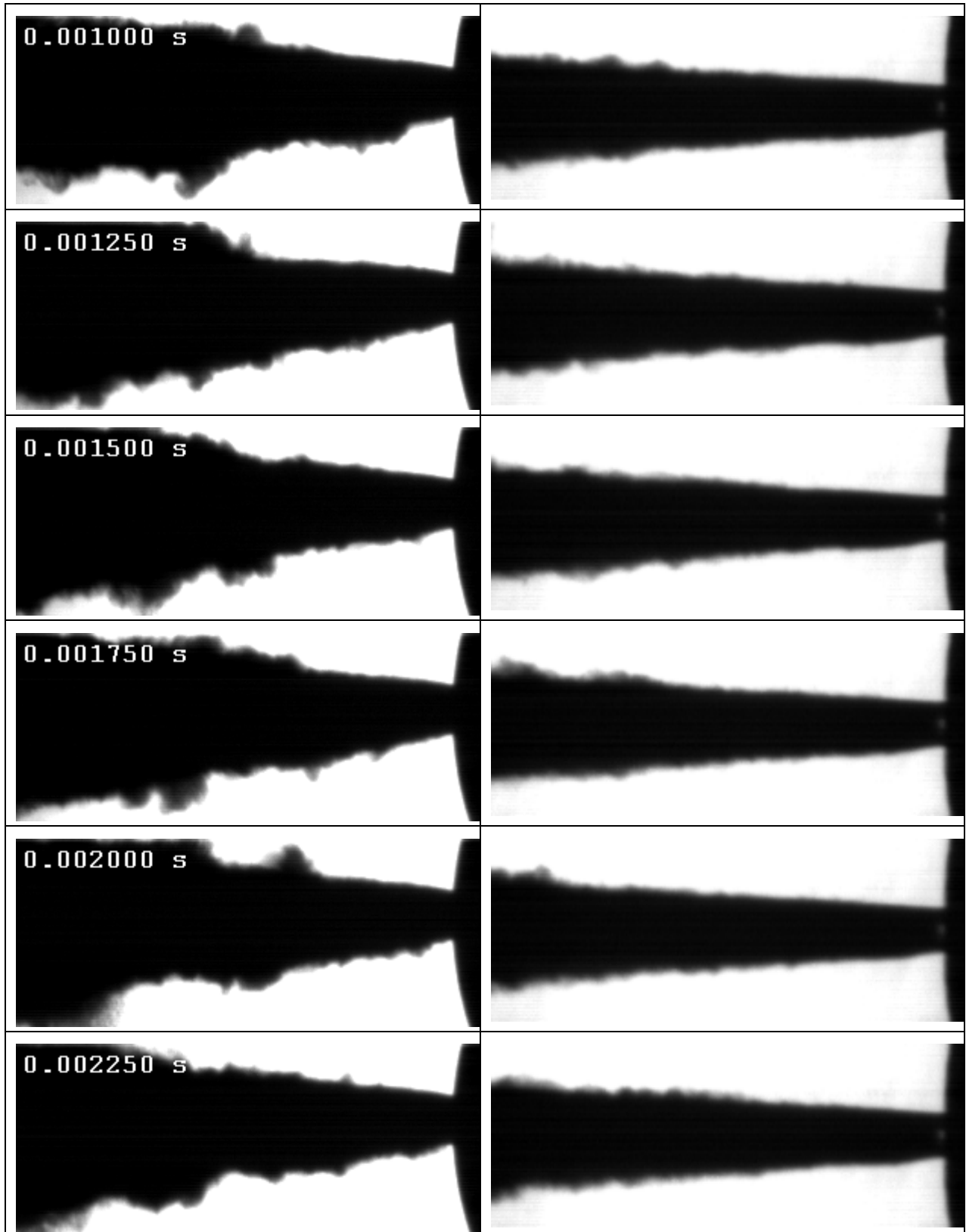


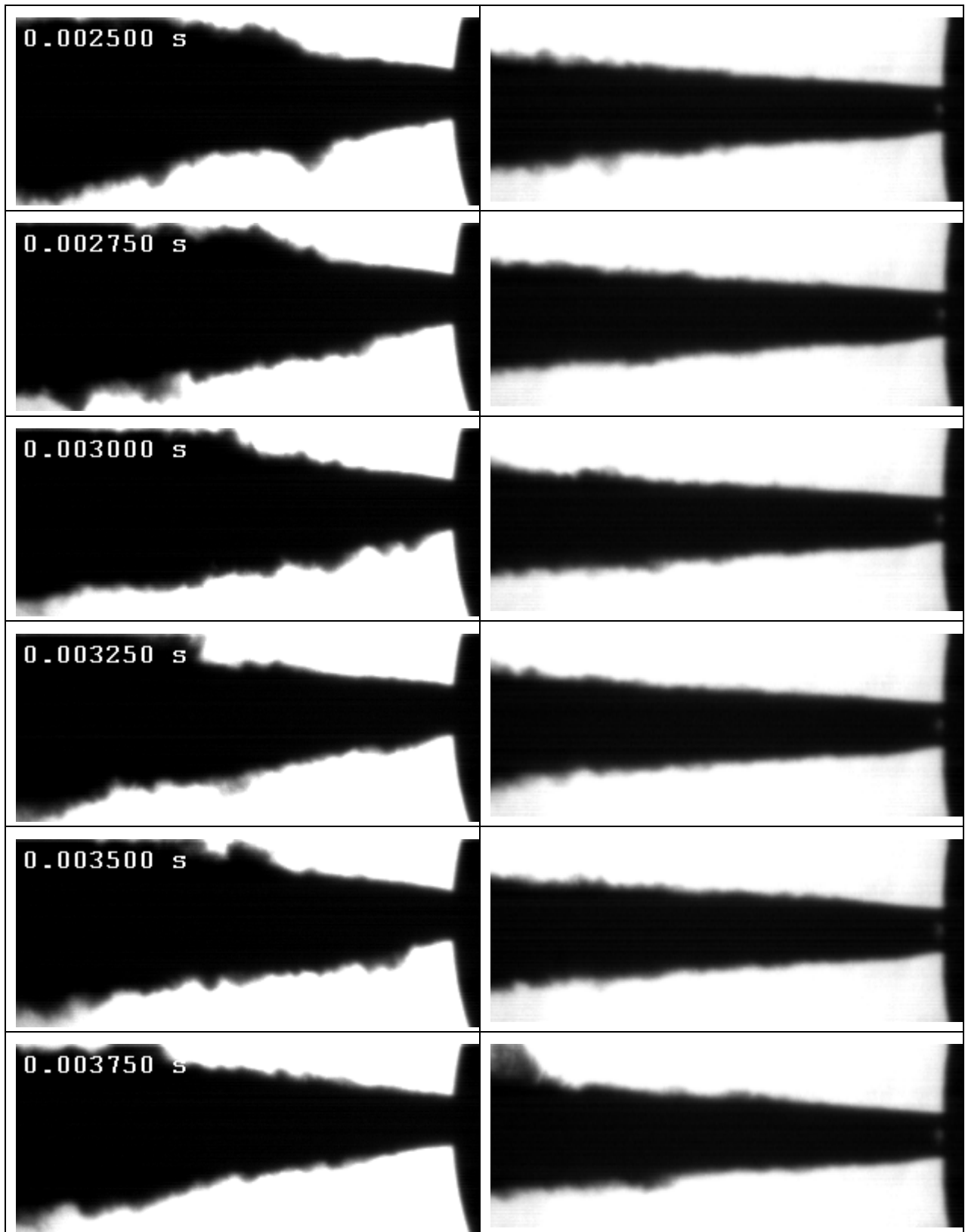
Abbildung 67: Versuchsaufbau Fernmikroskopie

Erste Testaufnahmen zeigten, dass die Intensität der Beleuchtungseinheit mit der kurzzeitig boostbaren Metalldampflampe (Osram HTI 400 W) für extrem kleine Belichtungszeiten nicht ausreichte. Deshalb wurde die Beleuchtung mittels optischem Prismenstab zur Lichthomogenisation modifiziert, wodurch ein gebündelter und paralleler Lichtstrahl mit ca. 6 mm Durchmesser aus dem Gerät austrat. Die Versuche wurden bei einem Einspritzdruck von 1000 bar und 100 bar Gegendruck durchgeführt, wobei wiederum eine Injektorbestromungsdauer von 2500 μs eingestellt wurde. Die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen wurden mit einer Bildrate von 20000 fps und einer Belichtungszeit von 1 μs aufgenommen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 68 dargestellt, wobei rechts die Aufnahmen von der nicht kavitierenden Einlochdüse und links die Fotos von der kavitierenden Einlochdüse abgebildet sind.

Kavitierende Einlochdüse	Nicht kavitierende Einlochdüse
	







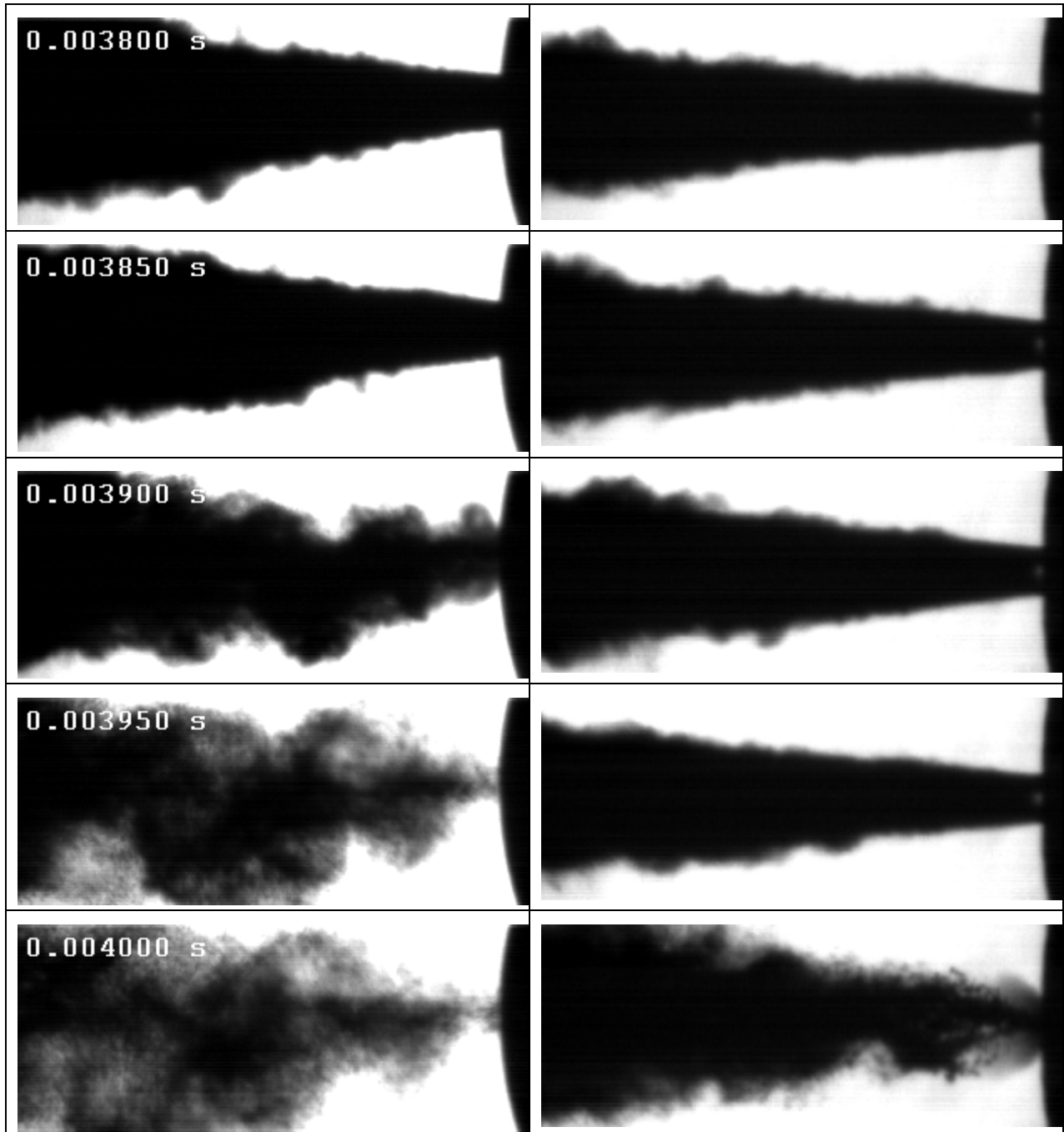


Abbildung 68: Mikroskopischer Düsenvergleich

In Abbildung 68 ist während der instationären Nadelöffnungs- und Schließphase jedes Hochgeschwindigkeitsbild dargestellt. Bei komplett geöffneter Nadel wird aufgrund des Umfanges der aufgenommenen Datenmenge nur jedes fünfte Bild visualisiert. Man erkennt aus den Aufnahmen, dass deutliche Unterschiede im düsen nahen Bereich zwischen der kavitierenden und nicht kavitierenden Einlochdüse auftreten. Die nicht kavitierende Einlochdüse scheint eine geringere Schwankung an der Strahlaufenkontur zu besitzen. Weiters ist ihr Strahlkegelwinkel im düsen nahen Bereich (ca. 1,5 bis 2 mm Abstand) geringer. Auch der zeitliche Verlauf des Strahlkegelwinkels ist sehr gut erkennbar. Während des Nadelöffnens ist ein größerer Winkel als in der nachfolgenden Phase mit konstant geöffneter Nadel detektierbar. Erst im Bereich des Nadelschließens steigt der Strahlkegelwinkel wieder an. Der größere Strahlkegelwinkel während der

instationären Nadelöffnungs- und Schließphase ist auf die starke Drosselwirkung der Einspritznadel bei geringen Hüben zurückzuführen. Interessant ist auch die Zone direkt hinter der Austrittsöffnung: Während bei der nicht kavitierenden Düse die Beleuchtungseinheit mittig durch den Strahl hindurch leuchten kann, wird bei der kavitierenden Düse der Großteil des sichtbaren Lichts durch die Tröpfchen absorbiert. Die hellen Stellen am nicht kavitierenden Strahl könnten somit auf eine deutlich größere „liquid length“ hinweisen. In Abbildung 69 sind die Unterschiede nochmals mit einem Intensitätsfilter besser dargestellt.

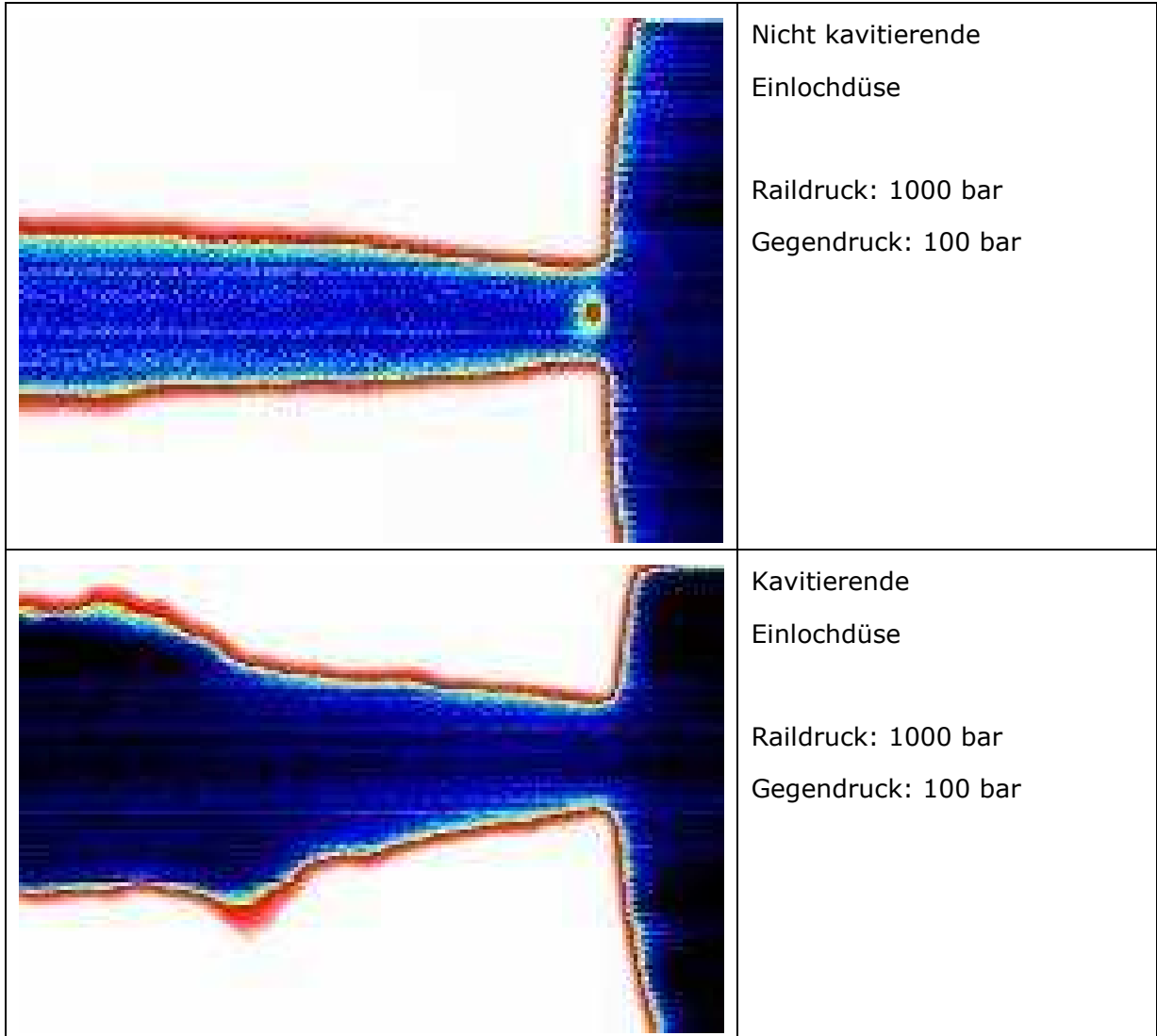


Abbildung 69: Intensitätsfilter bei Düsenvergleich

Die Aufnahmen des düsennahen Bereiches zeigen starke Fluktuationen des kavitierenden Einspritzstrahls im Unterschied zum nicht kavitierenden Strahl.

9 Resümee

Wie aus der Verifikation mittels DDFM hervorgeht, kann das entwickelte Gleichungssystem zur Düsen gleichstellung hinsichtlich gleicher Austrittsgeschwindigkeit und Massenstrom einer kavitierenden und einer nicht kavitierenden Düse verwendet werden. Als Unterschiede in den Düsenparametern wurden hierbei ein innerhalb gewisser Grenzen frei wählbares Einspritzdruckniveau wie auch unterschiedliche geometrische Querschnitte der Spritzlöcher zugelassen. Diese beiden freien Einstellparameter waren somit ein Zugeständnis an die hochkomplexe Düsenfertigung bzw. an deren Fertigungstoleranzbandbreite. Theoretisch wäre auch eine Düsen gleichstellung möglich, wenn zusätzlich die Bedingung von gleichem Einspritzdruck und gleicher Querschnittfläche für die kavitierende und nicht kavitierende Düse erfüllt werden müsste. Die praktische Umsetzung dieser Forderungen ist jedoch nicht mit vertretbarem Aufwand zu erreichen, wodurch zusätzliche Einflussparameter auf die Gemischbildung, Verbrennung und Emissionen in Kauf genommen werden. Um dennoch den Einfluss dieser zusätzlichen Parameter so gering wie möglich zu halten, wurde versucht die Auslegung der Düsen derart zu gestalten, dass ähnliche Geometrie- und Einstellwerte in Bezug auf Querschnittsfläche und Raildruckniveau die Realisation der angestrebten Düsen gleichstellung möglich machten.

Die Untersuchungen der ausgelegten Mehrlochdüsen am Einzylinderforschungsmotor zeigten starke Unterschiede, besonders in Hinblick auf ihre Emissionsniveaus wie auch ihre Brennratenverläufe.

Zur Aufklärung der motorischen Unterschiede wurden weiterführende Untersuchungen mittels der optisch zugänglichen Einspritzkammer initialisiert. Die Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen ohne Verbrennung wurden dabei von der kavitierenden und nicht kavitierenden Mehrlochdüse bei Raumtemperatur durchgeführt. Als Messprogramm wurde dabei neben einer Nachstellung der motorischen Betriebspunkte in der Kammer auch eine Raildruck- Gegendruckvariation durchgeführt. Da die Kammer einer Druckbegrenzung von ca. 100 bar unterliegt, konnten nicht alle motorischen Düsen gleichstellungspunkte nachgestellt, sondern nur wenige ausgewählte Messpunkte näher untersucht werden. Deshalb wurde zusätzlich eine Raildruck- Gegendruckvariation durchgeführt, um mehr Messdaten zu erhalten, wobei verschiedenste Kavitationszahlen eingestellt und nicht auf die Gleichstellung der Düsen, in Hinblick auf gleiche Austrittsgeschwindigkeit und gleichen Massenstrom, geachtet wurde. Die Nachstellung der motorischen Betriebspunkte mit Gleichstellung zeigten kaum detektierbare Unterschiede zwischen den Düsen hinsichtlich ihrer mittleren Penetration wie auch ihres mittleren Strahlkegelwinkels. Auffällig bei diesen Messpunkten waren einzig und alleine die geringfügig größeren Schwankungen bei der kavitierenden Mehrlochdüse. Auch die Raildruck- Gegendruckvariation zeigte bei gleicher Kavitationszahl für beide Düsen nur minimale Unterschiede in den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen hinsichtlich Penetration und Strahlkegelwinkel. Alle durchgeführten Messungen wurden mit einer Kammerinnenbeleuchtung in der direkten Streulichttechnik durchgeführt. Diese Messtechnik gibt leider keinen Aufschluss über die Tröpfchengrößenverteilung im Strahl selbst, da nur die flüssige Phase des Sprays dargestellt wird. Es können somit nur Rückschlüsse auf die makroskopische, flüssige

Spraykontur getroffen werden und nicht der verdampfende Kraftstoff visualisiert werden. Die Visualisierung des verdampfenden Kraftstoffes könnte nähere Informationen zur unterschiedlichen Gemischbildung geben, dies wäre jedoch besonders bei höheren Kammertemperaturen und Drücken von Interesse. Als mögliche Messtechniken könnte hierzu die Schlierenmesstechnik bzw. LIF eingesetzt werden. Die Anwendung der Schlierenmesstechnik gestaltet sich bei der eingesetzten Kammer als schwierig, da diese ein großes Volumen besitzt, wodurch die Dichteunterschiede in der Kammer, welche durch den Aufheizvorgang entstehen, eine eindeutige Visualisierung des gasförmigen Anteils erschweren bzw. unmöglich machen. Dies wurde bereits bei früheren Schlierenmesskampagnen festgestellt, die LIF - Messtechnik stand leider zur Strahlanalyse nicht zur Verfügung.

Die Untersuchungen in der Einspritzkammer mit Verbrennung wurden ebenfalls von den Kammerspezifikationen begrenzt. Es konnte dabei leider keine exakte Nachstellung der motorischen Verhältnisse erfolgen. Grund dafür ist, dass mit steigender Kammerfüllung die erreichbare Kammerinnentemperatur abnimmt. Da jedoch die vorher durchgeführten Kammeruntersuchungen ohne Verbrennung bei der Raildruck- Gegendruckvariation wie auch die Düsen gleichstellung der motorischen Betriebspunkte kaum Unterschiede in den makroskopischen Größen aufzeigten, wurden diese Unterschiede in Kauf genommen. Es zeigten sich aus den Messungen mit Verbrennung deutliche Unterschiede im Verbrennungsablauf, dies wurde auch mittels OH - Konzentrationsmessung und 2-Farbenmethode bestätigt. Sowohl die quantitative Bestimmung des Rußgehaltes mittels 2 - Farbenmethode wie auch die subjektive Bewertung der HS - Kameraaufnahmen weisen auf eine höhere Rußemission der kavitierenden Mehrlochdüsen hin. Dies deckt sich auch mit den motorischen Untersuchungen.

Die Untersuchungen des makroskopischen Bereichs ohne Verbrennung in der Einspritzkammer zeigen kaum Unterschiede zwischen den Einspritzstrahlen. Dennoch traten große Diskrepanzen zwischen den Düsen mit Verbrennung, sowohl im Forschungsmotor wie auch in der Einspritzkammer, auf. Es liegt somit nahe, dass es gravierende Unterschiede im Strahl geben muss, obwohl sie bei den Einspritzkammerversuchen ohne Verbrennung nicht detektiert werden konnten. Es wurde deshalb der mikroskopische (düsen nahe) Bereich mittels Fernmikroskopie näher untersucht. Da die zuvor eingesetzte optisch zugängliche Einspritzkammer eine zu große Distanz zwischen Fenster und Düse für das vorhandene Fernmikroskop besaß, wurde die Entscheidung getroffen diese Untersuchungen an Einlochdüsen in einer kleinen Einspritzkammer (LEC - HPC) durchzuführen. Diese Kammer ist unbeheizt, da sie ursprünglich zur Klärung der Strahl - Prallplatten - Reflektionserscheinungen konstruiert und gefertigt wurde. Die eingesetzten Einspritzdüsen, wurden zuvor schon zur Verifikation der hydraulischen Grundgleichungen vermessen, wodurch ihre Charakteristik bereits bekannt war. Es konnte bei diesen Untersuchungen wiederum keine exakte Düsen gleichstellung durchgeführt werden, da die verwendeten Einlochdüsen nicht für diesen Betriebszustand gefertigt worden waren. Sie sollten ursprünglich rein der Grundlagenforschung dienen, hatten aber gleichen bzw. ähnlichen Spritzlochdurchmesser wie die verwendeten Mehrlochdüsen. Die Ergebnisse der Fernmikroskopie zeigten eine größere Fluktuation des kavitierenden Strahls im düsen nahen Bereich darüber hinaus konnte auch eine größere „liquid length“ des nicht kavitierenden Strahls festgestellt werden.

Obwohl alle Motorbetriebspunkte die gleichen Tendenzen aufwiesen, wären zusätzliche optische Untersuchungen am Motor von höchstem Interesse. Vor allem endoskopische Messverfahren würden interessante Aufschlüsse über mögliche Unterschiede in der Gemischbildung und Verbrennung bei realen Betriebsbedingungen bieten. Es könnten somit die Gebiete der Rußbildung detektiert und näher untersucht werden. Weiters würden diese Untersuchungen zusätzlich Aufschluss über eine geringe bzw. keine Strahl - Wand - Interaktion geben.

Die gesammelten Ergebnisse erlauben nun die Formulierung folgender Hypothese, welche eine mögliche Erklärung für die großen Unterschiede in den Rußemissionen darstellt. Es werden bei der kavitierenden Einspritzdüse flüssige Ligamente aus dem Kernstrahl herausgelöst bzw. herausgeschleudert. Diese flüssigen Teile stellen starke Inhomogenitäten über den Strahlquerschnitt dar und bewegen sich langsamer als der flüssige Strahlkern der nicht kavitierenden Düse. Durch die kleinere Ausbreitungsgeschwindigkeit bleibt mehr Zeit für die Bildung der Rußvorreaktionen (siehe J. Dec [16]).

Für eine eindeutige Verifikation der oben genannten Hypothese wäre jedoch die Untersuchung der schon vorher erwähnten Punkte wünschenswert. So sollte noch eine genauere Bestimmung der unterschiedlichen Tröpfchengrößen bzw. Tröpfchengrößenverteilung für beide verwendeten Mehrlochdüsen durchgeführt werden. Dies würde große Aufschlüsse über unterschiedlichen Sprayqualitäten geben. Eine exakte Düsengleichstellung an allen verwendeten Versuchsträgern wäre wertvoll, um Unsicherheiten bezüglich der Rahmenparameter von vornherein ausschließen zu können. Es wäre somit der Aufbau bzw. Einsatz von einer optischen Kammer mit Betriebsdrücken bis 200 bar und gleichzeitig 1000 K erstrebenswert. Weiters würde der Einsatz von optischer Messtechnik direkt am Forschungsmotor viele offene Fragen klären. Die Beschaffung und Herstellung von Einspritzdüsen, welche eine Düsengleichstellung bei gleichen Spritzlochdurchmesser und gleichem Betriebsdruck ermöglichen, wäre meines Erachtens sehr interessant, aber wird sich in der Praxis als eine überaus schwierige Übung erweisen.

10 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde versucht, den Einfluss der hydraulischen Eigenschaften von Einspritzdüsen auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung näher zu durchleuchten. Besonderes Interesse lag dabei auf dem Phänomen der Kavitation in Einspritzdüsen und deren Wirkung auf die Verbrennung, wobei neben einer kavitierenden Mehrlochdüse auch eine nicht kavitierende Mehrlochdüse für einen Großdieselmotor ausgelegt und experimentell untersucht wurde.

Ausgehend von den allgemeinen theoretischen Grundlagen zur Beschreibung der Düsencharakteristik wurden Formeln für die Düsenaustrittsgeschwindigkeit und den Massenstrom von kavitierenden und nicht kavitierenden Düsen erstellt und aufbauend auf diesen ein Gleichungssystem zur Gleichstellung von Austrittsgeschwindigkeit und Massenstrom der zwei Düsen formuliert und gelöst. Zur messtechnischen Überprüfung wurde eine kombinierte Strahlkraft – Durchflussmesseinrichtung konstruiert und aufgebaut, welche auch die Bestimmung der Einspritzrate mittels Impulsflussmethode erlaubt. Die Modellverifikation erfolgte zuerst durch Messungen an kavitierenden und nicht kavitierenden Einlochdüsen, da diese eine eindeutige Zuordnung der gemessenen Kraftstoffmengen zur tatsächlichen Durchflussmenge im Spritzloch gewährleisten, danach erfolgte die Übertragung auf Mehrlochdüsen.

Es wird auf die praktische Durchführung der Mehrlochdüsenauslegung näher eingegangen, wobei ausgehend von den Düsenparametern der nicht kavitierenden Düse die Charakteristik der kavitierenden Düse in einer Variantenrechnung abgeschätzt wurde. Da die Düsenfertigung ein komplexer Vorgang mit einer gewissen Schwankungsbreite ist, wurden zur Sicherstellung einer geeigneten Düsenpaarung drei kavitierende Einspritzdüsen mit leicht unterschiedlichem Spritzlochdurchmesser gefertigt. Erst mit der nachfolgenden hydraulischen Düsenvermessung, welche mit Hilfe der kombinierten Strahlkraft – Durchflussmesseinrichtung durchgeführt wurde, konnte eine konkrete Düsenpaarung bestimmt werden. Die kombinierte Strahlkraft – Durchflussmesseinrichtung ermöglicht die Vermessung der Düsen bei motornahen Druckverhältnissen betreffend Einspritzdruck und Gegendruck.

Ausgehend von der festgelegten und hydraulisch vollkommen beschriebenen Düsenpaarung wurde in Abhängigkeit von Gegendruck bzw. Zylinderdruck das notwendige Einspritzdruckniveau mit dem zuvor erstellten Gleichungssystem für gleiche Austrittsgeschwindigkeit und gleichen Massenstrom errechnet und am Versuchsträger eingestellt. Als Versuchsträger diente ein großvolumiger Einzylinderforschungsmotor mit 190 mm Bohrung, welcher über ein modernes Common - Rail Einspritzsystem verfügt und durch eine geeignete Auslegung von Düsen- und Kolbengeometrie die Realisierung eines Freistrahls im Brennraum ermöglicht. Die Ergebnisse der Motoruntersuchungen zeigen deutliche Unterschiede in den Brennraten wie auch im Emissionsniveau auf, wobei die Russwerte der kavitierenden Düse deutlich über dem Niveau der nicht kavitierenden Düse liegen.

Eine genauere optische Untersuchung von Gemischbildung und Verbrennung war somit von höchstem Interesse und wurde mit verschiedensten Messmethoden an optisch zugänglichen Apparaturen durchgeführt. Als Versuchsträger diente hierzu neben einer

hochdruck- und hochtemperaturbeständigen Einspritzkammer auch eine kleine unbeheizte Hochdruckzelle. In der großvolumigen Einspritzkammer wurden sowohl Versuche mit und ohne Verbrennung der kavitierenden und nicht kavitierenden Mehrlochdüse durchgeführt, wobei die Vorgänge mittels Hochgeschwindigkeitskamera visualisiert wurden. Bei den Vergleichsmessungen ohne Verbrennung zeigen sich keine großen Unterschiede in der Flüssigphase betreffend Penetrationslänge und Spraykegelwinkel. Die Versuche mit Zündung des Dieselsprays in der ESK wiesen jedoch deutliche Differenzen zwischen der kavitierenden und nicht kavitierenden Mehrlochdüse auf, vor allem in Hinblick auf „lift – off – length“ und Helligkeit der Flammenfronten. Zur quantitativen Beurteilung der Unterschiede bezüglich Flammenintensität und Russkonzentration wurde zusätzlich die Zweifarben-Methode angewendet, wobei wiederum die kavitierende Düse sowohl über höhere Russemissionswerte verfügte wie auch höhere Flammenintensitätswerte bei den detektierten Wellenlängen aufwies. Zur Spezifizierung der Düsen, bezüglich unterschiedlicher „lift – off – length“, wurden OH – Radikale detektiert. Dies wurde mittels zeitlich gemittelter Kameraaufnahmen und vorgesetztem 307 nm Farbfilter erreicht. Wie bereits erwähnt, wurden aus den makroskopischen Kamerauntersuchungen ohne Verbrennung keine relevanten Unterschiede in der flüssigen Phase detektiert, dennoch traten grobe Abweichungen in den Verbrennungsabläufen auf. Zur Klärung dieser widersprüchlichen Aussagen wurde deshalb der düsennahe Bereich mittels Fernmikroskopietechnik näher untersucht. Die relative kleine Brennweite des Fernmikroskopobjektives führte zum Bau und Einsatz einer kleinen Hochdruckkammer mit geringen Abständen zwischen Kammerfenster und Düsenaustrittsbohrung, welche den Einsatz und die Vermessung der zuvor bereits komplett charakterisierten Einlochdüsen erlaubte. Die Ergebnisse dieser mikroskopischen Untersuchungen im düsennahen Bereich offenbarten eindeutige Ungleichheiten zwischen den austretenden flüssigen Einspritzstrahlen. Der kavitierende Strahl zeigte höhere Fluktuationen, wie auch eine größere „liquid length“ bzw. eine geringere OH – Konzentration im düsennahen Bereich im Unterschied zum nicht kavitierenden Einspritzstrahl auf. Diese Unterschiede im düsennahen Bereich dürften auch die Ursache für die unterschiedlichen Russemissionen sein, da die kavitierende Düse ein anderes Strahlgeschwindigkeitsprofil als die nicht kavitierende Düse besitzt. Es wird vermutlich die Zone der Rußbildung (siehe DEC) langsamer durchschritten, bzw. wird dem Kraftstoff mehr Zeit für die Rußproduktion geboten. Das unterschiedliche Strahlgeschwindigkeitsprofil der kavitierenden Düse entsteht wahrscheinlich durch das begünstigte Aufplatzen des flüssigen Kernstrahls und Herausschleudern von flüssigen Ligamenten, welche dadurch eine deutlich geringere Geschwindigkeit besitzen. Im Unterschied dazu bleibt der flüssige Strahl der nicht kavitierenden Düse sehr kompakt und ohne starke radiale Fluktuationen. Es wird somit ein rasches Durchschreiten des rußbildenden Bereiches ermöglicht.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung.....	2
Abbildung 2: Kontinuitätsgleichung an einfacher Stromröhre.....	5
Abbildung 3: Impulssatz an einfacher Stromröhre	6
Abbildung 4: Impulsfluss - Strahlkraft.....	7
Abbildung 5: Energiesatz an einfacher Stromröhre.....	10
Abbildung 6: Gekrümmte Rohrströmung.....	12
Abbildung 7: CD - CN - Verlauf.....	15
Abbildung 8: Effektive Düsenquerschnittsfläche.....	16
Abbildung 9: Linearität Massenfluss	23
Abbildung 10: Dichte am Düsenaustritt	24
Abbildung 11: Linearität Impulsfluss	26
Abbildung 12: Koeffizientenverläufe mit und ohne Kavitation	31
Abbildung 13: Kombinierte Durchfluss - Strahlkraftmesseinrichtung.....	32
Abbildung 14: Spritzlochnegativform mittels Silikonabdrucktechnik.....	34
Abbildung 15: Spritzlochvermessung der nicht kavitierende Einlochdüse	34
Abbildung 16: Spritzlochvermessung der kavitierenden Einlochdüse	35
Abbildung 17: CD über CN (kavitierende Einlochdüse).....	36
Abbildung 18: CD über CN (nicht kavitierende Einlochdüse).....	37
Abbildung 19: Massenstrom über $\sqrt{\Delta p}$ (nicht kavitierende Einlochdüse).....	38
Abbildung 20: Massenstrom über $\sqrt{p_u}$ (nicht kavitierende Düse).....	38
Abbildung 21: Strahlimpulsmessung	39
Abbildung 22: Strahlkraftverlauf bei Raildruckvariation	39
Abbildung 23: Strahlkraft - Differenzdruckvariation	40
Abbildung 24: Reflexion Einspritzstrahl (Li. 1400bar/1bar, Re. 1400bar/120 bar)	41
Abbildung 25: Strahlimpulskoeffizientenverlauf	41
Abbildung 26: FFT - Analyse Oberschwingungen.....	42
Abbildung 27: Frequenzspektrum des 800 bar Signals.....	42
Abbildung 28: Schallgeschwindigkeit & Oberschwingungsfrequenz über Raildruck.....	43
Abbildung 29: Einspritzratenkorrektur aufgrund variablen Gegendruckes.....	48
Abbildung 30: Prinzipskizze der nicht kavitierenden Mehrlochdüse	53

Abbildung 31: Vermessungsprotokoll nicht kavitierende Mehrlochdüse	54
Abbildung 32: kavitierende Mehrlochdüse A	55
Abbildung 33: BOSCH kavitierende Mehrlochdüse A	56
Abbildung 34: Nicht kavitierende Mehrlochdüse.....	56
Abbildung 35: BOSCH nicht kavitierende Mehrlochdüse	57
Abbildung 36: gepulster Betrieb: nicht kavitierende Mehrlochdüse	58
Abbildung 37: dynamischer CD1 - Verlauf (nicht kavitierende Mehrlochdüse)	59
Abbildung 38: Strahlkraftmessung kavitierende Mehrlochdüse A.....	60
Abbildung 39: Kontrolle der Düsengleichstellung	63
Abbildung 40: Einzylinderforschungsmotor	64
Abbildung 41: Düsenvergleich (kav. Düse A / nicht kav. Düse) N8	67
Abbildung 42: Einspritzkammer (ESK).....	69
Abbildung 43: LEC High Pressure Cell.....	71
Abbildung 44: Kammerinnenbeleuchtung für Strahlvisualisierung	72
Abbildung 45: Hochgeschwindigkeitsbild – Indizierdaten Zuordnung	73
Abbildung 46: Düsenvergleich kav. Düse A/ nicht kav. Düse – 1500 bar / 60 bar	75
Abbildung 47: kav. Düse A – 810 bar/100 bar & nicht kav. Düse – 770 bar/100 bar	77
Abbildung 48: Bildsubtraktion bei Düsengleichstellung	78
Abbildung 49: Kühladapter für Hochtemperaturversuche	79
Abbildung 50: Verbrennungsuntersuchungen in ESK	81
Abbildung 51: Versuchsaufbau und Einbausituation Zweifarben-Detektoren	83
Abbildung 52: Intensitäts- und Flammentemperatur (kavitierende Mehrlochdüse A und nicht kavitierende Mehrlochdüse).....	84
Abbildung 53: Russverlauf & integraler Russverlauf (kavitierende Mehrlochdüse A und nicht kavitierende Mehrlochdüse).....	85
Abbildung 54: Nadelhubvergleich kavitierende Mehrlochdüse A und nicht kavitierende Mehrlochdüse.....	86
Abbildung 55: Integrale Flammenstrahlung kavitierende Mehrlochdüse A und nicht kavitierende Mehrlochdüse.....	87
Abbildung 56: Bereinigung der Bilder	88
Abbildung 57: Anwendung Intensitätskriterium	88
Abbildung 58: Bildtransformation (Kreisringabwicklung).....	89
Abbildung 59: Gedrehtes Bild und Spraykegelwinkelvermessung	89
Abbildung 60: Penetrationskurven der kavitierenden Mehrlochdüse A und der nicht kavitierenden Mehrlochdüse.....	90

Abbildung 61: Spraykegelwinkel kavitierende Mehrlochdüse A und nicht kavitierende Mehrlochdüse.....	91
Abbildung 62: Messaufbau zur Lift - Off - Längen Bestimmung	91
Abbildung 63: OH - Radikalaufnahmen kavitierende Mehrlochdüse A / nicht kavitierende Mehrlochdüse.....	94
Abbildung 64: OH - Summenbild und Bildtransformation	95
Abbildung 65: Lift - Off - Längenbestimmung.....	96
Abbildung 66: UV zu Globalstrahlungsvergleich kavitierende Mehrlochdüse A	97
Abbildung 67: Versuchsaufbau Fernmikroskopie	99
Abbildung 68: Mikroskopischer Düsenvergleich	103
Abbildung 69: Intensitätsfilter bei Düsenvergleich	104

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Versuchsmatrix Düsenkontrollmessung	58
Tabelle 2: Ergebnisse gepulste Düsenrückvermessung	60
Tabelle 3: Düsenbetriebspunkte	61
Tabelle 4: Technische Daten Forschungsmotor	65
Tabelle 5: Motormessmatrix.....	66
Tabelle 6: Technische Daten Einspritzkammer	70
Tabelle 7: Technische Daten LEC-HPC	71
Tabelle 8: Messmatrix ESK – Versuche ohne Verbrennung	74
Tabelle 9: Versuchsmatrix – Zweifarbenmethode ESK	84
Tabelle 10: Versuchsparameter UV - Messungen	92

Literaturverzeichnis

- [1] Abt J.; Kuhn U.; Marx K.; Mülders S.; Janetzky B.; Stratmann A.; Robert Bosch GmbH.: Verfahren und Vorrichtung zur Messung der Einspritzmenge und der Einspritzrate eines Einspritzventils für Flüssigkeiten, Patent DE102005056153A1, 2005
- [2] Andree A.; Pachernegg S. J.: Ignition Conditions in Diesel Engines, SAE – Paper 690253, 1969
- [3] Araneo L.; Coghe A.; Brunello G.; Cossali G. E.: Experimental Investigation of Gas Density Effects on Diesel Spray Penetration and Entrainment, SAE – Paper 1999-01-0525, 1999
- [4] Arcoumanis C.; Flora H.; Gavaises M.; Kampanis N.; Horrocks R.: Investigation of Cavitation in a Vertical Multi-Hole Injector, SAE – Paper 1999-01-0524, 1999
- [5] Arcoumanis C.; Flora H.; Gavaises M.: Cavitation in Real Size Multi-Hole Diesel Injector Nozzles, SAE - Paper 2000-01-1249, 2000
- [6] Bergwerk W.: Flow Pattern in Diesel Nozzle Spray Holes, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, vol. 173, 1959
- [7] Bianchi G. M.; Falfari S.; Pelloni P.; Kong S. C.; Reitz R. D.: Numerical Analysis of High-Pressure Fast-Response Common Rail Injector Dynamics, SAE – Paper 2002-01-0213, 2002
- [8] Bosch W.: Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Meßgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen, MTZ Motortechnische Zeitschrift 25/7, 1964, Page 268-282
- [9] Brenn G.: Gasdynamik – Vorlesungsskriptum, Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Technische Universität Graz, 2004
- [10] Brenn G.: Strömungslehre und Wärmeübertragung – Vorlesungsskriptum, Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Technische Universität Graz, 2006
- [11] Canaan R. E.; Dec J. E.; Green R. M.; Daly D. T.: The Influence of Fuel Volatility on the Liquid-Phase Fuel Penetration in a Heavy-Duty D.I. Diesel Engine, SAE – Paper 980510, 1998
- [12] Chaves H.; Knapp M.; Kubitzek A.: Experimental study of cavitation in the nozzle hole of diesel injectors using transparent nozzles, SAE - Paper 950290, 1995
- [13] Chmela F.; Piock W. F.; Sams T.; Pirker G.: Potenzial alternativer Verbrennungsverfahren für Otto- und Dieselmotoren. Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, 2003, 9. Tagung, Heft Nr. 83, Seite 45-59
- [14] Clarke A. E.; Hunter T. G.; Garner F. H.: The Tendency to Smoke of Organic Substances on Burning – Part I. Journal of the Institute of Petroleum, London, 1946, Volume 32, Page 627-642
- [15] Dec J. E.: A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging, SAE – Paper 970873, 1997

-
- [16] Dec. J. E.; Tree D. R.: Diffusion-Flame / Wall Interactions in a Heavy-Duty DI Diesel Engine, SAE – Paper 2001-01-1295, 2001
- [17] Dent J.C.; A Basis for the Comparison of Various Experimental Methods for Studying Spray Penetration, SAE - Paper 710571, 1971
- [18] Desantes J. M.; Payri R.; Salvador F. J.; De la Morena J.: Influence of Cavitation Phenomenon on Primary Break-Up and Spray Behaviour at Stationary Conditions, Fuel, JFUE-D-09-00527, 2009
- [19] Desantes J.M.; Payri R.; Salvador F. J.; Gimeno J.: Measurements of Spray Momentum for the Study of Cavitation in Diesel Injection Nozzles, SAE – Paper 2003-01-0703, 2003
- [20] Desantes J. M.; Payri R.; Pastor J. M.; Gimeno J.: Experimental Characterization of Internal Nozzle Flow and Diesel Spray Behavior. *Atomization and Sprays*, 2005, Volume 15, Page 489-516
- [21] Eichseder H.; Rechberger E.; Staub P.: Der Einfluß des Einspritzsystems auf den Verbrennungsablauf bei DI – Dieselmotoren für PKW, 5. Tagung „ Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 1995
- [22] Eifler, W.; Schlücker, E.; Spicher, U.; Will, G.: *Küttner Kolbenmaschinen*. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-8351-0062-6, 7. Auflage, 2009
- [23] Fimml W.: Aufbau einer Einspritzkammer zur Visualisierung von Dieselsprays mittels CCD-Hochgeschwindigkeitskamera. Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2005
- [24] Fimml W.; Chmela F.; Pirker G.; Jauk T.; Wimmer A.: Analyse der hydraulischen Eigenschaften von Einspritzdüsen mittels Strahlimpulsmessung. Haus der Technik, Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin, 2008, 6. Tagung
- [25] Fölzer K. H.; Chmela F.; Reichmann J.; Schaffer M.; Wimmer A.: Brennverfahrensentwicklung für Großmotoren auf Basis von Einzylinder-Forschungsmotoren. Haus der Technik, Heavy Duty- schwere Diesel- und Großmotoren, München, 2006
- [26] Fölzer K. H.; Ludu A.; Rauter M.; Schaffer M.: Partikelemissionen zukünftiger Großdieselmotoren – Mechanismen und Einflussfaktoren. Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, 2009, 12. Tagung
- [27] Frenklach M.: Reaction Mechanism of Soot Formation in Flames. *Physical Chemistry Chemical Physics*, 2002, Volume 4, Issue 11, Page 2028-2037
- [28] Gavaises M.; Andriotis A.: Cavitation Inside Multi-hole Injectors for Large Diesel Engines and Its Effects on the Near-nozzle Spray Structure, SAE – Paper 2006-01-1114, 2006
- [29] Glassman I.: *Combustion – Particulate Formation*. Academic Press, New York, ISBN 0-12-285850-6, 1977, Chapter 8, Page 240-249
- [30] Glassman I.: *Combustion*. Academic Press, New York, ISBN 0-12-285852-2, 3rd Edition, 1996
- [31] Glassman I.: Soot Formation in Combustion Processes. *Proceedings of the Combustion Institute*, Pittsburgh, Pennsylvania, 1988, 22nd Symposium, Page 295-311

-
- [32] Glassman I.; Nishida O.; Sidebotham G.: Critical Temperatures of Soot Formation. Soot Formation in Combustion (Ed.: Bockhorn, H.), Springer-Verlag, Berlin, ISBN 3-540-58398-X, 1994, Part IV, Page 316-324
- [33] Gonzalez M. A. D.; Lian Z. W.; Reitz R. D.: Modeling Diesel Engine Spray Vaporization and Combustion. SAE-Paper No. 920579, 1992
- [34] Gstrein W.: Ein Beitrag zur spektroskopischen Flammentemperaturmessung bei Dieselmotoren. Dissertation, Technische Universität Graz, 1986
- [35] Haynes B. S.; Wagner H. G.: Soot Formation. Progress in Energy and Combustion Science, 1981, Volume 7, Issue 4, Page 229-273
- [36] He L.; Ruiz F.: Effect of Cavitation on Flow and Turbulence in Plain Orifices for High-Speed Atomization. Atomization and Sprays, 1995, Volume 5, Page 569-584
- [37] Hentschel J.; Riesmeier E.; Pittermann R.: Rußkinetik II Vorhaben Nr. 751, FVV Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Heft 757, 2003
- [38] Heywood J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, New York, ISBN 0-07-028637-X, 1988
- [39] Hiroyasu H.; Arai M.: Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines, SAE - Paper 900475, 1990
- [40] Hopp M.; Pungs A.: Rußoxidationsmodell Vorhaben Nr. 659, FVV Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Heft 671, 1999
- [41] Hötger M.: Einsatzgebiete der Integralen Lichtleit - Messtechnik, MTZ Motortechnische Zeitschrift 56, 1995, Page 278 - 283
- [42] Hottel H. C.; Broughton F.P.: Determination of True Temperature and Total Radiation from Luminous Gas Flames, Industrial and Engineering Chemistry, Anal. Ed. 4, 1932
- [43] Joos F.: Technische Verbrennung. Springer-Verlag, Berlin, ISBN 3-540-34333-4, 2006
- [44] Kampmann S.; Dittus B.; Mattes P.; Kirner M.: The influence of Hydro Grinding at VCO Nozzles on the Mixture Preparation in a DI Diesel Engine, SAE - Paper 960867, 1996
- [45] Kamimoto T.; Bae M.: High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines. SAE-Paper No. 880423, 1988
- [46] Karlsson A.; Magnusson I.; Balthasar M.; Mauss F.: Simulation of Soot Formation Under Diesel Engine Conditions Using a Detailed Kinetic Soot Model. SAE-Paper No. 981022, 1998
- [47] Kato M.; Kano H.; Date K.; Oya T.; Niizuma K.: Flow Analysis in Nozzle Hole in Consideration of Cavitation, SAE - Paper 970052, 1997
- [48] Kent J. H.; Wagner H. G.: Who Do Diffusion Flames Emit Smoke. Combustion Science and Technology, 1984, Volume 41, Issue 5-6, Page 245-269
- [49] Kim J. et al.: Cavitation in Real-Size Multi-Hole Diesel Injector Nozzles, SAE - Paper 972942, 1997

-
- [50] Komaroff I.; Melcher K.: Messung der Strahlkraft und -bewegungsgröße zur Beurteilung der Zerstäubungsgüte von Einspritzstrahlen, Bosch Technische Berichte 3, Heft 6, 1971
- [51] Kwast T.; Marohn R.; Rölle T.; IAV GmbH.: Verfahren und Vorrichtung zur Einspritzraten- und / oder Einspritzmassenbestimmung, Patent DE102005040768A1, 2005
- [52] Lai M. C.; Wang T. C. T.; Xie X.; Han J. S.; Henein N.; Schwarz E.; Bryzik W.: Microscopic Characterization of Diesel Sprays at VCO Nozzle Exit, SAE – Paper 982542, 1998
- [53] Lee H. K.; Russell M. F.; Bae C. S.; Shin H. D.: Development of cavitation and enhanced injector models for diesel fuel injection system simulation, Proc Instn Mech Engrs Vol 216 Part D, 2002, Page 607-618
- [54] Ludu A.; Schaffer M.; Engelmayer M.; Beran R.: The Injection Nozzle Geometry – Optical Injection Spray Investigations on a Fired Single Cylinder Engine. 2nd AVL Large Engines TechDays, Graz, 2006
- [55] Magnussen B. F.; Hjertager B. H.: On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion. Proceedings of the Combustion Institute, Pittsburgh, Pennsylvania, 1976, 16th Symposium, Page 719-729
- [56] Mayr B.; Hötger M.; Puschmann H.: Integrale Lichtleit – Messtechnik: Ein neuer Weg zur Untersuchung des Verbrennungsprozesses in Dieselmotoren, MTZ Motortechnische Zeitschrift 53, 1992, Page 34-39
- [57] Merker, G.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.: Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. B. G. Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 3-519-16382-9, 2. Auflage, 2004
- [58] Mollenhauer Klaus.: Handbuch Dieselmotoren. Springer-Verlag, Berlin, ISBN 3-540-41239-5, 2. Auflage, 2002
- [59] N. N.: Combustion Measurement Technologies – Diesel Engines – Thermovision Flame Image Evaluation. AVL List GmbH, FS MIC D 02, 2006
- [60] N. N.: DaVis – Software for Intelligent Imaging. LaVision GmbH, 2008
- [61] N. N.: Intelligent Imaging – Product Guide. LaVision GmbH, 2005
- [62] Naber J. D.; Siebers D. L.: Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays, SAE – Paper 960036, 1996
- [63] Nurick W. H.: Orifice cavitation and its effect on spray mixing, Journal of fluids engineering, vol. 98, pp. 681-687, 1976
- [64] Ofner B.: Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen, Dissertation, TU München, 2001
- [65] Payri F.; Arregle J.; Lopez J. J.; Hermens S.: Effect of Cavitation on the Nozzle Outlet Flow, Spray and Flame Formation in a Diesel Engine, SAE – Paper 2006-01-1391, 2006

-
- [66] Payri R.; Margot X.; Salvador F. J.: A Numerical Study of the Influence of Diesel Nozzle Geometry on the Inner Cavitating Flow, SAE – Paper 2002-01-0215, 2002
- [67] Payri R.; Salvador F. J.; Gimeno J.; Zapata L. D.: Diesel Nozzle Geometry Influence on Spray Liquid-Phase Fuel Penetration in Evaporative Conditions, Fuel, JFUE-D-07-00166, 2007
- [68] Payri R.; Tormos B.; Salvador F. J.; Araneo L.: Droplet Velocity Characterization for Three Convergent Nozzles with Different Diameters, Fuel, JFUE-D-08-00164, 2008
- [69] Peters R.: Penetration and dispersion research of non-reacting evaporating diesel sprays, Graduation Project Eindhoven University of Technology, 2007
- [70] Petropoulou S.; Gavaises M.; Theodorakakos A.: An Adjoint Method for Hole Cavitating Control Through Inverse Nozzle Design, SAE – Paper 2006-01-0892, 2006
- [71] Pischinger R.; Staska G.; Zongying G.: Berechnung des Einspritzverlaufes von Dieselanlagen bei Kavitation; MTZ Motortechnische Zeitschrift 44; 1983; Page 423-426
- [72] Pischinger F.; Reuter, W.: Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor aus neuerer Sicht. Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, 1989, Heft Nr. 54, Seite 41-62
- [73] Pischinger F.; Schulte, H.; Hansen, J.: Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren. VDI Verlag, Düsseldorf, Bericht Nr. 714, 1988
- [74] Pischinger R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine - Der Fahrzeugantrieb. Springer-Verlag, Wien, ISBN 3-211-83679-9, 2. Auflage, 2002
- [75] Regner G.: Blasendynamische Kavitationsmodell für die eindimensionale Strömungssimulation, Dissertation, Technische Universität Graz, 1998
- [76] Regner G.; Hariyanto A.: Blasendynamische Kavitationsmodell zur Simulation von Dieseleinspritzsystemen, MTZ Motortechnische Zeitschrift 61, 2000, Page 498-506
- [77] Reitz R.D.; Bracco F.V.: Ultra High Speed Filming of Atomizing Jets, Phys. Fluids, Vol. 22, 1979
- [78] Reitz R. D.: Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays. Atomization and Sprays, 1987, Volume 3, Page 309-337
- [79] Reitz R. D.; Bracco, F. V.: Mechanism of Atomization of a Liquid Jet. Physics of Fluids, 1982, Volume 25, Issue 10, Page 1730-1742
- [80] Ricart L. M.; Xin J.; Bower G. R.; Reitz R. D.: In-Cylinder Measurements and Modeling of Liquid Fuel Spray Penetration in a Heavy-Duty Diesel Engine, SAE – Paper 971591, 1997
- [81] Roth H.; Gavaises M.; Arcoumanis C.: Cavitation Initiation, Its Development and Link with Flow Turbulence in Diesel Injector Nozzles, SAE – Paper 2002-01-0214, 2002
- [82] Rothenwöhrer M.: Einfluss thermodynamisch metastabiler Zustände auf den Zerfall und das Mischverhalten von Flüssigkeitsstrahlen, Dissertation, TU München, 2003
- [83] Schaffer M.; Engelmayer M.; Wimmer A.: Optische Untersuchungen an einem mittelschnelllaufenden Großdieselmotor. Haus der Technik, Optisches Indizieren, München, 2006, 5. Tagung

-
- [84] Schaflinger U.: Strömungslehre und Wärmeübertragung I – Vorlesungsskriptum, Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Technische Universität Graz, 2001
- [85] Schmidradler D.: Temperaturmessung im Verbrennungsraum eines Dieselmotors mittels RGB-Kamera. Dissertation, Technische Universität Wien, 1999
- [86] Schmidt D. P.; Rutland C. J.; Corradini M. L.: A Numerical Study of Cavitating Flow Through Various Nozzle Shapes, SAE – Paper 971597, 1997
- [87] Schneider B. M.: Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck, Dissertation ETH Nr. 15004, 2003
- [88] Schubiger R.: Untersuchungen zur Rußbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie. Dissertation, ETH Zürich, 2001
- [89] Siebers D. L.: Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization, SAE – Paper 1999-01-0528, 1999
- [90] Siebers D. L.; Higgins B. S.: Effects of Injection Conditions on the Flame Lift-Off-Length of DI Diesel Sprays, THIESEL 2000 Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines, 2000, Page 303-321
- [91] Siebers D.; Higgins B.; Pickett L.: Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects, SAE – Paper 2002-01-0890, 2002
- [92] Sitkei G.: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Ingenieurwissenschaftliche Bibliothek, Springer-Verlag, Berlin, 1964
- [93] Smith O. I.: Fundamentals of Soot Formation in Flames with Application to Diesel Engine Particulate Emissions. Progress in Energy and Combustion Science, 1981, Volume 7, Issue 4, Page 275-291
- [94] Soteriou C.; Andrews R.; Smith M.: Direct Injection Diesel Sprays and the Effect of Cavitation and Hydraulic Flip on Atomization, SAE – Paper 950080; 1995
- [95] Soteriou C.; Lambert M.; Zuelch S.; Passerel D.: The Flow Characteristics of High Efficiency Diesel Nozzles with Enhanced Geometry Holes, THIESEL 2006, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 2006
- [96] Steiner H.: Strömungslehre und Wärmeübertragung II – Vorlesungsskriptum, Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Technische Universität Graz, 2004
- [97] Streibel T.; Schön A.; Born C.; Pittermann R.; Winzer R.; Halfmann J.: Rußkinetik I Vorhaben Nr. 644, FVV Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Heft 678, 1999
- [98] Su T. F.; Farrell P. V.; Nagarajan, R. T.: Nozzle Effect on High Pressure Diesel Injection. SAE-Paper No. 950083, 1995
- [99] Ulrich K.; Robert Bosch GmbH.: Verfahren und Vorrichtung zur Messung der Einspritzrate eines Einspritzventils für Flüssigkeiten, Patent DE000010249754A1, 2002

-
- [100] Urlaub A.: Verbrennungsmotoren – Band 1 – Grundlagen. Springer-Verlag, Berlin, ISBN 3-540-18318-3, 1990
- [101] Van Basshuysen R.; Schäfer F.: Handbuch Verbrennungsmotor. Vieweg Verlag, Wiesbaden, ISBN 3-528-23933-6, 2005
- [102] Varde K. S.; Popa D. M.: Diesel Fuel Spray Penetration at High Injection Pressures, SAE – Paper 830448, 1983
- [103] Von Kuensberg Sarre C.; Kong S. C.; Reitz R. D.: Modeling the Effects of Injection Nozzle Geometry on Diesel Sprays, SAE – Paper 1999-01-0912, 1999
- [104] Wagner H. G.: Soot Formation in Combustion. Proceedings of the Combustion Institute, Pittsburgh, Pennsylvania, 1978, 17th Symposium, Page 3-19
- [105] Warnatz J.; Mass U.; Dibble R. W.: Combustion. Springer-Verlag, Berlin, ISBN 3-540-25992-9, 4th Edition, 2006
- [106] Winkelhofer E.; Philipp H.; Hirsch A.: Diesel Spray Tracking and Spray Velocity Measurements with a High Speed Line Camera, Baden Baden, 8th International Symposium on Flow Visualization, 1998
- [107] Winter J.; Dittus B.; Kerst A.; Muck O.; Schulz R.; Vogel A.: Nozzle Hole Geometry – a Powerful Instrument for Advanced Spray Design, THIESEL 2004 conference on thermo- and fluiddynamic processes in diesel engines, Valencia, Spain; 2004, Page 19 - 34
- [108] Winzer R.; Hötger M.; Halfmann J.; Seiffert A.: Die Auswirkungen der Einspritzhydraulik auf die dieselmotorische Verbrennung dargestellt mit der integralen Lichtleit – Messtechnik (ILM), Optisches Indizieren, Tagung Haus der Technik e. V., Essen, 1998
- [109] Zhu Y.; Reitz R. D.: Modeling Fuel Systems Performance and Its Effects on Spray Characteristics, SAE - Paper 2000-01-1253, 2000

Verwendete Düsen:

nicht kavitierende Einlochdüse:	B 433 265 737 – #35
kavitierende Einlochdüse:	B 433 265 737 – #42
kavitierende Mehrlochdüse A:	B 433 265 137 – Spritzlochdurchmesser 0,32 mm
kavitierende Mehrlochdüse B:	B 433 265 138 – Spritzlochdurchmesser 0,34 mm
kavitierende Mehrlochdüse C:	B 433 265 139 – Spritzlochdurchmesser 0,36 mm
nicht kavitierende Mehrlochdüse:	B 433 265 645
