

Charakterisierung der Tropfenkollektive von Hochdruckeinspritzsystemen für direkteinspritzende Dieselmotoren

Von dem Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigte Dissertation
von

Dipl.-Ing. Dirk Krome

geboren am 25.09.1969 in Bielefeld

2004

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

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt

Tag der Promotion: 27.05.2003

Vorwort

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

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker gilt mein besonderer Dank für die wissenschaftliche und persönliche Betreuung bei der Durchführung dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt danke ich herzlich für das entgegengebrachte Interesse an der Arbeit und für die Übernahme des Koreferates. Ebenso möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danken.

Ich danke ebenso den Mitarbeitern des Instituts für Technische Verbrennung, die vor allem durch ihr überaus kollegiales Verhalten zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Dazu gehören die wissenschaftlichen Mitarbeiter, die Techniker, das Personal der elektrotechnischen und mechanischen Werkstatt sowie die zahlreichen studentischen Hilfskräfte und Studien-/ Diplomarbeiter.

Für die finanzielle Unterstützung und die gute Zusammenarbeit möchte ich mich bei der Entwicklung der Volkswagen AG, Abteilung EAV, bedanken.

Dirk Krome

Hannover, im März 2003

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Aufgabenstellung	2
3	Verfahren der dieselmotorischen Gemischbildung	3
3.1	Grundlagen	3
3.2	Funktionsweise von Einspritzsystemen.....	4
3.2.1	Systeme mit einspritzsynchroem Druckaufbau.....	4
3.2.2	Speichereinspritzsysteme.....	5
3.2.3	Systemspezifische Merkmale der Einspritzsysteme	6
3.2.4	Düsen.....	8
3.3	Spraybildung bei der dieselmotorischen Einspritzung.....	11
3.4	Aufbruchsarten von Flüssigkeitsstrahlen	13
3.5	Literaturergebnisse der Tropfengrößen von Dieseleinspritzstrahlen	17
4	Messverfahren zur Charakterisierung der Einspritzung.....	20
4.1	Volumenmessung.....	20
4.2	Geschwindigkeitsmessung am Düsenlochaustritt.....	22
4.3	Kreuzkorrelationsverfahren	24
4.4	Tropfendetektion.....	25
4.4.1	Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA)	25
4.4.2	Streulichtverfahren	27
4.4.3	Funktionsprinzip eines Photomultipliers	31
5	Konzeption und Aufbau des Einspritzprüfstands	33
5.1	Versuchsaufbau.....	33
5.1.1	Einspritzsystem mit Piezoaktorik.....	33
5.1.2	Kraftstoff-Hochdruckversorgung	35
5.1.3	Strahlseparierung.....	37
5.1.4	Automatisierte Positionierung der Entnahmesonde	39
5.1.5	Grundmodul	41
5.2	Mess- und Steuerelektronik	44

6	Ergebnisse Piezoinjektor	46
6.1	Potenzial Piezoinjektor	46
6.1.1	Aufbau der Piezoaktorik	46
6.1.2	Aktorpositioniergenauigkeit	48
6.2	Grundlegende Ratencharakteristik	49
6.3	Einspritzdruckmessung am Düsenkörper	50
6.4	Strahlgeschwindigkeit	53
6.4.1	Strahlaustrittsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Einspritzdruck	53
6.4.2	Einfluss des Nadelhubs auf die Strahlgeschwindigkeitsverteilung.....	56
7	Ergebnisse Analyse des Sprayaufbaus	61
7.1	Einteilung der Tropfengrößen auf Messintervalle	61
7.2	Bewertung des Druckeinflusses auf das Tropfenkollektiv	66
7.3	Düsenvariation	70
7.3.1	Parametrierung des Düsenlochdurchmessers.....	70
7.3.2	K-Faktor-Variation.....	71
7.3.3	Untersuchung eines deutlich verkleinerten Spritzlochdurchmessers	73
7.4	Flankenvariation des Nadelhubverlaufs	75
7.5	Tropfenverteilung über den Sprayquerschnitt	77
7.6	Verschiebung der Tropfenverteilung bei Druckerhöhung.....	82
7.7	Auswirkungen eines reduzierten Nadelhubs	84
7.8	Volumenverteilung über den Querschnitt.....	86
7.9	Untersuchung verschiedener Kraftstoffarten.....	88
8	Fehlerbetrachtung.....	94
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	96
10	Literatur.....	99
	Anhang.....	105

I Formelzeichen und Abkürzungen

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	[m ²]	Fläche
C	[F]	Kapazität
c _T	[N/m]	Federsteifigkeit Translator
D	[m]	Düsenlochdurchmesser
d ₁₀	[m]	Mittlerer Tropfendurchmesser
d ₂₀	[m]	Oberflächengemittelter Durchmesser
d ₃₀	[m]	Volumetrischer Durchmesser
d ₃₂	[m]	Sauterdurchmesser
f _{grenz}	[Hz]	Grenzfrequenz
He	[%]	Hydroerosiver Verrundungsgrad
I	[A]	elektrische Stromstärke
K	[-]	Konizitätsfaktor
M	[-]	allgemeiner Multiplikator
m	[g]	Masse
m _{eff}	[g]	Effektive Masse
m _b	[g]	Brennstoffmasse
N _{Loch}	[-]	Düsenlochanzahl
N _{inj}	[-]	Anzahl Einspritzungen
Oh	[-]	Ohnesorgezahl
Q _{hydr.}	[cm ³ /30s]	Hydraulischer Durchflusswert bei 10 MPa
p	[Pa]	Druck
q ₀	[-]	normierte Anzahlverteilung
q ₂	[-}	normierte Oberflächenverteilung
q ₃	[-]	normierte Volumenverteilung
R _{xy}	[-]	Kreuzkorrelationswert
Re	[-]	Reynoldszahl
s	[m]	Strahleindringtiefe
T	[°C]	Temperatur
t _{inj}	[s]	Einspritzdauer
t _{nbz}	[s]	Nadelbewegungszeit
U	[V]	Spannung
V	[m ³]	Volumen
We	[We]	Weberzahl

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
φ	[°]	Strahlkegelwinkel
ψ	[°]	Strahlöffnungswinkel
ρ	[g/m ³]	Dichte
λ	[m]	Wellenlänge

Abkürzungen

CR	Common-Rail
DE	Direkt Einspritzung
DNF	Doppelte Nadelführung
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
PDA	Phasen-Doppler-Anemometrie
PIV	Particle-Image-Velocity
PM	Photomultiplier
SPS	Speicher-Programmierbare-Steuerung
VCO	Valve-Covered-Orifice (-nozzle, "Sitzlochdüse")

Abstrakt

Die Gemischbildung wird bei der dieselmotorischen Direkteinspritzung maßgeblich durch das Einspritzsystem bestimmt. Unterschieden werden dabei Systeme mit einspritzsynchronem Druckaufbau und Speichereinspritzsysteme mit konstantem Einspritzdruck. Der Injektor als Hauptbestandteil beider Systeme hat die Funktion, den Kraftstoff feinstverteilt über eine Einspritzdüse in den Brennraum einzubringen. Dies gelingt durch den Aufbau eines hohen Einspritzdrucks, der den Kraftstoff durch 5 bis 8 Bohrungen eines Düsenkörpers leitet. Der Durchmesser der Düsenlöcher (ca. 0,16 mm) definiert den Volumenstrom und damit die Einspritzrate. Der Kraftstoffdruck und die Geometrie der Düsenlöcher (zylindrisch, konisch) bestimmen die Strömungsgeschwindigkeit und die Strömungsform im Spritzloch und im weiteren den primären Strahlzerfall. Im Anschluss erfolgt der sekundäre Strahlzerfall, der sich durch aerodynamische Zerfallsmechanismen auszeichnet. Die Ausgangsgröße des Einspritzsystems ist das Spray, das sich aus einem Tropfenkollektiv zusammensetzt.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Analyse des Sprayaufbaus über die experimentelle Bestimmung der Tropfenanzahlen und Tropfengrößen über den Querschnitt. Dazu wurde ein automatisierter Prüfstand aufgebaut, der mittels einer Streulichtmesstechnik eine Spraykeule durch Einzelschussproben, die über eine Sonde entnommen werden, charakterisieren kann. Variationsgrößen sind der Einspritzdruck und unterschiedliche Düsenlochgeometrien. Ergänzt werden die Untersuchungen durch Betrachtungen des tatsächlich vor der Düsennadel anliegenden Kraftstoffdrucks und der Strahlaustrittsgeschwindigkeit im Düsennahbereich.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Kraftstoffdruck den Strahlaufbruch zur Erlangung eines reduzierten mittleren Tropfendurchmessers unterstützt. Die Betrachtung über den Querschnitt ergibt eine Konzentration der Tropfenanzahl im Strahlkern. Die rechnerisch bestimmte Volumenverteilung wird sowohl über den Druck als auch über Geometrien und Einlaufbedingungen in das Spritzloch beeinflusst.

Schlagwörter:

Diesel-Hochdruck-Einspritzsystem – Spraycharakterisierung – Streulichtverfahren

Abstract

The mixture formation of the direct injection diesel system is set by the injection system. One distinguishes between injection systems with intermittent pressure build-up and accumulator injection systems with constant fuel pressure. The injector as the main component of both systems has the function of bringing the fuel mass through an injection nozzle into the combustion chamber as a spray. This can be managed with high pressure, which channels the fuel through 5 to 8 holes of an injection nozzle. The diameter of the holes (about 0.16 mm) defines the volume flow and therefore the injection rate. The fuel pressure and the geometry of the nozzle holes (cylindrical, conical) determine the stream velocity and the stream form hole and furthermore the primary spray break-up. This is followed by the secondary spray break-up, which is defined by an aerodynamic break-up mechanism. The output size is the spray, which is composed of a droplet collective.

This thesis is about the analysis of the spray build-up through the experimental determination of the droplet number and droplet sizes over the cross section. Therefore an automated test bench has to be built up which allows for the characterization the spray cone single shot injections taken by a probe head. The variation parameters are the injection pressure and different geometries of the nozzle holes. These investigations are supplemented by considerations on the real injection pressure in front of the nozzle needle and the exit velocity near the nozzle hole.

The results show that the injection pressure assists the spray break-up in getting a reduced average droplet diameter. The examination of the cross section shows a concentration of the number in the jet core. The calculated volume allocation is influenced by the pressure, the geometry and the intake condition into the nozzle hole.

keywords:

Diesel high pressure injection system – spray characterisation – scattered light measuring system

1 Einleitung

Dieselmotoren stellen bei Stationäranlagen, Schiffsantrieben und Nutzfahrzeugen auf Grund ihrer Wirtschaftlichkeit und Zuverlässigkeit seit vielen Jahrzehnten die Hauptantriebsquelle dar. Durch die Einführung der Direkteinspritzung bei PKW-Dieselmotoren Ende der 80er Jahre konnte sich das dieselmotorische Arbeitsverfahren auch hier einen bemerkenswerten Marktanteil sichern, der heute in Deutschland bei etwa 40% liegt und weiteres Steigerungspotenzial beinhaltet.

Die zukünftig zu erfüllenden, gesetzlich reglementierten Schadstoffgrenzwerte, eine weitere Absenkung des Kraftstoffverbrauchs sowie andere kundenseitige Anforderungen wie z.B. der Geräuschkomfort, machen umfangreiche Optimierungsmaßnahmen, insbesondere des Brennverfahrens, erforderlich. Einen wichtigen Beitrag zur erfolgreichen Umsetzung des Anforderungspaketes mittels innermotorischer Maßnahmen wird das Einspritzsystem leisten müssen. Moderne Einspritzsysteme bringen den Dieselmotorkraftstoff kurz vor dem oberen Kolbenumkehrpunkt mit Drücken bis über 200 MPa direkt in den Brennraum ein. Durch den hohen Einspritzimpuls bricht der flüssige Kraftstoffstrahl auf und vermischt sich mit der verdichteten Luft. Voraussetzung für eine emissions- und geräuscharme Verbrennung mit hohem Wirkungsgrad ist eine gute Aufbereitung des Kraftstoff/Luft-Gemisches. Infolge der Voreinspritzung einer kleinen Teilmenge der insgesamt einzubringenden Gesamtmenge werden bereits geringere Anstiegsgeschwindigkeiten des Zylinderdrucks und damit ein niedrigeres Verbrennungsgeräusch erreicht. Ferner bleibt zu klären, inwieweit eine weitere Steigerung des Einspritzdrucks Potenzial zur Brennverfahrensoptimierung bietet.

Neben den Betriebsparametern des Einspritzsystems wie Einspritzdruck und Einspritzrate nehmen auch zahlreiche konstruktive Größen Einfluss auf den Gemischbildungsprozess. Zu nennen sind hier insbesondere die Anordnung, Form und Anzahl der Spritzlöcher innerhalb des Düsenkörpers. Es kommen sowohl zylindrische als auch konische Spritzlochformen mit Durchmessern um 160 μm zum Einsatz. Weitere Düsenlochgeometrien befinden sich in der Entwicklung.

Das durch den Einspritzprozess erzeugte Tropfenkollektiv bestimmt maßgeblich die Gemischaufbereitung und den Brennverlauf. Eine Bewertung dieses Tropfenkollektivs erfolgt in erster Linie mit Hilfe geeigneter optischer Systeme. Über die Ermittlung der Größe der Tropfen und deren Geschwindigkeit kann auf die quantitative Zusammensetzung des Gemisches und der Einflussparameter des Einspritzsystems und des Einspritzdrucks geschlossen werden. Die Mikrostruktur eines Dieselsprays bedingt ein hohes Auflösungsvermögen des Messsystems und erfordert neben konventionellen Messsystemen neue Messmethoden zur Quantifizierung der Spraygrößen. Des Weiteren besteht die Notwendigkeit, über ein systematisches Verfahren die Gesamtheit des Sprayaufbaus zu analysieren, um die Effekte der Parametrierung gezielt für die motorische Verbrennung einsetzen zu können.

2 Aufgabenstellung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll das Kraftstoffspray mit Hilfe eines zu adaptierenden optischen Messverfahrens erfasst und analysiert werden, um den Einfluss der konstruktiven Umsetzung und der Betriebsparameter eines Einspritzsystems auf den Strahlaufbruch bewerten zu können. Die durchzuführenden Untersuchungen zeigen dazu die Tropfengrößen- und Anzahlverteilungen über den Sprayquerschnitt auf und geben Aufschluss über die Massenbilanz im Einspritzstrahl. Messungen des Einspritzdrucks im Düsenkörper sowie eine Geschwindigkeitsmessung des am Düsenmund austretenden Kraftstoffs ergänzen die Parameterstudien und konkretisieren die für die Spraybildung zu Grunde liegenden Randbedingungen.

Die üblich angewendete Hochgeschwindigkeitsfotografie erlaubt die geometrische Vermessung der Spraykeule hinsichtlich des räumlichen Eindringverhaltens in den Brennraum. Sie liefert Aussagen über die Eindringtiefe der Sprayspitze und den Kegelwinkel. Die Analyse der Ergebnisse beschränkt sich daher auf die Detektierung der Volumenanteile im Brennraum, die mit Kraftstoff angereichert sind. Quantitative Aussagen im Hinblick auf Tropfengrößen und Kraftstoffkonzentrationen können mit laseroptischen Verfahren auf Grund der Dichte des Sprays nur am Rand der Spraykeule getroffen werden. Für eine vollständige Charakterisierung des Spraykegels mit einer örtlichen Auflösung und der Bewertung der genannten Parametereinflüsse bedarf es einer Neukonzeption eines Messaufbaus und des Einsatzes einer hochauflösenden Messtechnik. Die dafür erforderlichen Komponenten sind im folgenden beschrieben.

Aufschluss über die Änderungen der Zusammensetzung bei Variation von Düsen und Einspritzparametern gibt die experimentelle Erfassung der Tropfengrößen und der Tropfenanzahlen in Abhängigkeit der Position im Spraykegel. Dazu bedarf es des Einsatzes eines Messsystems, das mit einer hohen Auflösung Tropfen im Mikrometerbereich detektieren kann. Des Weiteren bedingt die örtliche Zuordnung der Ergebnisse eine punktuelle Erfassung der Sprayzusammensetzung. Für die Umsetzung muss ein optisch aufzuspannendes Messvolumen im Spray positionierbar sein. Der Injektor als Bestandteil eines Einspritzsystems beeinflusst durch die Formung des Ratenverlaufs ebenfalls den Strahlaufbruch. Serieninjektoren werden über die Konstruktion hydraulisch in ihrem Einspritzverhalten abgestimmt und erlauben lediglich über die Ansteuerdauer eine Mengenregelung. Das für die Messungen zu Grunde liegende Injektorkonzept muss eine hohe Flexibilität zur Steuerung der Einspritzverlaufscharakteristik darstellen können. Dies ermöglicht die Bewertung der Potenziale für die Gemischaufbreitung über die konstruktive Umsetzung neuer Injektorkonzepte. Der maximale Einspritzdruck repräsentiert bisher die Leistungsfähigkeit moderner Einspritzsysteme. Es gilt zu klären, in welchem Ausmaß der Einspritzdruck Einfluss auf die Verringerung des Tropfendurchmessers hat. Die Beurteilung der erreichten Werte (135 MPa Common-Rail bzw. 205 MPa Pumpe-Düse) und der bei einer weiteren Steigerung zu erwartenden Effekte, bedarf der Bereitstellung eines gesteigerten Druckniveaus über die Auslegung eines neuen Pumpenkonzeptes.

3 Verfahren der dieselmotorischen Gemischbildung

3.1 Grundlagen

Die Entwicklung von PKW-Dieselmotoren vollzog sich über Neben-, Vor- oder Wirbelkammerkonzepte, die als Gemeinsamkeit den indirekten Kraftstoffeintrag in einen an dem Brennraum angrenzenden Vorraum aufweisen. Die Einspritzung erfolgt über Reihen- und Verteiler-einspritzpumpen mit einem druckgesteuerten Injektor. Dieser öffnet in Abhängigkeit des anliegenden Kraftstoffdrucks. Die anfängliche Regelung der Einspritzpumpe mittels Fliehkraft- und hydraulischer und pneumatischer Druckregler wurde ersetzt durch elektronische Regler und Steller. Dies ermöglichte eine gesteigerte Variabilität der Einspritzparameter. Die Direkteinspritzung wurde auf Grund einer für PKW-Motoren akustisch nicht zu vertretbaren spontanen Verbrennung des Kraftstoffs zunächst nur in NKW-Motoren eingesetzt. Um den Vorteil der Direkteinspritzung in Form eines verbesserten Wirkungsgrades nutzbar zu machen, wurde ein neues Injektorkonzept eingeführt. Ergänzend zum normalen, einfachen Öffnungsvorgang der Düse durch Drucksteigerung konnte mit einem so genannten Zweifeder-Düsenhalter eine angelagerte Voreinspritzung realisiert werden, mit deren Hilfe sich der Verbrennungsvorgang hinsichtlich Geräusch (Fahrkomfort) Verbrauch und Emissionen (Stickoxide, Ruß) optimieren lies [Mer1].

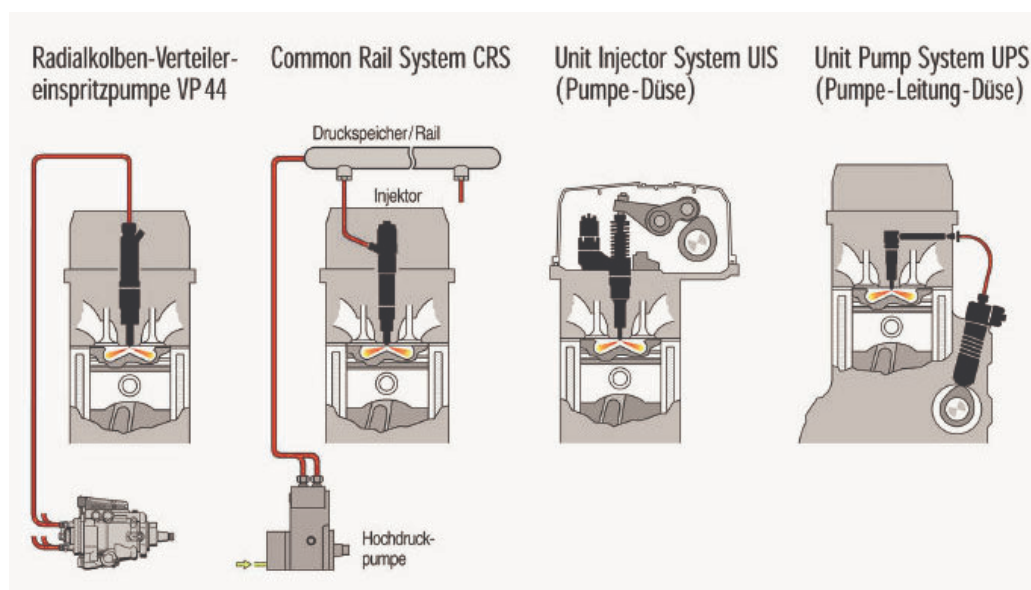


Bild 3-1: Übersicht der verschiedenen Einspritzsysteme [Bos]

Seitdem wird intensiver denn je an Einspritzsystemen geforscht und entwickelt. Es gilt weiterhin, Emissionen und Verbrauch zu verringern [Dor]. Neben der Verteiler- bzw. Reiheneinspritzpumpe kommen mittlerweile eine Vielzahl anderer Systeme zum Einsatz. Bild 3-1 gibt dazu einen Überblick. Zwei Schwerpunkte der Entwicklungen zeichnen sich aber deutlich ab. Das Pumpe-Düse-System alsnockengesteuertes, intermittierendes Drucksystem mit zuneh-

menden Druck ab Einspritzbeginn und das Common-Rail-System für Dieselmotoren als Speichereinspritzsystem mit konstantem Einspritzdruck über die Einspritzdauer. Im folgenden wird auf die spezifischen Eigenschaften der Systeme Pumpe-Düse und das Common-Rail-System und die Auswirkungen auf die Gemischbildung und Verbrennung eingegangen.

3.2 Funktionsweise von Einspritzsystemen

3.2.1 Systeme mit einspritzsynchronem Druckaufbau

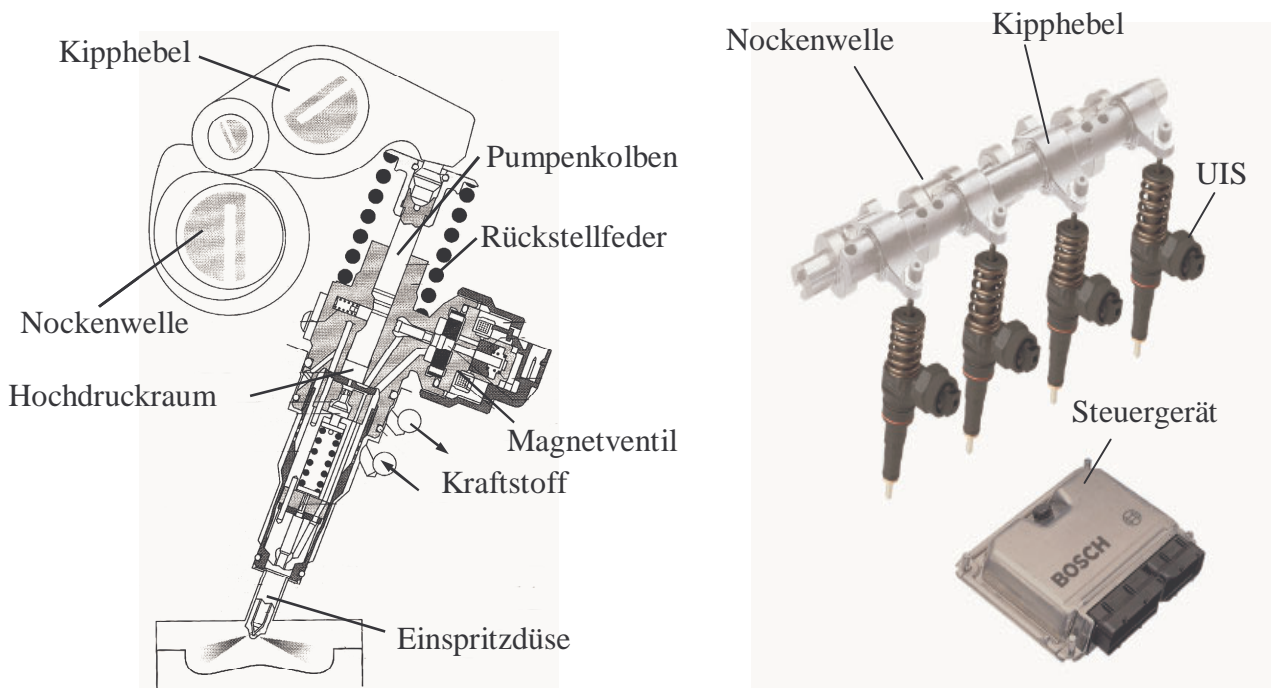


Bild 3-2: Unit-Injector-System für PKW-Diesel [Bos1]

Grundlage aller nockengesteuerten Systeme ist der intermittierende Druckaufbau. Dabei steht der hohe Kraftstoffdruck nur zum Zeitpunkt der Einspritzung zur Verfügung. Bei der Pumpe-Düse-Einheit (Unit-Injector-System UIS) ist ein Pumpenelement mit einer Injektoreinheit zusammengefasst. Die Pumpe bildet den Elementkopf. Unterhalb schließt sich der Injektorteil an, der mit dem Düsenkörper bis in den Brennraum ragt. Der Antrieb der Pumpe erfolgt über die Nockenwelle. In diesem Beispiel (Bild 3-2) überträgt ein zwischen den Ventilsnocken positionierter Einspritznocken mittels eines Kipphebels die erforderliche Kraft zum Druckaufbau auf den Pumpenkolben. Ein Magnetventil steuert den Einspritzbeginn und die -dauer. Dieses wird über ein Steuergerät geschaltet. Ein programmiertes Kennfeld bestimmt den Schaltzeitpunkt und die Dauer. Im unbestromten Zustand des Magnetventils ist dieses geöffnet und der von dem Pumpenelement geförderte Kraftstoff fließt direkt in den Kraftstoffrücklauf zurück. Zur Einleitung der Einspritzung wird das Magnetventil geschlossen. Der Rücklauf ist verschlossen und der Kraftstoff wird zur Düse gefördert. Eine vorgespannte Feder hält die Düse geschlossen, bis ein definierter Öffnungsdruck erreicht ist. Im Anschluss öffnet die

Düse und gibt den Einspritzvorgang frei. Die Nockenkontur und die Drehzahl der Nockenwelle bestimmt die Pumpgeschwindigkeit und somit über den Pumpenkolbendurchmesser den Druckanstieg bzw. die Strömungsgeschwindigkeit im Düsenkörper. Durch Öffnung des Magnetventils wird der Einspritzvorgang beendet. Der Kraftstoff fließt in den Rücklauf zurück und der Druck wird spontan abgebaut. Die Feder schließt daraufhin die Einspritzdüse.

Das Pumpe-Düse-Element stellt ein kompaktes Bauteil dar. Auf Grund der direkten Anbindung der Pumpe zum Injektor, fällt die Länge der hydraulischen Leitung entsprechend gering aus. Diese wirkt sich wegen der bei hohen Drücken nicht zu vernachlässigenden Kompressibilität des Kraftstoffs und der Dehnungen in Leitungsmaterialien positiv auf einen schnellen Druckaufbau aus. Es benötigt wegen der Kombination von Pumpe und Injektor im Zylinderkopf mehr Bauraum als ein Einspritzinjektor. Jedoch entfällt ein Nebenaggregat am Motor in Form einer Einspritzpumpe.

3.2.2 Speichereinspritzsysteme

Diesel-Speichereinspritzsysteme sind abgeleitet von ottomotorischen Einspritzsystemen mit erheblich gesteigertem Druckniveau. Liefern Pumpen für die Saugrohreinjection konventioneller Benzinmotoren Drücke bis 300 KPa, so liegen die derzeitigen Maximalwerte beim Dieselmotor bei 180 MPa.

Bild 3-3 zeigt den Aufbau eines Common-Rail-Injektors und die Komponenten eines Komplettsystems.

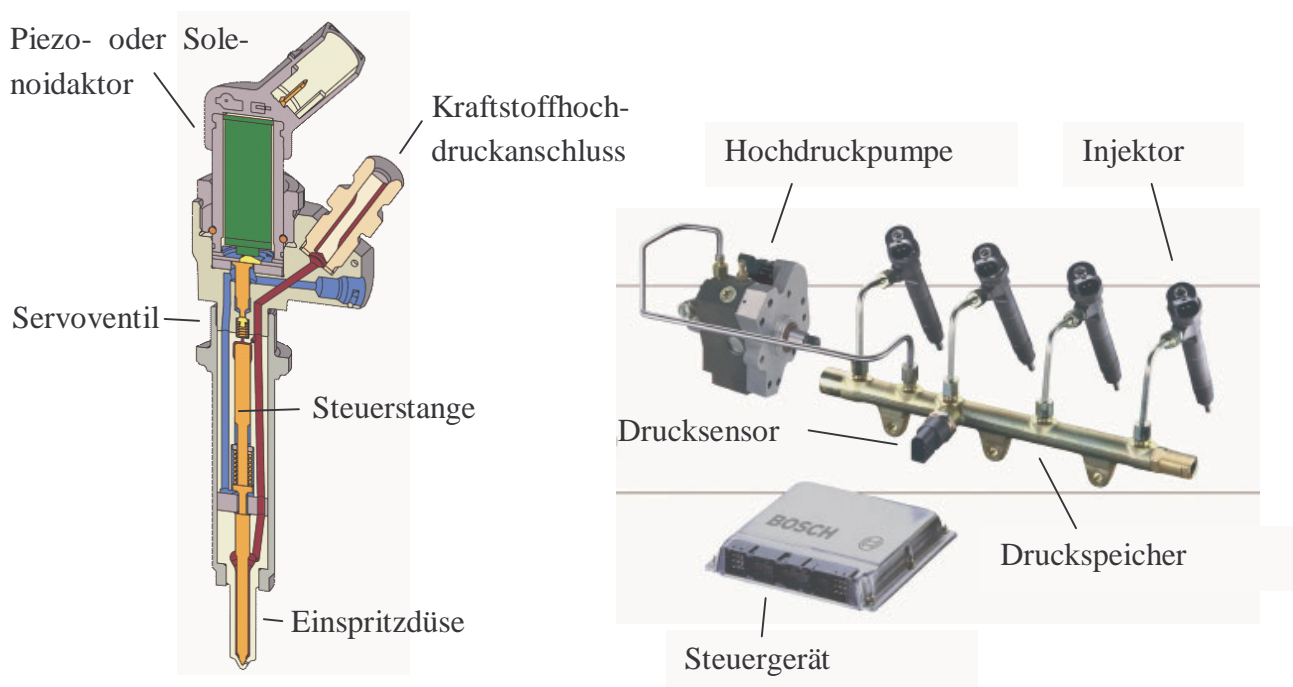


Bild 3-3: Common-Rail-System für PKW-Motoren [Sie]

Der Aufbau des Diesel-Einspritzsystems untergliedert sich in die Komponenten Hochdruckpumpe, Druckspeicher (Rail), Injektoren und elektronisches Steuergerät. Für die Druckerzeugung kommen Radialkolbenpumpen mit elektronischer Ansteuerung zur Druckregelung zum Einsatz. Angetrieben werden diese Pumpen direkt über die Kurbelwelle mittels Riemen-, Ketten- oder Zahnradtrieb. Die Hochdruckpumpe fördert den Kraftstoff in einen Hochdruckspeicher (Rail). Der Kraftstoffdruck kann unabhängig von der Motordrehzahl vom Steuergerät eingeregelt werden. Dazu wird der Kraftstoffdruck mit einem Sensor gemessen und über die Förderrate der Hochdruckpumpe auf den im Kennfeld des Steuergerätes hinterlegten Sollwert eingestellt. An dem Rail befinden sich die Kraftstoffentnahmeanschlüsse für die Injektoren.

Die Dauer der Einspritzung in den Brennraum kann mit einem Common-Rail-Injektor unabhängig vom Kraftstoffdruck mit einem Steuergerät geregelt werden. Der erforderliche Kraftstoffdruck wird vom Rail über eine Leitung dem Injektor zugeführt. Der Kraftstoffdruck wirkt zunächst auf die Querschnittsfläche einer Steuerstange, welche die Düse schließt. Die Einleitung des Spritzbeginns erfolgt über die Betätigung eines Ventils, das über eine Magnet- oder neuerdings über einen Piezoaktor betätigt wird. Durch Öffnung des Ventils kommt es zu einem Druckabfall in dem auf die Steuerstange wirkenden Volumen. Ein Teil des Kraftstoffs fließt in den Kraftstoffrücklauf zurück. Eine Drossel verhindert ein schnelles Nachströmen des Kraftstoffs in das Volumen. Der an der Düse anliegende Druck öffnet die Düse. Zum Beenden der Einspritzung wird das Ventil wieder geschlossen. Der Druck im auf die Steuerstange wirkenden Querschnitt steigt wieder auf das Niveau des Kraftstoffdrucks und schließt die Düse.

Der Vorteil eines Common-Rail-Injektors liegt auf Grund der Trennung von Pumpe und Einspritzventil in den geringen Abmaßen gegenüber einem Pumpe-Düse-Element und kann besser in einen Zylinderkopf integriert werden. Dies betrifft insbesondere Zylinderköpfe mit vier Ventilen pro Zylinder. Die Pumpe muss allerdings als Nebenaggregat am Motor adaptiert werden und benötigt einen zusätzlichen Antrieb. Des Weiteren benötigen ein Common-Rail-System Zuleitungen und zusätzlichen Bauraum für das Rail.

3.2.3 Systemspezifische Merkmale der Einspritzsysteme

Charakteristisch für die unterschiedlichen Einspritzsysteme ist die Einspritzrate. Sie definiert den Volumenstrom über der Zeit und bestimmt dadurch die zeitliche und räumliche Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum. Durch die unterschiedlichen Prinzipien der Druckerzeugung bzw. Spritzbeginnregelungen ergeben sich für die Systeme typische Ratenverläufe.

Beim Pumpe-Düse-System steigt der Kraftstoffdruck über die Einspritzdauer in Abhängigkeit der Nockenkontur nahezu linear an. Der durch eine Feder definierte Öffnungsdruck der Düse bestimmt die Rate bei Spritzbeginn. Über die Dauer der Einspritzung steigt die Rate an, bis der Einspritzvorgang beendet wird. Die Steigung des Ratenverlaufs und die maximale Rate ist

abhängig von der Pumpgeschwindigkeit (Motordrehzahl) und der Einspritzdauer (Menge). Durch die mechanische Kopplung der Pumpe zur Nockenwelle ergibt sich eine Abhängigkeit der Einspritzdauer zur Einspritzmenge und zum erreichbaren Druckniveau.

Beim Common-Rail-System kann der Kraftstoffdruck unabhängig von der Motordrehzahl gewählt werden und ist über die Dauer einer Einspritzung konstant. Die Einspritzdauer regelt in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck die Einspritzmenge.

Bild 3-4 verdeutlicht schematisch die unterschiedlichen Gesetzmäßigkeiten.

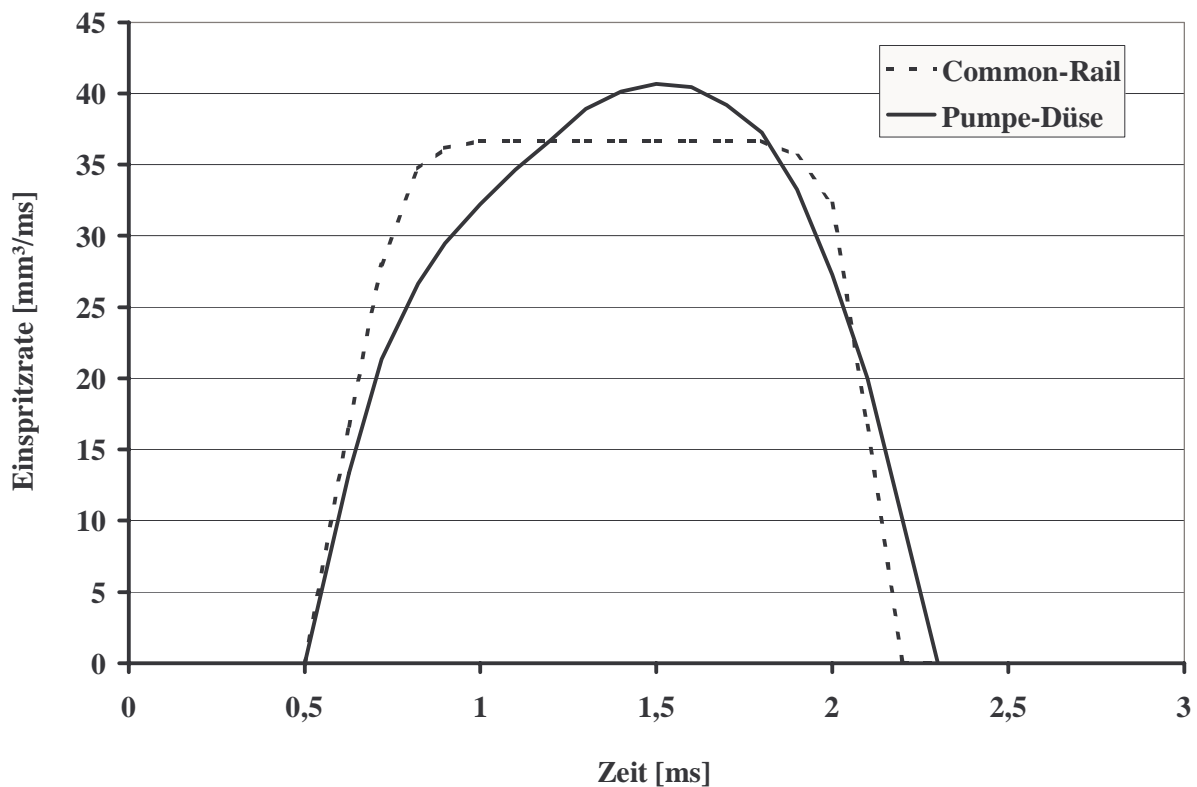
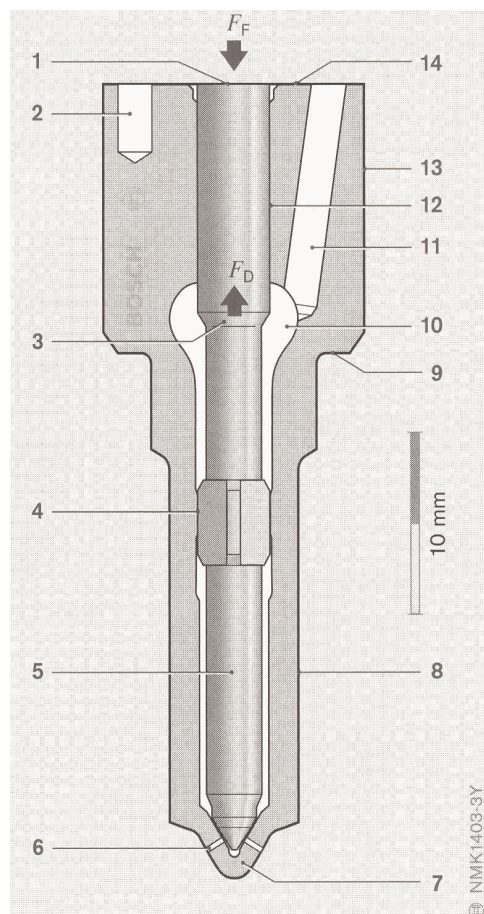


Bild 3-4: Charakteristische Einspritzverlaufsformen der Einspritzsysteme

Beim Pumpe-Düse-System kann von einem dreiecksförmigen Ratenverlauf gesprochen werden. Mit Beginn der Einspritzung steigt die Rate durch die bei einem definierten Druck sich öffnende Düse zunächst steil an. Der weitere Verlauf wird durch die Drucksteigerung über die Kontur der Nockenwelle und die Motordrehzahl bestimmt. Das Common-Rail-System weist in Abhängigkeit der Nadelöffnungsgeschwindigkeit einen schnellen, linearen Anstieg der Einspritzrate auf, die in Abhängigkeit des drehzahlunabhängig eingestellten Druckniveaus bei einem konstanten Wert stagniert. Zum Ende der Einspritzung fällt die Rate wieder linear ab. Der Verlauf wird als trapezförmig bezeichnet.

3.2.4 Düsen



**Bild 3-5: Serieneinspritzdüse
Bosch [Bos2]**

Die Einspritzdüse stellt die Schnittstelle zwischen dem Einspritzsystem und dem Brennraum dar. Sie zeigt sich verantwortlich für die Zerstäubung des Kraftstoffs und wirkt an der Formung des Einspritzverlaufs mit. Bild 3-5 zeigt eine Einspritzdüse der Firma Bosch, die bei allen für diese Arbeit durchgeführten Versuchen eingesetzt wurde. Sie besteht aus dem Düsenkörper (12) und der Düsenadel (5). Die Nadel wird mit einem Spalt von 2-4 μm im Düsenkörper geführt. Dieser bildet zugleich die Abdichtung der Druckkammer (10) zur Anschlussfläche (14) mit dem Kraftstoffzulauf (11). Die Düsenlöcher (6) in der Düsenkuppe (7) werden über die Düsenadelspitze verschlossen. Um bei der Nadelöffnung eine bessere Stabilität der Nadel in radialer Richtung zu erreichen, ist eine zweite Nadelführung (4) vorgesehen. Die Sacklochbohrung (2) dient als Zentrierbohrung für eine exakte Zuordnung der Strahlage zum Brennraum und des Kraftstoffzulaufs vom Injektor. Kraftstoffseitig wirkt ausgehend vom Druckraum eine Kraft F_D , die die Nadel zum Öffnen bewegt. Außerhalb wirkt deshalb eine vom Injektor aufzubringende Kraft F_F , die dieser Kraft entgegenwirkt und das Düsen schließen zum

Beenden der Einspritzung erzwingt. Des Weiteren wird die Bauform nach Sack- und Sitzlochdüsen unterschieden (Bild 3-6), die auf Grund Ihrer spezifischen Eigenschaften beide Ihre Einsatzgebiete haben. Die Sacklochdüse verfügt über ein zusätzliches Volumen zwischen dem Nadelsitz und dem Düsenlocheintritt. Dieses Volumen beeinflusst die Einströmbedingung des Kraftstoffs in die Düsenlöcher. Auf Grund des vergrößerten Abstands der Düsenadel zum Spritzloch wirken radiale Nadelbewegungen nicht durchflussbegrenzend auf einzelne Löcher. Bei Sitzlochdüsen bewirkt ein Nadeltaumeln, dass einzelne Strahlkeulen durch Drosselung zwischen Nadel und Spritzloch in der Eindringtiefe verringert und bei extremen Versatz auch ausbleiben können. Auf der gegenüberliegenden Lochseite kann sich dieser Effekt umkehren, zumindest während der Nadelöffnungsbewegung. Bei vollständig geöffneter Düsenadel sollte ein vergrößerter Querschnitt vor dem Spritzloch durch Nadeltaumeln keinen nennenswerten Einfluss aufzeigen, da die Drosselstelle bei vollem Nadelhub und zentraler Lage im Düsenkörper bereits das Düsenloch darstellt. Dem Vorteil einer verbesserten Strahlgeometrie bei Sacklochdüsen steht jedoch der Nachteil der erhöhten HC-Emissionen gegenüber. Das im Sackloch vorhandene Volumen führt nach Ende der Einspritzung zum Nachspritzen bzw. Ausgasen des unverbrannten Kraftstoffs.

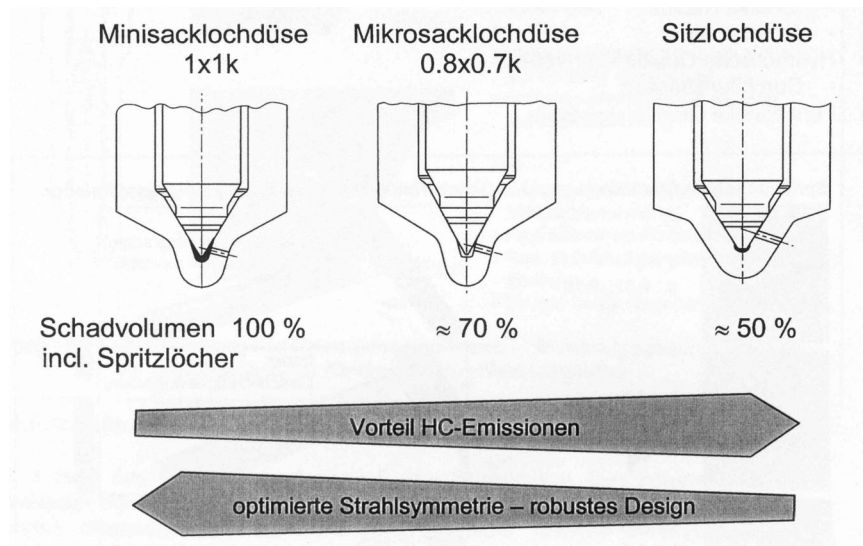


Bild 3-6: Vergleich Sack-, Sitzlochdüse [Pot]

Nachspritzer weisen wegen des durch den fehlenden Druck ausbleibenden Strahlaufbruchs große Tropfendurchmesser auf und verbrennen dadurch sehr luftarm (fett) und bilden zusätzliche Rußpartikel in der Abbrandphase. Ein spätes Ausgasen des Schadvolumens bedingt, dass der Kraftstoff nicht mehr vollständig verbrannt wird und als Kohlenwasserstoffemission ins Abgas gelangt.

Wegen der genannten prinzipbedingten Nachteile der Sacklochdüse, wird weiterhin an der Optimierung der Sitzlochdüse im Hinblick auf eine verbesserte Strahlsymmetrie gearbeitet. Der erste Ansatz beruht auf einer zusätzlichen Führung der Nadel in Richtung Düsen Spitze. Diese als DNF (Doppelte Nadel Führung) bezeichnete Ausführung verfügt über einen quaderförmigen Absatz auf der Nadel, der sich über eine Linienberührung an der Innenseite des Düsenkörpers abstützt. Diese Kontur ist so gewählt, um den Kraftstofffluss zur Düsen Spitze kleinstmöglich zu beeinflussen [Bar].

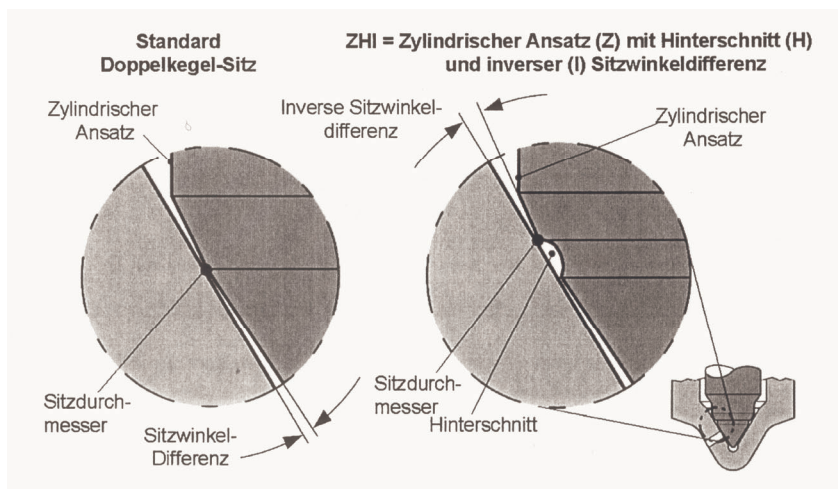


Bild 3-7: ZHI-Geometrie [Pot]

Eine weitere Maßnahme zur Stabilisierung der Nadel konnte hydraulisch mit Hilfe eines Hinterschnitts unterhalb des Sitzrings ergriffen werden (Bild 3-7).

Charakteristische Größen für die Beschreibung von Düsenlochgeometrien bilden zunächst folgende Werte:

- Düsenlochdurchmesser (Eintritt/Austritt)
- Düsenlochlänge
- Winkellage
- Konizität
- Einlaufkantenverrundungsgrad

Die Geometrie des Düsenlochs wird nicht ausschließlich durch den eigentlichen Bohrvorgang mittels des Erodier- oder Laserbohrverfahrens erreicht. Die Bohrung ist zunächst in ihrem Durchmesser geringer ausgeführt, bildet über das Verfahren aber bereits den Konizitätsgrad ab. Die endgültige Geometrie wird über eine hydroerosive Bearbeitung erreicht. Dabei wird das Düsenloch so lange mit einem flüssigen Schleifmittel durchströmt und aufgeweitet, bis ein zuvor definierter Durchfluss durch das Loch erreicht wird. Zusätzlich wird die Einlaufkante verrundet. Diese Verrundung ist entscheidend für das Einlaufverhalten in das Spritzloch. Ein weiterer Effekt ergibt sich durch die Einstellung des Verschleißverhaltens. Durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten an der Einlaufkante und die Richtungsänderung der Strömung, kommt es in diesem Bereich durch Kavitation und hydroerosivem Schleifen auf Dauer zu einer Kantenglättung. Dadurch verändert sich das Strömungsverhalten im Laufe des Lebenszyklus des Motors mit der Folge eines über die Zeit veränderten Verbrennungsablaufs. Um diesen Einfluss auszuschließen, wird der Verschleiß von vornherein eingestellt. Der He-Verrundungsgrad ist definiert über:

$$He = \left[\frac{Q_{2,hydr.}}{Q_{1,hydr.}} - 1 \right] * 100\% \quad (3-1)$$

mit Q_1 =Durchflusswert vor der Verrundung und Q_2 =Durchflusswert nach der Verrundung

Der Konizitätsfaktor beschreibt per Definition das Verhältnis von Einlauf- zu Auslaufquerschnitt über den Düsenlochdurchmesser:

$$K = \frac{(D_{innen} - D_{außen})}{10} \mu m \quad (3-2)$$

Ein positiver Wert bedeutet ein sich verjüngendes Spritzloch in Strömungsrichtung, welches ausnahmslos im motorischen Betrieb eingesetzt wird.

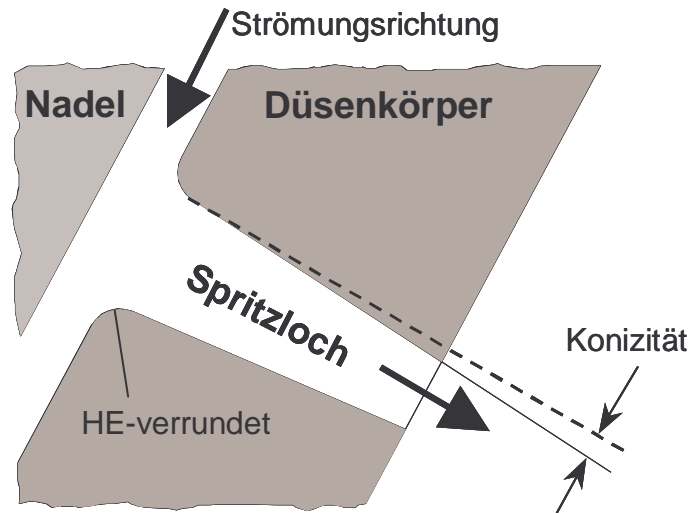


Bild 3-8: Eigenschaften Düsenloch

Die ständig steigenden Drücke und erhöhte Anforderungen an die Toleranzbereiche für die Gemischaufbereitung erfordern ein breites Entwicklungsspektrum der Einspritzdüse. Hinzu kommen verbesserte Einspritzsysteme mit dem Potenzial abgesetzter Einspritzungen und Mehrfachtaktungen, die zusätzlich verschleißend auf das Bauteil wirken. Ausgehend von ca. 1 Milliarde Öffnungs- und Schließhübe während eines Motorlebens mit konventionellen Systemen, kann sich dieser Wert durch die neuen Technologien verfünffachen [Bos].

3.3 Spraybildung bei der dieselmotorischen Einspritzung

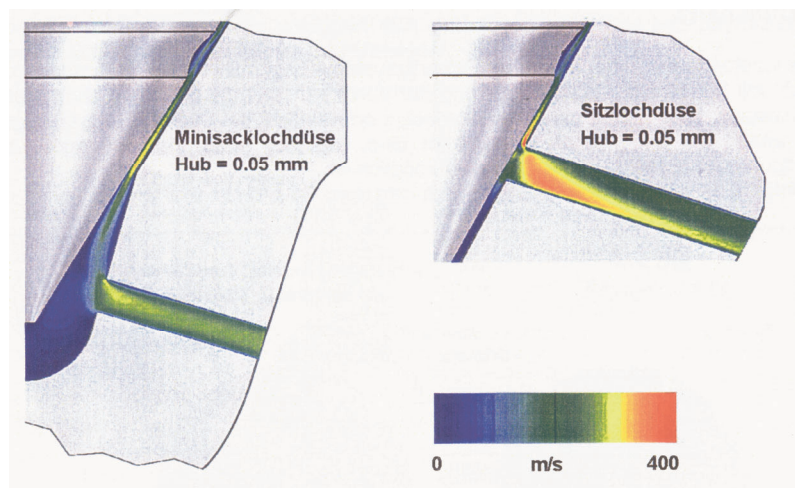


Bild 3-9: Strömungsgeschwindigkeiten des Fluids bei Sack- und Sitzlochdüse [Pot]

Der Ursprung der Strahlentstehung liegt vor dem Düsenloch, sogar vor der Düsenadel. Der Raum vor der Düsenadel bildet eine Volumenergänzung zum Rail und stellt den Einspritzdruck und einen Teil des einzuspritzenden Volumens zur Verfügung. Die Einlaufbedingung in

das Düsenloch wird durch den Nadelsitz und durch die Größe des Sacklochs bestimmt. Während der Nadelöffnungsphase treten bei der Sacklochdüse hohe Strömungsgeschwindigkeiten im Nadelsitz auf, die durch Querschnittserweiterung im Sackloch wieder deutlich reduziert werden (Bild 3-9). Insbesondere bei der Sitzlochdüse befinden sich die größten Geschwindigkeitsgradienten am Düsenlocheintritt, infolge der starken Strömungsumlenkung der Richtung am Düsenlocheintritt. Die Düseninnenströmung wird durch die Einströmbedingung beeinflusst. Im Düsenloch selber bewirkt sowohl die Form als auch die Lochoberfläche eine zusätzliche Veränderung der Strömung. Die Austrittsbedingungen für den Kraftstoffstrahl unterscheiden sich demnach deutlich bei einer Drosselung im Nadelsitz. Bei vollständig geöffneter Düse liegen für beide Varianten vergleichbare Zustände vor. Der eigentliche Strahlaufbruch findet hinter dem Düsenloch statt. Bevor auf die Zerfallsmechanismen eingegangen werden soll, beschreibt Bild 3-10 zunächst die wichtigsten Parameter zur Beschreibung des Kraftstoffstrahls.

Geometrische Größen ergeben sich zunächst durch die Strahllage bezogen auf die Zylinderachse. Der Öffnungswinkel Ψ beschreibt die Lage der Strahlen zur Kolbenmulde. Bei schräger Einbaulage unterscheiden sich die Winkel, da sie auf die Düsenachse bezogen werden. Der Höhenwinkel ist entsprechend bezogen auf den Zylinderkopf. Der Strahlkegelwinkel ϕ ergibt sich durch die einhüllenden Vektoren der Strahlkeulen mit dem Schnittpunkt im Düsenlochaustritt. Diese Definition ist nicht eindeutig, da das Spray nicht immer als Kegel ausgebildet wird. In einigen Fällen wird von dem mikroskopischen und makroskopischen Kegelwinkel gesprochen. Der mikroskopische Winkel beschreibt den Winkel im Düsenbereich bis 1 mm [Kön] und ist durch aerodynamische Einflüsse im Brennraum unbeeinflusst. Der makroskopische Winkel wird aus dem vollständig gebildetem Spray ermittelt. Die Eindringtiefe s untergliedert sich in den Bereich des Strahls mit Flüssigkeitstropfen und einen weiteren Bereich der bereits verdampften Phase. Die Winkelgrößen und Eindringtiefen sind entscheidend für die Muldenauslegung des Kolben sowie das Brennverfahren im Hinblick auf gezielt gerichtete Brennraumluftbewegungen wie Drall und Tumble.

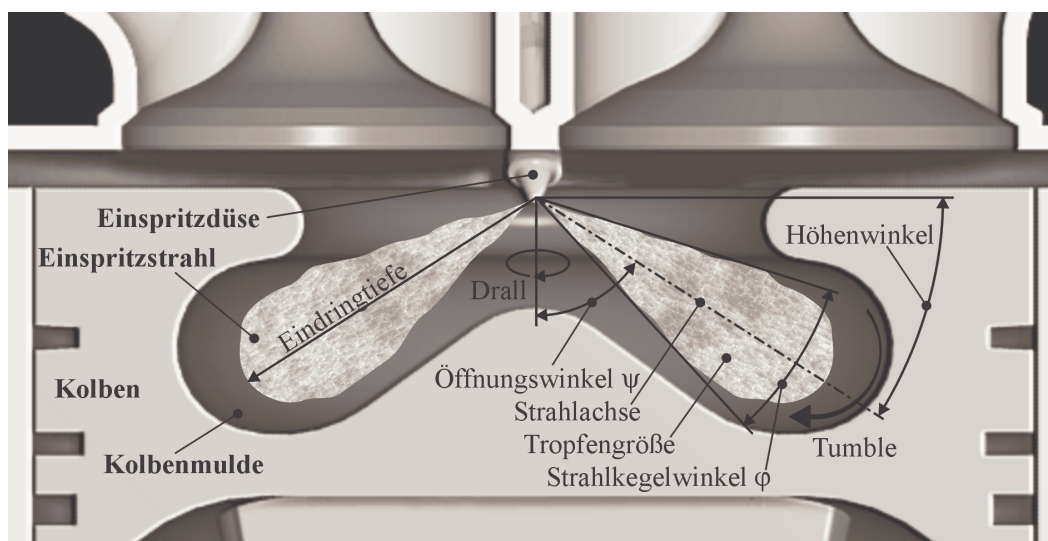


Bild 3-10: Schematische Darstellung der dieselmotorischen Strahlausbreitung

3.4 Aufbruchsarten von Flüssigkeitsstrahlen

Der Zerfall eines Flüssigkeitsstrahls lässt sich zunächst in den Primär- und Sekundärzerfall unterteilen. Der Strahl beginnt sofort nach Austritt aus dem Spritzloch in ein kegelförmiges Spray aufzubrechen. Der Strahl zerfällt zunächst in große Tropfen und Ligamente, die das dichte Spray in Düsennähe bilden. Dieser Strahlaufbruch in unmittelbarer Düsennähe wird Primärzerfall genannt, der anschließende weitere Zerfall in kleine Tropfen ist der Sekundärzerfall. Auf Grund der Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Brenngas werden die Kraftstofftropfen durch aerodynamische Kräfte verzögert, verformt und in kleine Tropfen aufgespalten. Die verschiedenen Formen des Strahlzerfalls sind abhängig von den Stoffwerten des Fluids und der Strahlgeometrie und Geschwindigkeit. Diese lassen sich anhand der Reynoldszahl Re (Ähnlichkeitsgesetz der Zähigkeitsreibung, Glg. 3-3) und der Weberzahl We (Ähnlichkeitsgesetz der Kapillarität, Glg. 3-4) unterteilen.

$$Re = \frac{v_{rel} \rho_{fl} d}{\mu_d} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Viskositätskraft}} \quad (3-3)$$

$$We = \frac{v_{rel}^2 \rho_{fl} d_{sl}}{\delta} = \frac{\text{aerodyn.Kraft}}{\text{Oberflächenkraft}} \quad (3-4)$$

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad (3-5)$$

Das Verhältnis der Oberflächenkräfte zu den Zähigkeitskräften bildet die Ohnesorge-Zahl (Glg. 3-5) [Ohn], mit deren Hilfe der Strahlaufbruch grob in Zertropfen (Rayleigh-Zerfall), Zerwellen (Windinduziert) und Zerstäuben (Atomisieren) eingeteilt werden kann [Rei].

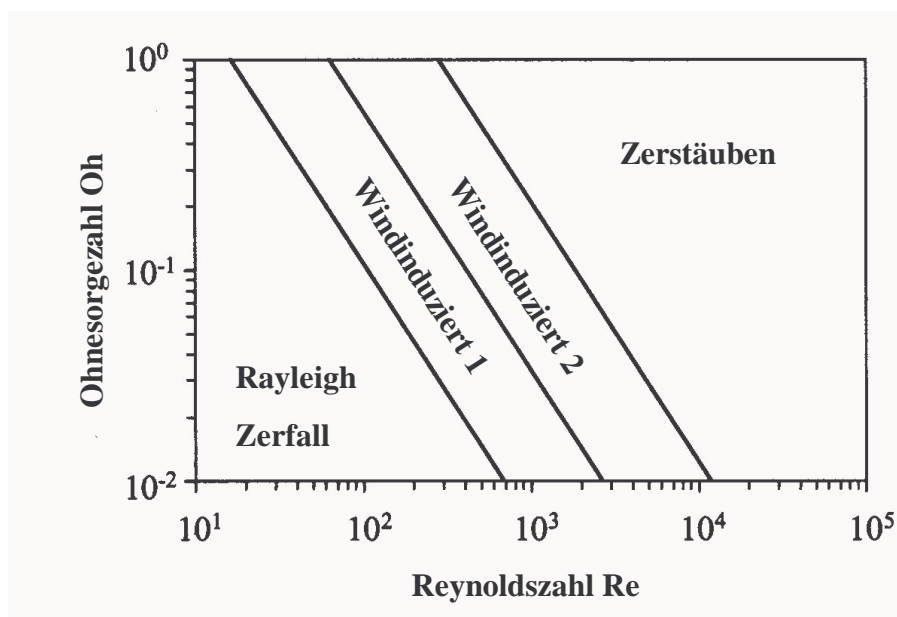


Bild 3-11: Einteilung der Strahlzerfallsbereiche [Fat]

Beim Zertropfen dominieren die Oberflächenkräfte. Mit steigender Reynoldszahl überwiegen die Schubspannungskräfte an der Oberfläche. Die halbempirisch bestimmten Grenzen zwischen den Bereichen sind durch Linien gekennzeichnet, wobei die Übergänge aber als fließend anzusehen sind. Bei der dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung beschreibt die Zerstäubung den wichtigsten Strahlaufbruchsmechanismus. Lediglich während der Öffnungs- und Schließphase werden wegen der geringen Drücke im Spritzloch auch die anderen in Bild 3-11 gezeigten Strahlaufbruchsmechanismen durchlaufen.

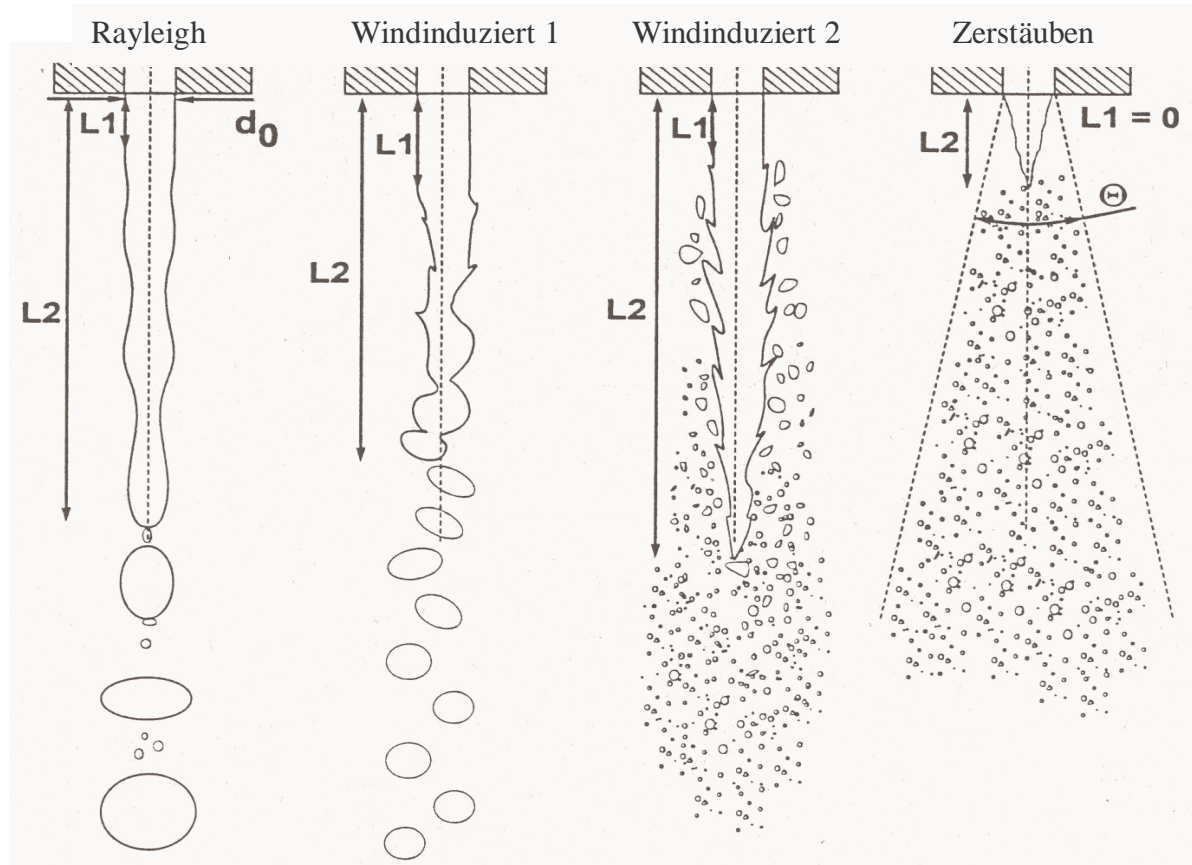


Bild 3-12: Zerfallsmechanismen von Flüssigkeitsstrahlen [Bus]

Bild 3-12 zeigt die Zerfallsarten des Ohnesorge-Diagramms als schematische Darstellung. Im Folgenden sollen die spezifischen Eigenschaften beschrieben werden.

Der Rayleigh-Zerfall [Ray] liegt bei niedrigen Reynoldszahlen vor. Nach Austritt der Flüssigkeit aus dem Düsenloch findet bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten ein Abtropfen einzelner Tropfen auf Grund der Schwerkraft statt. Dafür verantwortlich ist das Wachstum achsensymmetrischer Schwingungen des gesamten Strahlvolumens, ausgelöst durch die Oberflächenspannung der Strahloberfläche (Kapillarkräfte). Die Durchmesser der entstehenden Tropfen sind größer als die des Düsenlochs. Die Länge L_2 der zusammenhängenden Flüssigkeitssäule beträgt ein vielfaches des Düsenlochdurchmessers. Ausgehend von dem Strahldurchmesser d_0 konnte Rayleigh den maximalen Durchmesser mit $d_{max} = 1,89 \cdot d_0$ bestimmen. Mit

steigender Strömungsgeschwindigkeit erfolgt ein Zertropfen des flüssigen Strahls in großem Abstand vom Spritzloch.

Im Bereich des ersten windinduzierten Aufbruchs liegen erhöhte Strahlaustrittsgeschwindigkeiten vor. Die Länge des intakten Strahlkerns ist reduziert. Die Wechselwirkung der Flüssigkeit mit der umgebenden Gasphase erzeugt eine Wellenbildung an der Oberfläche und damit Druckschwankungen im Strahl. Dabei gewinnen die aerodynamischen Kräfte zunehmend an Einfluss. Diese beschleunigen den Aufbruch und erzeugen Tropfen in der Größenordnung des Strahldurchmessers durch die Oberflächenspannung. Die entstehende Tropfengröße entspricht in etwa dem Düsenlochdurchmesser [Fat].

Der zweite windinduzierte Aufbruch zeigt durch eine weitere Geschwindigkeitserhöhung eine erweiterte Aufbruchsform durch Ausbildung einer halbturbulenten Strömung. Die Reynoldszahl erreicht Werte oberhalb der laminaren Strömungsform. Eine vollturbulente Strömung wird sich durch die kurze Düsenbohrung von 1 mm Länge nicht ausbilden. Die erhöhte Wechselwirkung des den Strahl umgebenden Gases erwirkt eine Übertragung von Scher- und Druckkräften, die der Oberflächenspannung entgegenwirken und ein Abscheren von Ligamenten und Tropfen von der Oberfläche ermöglichen. Die Tropfengrößen liegen hierbei bereits weit unterhalb des Strahldurchmessers [Fat].

Der letzte Bereich ohne obere Abgrenzung wird durch die Zerstäubung beschrieben. Der grundlegende Unterschied zu den anderen Aufbruchsmechanismen besteht in dem Beginn des Strahlzerfalls, der nun bis zum Düsenlochaustritt reicht [Rei1]. Dies bedeutet eine Ablösung einzelner Tropfen in unmittelbarer Nähe zum Düsenloch und damit eine Strahlaufweitung des Sprays durch Gaseinschluss verbunden mit einem kegelförmigen Austritt des flüssigen Strahlkerns. Dieser Zusammenhang zeigt bereits auf, dass aerodynamische Kräfte in diesem Bereich nicht mehr den Haupteinflussfaktor darstellen, da es keinen intakten, zylindrischen Strahlkern mehr gibt, der eine Angriffsfläche für das umgebende Gas bietet. Die Eigenschaften der Düsenbohrungen beeinflussen maßgeblich den Kegelwinkel und den Strahlaufbruch. Ein Mechanismus des spontanen Strahlaufbruchs wird in der Kavitation im Spritzloch gesehen. Eingeschlossene Kavitationsblasen, bzw. -schläuche entstehen durch Unterdruckgebiete im Düsenloch unterhalb des Dampfdrucks. Es bilden sich Gebiete mit instationärem Dampfgehalt, die bei Austritt spontan kolabieren. Diese Störung führt zum Zerstäuben des Strahlkerns am Düsenlochaustritt ohne aerodynamische Einwirkung.

Die experimentelle Erfassung dieser Phänomene ist durch die Dichte des Sprays, verbunden mit den sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten am Düsenlochaustritt, nur eingeschränkt möglich.

Der Bereich des Sekundärzerfalls beginnt, nachdem sich der flüssige Strahlkern in Ligamente, Flüssigkeitsfäden und Tropfenspektren aufgeteilt hat. In diesem Bereich liegt noch eine sehr hohe Flüssigkeitskonzentration vor. Diese bewirkt eine ständige Wechselwirkung der Teilchen mit der eingeschlossenen Gasphase. Die Tropfen zerfallen solange bis sie mit der Ober-

flächenspannung in einem engen Bereich einen quasistabilen Zustand eingenommen haben. Auf Grund der hohen Dichte entsteht durch Tropfenkollision aber auch Tropfenkoaleszenz, die je nach Energieeintrag dauerhafte oder temporäre Zusammenschlüsse von zwei oder mehreren Tropfen bewirken kann. Weitere Mechanismen entstehen durch partielle Ablösung von Satellitentropfen oder durch eine vollständige Zerschmetterung.

Nimmt die Dichte durch den weiteren Gaseintrag und über die kegelige Ausbreitung des Sprays weiter ab, kommt es auf Grund der noch hohen Relativgeschwindigkeiten zum weiteren Aufbruch der Einzeltropfen ausschließlich durch aerodynamische Wirkmechanismen.

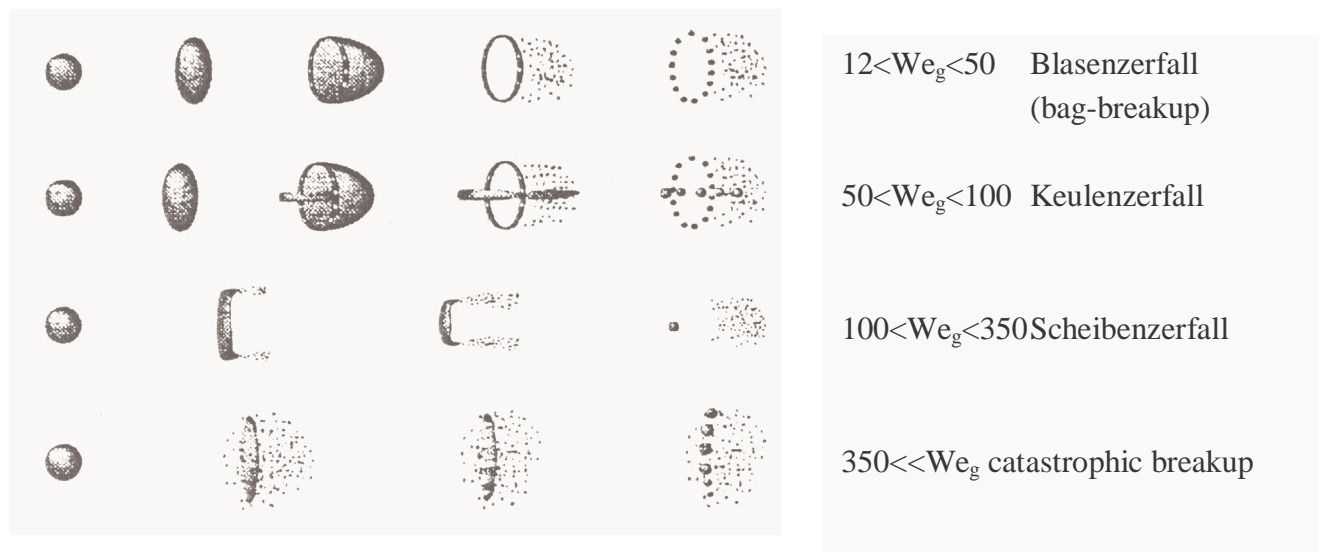


Bild 3-13: Aerodynamische Tropfenzerfallsmechanismen [Hoh]

Bild 3-13 zeigt vier verschiedenen Zerfallsmechanismen in Abhängigkeit der Weberzahl auf. Da in einem Spray eine Tropfengrößenverteilung vorliegt und die Tropfengeschwindigkeiten sich in Abhängigkeit der örtlichen Position deutlich unterscheiden können, laufen alle Zerfallsmechanismen parallel ab. Bei niedrigen Tropfengeschwindigkeiten und damit niedrigen Weberzahlen wird der Tropfen auf Grund von Druckkräften abgeflacht und mit Gas gefüllt. Übersteigen die Kräfte die Oberflächenspannung, platzt der Film und zerstäubt. Der Keulenzерfall bildet eine Erweiterung des Blasenzerfalls.

Mit Weberzahlen oberhalb 100 dominiert der durch die Oberflächenwelligkeit hervorgerufene Zerfall. Am Rand des abgeflachten Tropfens werden Kleinstropfen abgeschert. Reichen die Oberflächenkräfte aus, um der Welligkeit standzuhalten, hat der Tropfen einen stabilen Zustand erreicht. Der Bereich des "catastrophic breakup" gliedert sich in zwei Gebiete. Durch Abbremsung erzeugt die Schwingungsanregung große Amplituden und Wellenlängen, die einen Aufbruch in wenige, kleinere Tropfen bewirken. Gleichzeitig werden von der Oberfläche durch kurzwellige Schwingungen Kleinstropfen abgeschert. Dadurch ergibt sich ein Spektrum unterschiedlich großer Tropfen.

3.5 Literaturergebnisse der Tropfengrößen von Dieseleinspritzstrahlen

Die in der Literatur veröffentlichten Ergebnisse der messtechnischen Erfassung des Tropfenkollektivs von Sprays beruhen in der überwiegenden Anzahl auf dem Verfahren der Phasen-Doppler-Anemometrie [Ara]. Die Bemühungen zielen in Richtung der Darstellung dieselmotorischer Bedingungen (Temperatur, Druck). Dies erfordert den Aufbau von Druckkammern oder eines Transparentmotors. Das PDA-Verfahren benötigt keine Entnahmesonde und spannt sein Messvolumen durch Kreuzung zweier Laserstrahlen auf. Dies ermöglicht den örtlich getrennten Aufbau der Messtechnik zur Kammer/Motor über optische Zugänge (Quarzglasfenster). Die Dichte des Sprays im Düsenbereich bzw. im Zentrum des Spraykegels verhindert aber eine korrekte Aussage über die Tropfenverteilung. In Bezug auf den Sekundärzerfall lassen sich Ergebnisse aus dem Randbereich des Sprays sowie die in einer Entfernung von mehreren hundert Düsenlochdurchmesser erzielten Ergebnisse mit Hilfe des Systems des vorgestellten Streulichtmessgerätes vergleichen.

Ein großer Teil der Untersuchungen findet dennoch unter atmosphärischen Bedingungen statt. Der einfache Aufbau, verbunden mit konstanten Umgebungsbedingungen (Temperatur, Druck) und der ruhenden Umgebung, bietet eine gute Möglichkeit, die düsenseitigen und druckseitigen Einflüsse auf das Tropfenkollektiv beschreiben zu können. Die größere Eindringtiefe durch die geringere Dichte der Umgebung ermöglicht zudem einen gesteigerten Strahlaufbruch und unterbindet Tropfenkoaleszenz. Zur Variation des axialen Abstands kommt in einigen Fällen noch die radiale Änderung in Richtung Sprayrand. Die hohen Strahlgeschwindigkeiten im Düsenbereich verhindern zudem die Vermessung von Drücken oberhalb 100 MPa, da die Datenerfassungsrate an die Abtastfrequenzgrenze stößt und keine gesicherten Ergebnisse mehr liefert. Die Darstellung der Ergebnisse untergliedert sich in gemittelte Werte der mittleren Tropfengrößen (d_{10}) bzw. des Sauterdurchmessers (d_{32}) über die gesamte Einspritzdauer. Die PDA-Messung ermöglicht auch eine zeitliche Zuordnung, um den Einfluss der Nadelbewegungszeiten zu bewerten.

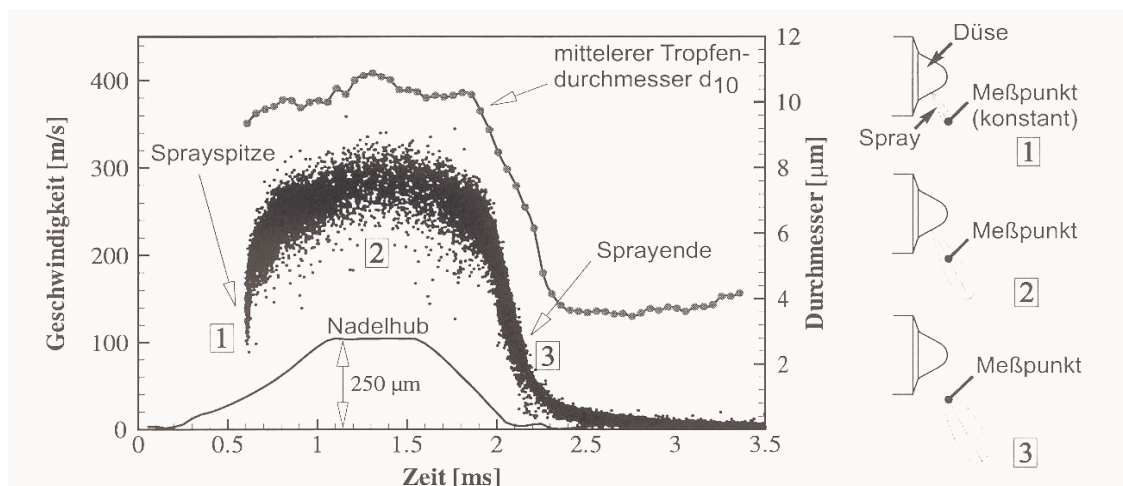


Bild 3-14: PDA-Messung mit 6-Loch-Düse, $p=60$ MPa, $m_b=34$ mg [Ofn]

Bild 3-14 zeigt eine typische zeitlich aufgelöste PDA-Messung im Abstand 20mm unterhalb des Düsenlochs. Die Nadelbewegungszeit ist mit ca. 1 ms ausgesprochen lang für den motorischen Einsatz. Zu erkennen ist die Geschwindigkeitszunahme während dieser Phase. Der mittlere Partikeldurchmesser zeigt trotz des geringeren effektiven Einspritzdrucks einen geringfügig kleineren Wert. Über den Bereich der vollständigen Nadelöffnung ergibt sich ein breites Streuband der Geschwindigkeit von 220–340 m/s. Der mittlere Partikeldurchmesser stellt sich auf ca. 10,5 μm ein. Beim Öffnungsvorgang der Nadel verringert sich erwartungsgemäß die Tropfengeschwindigkeit bis auf ein Minimum an Nebelbewegung. Der Durchmesser fällt drastisch auf einen stabilen Wert von 4 μm . Obwohl durch das Nadelschließen ein kontinuierlicher Druckabfall und damit Impulsverlust vorliegt, sinkt der mittlere Tropfendurchmesser. Es stellt sich dabei die Frage, ob die Tropfenzahl die Ermittlung des Tropfendurchmessers beeinflusst.

Weitere Messungen mit einem dreiecksförmigen Druckverlauf bei einem erreichten Maximaldruck von 70 MPa liefern Größenbereiche von 3-5 μm [Fuc]. Die graphische dargestellte Größenverteilung reicht von 0-20 μm . Im Gegensatz zu [Ofn] liegen bei Ende der Einspritzung größere Tropfen vor.

Die Vermessung mittels Streulicht und einem Kamerasystem wird von [Fat] beschrieben. Der Einspritzdruck ist mit $p=16$ MPa sehr gering gewählt. Die Verwendung einer Kamera bedingt geringe Strömungsgeschwindigkeiten, um über die Dauer der Belichtung eine möglichst geringe Tropfenbewegung für eine scharfe Abbildung zu gewährleisten. Das Spektrum reicht auch in diesem Fall von 4-20 μm . Dass keine kleineren Tropfen detektiert werden, liegt an der mangelnden Auflösung des Systems. Der Schwerpunkt der Verteilung zeigt einen deutlichen Peak bei 8 μm . Rechnerisch ergibt sich ein mittlerer Tropfendurchmesser von $d_{10}=10,11$ μm .

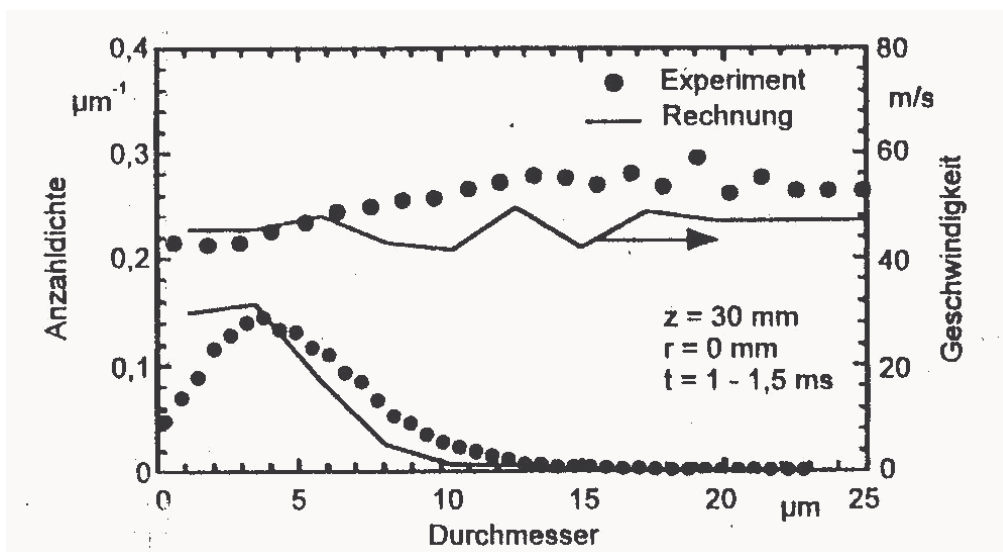


Bild 3-15: Tropfengrößen und Geschwindigkeit [Mün2]

Ebenso ergibt sich für Messungen in einer Druckkammer bei 30 bar Umgebungsdruck und 600 K mit einem Lochdurchmesser von $0,3 \mu\text{m}$ ein ähnliches Tropfenspektrum.

[Pre] untersucht den Strahlaufbruch mittels eines laserbasierten Streulichtverfahrens. Bei einem Messabstand von 70 mm vom Düsenmund ergeben sich mittlere Durchmesserwerte im Bereich von $d_{10}=7\text{--}8 \mu\text{m}$. Bemerkenswert sind die geringen Unterschiede von max. $0,4 \mu\text{m}$, bei einer Drucksteigerung von $p_{\text{max}}=50 \text{ MPa}$ auf $p_{\text{max}}=100 \text{ MPa}$. Zu beachten ist, dass bei diesen Versuchen eine Pumpe mit einspritzsynchronem Druckaufbau zum Einsatz kommt. Es soll lediglich dargelegt werden, dass mit einem anderen Verfahren ähnliche Durchmesserbereiche detektiert werden.

[Hei] beschreibt in seinen Untersuchungen die Unterschiede der Tropfengrößenspektren von Sitzloch- zu Sacklochdüsen bei steigenden Einspritzdrücken. Sie basieren auf Mie-Aufnahmen und zeigen, dass der Schwerpunkt der Verteilung bei Tropfengrößen zwischen 3 und $4 \mu\text{m}$ liegt. Bei 80 MPa ergibt sich ein mittlerer Tropfendurchmesser von $d_{10}=4,6 \mu\text{m}$ bei einem Sauterdurchmesser $d_{32}=6,9 \mu\text{m}$. Tropfen größer $15 \mu\text{m}$ wurden gar nicht detektiert. Der Einfluss der Drucksteigerung von 50 MPa von $p_{\text{rail}}=30 \text{ MPa}$ ist bei Verringerung des Sauterdurchmessers von $d_{32}=8,5 \mu\text{m}$ auf $d_{32}=7,0 \mu\text{m}$ noch eindeutig. Die weitere Drucksteigerung auf $p_{\text{rail}}=130 \text{ MPa}$ zeigt keine signifikanten Änderungen.

[Bae] beschreibt den Einfluss von Drucksteigerung und K-Faktor auf Kegelwinkel und Sauterdurchmesser mittels Hochgeschwindigkeitsfotographie. Der Kegelwinkel als Funktion des K-Faktors zeigt keinen durchgängigen Trend. Bei K-Werten von 0, 1,5 und 2 ergeben sich Winkel von 15° , 16° und 11° . Der Verlauf des Sauterdurchmessers als Funktion von Druck und Zeit gibt Werte von $d_{32}\approx 10 \mu\text{m}$ bei $p_{\text{rail}}=25 \text{ MPa}$ und $d_{32}\approx 6 \mu\text{m}$ bei $p_{\text{rail}}=120 \text{ MPa}$.

[Sta] bedient sich der PDA-Messtechnik und ermittelt die mittleren Tropfengrößen als Funktion von Druck und radialem Abstand. Bereits bei einer Entfernung von 50 mm ergeben sich Werte für $d_{10}=2,8 \mu\text{m}$ mit $p_{\text{rail}}=80 \text{ MPa}$, die mit steigendem Druck noch abnehmen. Zu beachten ist, dass die minimale Auflösung der verwendeten Technik bei $1 \mu\text{m}$ ihre Grenze hat. In radialer Ausdehnungsrichtung beschreibt [Sta] erhöhte Durchmesserwerte, die mit 2 mm Versatz den dreifachen Wert erreichen können. Diese Aussage widerspricht allen anderen Autoren. Die größten detektierten Tropfen belaufen sich stets unterhalb von $20 \mu\text{m}$.

Die bisher veröffentlichten Ergebnisse machen deutlich, dass die zu detektierenden Tropfen im einstelligen Mikrometerbereich zu finden sind. Die einzelnen Einflüsse wie Druck und Düsenkonfiguration bewirken keine eindeutigen Trends. Die Erfassung einzelner Positionen im Spray geben wenig Aufschluss über den tatsächlichen Aufbau des Spray und unterstreichen die Notwendigkeit des beschriebenen Messaufbaus.

4 Messverfahren zur Charakterisierung der Einspritzung

4.1 Volumenmessung

Die quantitative Erfassung der einzuspritzenden Kraftstoffmenge liefert eine wichtige Größe für die Bewertung von Gemischbildungsvorgängen. Betrachtet werden im PKW-Bereich mit Hubvolumen von max. 0,5 l pro Zylinder Mengen von ca. 1 mg für die Vor- bzw. Piloteinspritzung bis 60 mg für eine Vollastmenge bei maximalem Drehmoment. Diese Mengen werden in einem Zeitfenster von 0,2-2 ms von den Injektoren ausgestoßen und folgen in Abständen von minimal 24 ms aufeinander. Es gilt, jede Einspritzung einzeln zu betrachten. Eine Mittelung über mehrere Arbeitsspiele mittelt ebenso Streuungen der Einspritzmenge und erlaubt so keine Aussage über die Reproduzierbarkeit definierter Einzeleinspritzungen. Ebenso ist der Verlauf des Volumenstroms über der Zeit essentiell für die Analyse von Gemischbildungsvorgängen. Eine Integration des Verlaufs erlaubt eine Aussage über die Absolutmenge.

Für den Verbrennungsvorgang ist nicht das eingespritzte Gesamtvolumen, sondern die Masse von Bedeutung. Die Einzelmassenbestimmung ist jedoch mit vertretbarer Genauigkeit nur schwer zu realisieren. Zudem ist es wünschenswert, reale Umgebungsbedingungen bereitzustellen. Dies bedeutet hauptsächlich einen Gegendruck vor der Düse zu gewährleisten, der dem Kompressionsenddruck des Motors zum Zeitpunkt der Einspritzung entspricht. Auf Grund dieser Problematiken wird vielfach eine Volumenmessung eingesetzt. Mittels einer Temperaturerfassung kann über die Dichte auf die Masse zurückgerechnet werden.

Eine einfache Möglichkeit der Volumenmessung bietet das Verdrängerprinzip. Der Injektor spritzt in eine Kolben-Zylindereinheit, die mittels einer Feder vorgespannt und mit einer definierten Menge Kraftstoff vorgefüllt ist, um kompressible Gasanteile zu eliminieren. Der in den Zylinderraum eintretende Kraftstoff verdrängt den Kolben gegen die Federkraft. Die Auslenkung des Kolbens wird über eine Wegmesseinrichtung erfasst. Die Berechnung des eingebrachten Kraftstoffvolumens erfolgt über die Querschnittsfläche des Kolbens und der Kolbenauslenkung. Anschließend wird die Messkammer über die Öffnung eines Magnetventils entleert. Der Vorteil dieser Methode besteht in der Möglichkeit, in einen abgeschlossenen Raum, der vollständig mit Flüssigkeit gefüllt ist, einzuspritzen. Wegen der geringen Kompressibilität des Mediums Kraftstoff benötigt der Einschwingvorgang des Kolbens zur anschließenden Wegmessung nur eine geringe Zeitspanne, die weit unter den Takraten eines schnelllaufenden Dieselmotors liegt, so dass aufeinander folgende Zyklen gemessen werden können. Des Weiteren lassen sich so Haftreibungserscheinungen der Kolbenbewegung nahezu ausschließen. Die Fehlerquellen liegen in dem Leckspalt der Kolben-Zylindereinheit und in der Auflösung des Messsystems. Diese lassen sich aber quantifizieren und optimieren.

Neben der Betrachtung der Absolutmenge ist der Verlauf der eingespritzten Menge pro Zeit, der Volumenstrom, von entscheidender Bedeutung. Gängige Messverfahren zur Volumen-

strommessung mit Impellerrotoren oder Koriolisverfahren sind auf Grund der massiv instationären Vorgänge innerhalb weniger Millisekunden nur bedingt geeignet. Die Firma Bosch hat schon in jüngster Zeit der Dieseltechnik ein System zur Erfassung des Einspritzverlaufs entwickelt, welches sich durch eine hohe Dynamik, verbunden mit hohen Taktraten auszeichnet. Grundlage ist eine ca. 6 m lange Rohrschleife mit 4 mm Innendurchmesser, die mit Diesel bzw. Prüföl gefüllt ist und am Ende mit einer Drossel und einem Überdruckventil ausgeführt ist (Bild 4-1, [IAV]). An dem anderen Ende der Leitung wird der Injektor adaptiert. Ein Piezodruckaufnehmer ist nach einer kurzen Beruhigungsstrecke hinter der Düse appliziert. Die Beruhigungsstrecke ist notwendig, um die Erfassung des Strahlimpulses eines Spritzlochs auszuschließen. Für die Messung wird das Druckhalteventil auf den Wert des gewünschten Kompressionsenddrucks eingestellt. Wird nun in das Rohr eingespritzt, baut sich zunächst der vorgegebene Gegendruck in der Rohrschleife auf. Bei Überschreiten der Druckbegrenzung wird der Kraftstoff freigegeben, so dass sich nach jeder Einspritzung stets der gleiche Gegendruck einstellt

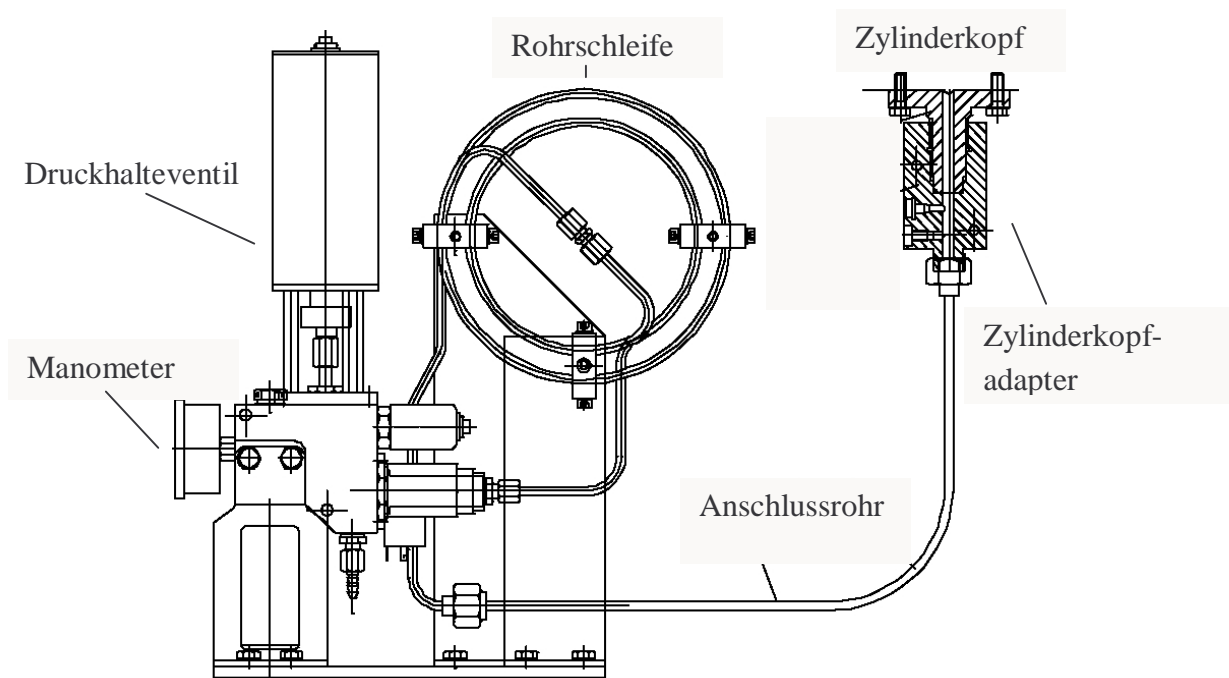


Bild 4-1: Einspritzverlaufsindikator der Firma IAV [IAV]

Für den Zeitraum der Einspritzung baut sich in der Rohrleitung ein Überdruck auf, dessen Amplitude durch die Drossel und die Länge bzw. den Innendurchmesser der Rohrstrecke bestimmt wird. Diese werden in Abhängigkeit der maximal einzuspritzenden Kraftstoffmenge und bezogen auf das Injektorkonzept (PKW-NKW) abgestimmt.

Die Kalibrierung des Drucksignals auf den Volumenstrom gelingt über eine gravimetrische Messung der eingespritzten Absolutmenge. Mittels eines auf das Drucksignal bezogenen Kalibrierfaktors lässt sich mit Hilfe der zeitlichen Integration des Druckverlaufs auf die Absolutmenge schließen. Die Amplitude des Drucksignals ist letztendlich proportional zum Volumenstrom.

Es lassen sich sowohl Voreinspritzmengenverläufe als auch getaktete Hauptmengenverläufe quantitativ bestimmen.

4.2 Geschwindigkeitsmessung am Düsenlochaustritt

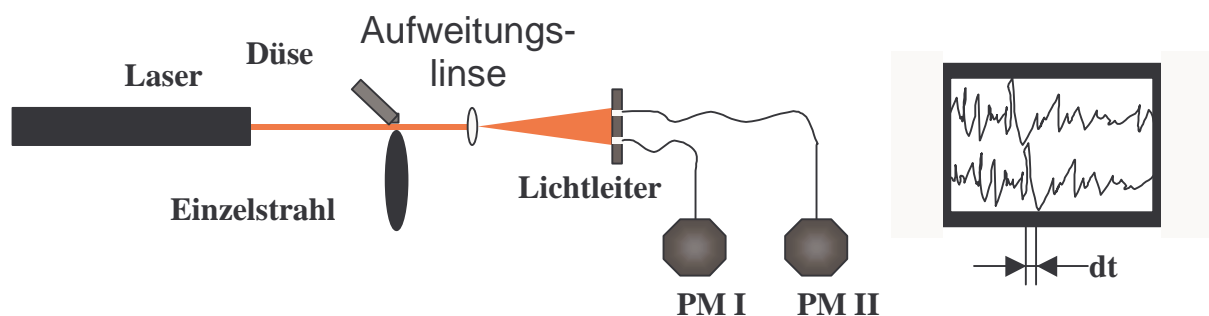


Bild 4-2: Optischer Aufbau Geschwindigkeitsmessung

Ein hoher Strahlimpuls trägt wesentlich zum Strahlaufbruch bei Dieseleinspritzsystemen bei. Dieser ist abhängig vom Durchmesser des flüssigen Strahls und von der Austrittsgeschwindigkeit aus dem Düsenloch. Die Geschwindigkeit ist dabei abhängig vom Einspritzdruck und kann für kleine Drücke (bis 30 MPa [Bad]) über die Strömungsgleichung nach Bernoulli (Glg. 5-4) berechnet werden. Bei höheren Drücken wird der Durchfluss durch Turbulenz und Kavitation zunehmend gestört. Entgegen der Berechnung kommt es zu einem verringertem Durchfluss, der sich durch Querschnittsverengung auf Grund sich ausbildender Kavitationserscheinungen äußert. Des Weiteren verringert sich die Geschwindigkeit durch den gestiegenen Turbulenzgrad in der Lochströmung. Diese Phänomene bedingen die Messung der Strömungsgeschwindigkeit am Düsenlochaustritt, um die tatsächlichen Bedingungen für den Strahlaufbruch verstehen zu können.

Dazu wurde in Zusammenarbeit mit der Universität Freiberg ein Messsystem konzipiert, das für sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten einer Flüssigkeit entwickelt wurde. Das Prinzip basiert auf dem Kreuzkorrelationsverfahren von Signalverläufen und ist in Bild 4-2 schematisch dargestellt. Ein He-Ne-Laser leuchtet dazu durch den flüssigen Strahlkern, der einen Großteil der Lichtintensität passieren lässt. Mittels einer Aufweitungsoptik bekannter Vergrößerung projiziert diese den Lichtstrahl auf einen Lichtleiterträger. Dieser dient zur Aufnahme von zwei Lichtleiterfasern, die in definierten Abständen positioniert werden können. Dieser Abstand findet sich in verkleinertem Maßstab im Brennpunkt der Aufweitungsoptik wieder.

Zur Messung werden die beschriebenen Phänomene Kavitationsblasen und –schläuche ausgenutzt. Solange der flüssige Strahl keine Inhomogenitäten aufweist, werden die beiden Photomultiplier (PM) kontinuierlich mit der identischen Intensität beleuchtet. Dieser Zustand ändert sich sobald ein Hohlraum die Brechung des Lichtstrahls erzwingt und die Lichtintensität auf die Photomultiplier verringert. Durch die besondere Anordnung der Lichtleiterfasern wird dabei aber die Intensitätsänderung in einem zeitlichen Abstand detektiert. Dieser definiert die Flugzeit für den ins Messvolumen projizierten Abstand. Aus der Weg/Zeit-Beziehung lässt sich somit die Geschwindigkeit berechnen.

Das verwendete Verfahren zur Bestimmung des Zeitwertes aus den beiden Signalen wird als Kreuzkorrelation bezeichnet. Generell zeigen die Signale ein nichtperiodisches, unstrukturier-tes Muster. Es zeichnen sich nur bei kleinen Geschwindigkeiten und großen Störungen eindeutige Spannungspicks ab, die manuell ausgewertet werden könnten. Die Kreuzkorrelation vergleicht diskrete Zeitschritte durch Überlagerung der Signale. Das Verfahren soll im folgenden Kapitel detailliert beschrieben werden.

Der Abstand vom Düsenloch und die Position senkrecht zur Strahlrichtung ist von großer Bedeutung. Der Laserstrahl ermöglicht die Einkopplung in unmittelbarer Nähe vom Düsenlochaustritt. Der Abstand definiert sich dann über den Abstand der Photomultiplier und kann mit 200 μm quantifiziert werden. Dieser kann beliebig erweitert werden, um die Abnahme der Strahlgeschwindigkeit in Strömungsrichtung zu bewerten. Der Impuls des flüssigen Kerns wird durch den Strahlaufbruch auf Einzeltropfen verteilt und verliert durch die erhöhte Oberfläche in Kombination mit der geringeren Masse pro Tropfen bereits nach kurzer Zeit an Geschwindigkeit. Um ein Strömungsprofil in Strahlrichtung aufzunehmen werden Einzelmessungen in verschiedenen Abständen durchgeführt.

Neben der Düsenlochaustrittsgeschwindigkeit ist das Geschwindigkeitsprofil senkrecht zur Strömungsrichtung interessant. Dieses ist abhängig vom Kegelwinkel und von der Strömung im Spritzloch. Es ermöglicht eine Aussage über die Strömungsbedingungen im Grenzschichtbereich zur umgebenden Luft.

Die geometrischen Abmessungen und der optischen Aufbau sind zusätzlich im Anhang dargestellt.

4.3 Kreuzkorrelationsverfahren

Die Kreuzkorrelation wird verwendet, um festzustellen ob eine lineare statistische Abhängigkeit zwischen einem Vorgang und seiner um eine bestimmte Zeit τ verschobenen Version besteht. Die Kreuzkorrelation ist wie folgt definiert:

$$R_{xy}(\tau) = \overline{x(t-\tau) \cdot y(t)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t-\tau) \cdot y(t) dt \quad (4-1)$$

Das bedeutet, ein um eine bestimmte Zeit τ verschobener Vorgang $x(t - \tau)$ wird mit einem unabhängigen Vorgang $y(t)$ multipliziert und das Produkt über eine Zeit gemittelt. Durch die Kreuzkorrelation wird eine Beziehung zwischen einem Signal y zur bestimmten Zeit t und einem Signal x zur Zeit $(t - \tau)$ hergestellt. Abstrakt dargestellt wird bei der Kreuzkorrelation eine Kurve festgehalten, während eine zweite Funktion Schritt für Schritt in diskreten Zeitabständen überlagert wird. Liegen beide Kurven deckungsgleich übereinander, so hat das gemittelte Produkt, der Korrelationsfaktor $R_{xy}(\tau)$, ein Maximum.

Bei der Geschwindigkeitsmessung mit dem Kreuzkorrelationsverfahren wird davon ausgegangen, dass ein Signal bekannter Kurvenform ($x(t)$), gemessen in einem exakt bekanntem Abstand zu x und mit einer Verzögerung τ versehen, in der gleichen Form, allerdings stark verrauscht, am Punkt y wieder empfangen wird.

In dem Fall der Geschwindigkeitsmessung am Düsenausgang wird das ausströmende Fluid an einem Punkt x durchleuchtet. Lichtschwankungen durch Phasengrenzen werden in elektrische Signale umgewandelt und in einer Verzögerungsschaltung mit der Verzögerungszeit τ beaufschlagt. An dem Punkt y , der um eine bekannte Strecke in Strömungsrichtung versetzt ist, wird das Signal $y(t)$ aufgenommen und mit dem Referenzsignal von Punkt x kreuzkorreliert. Der Kreuzkorrelationskoeffizient $R_{xy}(\tau)$ hat dann ein Maximum, wenn die Verzögerungszeit τ im Referenzsignal mit der Zeit übereinstimmt, die das Fluid zum Strömen von Punkt x zu Punkt y benötigt. Zur genauen Geschwindigkeitsmessung mit Hilfe dieses Verfahrens darf der Abstand zwischen den beiden Messpunkten, der sich durch die Abtastrate des Messsystems definiert, nicht zu groß sein, da dieser die Genauigkeit der Geschwindigkeitsmessung bestimmt.

4.4 Tropfendetektion

Die qualitative Untersuchung des Sprays von Einspritzsystemen erfolgt durch die Erfassung der Tropfengrößen. Für die Bestimmung dieser Größen kommen unterschiedliche Verfahren zum Einsatz, die hinsichtlich der Umgebungsbedingungen und der Sprayart ihre Anwendung finden. Im folgenden sollen zwei Verfahren gegenübergestellt werden, die sich in der Anwendung und vom Prinzip grundlegend unterscheiden.

4.4.1 Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA)

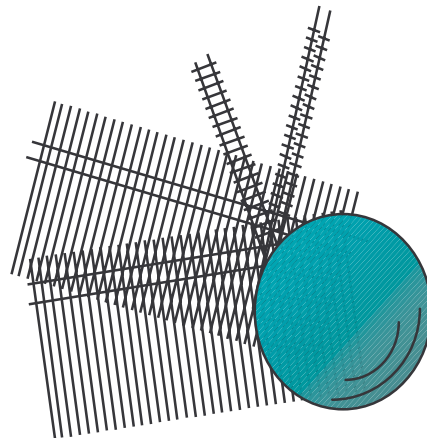


Bild 4-3: Reflexion an einem Tropfen [Dan]

Das PDA-System ist ein optisches, berührungslos arbeitendes Messverfahren zur simultanen Messung von Größe und Geschwindigkeit von sphärischen Partikeln und Blasen. Das Grundprinzip basiert auf der Kreuzung zweier kohärenter Laserlichtstrahlen einer Wellenlänge. Diese Strahlen werden über ein Linsensystem unter einem definierten Winkel zum Schnitt gebracht. Im Schnittpunkt befindet sich das Messvolumen, in dem die Partikel beleuchtet werden. Eine Empfangsoptik, die in einem Streuwinkel zur Beleuchtungsachse ausgerichtet ist, nimmt das von den Tropfen emittierte Licht auf. Die Bestimmung der Tropfengrößen erfolgt über die Messung der Phasendifferenz der beiden Detektoren. Die Verschiebung entsteht durch unterschiedliche optische Weglängen der beiden Lichtsignale von der Lichtquelle zur Empfangsoptik. Durst und Zaré (1975) zeigten, dass diese Phasenverschiebung für gebrochenes Licht sowohl im Tropfen als auch für reflektiertes Licht an der Tropfenoberfläche eine lineare Abhängigkeit vom Durchmesser des Partikels besitzt. Der Tropfendurchmesser ist eine Funktion des Schnittwinkels der Laserstrahlen, der Wellenlänge und der Phasenverschiebung.

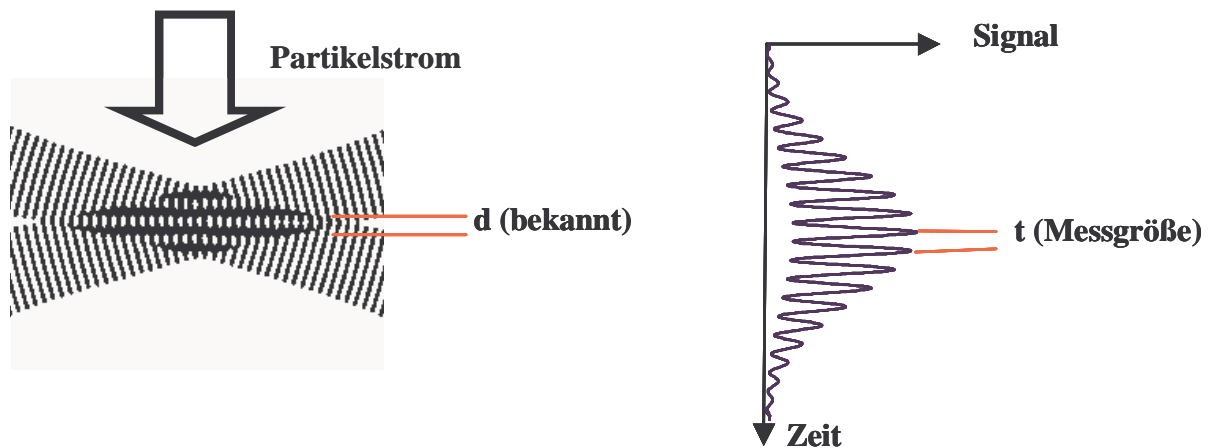


Bild 4-5: Interferenzbildung und Detektorsignal eines Streupartikels

tät des Interferenzmusters eine Schwebungsfrequenz, die mit Hilfe eines Photomultipliers detektiert werden kann. Die Geschwindigkeit ergibt sich dann einfach aus dem Produkt des bekannten Interferenzstreifenabstands und der Schwebungsfrequenz. Das modernere PDA-Verfahren bietet zudem die Möglichkeit, die Flugrichtung zu erkennen. Dies erfolgt mittels der Überlagerung einer Schwingfrequenz von 40 MHz auf das Laserlicht mittels einer Bragg-Zelle. In Summe ergibt sich eine konstante Schwebungsfrequenz bei ruhendem Fluid, die um die Tropfengeschwindigkeit je nach Strömungsrichtung nach oben oder unten vertrimmt wird. Ohne die Bragg-Zelle ist die Frequenz ausgehend von 0 Hz und damit immer positiv.

4.4.2 Streulichtverfahren

Das Mie-Streulichtverfahren beruht auf den gleichen Gesetzmäßigkeiten der Lichtreflexion und -brechung wie die Phasen-Doppler-Anemometrie. Unterschiede ergeben sich durch die Art der Beleuchtungsquelle und die Auswertung der Streulichtsignale. Als Lichtquelle kommt eine Gasentladungslampe zum Einsatz, die Frequenzen in einem breiten Spektralbereich zur Verfügung stellt und im sichtbaren Bereich als Weißlicht erscheint. Die Verwendung einer Weißlichtquelle gegenüber Laserstrahlung erweitert die Feinstauflösung bis in den submikronen Bereich, da Streulicht, das durch Laseranregung generiert wird, einen undefinierten Bereich für Tropfengrößen von 1-2 μm aufweist [Umh1]. In diesem Partikelgrößenspektrum werden die linearen Zusammenhänge Wellenlänge und Tropfengröße durch eine Schwingung unterbrochen.

Das Messverfahren verlangt keine Polarisierung des Weißlichts, so dass die Reflexion und Brechung für beide Polarisationsrichtungen überlagert werden können. Dies basiert darauf, dass dem Messsignal ausschließlich die über Photomultiplier detektierte Lichtintensität zu

Grunde liegt. Photomultiplier liefern eine dem eingebrachten Licht proportionale Spannung. Die Empfindlichkeit wird über die Versorgungsspannung geregelt, die über 1 kV betragen kann. Die Anordnung der Photomultiplierempfangsoptiken ist aus Gründen des konstruktiven Aufbaus im rechten Winkel ausgefallen.

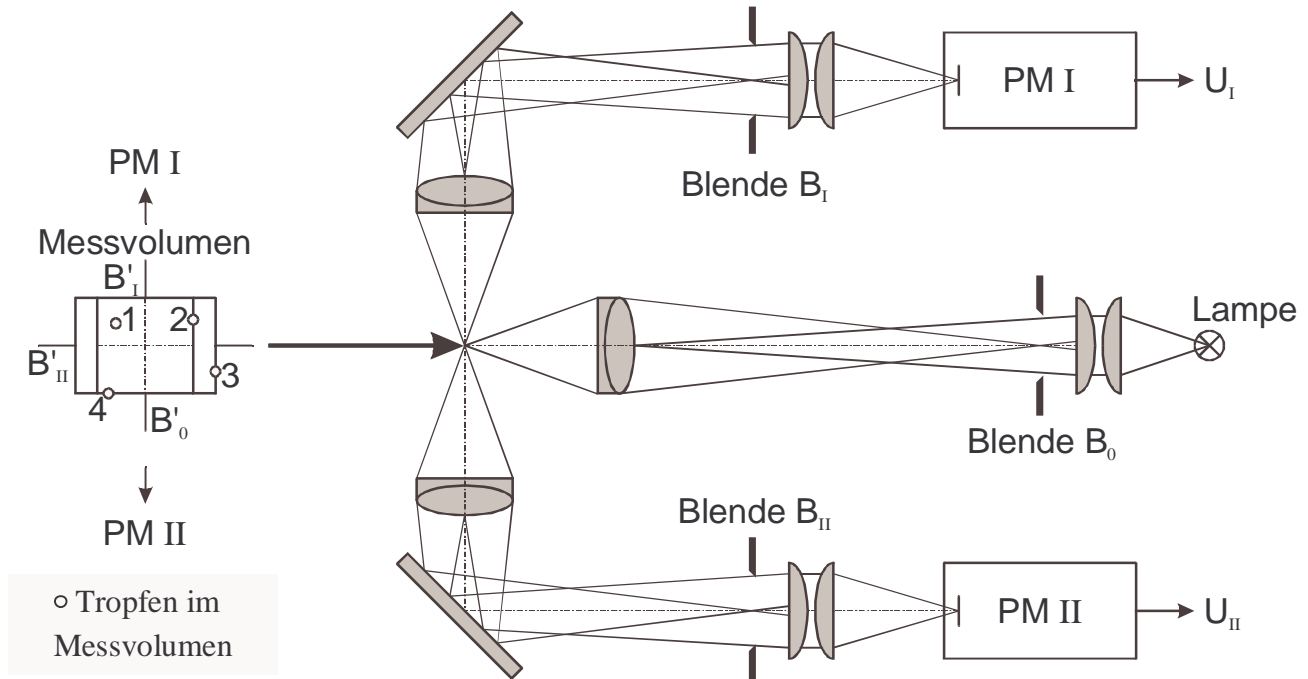


Bild 4-6: Anordnung der optischen Komponenten [Umh2]

In Bild 4-6 ist die Anordnung der optischen Komponenten dargestellt. Da die Beleuchtungsquelle kein kohärentes Licht zur Verfügung stellt, muss dieses über ein Linsensystem zunächst gebündelt werden. Zusätzlich erfolgt eine Abgrenzung des Strahlengangs über eine Blende. Der so entstehende Messfleck bewirkt in einer begrenzten Ausdehnung im Brennpunkt eine quaderförmige Ausleuchtung. Dieser Raum bildet das Messvolumen, durch das die zu vermessenden Tropfen geleitet werden. Senkrecht zum Messvolumen werden die gestreuten Lichtsignale über Linsen und Spiegeloptiken an zwei Photomultiplier geleitet, die sich in einer horizontalen Ebene beidseitig vom Brennpunkt befinden. Die Brennpunkte der Linsen sind auf das Messvolumen fokussiert. Wiederum kommen Blenden zum Einsatz, die das Messvolumen definiert abgrenzen. Die Blendengrößen unterscheiden sich in der Breite in Tropfenflugrichtung aus gesehen (Bild 4-6 links). Wird das Streulicht eines emittierenden Tropfens von beiden Photomultipliern erfasst, liegen identische Signalverläufe vor. Diese Bedingung gilt jedoch nur für solche Tropfen, die sich innerhalb des Randbereichs der sich überdeckenden Kontrollvolumina befinden (Tropfen 1). Wird der Randbereich erreicht, so dass nur ein Teil des Tropfens 2 von Photomultiplier 1, jedoch ein volles Signal von Photomultiplier 2 aufgezeichnet wird, kann somit eine Fehlerkorrektur durchgeführt werden. Dazu werden beide Signalverläufe zeitsynchron in ihrer Amplitude verglichen. Die Grenzwerte der Abweichung lassen sich mit Versuchen geringer Partikeldichte experimentell ermitteln. Gleiches gilt für Tropfen 3. Der innere Bereich gilt somit als das Mastervolumen. Einschränkungen in der Messfehlerkorrektur gibt es bei Tropfen 4. Dieser Fehler kann nur dann auftreten, wenn die in Zeitintervallen aufgeteilte Abtastung bei der Tropfenposition

wenn die in Zeitintervallen aufgeteilte Abtastung bei der Tropfenposition gerade anfängt aufzuzeichnen [Umh²]. Der gesamte Aufbau ist in einem luft- und lichtdichtem Gehäuse untergebracht, so dass sowohl die Verschmutzung der Linsen als auch ein externer Lichteinfall auf die Photomultiplier ausgeschlossen werden kann.

Die Verwendung von Prüflöl anstelle von Dieseldieselkraftstoff hat auf die Intensität des emittierten Streulichts keinen Einfluss. Die Werte für den Brechungsindex sind bei 20°C für Diesel mit 1,46 und für Prüflöl mit 1,4562 quantifiziert und haben demnach nur marginale Unterschiede. Die Verwendung von Prüflöl garantiert aber eine konstante Kraftstoffzusammensetzung. Das Streulichtverfahren unterscheidet sich von den laserbasierten-Verfahren vor allem in der Kalibrierung. Erfolgt die Bestimmung der Partikelgröße bei PDA über einen Rechenalgorithmus, der sich aus Winkellagen und Wellenlängen der sich kreuzenden Laserstrahlen ergibt, so wird für die Kalibrierung des Streulichtverfahrens eine Referenz benötigt.

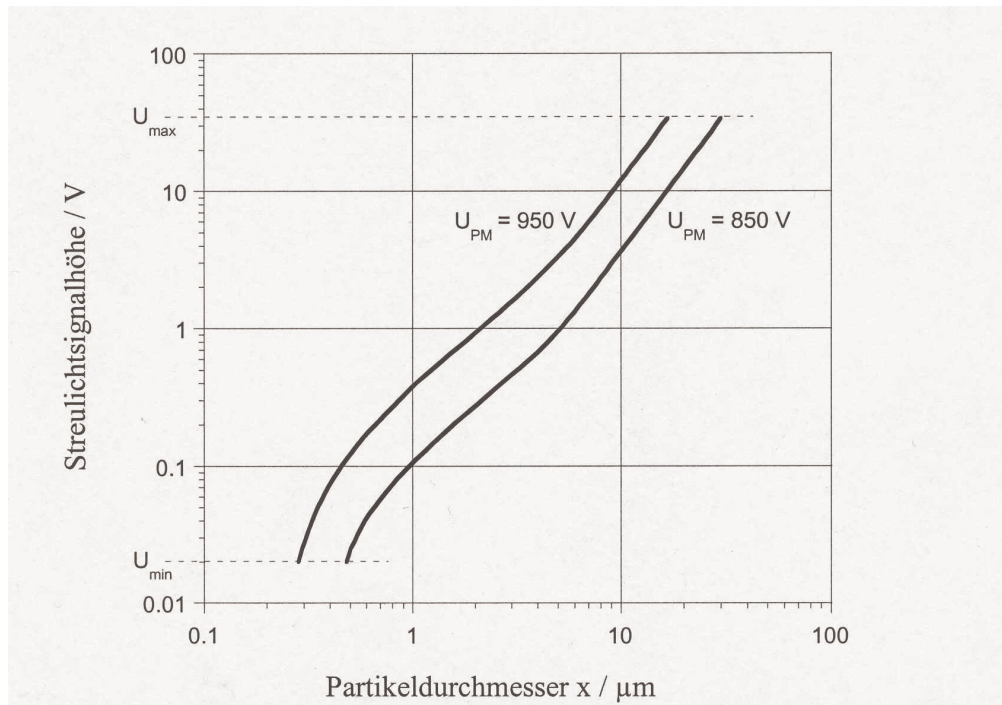


Bild 4-7: Kalibrierkurven Streulichtmessgerät für Prüflöl

Bild 4-7 gibt die Abhängigkeit der Signalthöhen der Photomultiplier zum Tropfendurchmesser von Prüflöl wieder. In dem Diagramm sind zwei Kurven dargestellt, die mit unterschiedlichen Versorgungsspannungen der Photomultiplier ermittelt werden. Die qualitativen Verläufe sind nahezu identisch, lediglich in Abszissenrichtung verschoben. Es zeigt sich, dass mit einer eingestellten Versorgungsspannung nicht der gewünschte Messbereich von 0,3 μm -40 μm abgedeckt werden kann. Mit erhöhter Versorgungsspannung ($U_{PM}=950\text{ V}$) reicht die Auflösung bis zu einem Minimalwert von 0,3 μm . Das maximale Ausgangssignal der Photomultiplier entspricht mit 25 V einem Tropfendurchmesser von ca. 18 μm . Durch die Verringerung der Versorgungsspannung kann die Verstärkung der Photozellen verringert werden. Dies ermöglicht eine Verschiebung des Messbereichs in größere Durchmesserbereiche. Für die Versuche

kommen beide Messbereiche zum Einsatz, die in den Absolutwerten der Versorgungsspannungen angepasst werden können. Beide Ergebnisdateien werden an einem definierten Größenbereich überlagert, so dass sich insgesamt der gewünschte Messbereich einstellt. Die Ausgangsspannung ist abhängig von der Intensität der Beleuchtungsquelle. Wird diese gewechselt oder kommt es durch Alterung zu einer Verringerung der Lichtleistung, ändert sich auch die Ausbeute an detektierbarem Streulicht. Aus diesem Grund müssen die Einstellwerte nachkalibriert werden.

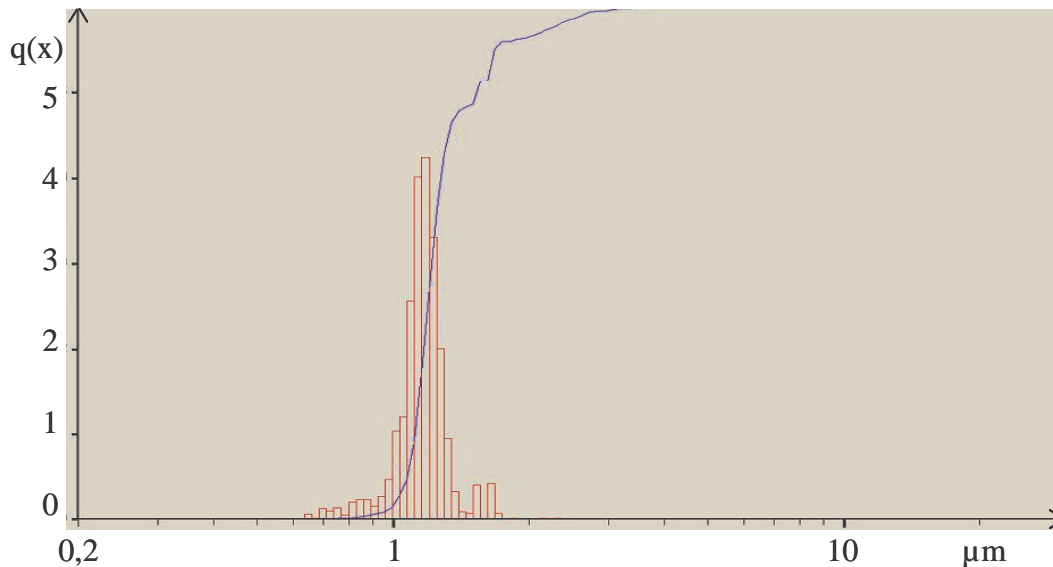


Bild 4-8: Kalibrierung mit Latexpartikeln 0,99 μm

Der Verlauf der Kalibrierkurve ist über die Mie-Streuungsverteilung bekannt. Die Lage dieser Kurve muss in Abhängigkeit der Photomultiplier-Spannungen und der Lichtintensität angepasst werden. Grundlage für einen solchen Abgleich sind Latexpartikel bekannter Größe, die in Wasser dispergiert sind. Die Partikel sind in dem Wasser nicht gleichverteilt und müssen zunächst durch eine Ultraschallbehandlung voneinander getrennt und aufgewirbelt werden. Um die Partikel als Einzelelemente durch die Messsonde zu leiten, muss zunächst eine Trennung von der flüssigen Phase erfolgen. Der Vorgang unterteilt sich in eine Feinverteilung von Wassertropfen über eine Luftströmung, die in sich die Latexteilchen tragen. Mit einer anschließenden, temperatúrausgelösten Trocknung liegen diese als Einzelteilchen vor. Diese können dann mit der Messsonde über eine Luftführung zum Messgerät geleitet werden.

Diese transparenten, kugelförmigen Teilchen weisen Brechungseigenschaften ähnliche denen einer Flüssigkeit auf. Der Brechungsindex ist bekannt und wird faktoriell an Dieselkraftstoff, bzw. Prüföl angepasst. In iterativen Versuchsschritten verschiebt die Spannung der Photomultiplier die Kalibrierkurve. Der Schwerpunkt der Verteilung zeigt einen mittleren Durchmesser von 1,2 μm (Bild 4-8). Das Brechungsindexverhältnis Latex zu Prüföl unterscheidet sich mit dem Wert 1,2 exakt vom erwarteten Wert. Somit liefert das Ergebnis eine Kalibrierung mit Latexteilchen im mittleren Durchmesserbereich 0,99 μm .

4.4.3 Funktionsprinzip eines Photomultipliers

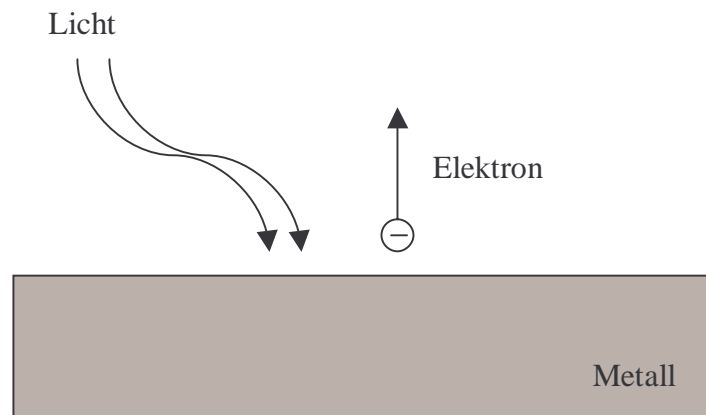


Bild 4-9: Schematische Darstellung des äußeren Photoeffekts

Zur Messung von Lichtstrahlung stehen verschiedene Halbleiterkomponenten zur Verfügung, so genannte Photozellen bzw. -leiter. Photoleiter ändern ihren Widerstand in Abhängigkeit der Strahlungsintensität. Die Empfindlichkeit ist dabei von den Halbleiterverbindungen abhängig, die auf verschiedene Wellenlängenbereiche abgestimmt werden. Trotz der großen Empfindlichkeit kommen solche Komponenten für die Partikelmessung nicht in Betracht, da die Ansprechzeiten für den eingeschwungenen Zustand zu lang sind.

Sowohl bei der Anwendung im Streulichtmessgerät als auch beim PDA-System liegen die Flugzeiten durch das Messvolumen und damit die Belichtungsdauer der Detektoren unter $25 \mu\text{s}$. Zudem sind die Lichtenergien bei Partikeldurchmessern von $10 \mu\text{m}$ sehr gering. Die Lösung besteht in der Verwendung von Photokathoden.

Dabei wird der äußere Photoeffekt ausgenutzt, der im folgenden kurz beschrieben werden soll. Licht besteht aus Photonen, die sich mit Lichtgeschwindigkeit bewegen. Trifft ein Photon auf eine metallische Oberfläche, so entsteht eine Wechselwirkung mit dem Metallelektron und überträgt seine gesamte Energie auf das Elektron, d. h. das Photon wird vom Metall absorbiert. Übertrifft die absorbierte Energie die Elektronenaustrittsarbeit des Metalls, so verlässt das Elektron dieses. Die Anzahl der austretenden Elektronen ist dabei proportional zur Anzahl der auffallenden Photonen. Dieser Effekt wird in der Photozelle ausgenutzt. Sie besteht aus einer Anode und einer Kathode, die sich im allgemeinen in einer evakuierten Quarz- oder Glasröhre befindet. Die zwischen Kathode und Anode anliegende Spannung führt dazu, dass die austretenden Elektronen von der Anode beschleunigt werden. Ist die Spannung groß genug, erreichen alle Elektronen die Kathode. Als Messgröße erhält man einen Strom, den so genannten Photostrom. Dieser ist über weite Bereiche zur Intensität des einfallenden Lichts proportional.

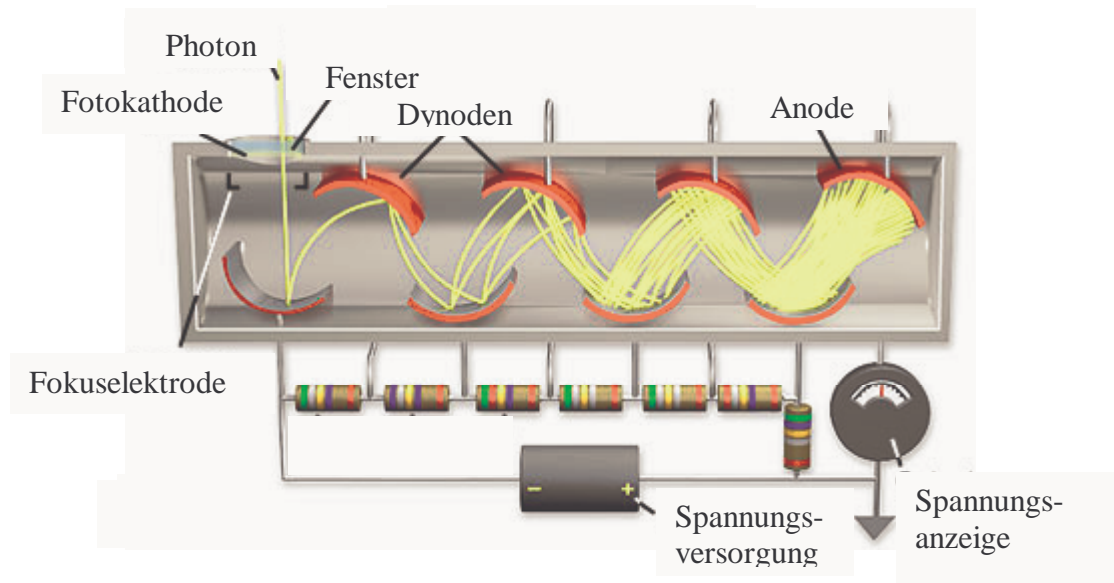


Bild 4-10: Aufbau eines Photomultipliers

Der Photomultiplier stellt ebenfalls eine Photozelle dar. Der Aufbau unterscheidet sich darin, dass der Photostrom verstärkt wird. Dazu ist der Photokathode ein Sekundärelektronenvervielfacher nachgeschaltet. Er besteht aus mehreren Elektroden, auch Dynoden genannt, die hintereinander geschaltet sind. Trifft ein Elektron auf eine Dynode, löst es in Abhängigkeit vom Werkstoff, von der Energie des Elektrons und vom Auftreffwinkel im Mittel 4-14 Elektronen ab. Danach werden sie zur zweiten Dynode beschleunigt, die wiederum faktoriell Elektronen auslöst. Die Anzahl ist Abhängig von der Dynodenspannung. Diese liegt zwischen 100 – 300 V. Die Spannung ist ein Maß für die Verstärkung und kann für die zu erwartende Lichtintensität angepasst werden. In Abhängigkeit der Anzahl der Stufen werden zwischen 6 und 14 Dynoden verbaut, die eine Verstärkung von 10^6 – 10^9 ermöglichen. So können sehr kleine Lichtsignale einen gut messbaren Photostrom erzeugen. Ein weiterer Vorteil dieses Bauteils besteht in der Anstiegszeit des Signals. Diese beträgt weniger als 15 ns und ist einsetzbar für Frequenzen bis 10 GHz.

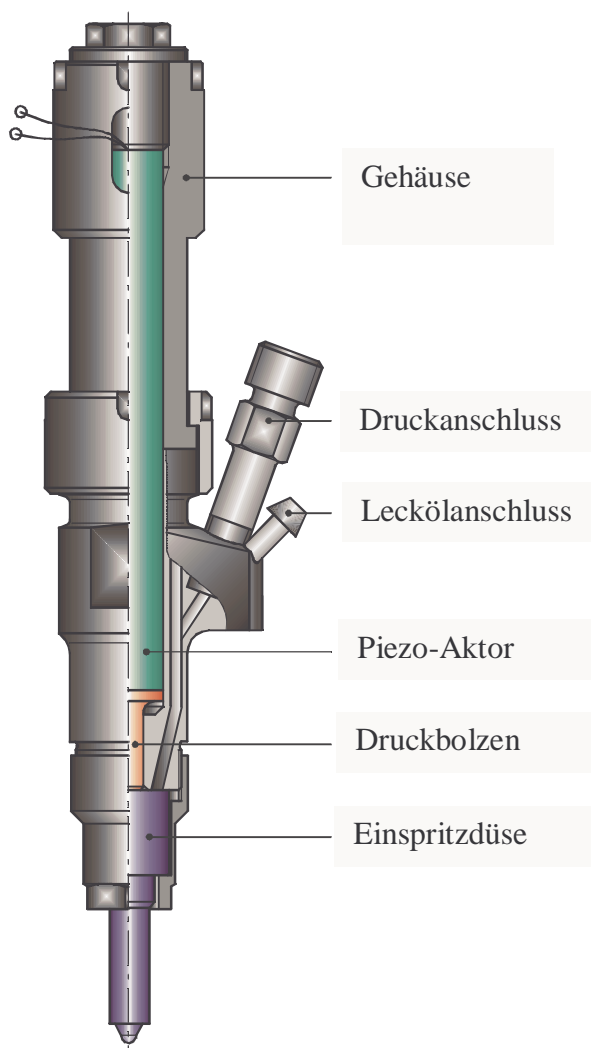
5 Konzeption und Aufbau des Einspritzprüfstands

5.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau im Einspritzlabor setzt sich zusammen aus dem Einspritzsystem, der Strahlseparierung zur Freigabe eines Einzelstrahls einer Mehrlochdüse und dem Prüfstandgestell zur Aufnahme Systeme und der Messtechnik. Die einzelnen Komponenten sollen im folgenden beschrieben werden.

5.1.1 Einspritzsystem mit Piezoaktorik

Das für den Versuchsbetrieb eingesetzte Einspritzsystem ist eine Eigenentwicklung des Instituts für Technische Verbrennung der Universität Hannover. Es wurde sowohl für den Einsatz an Einspritzprüfständen als auch für den gefeuerten Betrieb in Einzylinderversuchs- und Vollmotoren konzipiert. Basis des Systems ist ein piezoaktuierter Hochdruckinjektor. Durch die geringen Abmaße kann er anstelle von Zweifederdüsenhaltern konventioneller Verteilerpumpenmotoren, bzw. als Ersatz für magnetventilgesteuerte CR-Injektoren verbaut werden und erfordert keine weitere Umrüstung gängiger Dieselmotoren. Bei dieser Bauart handelt es sich um einen nadelhubgesteuerten Injektor, der im Gegensatz zu druckgesteuerten Systemen eine geführte Nadelbewegung unabhängig vom Einspritzdruck darstellen kann [Mey1].



Dieses erfolgt über einen im Injektor befindlichen piezoelektrischen Translator, der über einen Druckbolzen direkt auf die Düsennadel wirkt. Im aufgeladenen Zustand (1000 V) dehnt sich dieser Aktor um ca. 0,1% seiner Gesamtlänge aus und verschließt die Düsenbohrungen über die Bewegung der Düsennadel in den Sitz des Düsenkörpers. Über den Druckanschluss kann nun ein beliebiger Vor- oder Rückdruck des einzuspritzenden Mediums angelegt werden. Durch Entladung zieht sich der Aktor auf seine ursprüngliche Länge zusammen und gibt über die Düsennadel die Bohrungen im Düsenkörper frei. Der Hub der Nadel wird dabei ausschließlich durch den anstehenden Kraftstoffdruck ausgelöst.

Bild 5-1: Piezo-Injektor [ITV]

Das mechanische Betätigungsverhalten des Aktors ändert sich auf Grund der hohen Federkonstanten der Piezokeramik und der hohen Stellkräfte nur durch anliegende Kräfteinwirkungen der Düsenadel, wie sie durch hydraulische Schwankungen bei den hochtransienten Vorgängen des Nadelöffnen und –schließen entstehen können.

Die Ansteuerung des Aktors erfolgt über einen spannungsgeführten Hochspannungsverstärker, der auf die Aktorkapazität und auf die dynamischen Anforderungen abgestimmt ist. Die Bauart als spannungsgeführtes System ermöglicht es, die für die Hochvoltaktorik nötige Spannung über eine Steuerspannung (z.B. PC) vorzugeben, wobei die Regelung des Ladestroms intern im Verstärker ausgeführt wird. Parametrierbar sind dabei die Öffnungsdauer (Einspritzdauer) sowie auch die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der Nadel. Dies ermöglicht eine Einspritzverlaufsformung einer definierten Einspritzmenge. Durch Variation der Entladespannung kann zudem der Nadelhub verringert und daher ein Teilhub realisiert werden. So lassen sich für den motorischen Betrieb Kleinstmengen für Voreinspritzungen gezielter dosieren. Derzeit ist ein Aktor mit einer Länge von 137 mm verbaut, welcher einen Hub von 180 μm . Piezoaktoren zeichnen sich durch eine extrem hohe Dynamik verbunden mit großen Stellkräften aus.

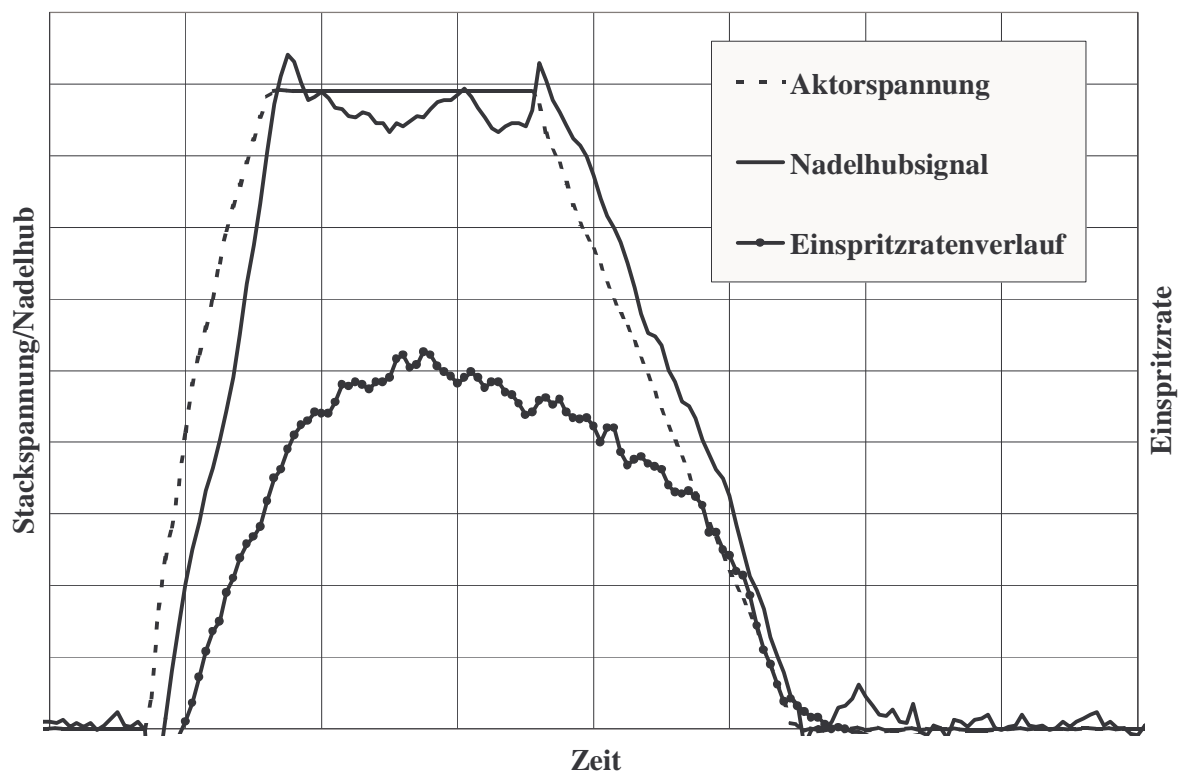


Bild 5-2: Injektorcharakteristik

In Bild 5-2 ist exemplarisch ein Einspritzverlauf mit Nadelhub und Aktorspannung dargestellt. Zur besseren Veranschaulichung zeigt die gestrichelte Linie die negierte Translatorspannung des Injektors. Eine steigende Flanke bewirkt die Entladung des Stacks und damit

die Düsenöffnung über den einsetzenden Nadelhub. Es ist gut zu erkennen, dass der Nadelhub (nach einer kurzen Totzeit) dem Spannungsverlauf folgt. Der Ratenverlauf verhält sich entsprechend des freigegebenen Querschnitts im Düsenkörper. Der Zeitversatz entsteht durch die Befüllung der Düsenlöcher und des Abstands vom Drucksensor zum Düsenlochaustritt. Der Abfall der Rate vor dem eigentlichen Einspritzende ist charakteristisch bei einer extrem langen Einspritzdauer mit Common-Rail-Systemen. Wird eine große Menge Kraftstoff dem System spontan abgefordert, kommt es zu einem leichten Druckabfall, der die Rate zum Ende minimal begrenzt.

5.1.2 Kraftstoff-Hochdruckversorgung

Das Common-Rail-System benötigt für die Bereitstellung des Kraftstoffdrucks im motorischen Betrieb eine Hochdruckversorgung, die weitestgehend unabhängig von Motordrehzahl und Kraftstofftemperatur, variablen Druck bereitstellt. Dieser soll über den Zeitraum eines Einspritzvorgangs möglichst konstant gehalten werden, um die Einspritzrate nicht zu beeinflussen. Seriensysteme arbeiten mit einem Verbund bestehend aus einer Radialkolbenpumpe und einem schwingungsabgestimmten Druckspeicher (Rail). Eine Dreikolben-Hochdruckpumpe fördert kontinuierlich, wobei sich der Druck durch das gezielte Absteuern einer Leckmenge aus dem Rail in den Tank einstellt. Moderne Pumpen können bei geringem erforderlichem Volumenstrom ein Pumpenelement über ein Magnetventil abschalten.

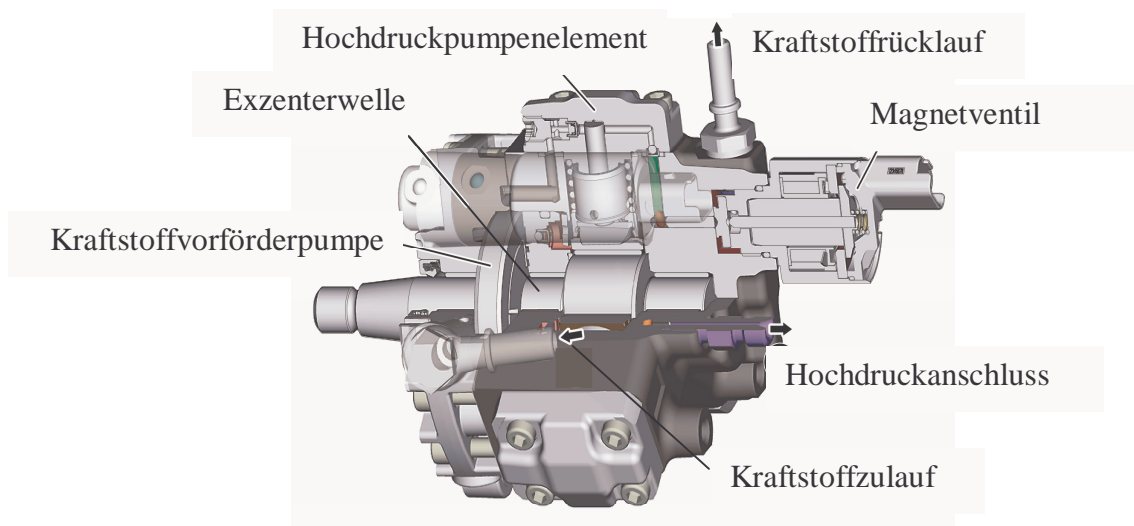


Bild 5-3: Common-Rail-Hochdruckpumpe [Sie]

Bild 5-3 gibt den Aufbau einer Siemens-Hochdruckpumpe wieder. Der Kraftstoffzulauf kann drucklos erfolgen, da eine Vorförderpumpe den erforderlichen Anfangsdruck zum Befüllen der Hochdruckpumpelemente sicherstellt. Die Exzenterwelle setzt die rotatorische Bewegung in eine translatorische Pumpwirkung um. Ein Magnetventil ermöglicht das Abschalten eines Pumpenelementes. Durch die Pumpwirkung der drei Kolben kommt es zu Druckpulsati-

onen, ebenso durch die spontane Mengentnahme während einer Einspritzung. Sowohl die im Rail vorhandene Kraftstoffmenge als auch die Leitungslängen und –querschnitte, bieten die Möglichkeit, diese Schwingungen hinsichtlich Amplitude und Dauer zu dämpfen. Zum Zeitpunkt des Projektbeginns war der Maximaldruck der Serienpumpen mit 135 MPa spezifiziert. Heutige Systeme leisten bis zu 180 MPa.

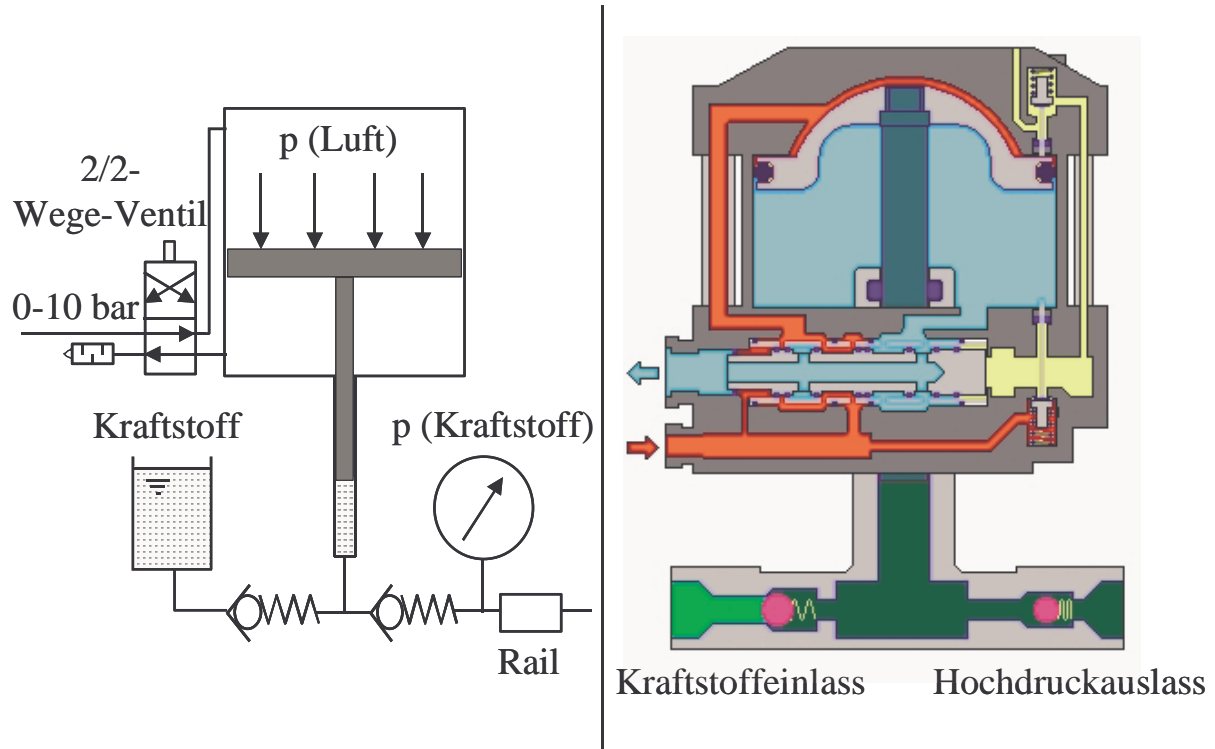


Bild 5-4: Funktionsprinzip Druckübersetzer [Has]

Es galt für den Prüfstandsbetrieb eine Hochdruckversorgung zu integrieren, die Drücke oberhalb 200 MPa bereitstellen kann. Des Weiteren sollen Druckschwingungen bestmöglich reduziert werden. Die Lösung besteht aus einem pneumatisch zu betrieblenden Druckübersetzer (Bild 5-4). Das Funktionsprinzip basiert auf einer Übersetzerstufe zweier unterschiedlich großen Kolbendurchmesser. Auf der großen Kolbenoberfläche wirkt der über ein Proportionalventil einstellbare Pressluftdruck, der entsprechend zu dem Flächenverhältnis der hydraulisch belasteten Seite einen vielfach größeren Druck aufbaut, der auf den Kraftstoff übertragen werden kann. In Verbindung mit zwei Rückschlagventilen lässt sich durch eine translatorische Bewegung die Pumpwirkung darstellen. Bei der Druckstufe schließt das Ventil zum Kraftstofftank, das Hochdruckventil öffnet sich durch den einsetzenden Volumenstrom. Hat der Pressluftkolben seinen maximalen Weg zurückgelegt, wird über Pilotventile ein Steuerschieber in Bewegung gesetzt, der die Pressluftzufuhr auf die Unterseite des Antriebskolbens umlenkt. Dadurch fährt der Kolben in seine Ausgangsposition zurück. Bei der Aufwärtsbewegung saugt der Hochdruckkolben neuen Kraftstoff nach. Auf der Druckseite schließt das Rückschlagventil, so dass der Hochdruck während der Saugphase erhalten bleibt. Durch die mechanisch entkoppelte Antriebsart entfällt die Notwendigkeit überschüssiges Fördervolumen abzusteuern. Wird kein weiterer Kraftstoff entnommen, verharrt die Pumpe in einer Stellung,

die dem Kräftegleichgewicht beider Kolben entspricht. Der sich daraus ergebende Vorteil besteht darin, dass die bei der Radialkolbenpumpe entstehende Wärmeeinbringung in den Kraftstoff durch die Drosselwirkung beim Absteuern entfällt. Des Weiteren ist das Hubvolumen im Hochdruckzylinderraum gegenüber Radialkolbenpumpen sehr groß, so dass während einer Einspritzung der Kolben kontinuierlich Kraftstoff nachfördern kann und keine Druckschwankung durch eine kontinuierliche Pumpwirkung eingeleitet wird.

5.1.3 Strahlseparierung

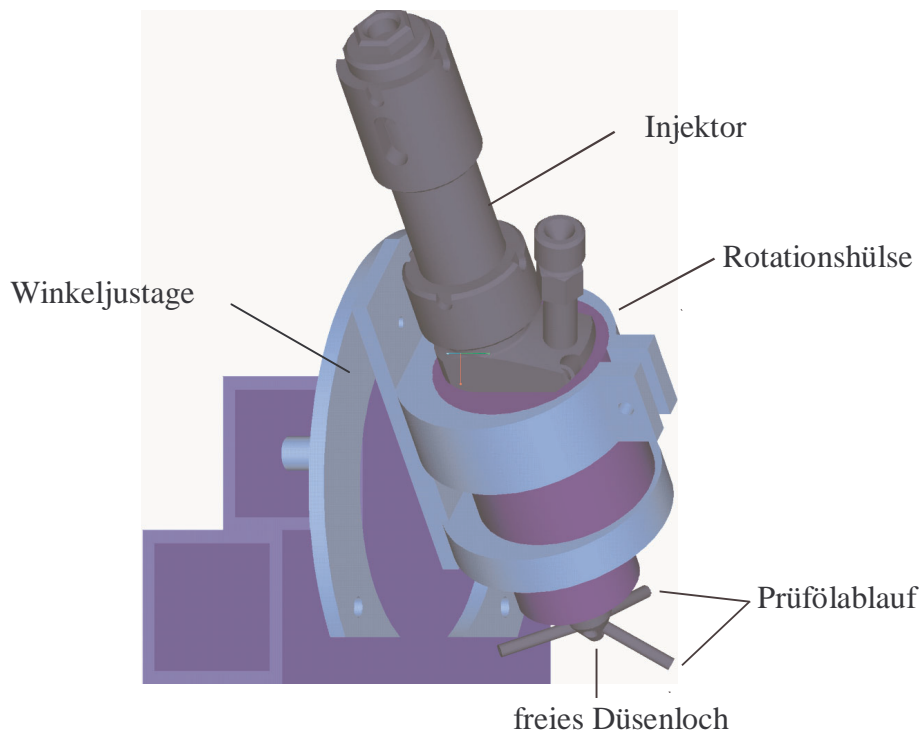


Bild 5-5: Konstruktionsdarstellung der Injektorpositionierung

Besonderes Augenmerk bei der Prüfstandsplanung galt der Injektorhalterung. Um die Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse sicherzustellen, ist die Düsenbohrung bei jedem Umbau koaxial zum Messrohr auszurichten. Mit Hilfe der Düsenkonstruktionsdaten lässt sich der Injektor über Winkelscheiben der in Bild 5-5 dargestellten Konstruktion exakt positionieren.

Da die Düsenlöcher separat vermessen werden, ist die aus den nicht messrelevanten Düsenlöchern austretende Kraftstoffmenge abzuführen. Auf Grund der kleinen geometrischen Abmessungen der Düsenkuppe ($\varnothing 7$ mm) scheidet eine direkte Anbindung eines Ablaufschlauches o. ä. aus. Ebenso erfüllen Abscheidebleche, die einzelne Stahlkeulen ablenken sollen nicht ihren Zweck, da die Kraftstoffmenge zeitverzögert in die Messung einfließen würde. Der Düsenkörper benötigt demnach eine Adaptionmöglichkeit für die Abfuhr der überschüssigen Kraft-

stoffmenge. Dieses geschieht mittels einer Strahlseparierung, die einteilig über den Düsenkörper geschoben wird. Die konstruktive Umsetzung zeigt Bild 5-6. Der aus Stahl gefertigte Aufsatz verfügt analog der Spritzlochanordnung über Öffnungen, die dem 5-fachen des Düsenlochdurchmessers entsprechen. An diesen werden Rohre entsprechenden Durchmessers adaptiert, die eine Verbindung zu einem Absaugsystem erlauben.

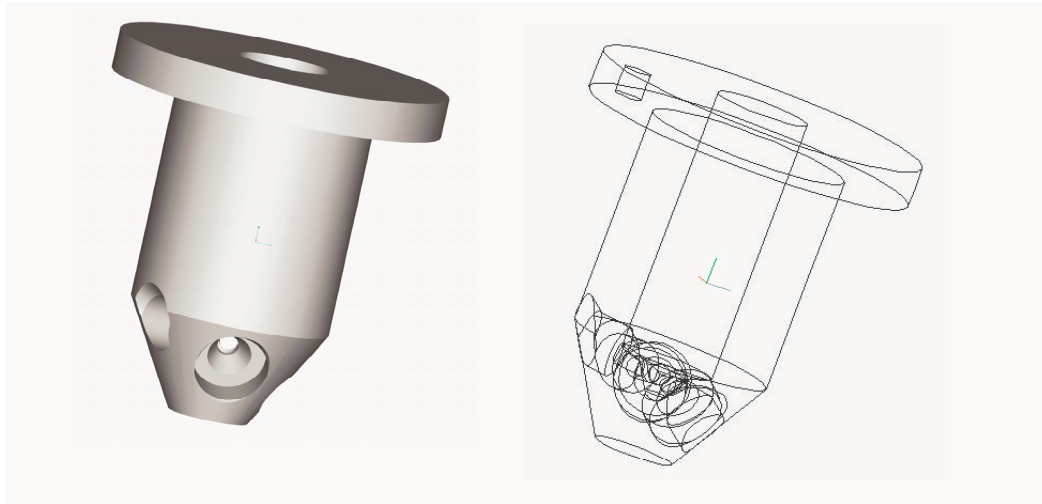


Bild 5-6: Strahlseparierung

Um die Innenkontur des geometrisch komplexen Düsenkörpers in der Separierung nachzubilden, konnte eine mittig geteilte Düse eingesetzt werden, die die Funktion eines Spanwerkzeugs erhält. Durch diese genaue Fertigung kann eine Abdichtung für die Ablaufbohrungen sichergestellt werden. Weiterhin konnte die Wandstärke der Separierung entsprechend gering gehalten werden, um den am freien Düsenloch austretenden Strahl durch aerodynamische Effekte (Unterdruckerzeugung im Rohr ähnlich einer Wasserstrahlpumpe) nicht zu beeinflussen.



Bild 5-7: Strahlseparierung auf Kunstharzbasis

Die konstruktive Umsetzung auf Basis einer Vollmetallvariante bedingt eine aufwändige Fertigung mit engen Toleranzen, um eine gute Abdichtung gegenüber den einzelnen Düsenlöchern zu erreichen. Eine weitere Möglichkeit in der Umsetzung einer passgenauen Adaption besteht in dem Aufbringen einer Form direkt auf den zu adaptierenden Düsenkörper. Durch mehrmaliges Tauchen eines Düsenkörpers in flüssigen Kunstharz bildet sich eine dünne Kunststoffschicht, die von dem Düsenkörper getrennt werden kann. Die Transparenz des Materials erlaubt die direkte Einbringung des Spritzloches und der Ablaufbohrungen. Anschlussstücke können mit dem identischen Harz nachträglich angebracht werden.

5.1.4 Automatisierte Positionierung der Entnahmesonde

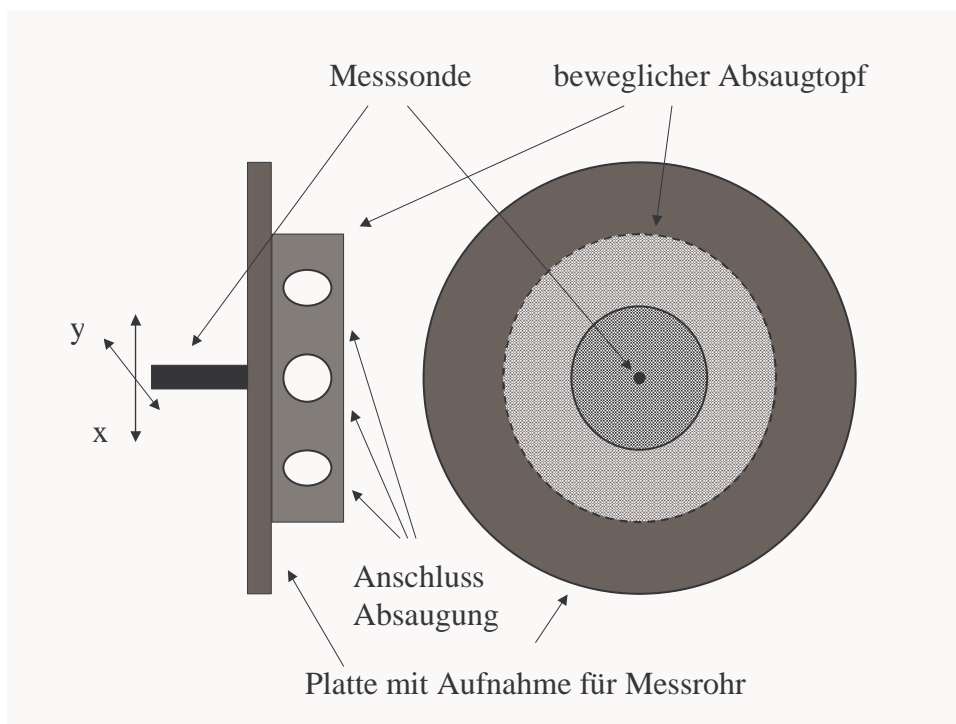


Bild 5-8: Absaugung mit integrierter, variabler Sondenposition

Besonderes Augenmerk gilt bei diesem Aufbau der Absaugvorrichtung. Wie in Kapitel 4.4.2 beschrieben, arbeitet das System mit einer Messsonde, die dem Tropfenkollektiv einen definierten Teilstrom entzieht. Diese Sonde wird für die Betrachtung des gesamten Sprayaufbaus im Messrohr verfahren und definiert positioniert. Die Absaugung erfolgt mittels eines Gebläses, wobei der Luftstrom dem Messrohr entnommen wird. Die Anbindung muss dabei so gestaltet werden, dass sich ein über den Rohrquerschnitt gleichmäßig verteilter Volumenstrom ergibt, der sich unabhängig von der Messsondenposition einstellt. Erreicht wird dies durch eine bewegliche Topfabsaugung am Ende des Messrohres, wobei sich der freigegebene Querschnitt auf Grund einer großen, ortsfesten Abdeckplatte nicht ändert. Das Grundprinzip ist in Bild 5-8 dargestellt.

Der Topf verfügt am Rand über insgesamt acht Schlauchanschlüsse, die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind. Der Absaugtopf ist auf der offenen Seite mit einem Gitter abgedeckt, wodurch eine Drosselung des Volumenstroms erreicht wird. Der sich daraus ergebende Vorteil ist ein sich gleichmäßig unterhalb des Gitters einstellender Unterdruck, der zu einer Vergleichmäßigung des Volumenstroms über den Querschnitt beiträgt. Die Aufnahmeplatte ist mit einem dem Messrohr entsprechenden Loch versehen. Wird die Messsonde verfahren, so folgt der Topf dieser Bewegung. Mittels einer Abdichtung und einer federbelasteten Spannvorrichtung zwischen Topf und Platte erhält man eine Einheit, die der Anforderung einer freien Positionierbarkeit der Messsonde, verbunden mit einem unveränderlichem Querschnitt der Topföffnung Rechnung trägt.

Wie in Kapitel 4.4.2 beschrieben, bedingt das Streulichtmessverfahren eine definierte Probenentnahme aus dem Spray. Die Anzahl der Stichproben über den Querschnitt spiegelt die

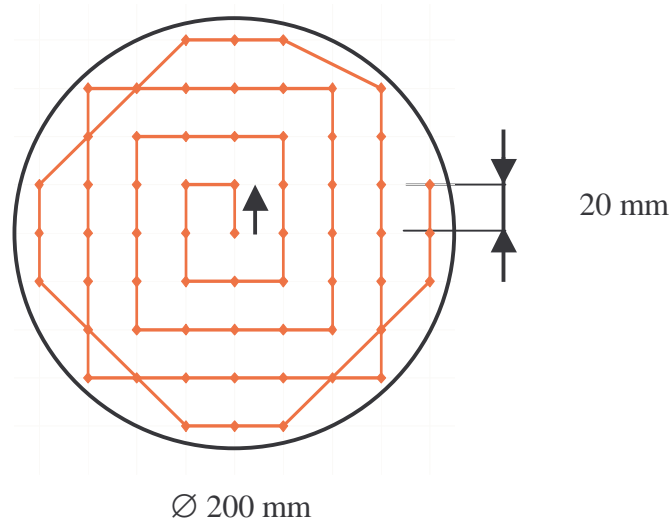


Bild 5-9: Sondenpositionsgitter im Messrohr

Auflösung des Messergebnisses wieder. Das Rastermaß kann frei gewählt werden. Bei einem empirisch festgelegten Abstand von 20 mm in beiden Ebenenrichtungen ergibt sich ein Rastermaß, das mit 61 Messpunkten den Messrohrinnenquerschnitt abdeckt. In Voruntersuchungen wurde schnell deutlich, dass eine manuelle Positionierung des Messgerätes im Hinblick auf den personellen Einsatz und die Genauigkeit/Reproduzierbarkeit ausscheidet. Die Lösung besteht in dem Einsatz eines 3-D-Koordinatenmesstisches, der über Servomotoren in Kombination mit einer SPS-Steuerung eine hohe Flexibilität der Bewegungen des Messgerätes erlaubt. Die SPS-Steuerung bietet die Möglichkeit, Bewegungsvorgänge zu programmieren, die über eine Einzelschrittsteuerung abgefahren werden (Bild 5-9). Die Positioniereinrichtung hat die Aufgabe, das Streulichtgerät zu führen. Parallel erfolgt die Nachführung des Messtopfes über den gleichen Antrieb. Ausgehend vom Zentrum des Rohres werden die 61 Sondenpositionen angefahren. Nach der Vermessung eines Messpunktes mit dem Streulichtgerät wird von der Messsoftware ein Signal an die SPS-Steuerung übertragen, der die Bewegung zum nächsten Messpunkt einleitet. Wird der Endpunkt erreicht, schalten sich beide Systeme ab.

Es galt die Konstruktion so abzustimmen, dass die Einzelkomponenten hinsichtlich ihrer Funktionalität und Bedienbarkeit nicht eingeschränkt werden. Die Hochdruckleitung zum Injektor ist bei diesem Aufbau länger ausgeführt als im motorischen Einsatz. Da Druckspeicher nicht für den angestrebten Maximaldruck nicht erhältlich waren, übernimmt eine erhöhte Leitungslänge mit vergrößertem Querschnitt diese Funktion. Das Messrohr für die Sprayverteilung bedingt einen freien Einlaufbereich in den Lufttrichter. Der Lufttrichter ermöglicht eine Verringerung der Turbulenz im Einlaufbereich. Verwirbelungen, bzw. ein unsymmetrisches Strömungsprofil im Rohr, würden zu Durchmischungen des Einspritzstrahls führen und eine räumliche Analyse des Sprayaufbaus ausschließen

Bild 5-10 zeigt die konstruktive Umsetzung als Pro-E-Zeichnungsmodell. Der linke Teil besteht aus einer Stahlkonstruktion aus Vierkantrrohr mit einer mittleren Ebene zur Aufnahme der kompletten Hochdruckeinheit bestehend aus Tank, Pumpe, Manometer und der Pneumatikverschaltung mit regelbarem Pressluftventil. Die obere Ebene (hier nicht dargestellt) besteht aus einer Aluminiumplatte, welche die Aufnahme des Injektors beinhaltet und als Ablage für die hydraulischen Messgeräte dient. Somit können Mengenummessungen und Sprayvermessungen ohne großen Umbauaufwand durchgeführt werden. Zu diesem Zweck kommt eine flexible Hochdruckleitung zum Einsatz, die ein einfaches Verschwenken des Injektors ermöglicht. Bild 5-11 zeigt den ausgeführten Versuchsstand im Einspritzlabor des ITV.

Im linken Teil ist die Verfahreneinrichtung erkennbar, die mit drei Servomotoren über eine im Nachbarräum integrierte SPS-Steuerung das Streulichtmessgerät positioniert. Das graue Rohr ist mit einem Hochleistungsgebläse verbunden und liefert den für den Spraytransport erforderlichen Luftvolumenstrom im Einspritzkanal. Die Kraftstoffversorgung ist im rechten Teil des Fotos ersichtlich. Das Kompletต์modul, bestehend aus Tank, Pumpe, Steuerventile und der Messtechnik für die Druck- und Temperaturerfassung ist als Einheit austauschbar. Der Einspritzgesetzindikator, als hydraulisches Messsystem für die Versuchsparametrierung, lässt sich durch die Positionierung am Prüfstandsgestell leicht adaptieren.

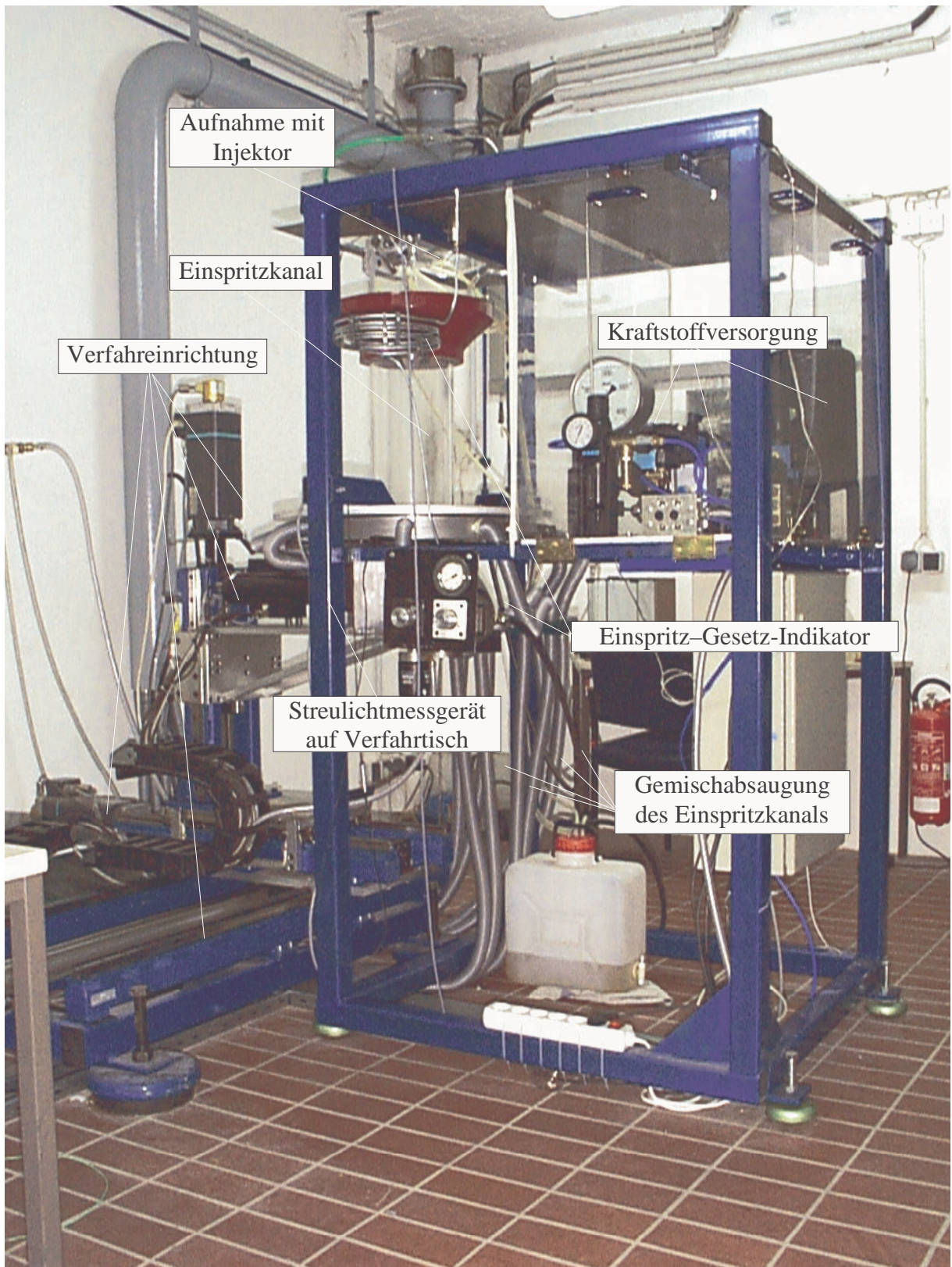


Bild 5-11: Versuchsstand mit Einspritzeinheit und Messaufbau

5.2 Mess- und Steuerelektronik

Zur Steuerung des Streulichtmessgerätes dient ein herkömmlicher PC, der mit einer für den Anwendungsfall gefertigten Messkarte ausgestattet ist. Diese Messkarte verfügt über zwei analog/digital Wandler und erlaubt sehr hohe Datenraten für die schnelle Abtastung der kurzen Signalpeaks, die maximal $25 \mu\text{s}$ anliegen. Die Ansteuerung der Messkarte erfolgt mit DOS-basierten Programmen, um die Echtzeitfähigkeit durch das Windows-Betriebssystem nicht zu gefährden. So kann die gesamte Prozessorleistung für die Messkarte bereit gestellt werden.

Die Bedienoberfläche ist in Visual Basic programmiert. Sie ermöglicht die Parametrierung der Messung. Die Messdauer ist variabel einstellbar und wird empirisch ermittelt. Zudem ermöglicht die Software die automatische Umschaltung der Empfindlichkeit der Photomultiplier. Im Versuchsablauf werden zunächst mit einer kleinen Photomultiplierspannung die „großen“ Tropfen detektiert. Anschließend erfolgt die Umstellung auf eine höhere Versorgungsspannung. Dies bewirkt eine höhere Empfindlichkeit der Photomultiplier und ermöglicht die Detektion von Kleinstpartikeln. Beide Messbereiche verfügen über die gleiche Messdauer. Im Anschluss der Datenerfassung gibt die Messkarte ein Spannungssignal an die SPS-Steuerung, so dass die folgende Messposition vom Verfahrtsch angefahren werden kann. Die Rohdaten werden im Binärformat auf die Festplatte geschrieben. Die Auswertung erfolgt im Anschluss mit einem Unterprogramm.

Die Auswertung der aufgenommenen Rohdaten der Streulichtmesstechnik beginnt mit der Umrechnung der im Versuch ermittelten Binärdaten. Diese erfolgt auf Grundlage der Kalibrierdatei und ordnet die Spannungssignale in Tropfengrößenintervalle ein. Es dürfen dabei nicht alle aufgenommenen Daten in die Auswertung einbezogen werden. Der Zusammenhang soll im folgenden erklärt werden.

Die Randzonenfehlerkorrektur überprüft den Signalunterschied der beiden Photomultiplier-Spannungen. Dazu kann die Grenze der Signalabweichungen prozentual angegeben werden. Diese bezieht sich auf die maximale Amplitude beider Signale. Ist die Abweichung entsprechend groß bedeutet dies, dass ein Partikel den Übergangsbereich oder auch nur den großen Messbereich passiert hat (siehe Kapitel 4.4.2). Dieses wird in der weiteren Auswertung dann nicht berücksichtigt. Ein weiteres Ausscheidungskriterium ist die Flugzeitkontrolle. Die aufgeführten Werte der Strömungsgeschwindigkeit im Messvolumen und die Ausdehnung des Messvolumens in Strömungsrichtung sind bekannt. Daraus lässt sich die minimale Verweildauer eines Tropfens im Messvolumen bestimmen. Ist diese kleiner als berechnet, wurde das Volumen nicht geradlinig durchflogen, so dass die Streulichtintensität nicht die wirkliche Größe des Teilchens darstellt. Wiederum kommt es zum Ausschluss aus der Ergebnisdatei.

Gesamtpartikelanzahl
Verworfenene Partikel
Gemittelte Werte für Durchmesser, Oberfläche und Volumen
Modalwerte für Durchmesser, Oberfläche und Volumen
Sauterdurchmesser
Mittlere Flugzeit
Aufsummierte Werte über die Partikelanzahl von Oberfläche und Volumen
Normierte Anzahlverteilung der Partikelgrößen

Tabelle 5-1: Auswertungsgrößen

Diese enthält letztendlich die in Tabelle 5-1 aufgeführten Werte. Zur Darstellung der Ergebnisse findet die tabellarische Auflistung und die graphische Abbildung der Verteilungsfunktionen ihre Anwendung. Die Ergebnisse sollen in den folgenden Kapiteln ausführlich dargestellt und diskutiert werden.

6 Ergebnisse Piezoinjektor

6.1 Potenzial Piezoinjektor

Die Verwendung einer Piezokeramik zur Direktsteuerung einer Düsenadel birgt ein hohes Potenzial zur Erhöhung des dynamischen Verhaltens und zur definierten Steuerung der Düsenadelbewegung. Im folgenden soll das Wirkprinzip und die spezifischen Eigenschaften der Piezotechnologie beschrieben werden, die die Umsetzung eines piezoaktuierten Injektorsystems interessant machen.

6.1.1 Aufbau der Piezoaktorik

In Kapitel 5.1.1 wurde bereits auf das Funktionsprinzip und die besonderen Eigenschaften des Injektors eingegangen. Der piezoaktuierte Injektor in der für den Versuchsbetrieb ausgeführten Bauform ist mit einem Multilayerstack der Firma Marco GmbH ausgestattet. Die technischen Spezifikationen sind in Tabelle 6-1 aufgeführt und sollen nun im einzelnen beschrieben werden.

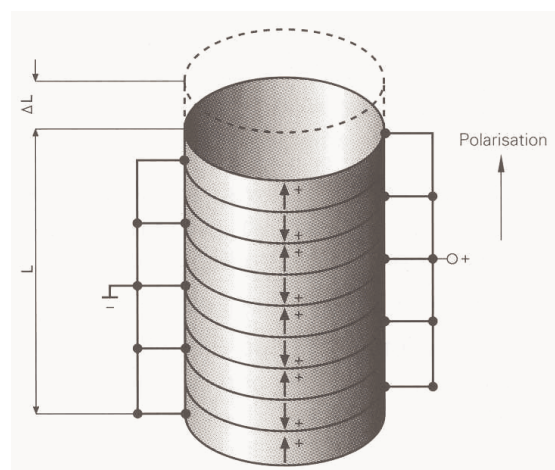


Bild 6-1: Elektrischer Aufbau eines Stapeltranslators [Mar]

Multilayeraktuatoren werden aus keramischen Einzelplatten zusammengesetzt, die durch dünne Metallelektroden getrennt sind. Es ergibt sich eine mechanische Reihen- und elektrische Parallelschaltung. Die Betriebsspannung ergibt sich aus der Betriebsfeldstärke, die bei dem verwendeten Werkstoff mit der Bezeichnung FPM 220 mit 2 kV/mm angegeben ist. Dies bedingt bei einer Spannung von 1000 V eine Mindestplattenstärke von $0,5 \text{ mm}$. Hochspannungsstapelaktuatoren werden aus Einzelplatten dieser Stärke zusammengesetzt. Die Betriebsspannung liegt in Parallelschaltung an den Platten an. Da die eingebrachte Ladung nicht abfließt, kann ein piezokeramisches Material auch als Kondensator betrachtet werden. Die Kapazität hängt von der Länge des Bauteils ab und beeinflusst maßgeblich die Dauer des Ladevorgangs und damit die Dynamik der Bewegung (Glg. 6-1).

Betriebsspannung	0-1000 V
Kapazität	1413 nF
Bauhöhe	92 mm
Durchmesser	15 mm
Betriebssteifigkeit	21 N/ μ m
Ausdehnung max.	180 μ m
Zulässige Last	4500 N

Tabelle 6-1: Technische Daten pa/ps/180.2.15 [Mar]

Die Beziehung lautet:

$$t \approx \frac{C * U_{\max}}{I} = \frac{1413nF * 1000V}{12A} = 117\mu s \quad (6-1)$$

Es liegt eine direkte Proportionalität der Bestromungsdauer zur Aktorkapazität vor, wobei sich der Ladestrom antiproportional verhält. Im vorliegenden Fall beträgt die minimale Lade- bzw. Entladedauer bei einer max. Stromstärke von 12 A und der angegebenen Kapazität ca. 120 μ s. Dieser Wert ist theoretisch berechnet und wird im dynamischen Betrieb durch die Verstärkereigenschaften beeinflusst. Die Rampe für den Stromanstieg und -abfall bedingt eine leichte Verschleppung. Des Weiteren ändert sich die Aktorkapazität im dynamischen Betrieb noch geringfügig zu größeren Werten. Neben der Verstärkerleistung muss die Resonanzeigenschaft der Keramik berücksichtigt werden. Diese ist abhängig von der Masse des Systems und kann für den Aktor mit Glg. 6-2 berechnet werden.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_T}{m_{\text{eff}}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{21 * 10^6 \frac{N}{m}}{0,0653kg}} = 2854Hz \quad (6-2)$$

$$\text{mit } m_{\text{eff}} = m_{\text{piezo}}/3$$

Der Aktuator sollte unterhalb oder zumindest außerhalb der Resonanzfrequenz betrieben werden. Der sichere Betrieb richtet sich nach der Bestromung, die zuvor nur nach dem Gesichtspunkt der minimalen Anstiegszeit betrachtet wurde. Da sich die Kapazität des Aktors in Abhängigkeit von Temperatur und Spannung ändern kann, sollte für die Berechnung der maximalen Bestromung ein Sicherheitsfaktor von 0,8 berücksichtigt werden. Dabei ergibt sich nach Glg. 6-3 ein maximaler Strom von:

$$\begin{aligned} I_{\max} &= \pi * f_{\text{grenz}} * C * U \\ &= \pi * 0,8 * 2854 \frac{1}{s} * 1413 * 10^{-9} * 1000V \\ &= 10,13A \end{aligned} \quad (6-3)$$

6.1.2 Aktorpositioniergenauigkeit

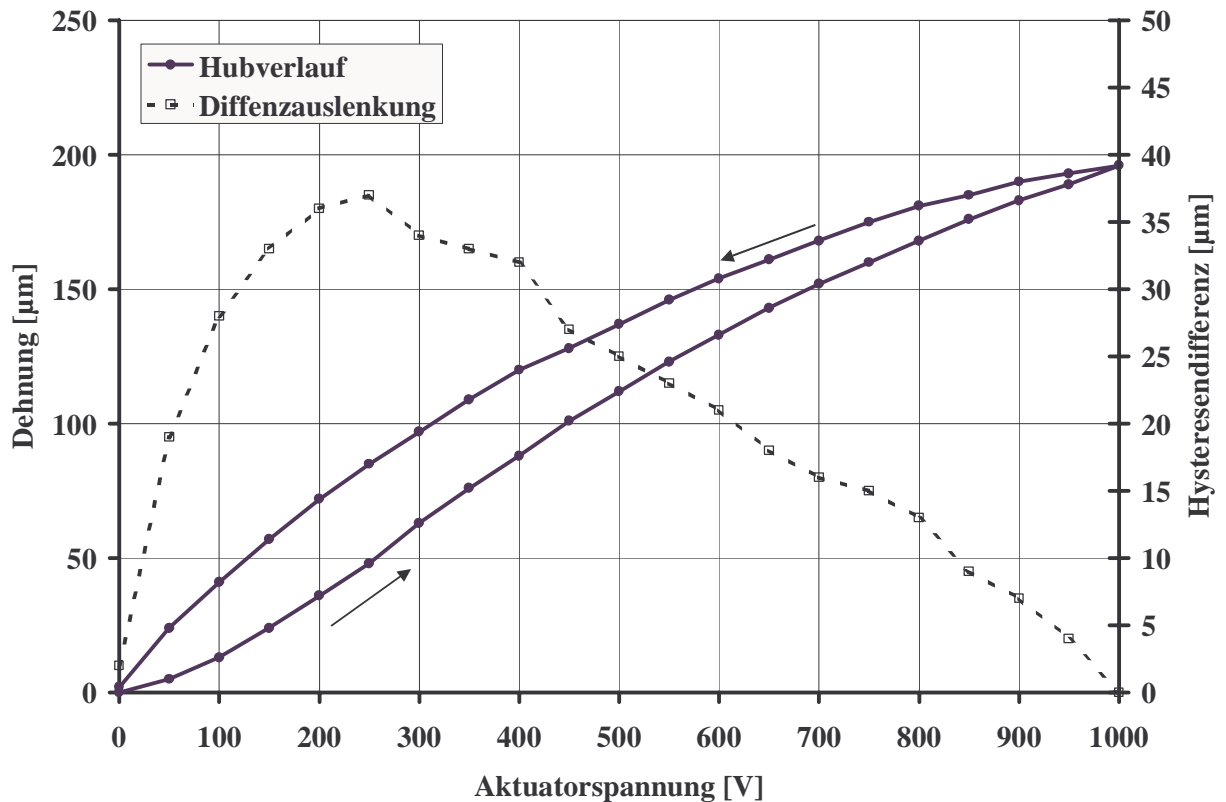


Bild 6-2: Hystereseverlauf im spannungsführten Betrieb

Die Piezotechnologie erlaubt in Kombination mit einem spannungsgeregeltem Verstärker die definierte Dehnung des Materials. Überlagert wird dieses Verhalten jedoch von einer ausgeprägten Hysterese bei einer Richtungsumkehr. Diese ist vergleichbar mit der magnetischen Hysterese von elektromagnetischen Bauteilen und entsteht durch kristalline Polarisations- effekte und molekulare Reibung [Mar, PI]. Bild 6-2 zeigt eine Kalibrierung eines Piezoaktua- tors mit einer Spannungssteigerung von 50 V pro Messpunkt mit vollständiger Dehnung bei $U_{\text{Stack}}=1000$ V. Im Anschluss erfolgt der Entladevorgang in identischen Differenzspannungs- schritten. Ausgehend von dem Ladevorgang kann der Verlauf als annähernd linear betrachtet werden. Bei der Entladung ist jedoch eine deutliche Abweichung in Richtung erhöhter Dehnung zu beobachten. Die Dehnungsdifferenz vom Lade- zum Entladevorgang bei gleicher Spannung ist mit der gestrichelten Linie dargestellt. Es wird deutlich, dass die größte Abwei- chung im unteren Spannungsbereich bei 250 V auftritt. Da der Effekt der Nadelsitzdrosselung mit zunehmenden Nadelhub, d. h. geringerer Dehnung abnimmt, wirkt sich die reduzierte Positioniergenauigkeit geringer auf die Ratenformung aus.

6.2 Grundlegende Ratencharakteristik

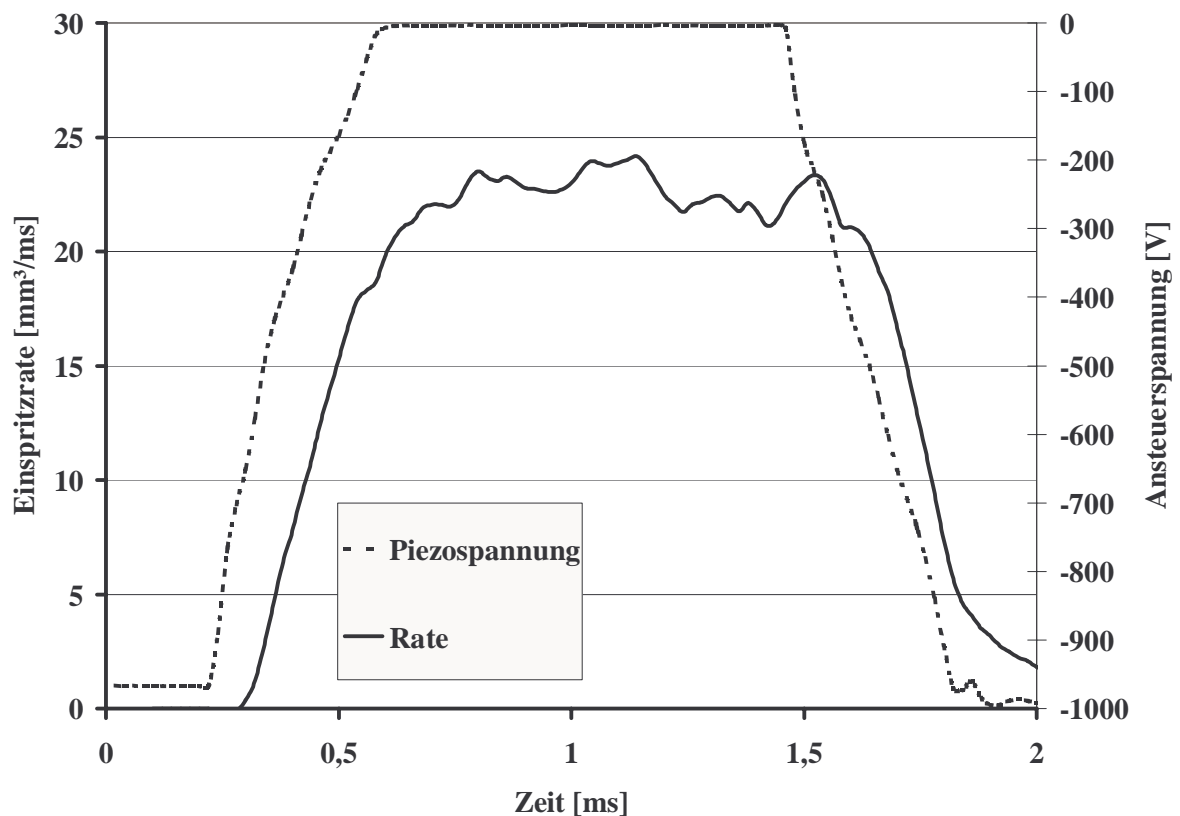


Bild 6-3: Typischer Einspritzratenverlauf des CR-Systems bei $p_{\text{rail}}=100$ MPa

Die Einspritzrate ist die wichtigste hydraulische Kenngröße für Einspritzsysteme. Das Verfahren zur messtechnischen Erfassung wurde in Kapitel 4.1 detailliert beschrieben. Bild 6-3 zeigt einen typischen Verlauf des eingesetzten Injektors mit einer Düse, die einen hydraulischen Durchflusswert von $Q_{\text{hydr.}}=425 \text{ cm}^3/30\text{s}$ aufweist. Zur besseren Vergleichbarkeit ist die Aktorspannung invers aufgetragen. Sie kann in Relation zum Nadelhubverlauf betrachtet werden. Die Einspritzrate setzt ein wenig zeitversetzt zum Beginn der Spannungsamplitude ein. Dieses Verhalten kann auch am Ende der Einspritzung beobachtet werden. Der Einspritzgesetzindikator weist eine geringe Totzeit als zeitlichen Offset auf, in der sich der Druck durch das lange Messrohr auf- und abbauen muss. Diese hat aber keine Auswirkung auf die tatsächliche Einspritzdauer. Während der Einspritzung ergibt sich ein konstanter Ratenverlauf. Der Maximalwert von ca. 23 mg/s entspricht dem Wert der Seriensysteme mit Magnetventilansteuerung. Dies zeigt, dass der Nadelhub ausreichend ist, um den Bereich der Nadel-sitzdrosselung zu verlassen. Das ausgeprägte Plateau verdeutlicht, dass es zu keinem im Ratenverlauf sichtbaren Druckabfall kommt, somit die Abstimmung von Pumpe und Leitung, die in diesem Aufbau zusätzlich als Druckspeicher dient, gut gewählt ist. Die Nadelbewegungszeiten liegen mit $t_{\text{nbz}}=250 \text{ }\mu\text{s}$ unterhalb der von Serien-CR-Systemen. Bei den beschriebenen Messungen ist es wichtig, den Bereich der Nadelsitzdrosselung möglichst schnell zu durchlaufen.

6.3 Einspritzdruckmessung am Düsenkörper

Der bei Einspritzsystemen angegebene Einspritzdruck beschreibt den statischen Druck, der bei CR-Systemen durch eine Messung im Speicher ermittelt wird. Dieser stellt sich bei betätigten Aktoren und auch im ruhenden Zustand ein. Das Instationärverhalten findet dabei zunächst keine Berücksichtigung. Der tatsächlich vor dem Düsenloch herrschende Druck lässt sich experimentell nur schwer erfassen. Bei Sacklochdüsen besteht die Möglichkeit, über eine kleine Bohrung in der Düsenkuppe einen piezoelektrischen Druckaufnehmer zu adaptieren. Bei Microsacklochdüsen erweist sich dieses System auf Grund der kleinen geometrischen Abmessung in der Düsenkuppe als sehr aufwändig. Bei Sitzlochdüsen besteht die Problematik einer genauen Messung in dem Einlaufverhalten ins Spritzloch. Der Nadelsitz in unmittelbarer Nähe zum Düsenloch drosselt die Strömung vor dem Düsenloch. Die Druckbedingung im "Sackloch" einer Sitzlochdüse unterscheidet sich somit extrem und lässt keine genaue Aussage über die Druckverhältnisse zu. In nächster Näherung soll daher ein vereinfachtes Verfahren zum Einsatz kommen, das zumindest die Bedingungen vor dem Nadelsitz aufzeigen kann. Es handelt sich dabei um eine Druckmessung am Düsenkörper im Bereich vor dem Nadelsitz [Kra]. Mittels einer in Umfangsrichtung positionierten DMS-Applikation ist es möglich, das radiale Ausdehnungsverhalten über den Druck zu bestimmen. Die Kalibrierung ist einfach. Bei geschlossener Düsennadel wird das Drucksignal am Rail mit dem Spannungssignal am DMS-Verstärker korreliert.

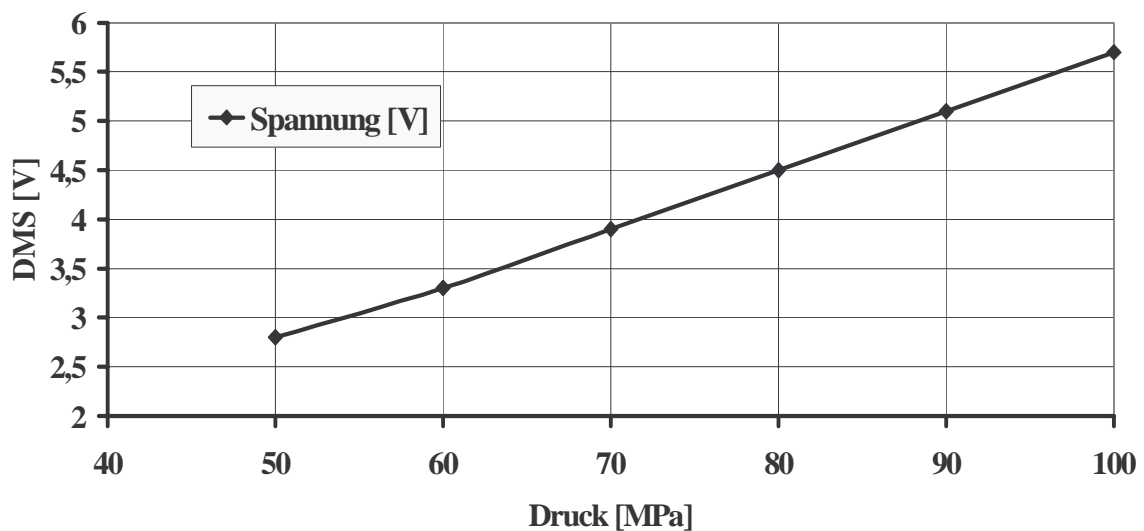


Bild 6-4: Kalibrierung Druckmessung Düsenkörper

Bild 6-4 zeigt mit dem linearen Zusammenhang des Drucks zur DMS-Spannung den Beweis der Praktikabilität dieses Messverfahrens auf.

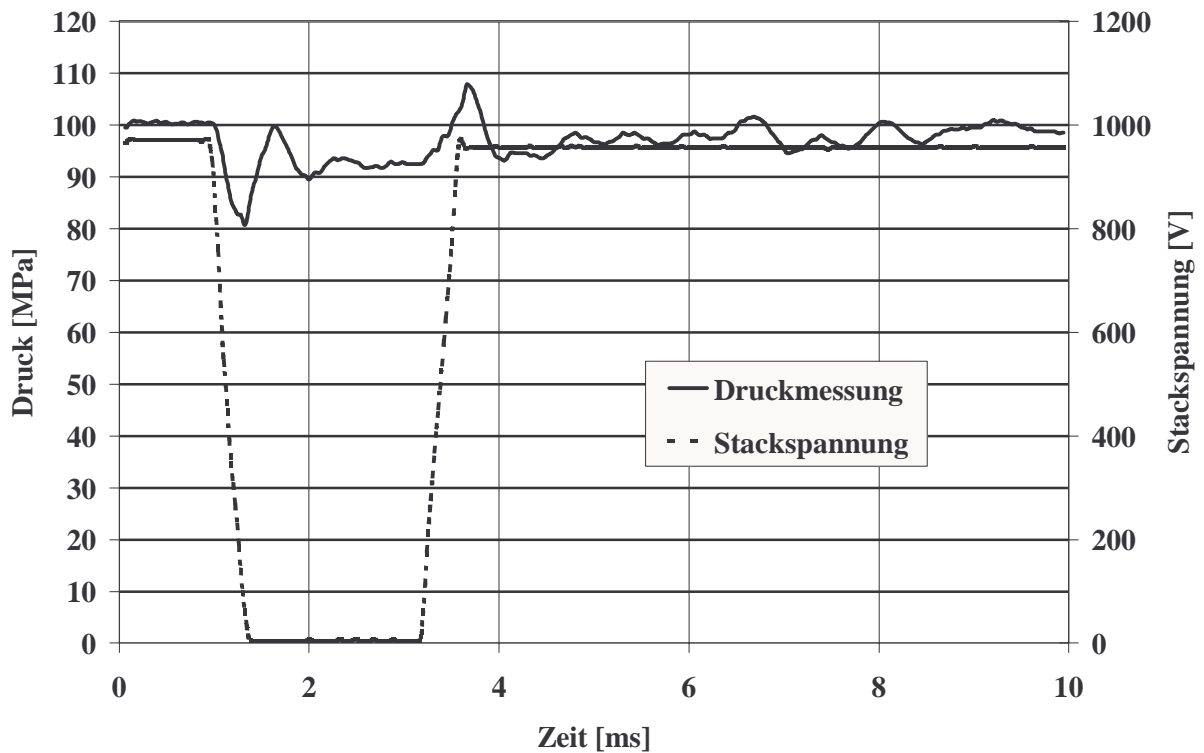


Bild 6-5: Druckmessung Düsenkörper; $p_{\text{Rail}}=100 \text{ MPa}$; $t_{\text{inj}}=2,3 \text{ ms}$

Der Druckabfall im System ist von der Ansteuerdauer und dem Einspritzdruck abhängig. Um den Einfluss der Dauer/Menge besser abschätzen zu können, wurde eine verlängerte Ansteuerdauer gewählt. Der Verlauf in Bild 6-5 gibt das Instationärverhalten des Drucks im Düsenkörper plausibel wieder. Vor dem Öffnungsvorgang zeigt das Druckniveau im Düsenkörper den gleichen Wert auf wie im Rail. Mit Beginn der Einspritzung fällt dieser parallel zum Spannungsverlauf/Nadelhub auf ein lokales Minimum um 20 MPa ab. Dieser Vorgang erklärt sich durch einen Füllvorgang, ausgelöst durch die Freigabe des Querschnitts im Bereich des Nadelsitzes. Es ergibt sich ein luftgefülltes Volumen aus der Summe des Sacklochinhalt und der Spritzlöcher, die nach jedem Einspritzvorgang ausgasen. Des Weiteren ergibt sich eine Volumenzunahme im Düsenkörper durch die geometrische Form der Düsennadel.

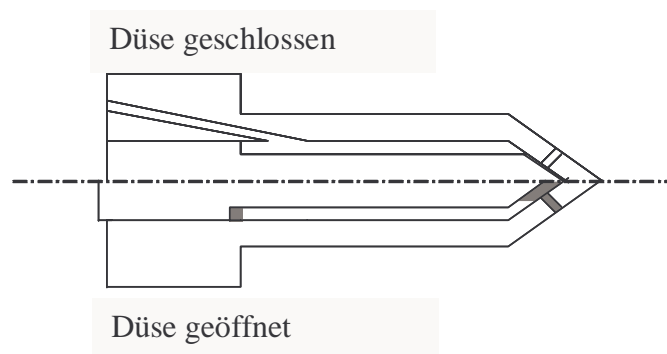


Bild 6-6: Volumenzunahme im Düsenkörper bei Düsenöffnung

Im Bereich der Nadelführung und Abdichtung ist der Düsennadeldurchmesser mit 4 mm um 0,8 mm größer als über der Restlänge der Nadel (Bild 6-6). Rechnerisch ergibt sich eine Volumenzunahme um 0,905 mm³. Nach dem Druckabfall folgt eine Schwingung, die das ursprüngliche Druckniveau erreicht. Zurückzuführen ist dieses Verhalten auf einen Druckimpuls durch die Trägheit der beschleunigten Flüssigkeitssäule, die kurzfristig durch die Volumenfreigabe eine höhere Geschwindigkeit erlangt als in der folgenden, quasistationären Strömung bei vollem Nadelhub. Tabelle 6-2 gibt die Aufteilung der Einzelvolumina wieder.

Abschnitt	Volumen
Nadelführung	0,905 mm ³
Düsenkuppe geöffnet	0,565 mm ³
Düsenlöcher (5*)	0,112 mm ³
Gesamt	1,582 mm ³

Tabelle 6-2: Volumenfreigabe bei Nadelöffnung

Insgesamt ergibt sich ein Volumen, das bei einem PKW-System einer Voreinspritzmenge entspricht.

Gegen Ende der Einspritzung steigt der Druck wieder an und erreicht mit einem Überschwingen um 8 MPa das Ausgangsniveau nach ca. 0,6 ms. Die Schwingung im Druckverlauf stellt sich durch die Verzögerung der bewegten Flüssigkeitssäule ein. Zudem wird im Bereich der Nadelführung das zuvor gebildete Volumen wieder zurückgeführt. In Verbindung mit der stetig steigenden Drosselung im Nadelsitz entsteht eine Pumpwirkung, die dem Volumenstrom entgegenwirkt.

Insgesamt betrachtet sind die dynamischen Vorgänge des Druckniveaus gegenüber intermittierenden Einspritzsystemen (Verteilerpumpen, Pumpe-Düse) als gering zu bewerten. Drucküberhöhungen können aber auch nicht zu einer Ratenformung bzw. allgemeinen Druckerhöhung ausgenutzt werden. Insbesondere bei kürzeren Ansteuerdauern (Voreinspritzung, Leerlauf) kann nicht von einem konstanten Druckniveau im Düsenkörper ausgegangen werden. Gerade in diesem Bereich wirken jedoch die größten Einflüsse der Nadelsitzdrosselung.

Die wahren Druckverhältnisse im Spritzloch zu ermitteln, ist nach dem bisherigen Stand der Technik nicht möglich. Zum Einen ist ein seitlicher Zugang nicht zu verwirklichen, zum anderen können dadurch messtechnische Probleme wie Pfeifenschwingungen nicht ausgeschlossen werden. Die dynamischen Verhältnisse werden durch die Kavitationsbildungen nicht vollständig erfasst. Dazu müssten Messungen auf dem Gesamtumfang durchgeführt werden.

6.4 Strahlgeschwindigkeit

Wie in Kapitel 2.4 beschrieben, hat die Strömungsgeschwindigkeit im Spritzloch direkten Einfluss auf die Vorgänge des Strahlaufruchs und die anschließende Zerstäubung. Die Geschwindigkeit im Spritzloch ist wegen der kleinen geometrischen Abmessungen und der hochturbulenten und mit Dampfzonen durchsetzten Strömung jedoch nicht direkt messbar. Aufschluss über die Geschwindigkeiten im Düsenloch können aber die Bedingungen am Düsenlochaustritt geben. Mit der in Kapitel 4.2 erklärten Methode der Kreuzkorrelationsmessung mittels eines optisch beleuchteten Messvolumens ist eine Messung mit einem Abstand zum Düsenloch dem die Größe des Messvolumens entspricht, durchführbar [Cha].

6.4.1 Strahlaustrittsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Einspritzdruck

Die Austrittsgeschwindigkeit des Fluids kann nicht direkt auf einen flüssigen Strahlkern bezogen werden. Vielmehr ergibt sich eine mittlere Geschwindigkeit der unterschiedlichen Zu-

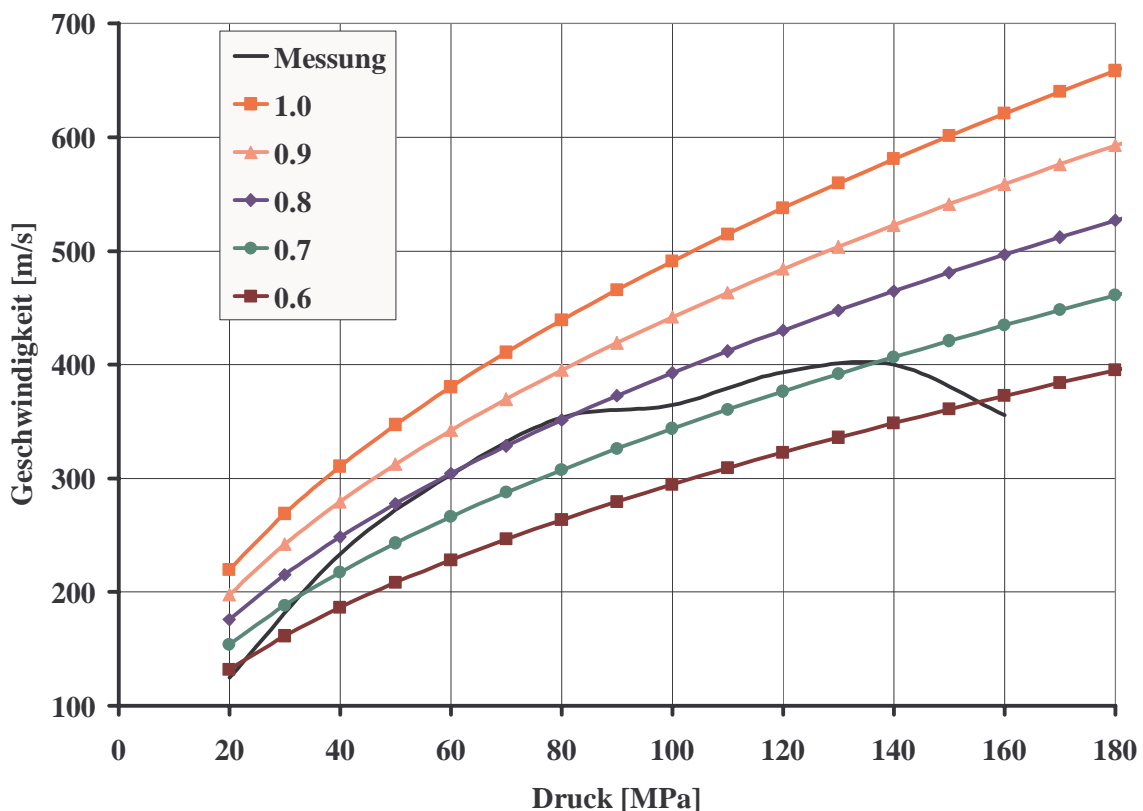


Bild 6-7: Strahlgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Raildruck
Vergleich Bernoulligeschwindigkeit mit Messung

standsformen beim Strahlaufbruch. Im Düsennahbereich ist die Einwirkung aerodynamischer Einflüsse auf Tropfen, Ligamente und flüssigem Strahl aber vernachlässigbar. Bild 6-7 zeigt berechnete Funktionen nach Bernoulli mit unterschiedlichem Durchflusskoeffizienten und eine Messung in 5 mm Abstand zum Düsenloch [Mer2].

$$\frac{1}{2}u_1^2 + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{1}{2}u_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + gz_2 \quad (6-4)$$

Die Bernoulligleichung (Glg. 6.4) gibt Aufschluss über die maximal im Düsenloch erreichbare Geschwindigkeit unter reibungsfreien Bedingungen. Die Bilanz ergibt für die Verhältnisse im Düsenkörper, dass die Eintrittsgeschwindigkeit u_1 für das große Flächenverhältnis von Düseninlaufbereich (Geschwindigkeit im Raum vor dem Düsenloch) zu Düsenlochdurchmesser vernachlässigt werden kann. Der Druck am Düsenlochaustritt entspricht atmosphärischem Umgebungsdruck und wird in der Rechnung genauso wie die Anteile potentieller Energie eliminiert. Daraus ergibt sich in erster Näherung:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} \quad (6-5)$$

Die theoretisch erzielbaren Geschwindigkeiten liegen bei 20 MPa um Faktor 2 höher als bei den gemessenen Werten. Für Drücke bis 100 MPa reichen die Verluste bis ca. 30 % und steigen danach wieder an. Die Verluste entstehen durch mehrere Einflussfaktoren. Der Druck im Rail entspricht bei geöffneter Düsennadel nicht dem Druck vor dem Spritzloch. Während des Öffnungsvorgangs füllt sich im Fall der Sitzlochdüse zunächst der Bereich zwischen Düsenkörper und Düsennadel unterhalb des Dichtsitzes mit Kraftstoff. Der Kraftstoff gelangt im Anschluss in die Düsenlöcher. Die Strömungsgeschwindigkeit steigert sich während des Nadelhubs kontinuierlich, bis der Bereich der Nadelsitzdrosselung überwunden ist. Die Maximalgeschwindigkeit stellt sich durch das geringe Längen/Durchmesserverhältnis schnell ein.

Die Verluste lassen sich in mehrere Bereiche unterteilen. Der im Rail zur Verfügung gestellte Druck kann während des Kraftstoffflusses nicht aufrecht erhalten werden. Das Speichervolumen lässt sich für einen CR-Injektor in mehrere Bereiche aufteilen. Das Rail weißt das größte Volumen auf und bietet über die Dehnung des metallischen Werkstoffs und die Kompression des Kraftstoffs eine federbasierte Speichereinheit. Im Anschluss folgt die Hochdruckleitung. Volumen und Dehnbarkeit sind schon deutlich reduziert. Im Injektor stellt der Bereich im Düsenkörper ein weiteres kleines Volumen zur Verfügung. Der Leitungsquerschnitt ist mit 2 mm vom Rail zum Düsenkörper dennoch klein bemessen. Die nach Bernoulli mögliche Strahlgeschwindigkeit ist somit schon deutlich reduziert. Die weiteren Verluste betreffen den Düsenlocheinlauf und die Strömung im Loch. Strömungsverluste im Düsenlocheinlaufbereich reduzieren erneut den Druck. Die Strömungsform im Loch ist halbturbulent und bedingt über die hohen Reynoldszahlen einen nur geringen Druckabfall.

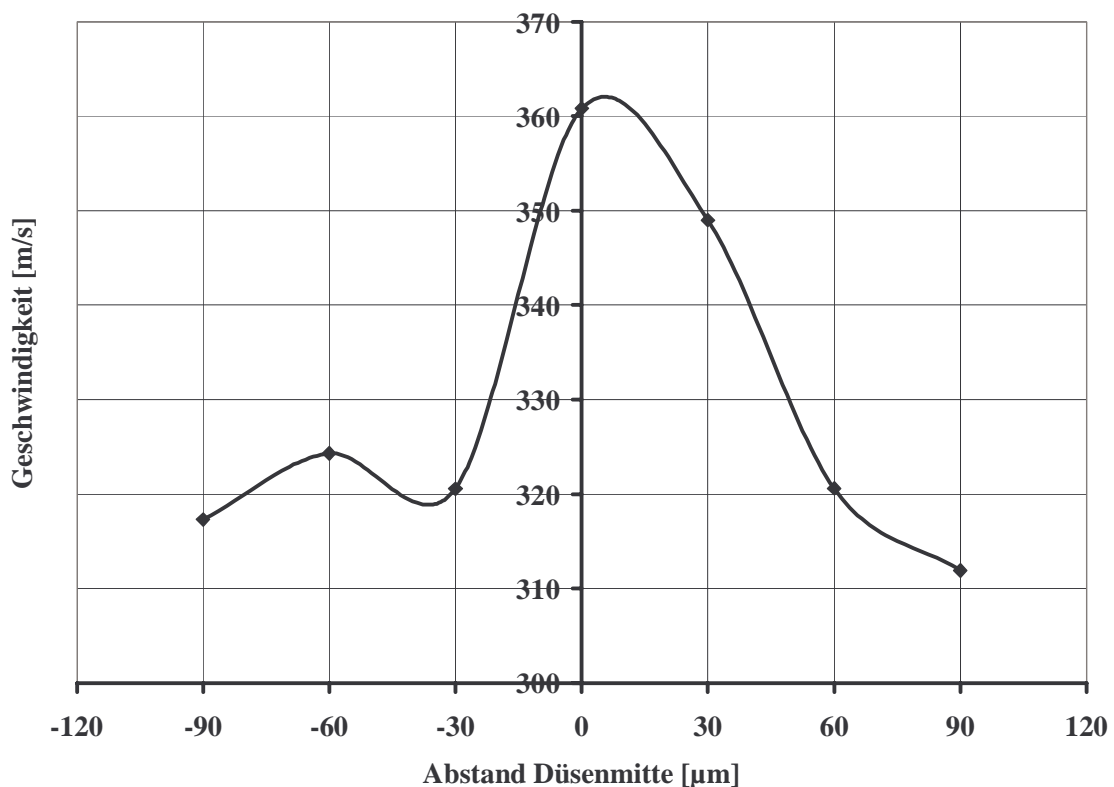


Bild 6-8: Geschwindigkeitsverlauf in Abhängigkeit vom Radius

$p_{\text{rail}}=100$ MPa, Abstand Düsenloch 5 mm

In Bild 6-8 ist eine Variation des Messortes dargestellt. Ausgehend von einer zentralen Position bezogen auf die Düsenlochmitte wurde das Messvolumen in Schritten von $30 \mu\text{m}$ senkrecht zur Strahlachse verschoben. Die Ausrichtung der Düse ist dabei so ausgelegt, dass eine größtmögliche Symmetrie des Strahls erreicht wird. Das bedeutet, dass der Einlaufrichtung zum Düsenloch quer zur Radiusvariation liegt. Das Maximum erreicht mit 360 m/s eine 12% -ige Geschwindigkeitszunahme oberhalb der Werte Richtung Strahlrand. Ein kontinuierlicher Verlauf symmetrisch zur Ordinate konnte experimentell nicht ermittelt werden. Am Randbereich sinkt der Wert auf 320 m/s . Im Abstand einiger Düsenlochdurchmesser wirken noch keine aerodynamischen Kräfte auf den Strahl, so dass keine ausgeprägte Geschwindigkeitsverteilung im Strahl vorliegt. Die Geschwindigkeitsverteilung im Spritzloch selbst sieht jedoch anders aus. Ausgehend von einer Grenzschicht zur Lochwand bildet sich eine turbulente Strömung aus.

6.4.2 Einfluss des Nadelhubes auf die Strahlgeschwindigkeitsverteilung

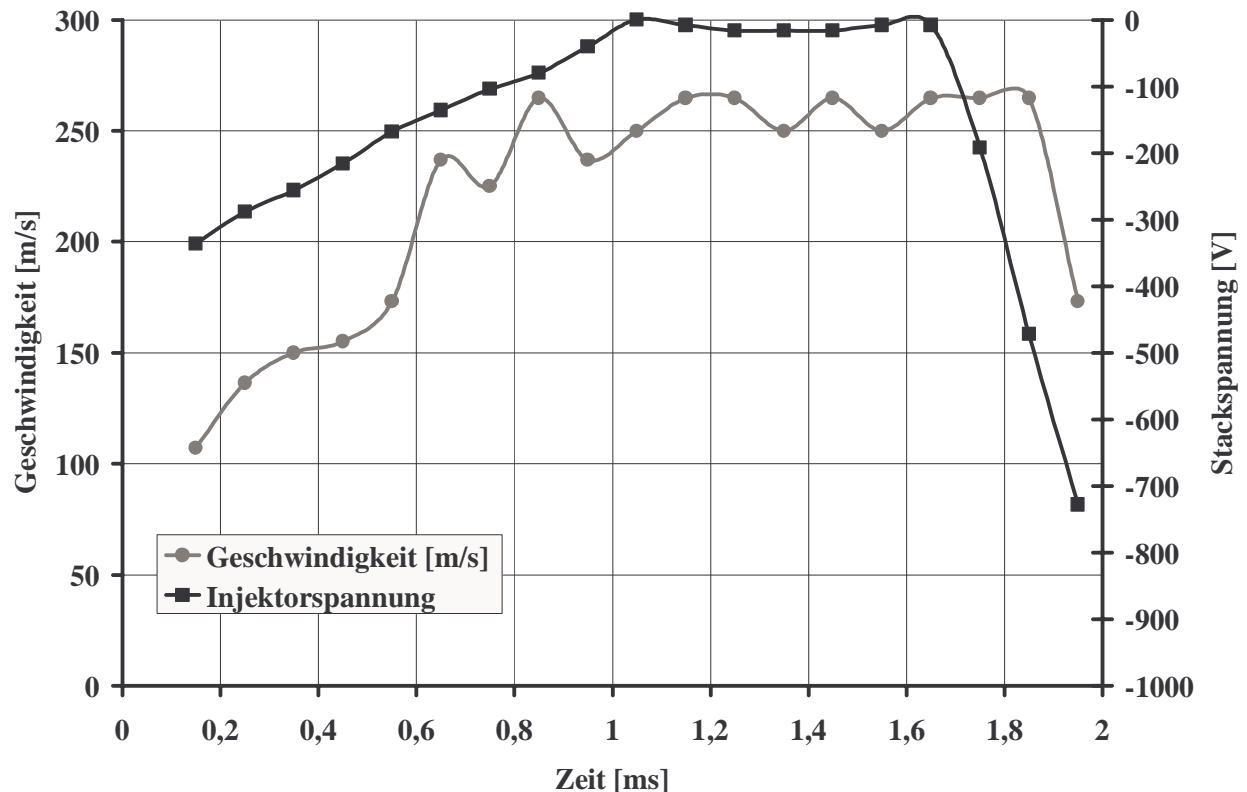


Bild 6-9: Strahlgeschwindigkeit bei einem langsamen Nadelöffnungsvorgang über 2 ms
 $p_{\text{rail}}=50 \text{ MPa}$

Die Öffnungsgeschwindigkeit von Dieselinjektoren ist ein viel diskutiertes Thema bezüglich der Gemischbildung während der Nadelbewegungszeiten. Zeichnen sich druckgesteuerte Systeme durch einen sehr schnellen Öffnungsvorgang aus, so steht dem der niedrige Anfangsdruck als gemischbildungshemmendes Merkmal entgegen. Speichereinspritzsysteme weisen längere Nadelanstiegszeiten auf, haben jedoch konstanten Einspritzdruck vor dem Nadelsitz. Mit dem Piezoinjektor ist es möglich, die Nadelhubgeschwindigkeit über einen verlängerten Zeitraum verhältnismäßig konstant niedrig zu halten. Dies ermöglicht die Bestimmung der dynamischen Strahlgeschwindigkeitsverteilung über der Zeit. Bild 6-9 gibt diesen Vorgang anschaulich wieder. Aufgezeichnet wurde die Strahlgeschwindigkeit ab einer Geschwindigkeit von 100 m/s. Es zeigt sich, dass die Geschwindigkeit bis zu einem Maximalwert von ca. 255 m/s kontinuierlich ansteigt. Die Schwingung in dem Geschwindigkeitsverlauf wird durch eine Anregung im Drucksystem ausgelöst wie sie in Kapitel 6.3 beschrieben wurde. Positiv zu bewerten ist die Tatsache, dass die maximale Geschwindigkeit vor dem maximalen Nadelhub erreicht wird und somit sicher den Bereich der Nadelsitzdrosselung auch bei dem verminderten Nadelhub von 180 μm verlässt.

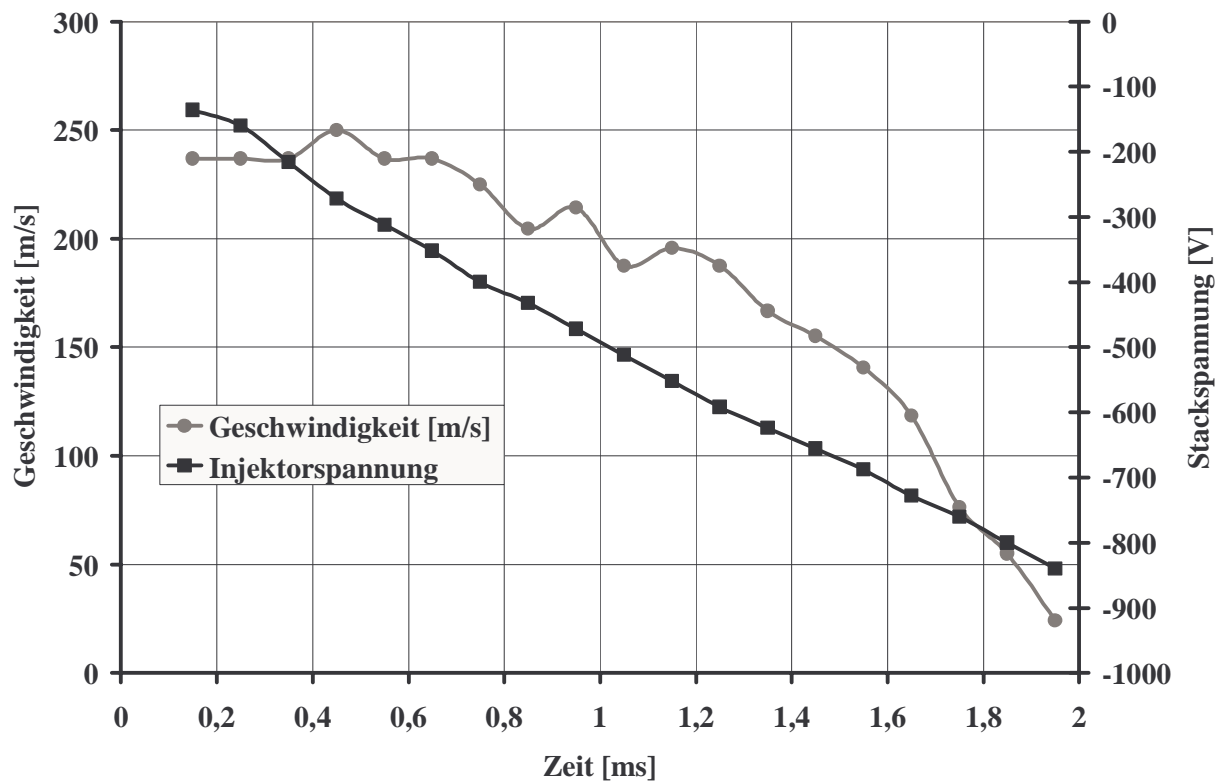


Bild 6-10: Strahlgeschwindigkeit bei einem langsamen Nadelschließvorgang über 2 ms

$p_{\text{rail}}=50 \text{ MPa}$

Bild 6-10 gibt den Zusammenhang für den Schließvorgang der Düse wieder. Ausgehend von der maximalen Geschwindigkeit bei stationärem Vollhub, wird die Nadel über einen Zeitraum von 2 ms geschlossen. Auf Grund der sich durch den Vollhub bereits stabilisierten Strömung fällt die Geschwindigkeit mit einer deutlich verringerten überlagerten Schwingung ab. Die Drosselung erfolgt dabei bis kurz vor der maximalen Aktorspannung. Der Verlauf ist dabei parabelförmig. In Bild 6-5 wurde gezeigt, dass es bei dem Nadelschließvorgang zu einer Drucküberhöhung kommt. Die beschleunigte Kraftstoffmasse und die Verringerung des Speichervolumens im Düsenkörper führen zu diesem Druckanstieg, der dem Geschwindigkeitsabbau entgegenwirkt. Bei entsprechend erhöhter Nadelgeschwindigkeit kann sich dieser Vorgang noch verstärken.

Die Verzögerung des Strahlaustritts bis zur Geschwindigkeitserfassung liegt bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 100 ms und einem Messabstand von 5 mm bei 50 μs . Eine Anpassung der Nadelbewegung zur zeitlichen Erfassung der Strahlgeschwindigkeit kann somit entfallen. Diese Messungen belegen, dass mit einer definierten Nadelbewegung die Strahlaustrittsgeschwindigkeit und somit die Einspritzrate definiert gesteuert werden kann.

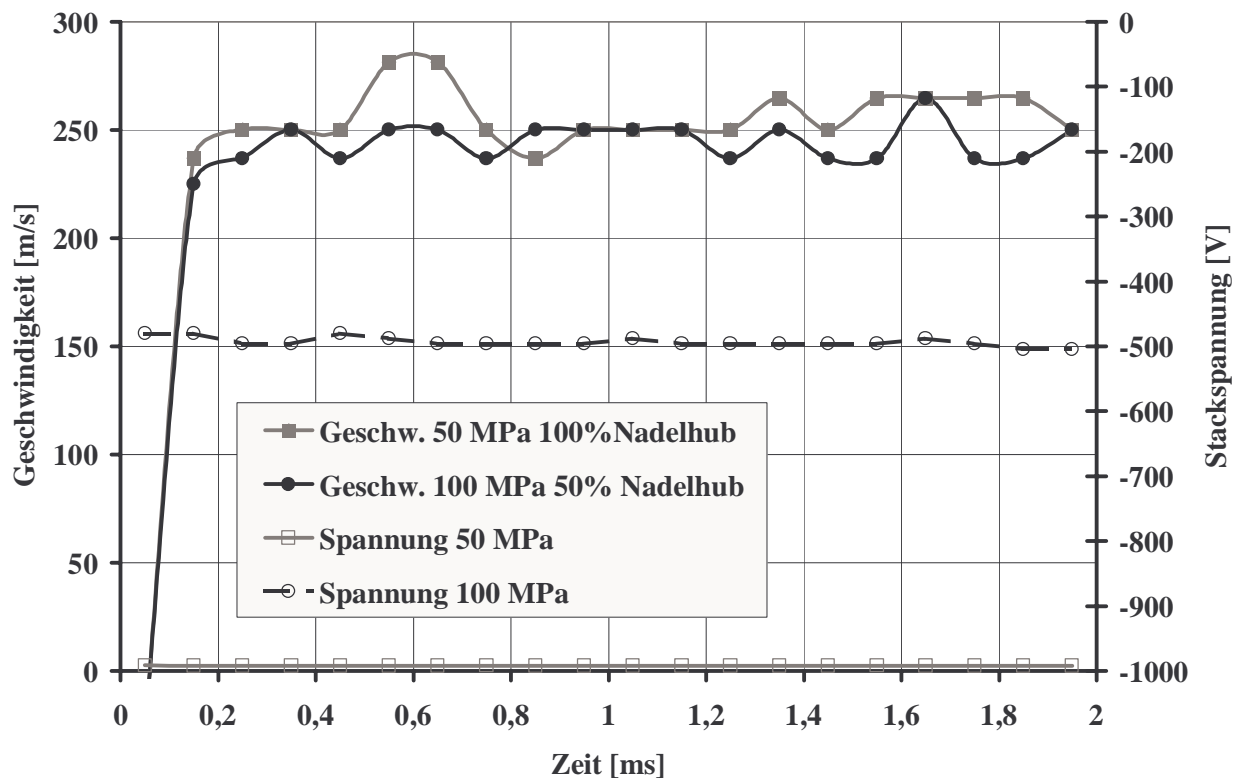


Bild 6-11: Vergleich der Strahlaustrittsgeschwindigkeiten bei vollem Nadelhub und Druckminderung über Nadelsitzdrosselung

Die Einspritzverlaufsformung über Nadelsitzdrosselung wurde im Rahmen dieser Arbeit bereits mehrfach erwähnt. Die Auswirkungen auf die Strahlaustrittsgeschwindigkeit lässt sich mit einem stationären, definierten Teilhub untersuchen. Dazu wurden zwei Einspritzungen mit gleichen Einspritzraten über den vollen Nadelhub mit 50 MPa und mit 50%-igen Nadelteilhub bei 100 MPa durchgeführt. Bild 6-11 gibt die Nadelhübe und die Strahlgeschwindigkeiten entsprechend wieder. Die sich ergebenden Geschwindigkeitsverläufe sind dabei nahezu identisch. Beide Verläufe erreichen eine maximale Geschwindigkeit von 250 m/s. Obwohl die Drosselung über Nadelteilhub empfindlich auf Nadelschwingungen reagiert, weist der Verlauf eine größere Konstanz auf als die Messung bei 50 MPa mit vollem Nadelhub. Die Nutzung der Nadelsitzdrosselung zur Einspritzratenverlaufsformung ist auf Grund der stabilen Strömung als praktikabel einzuschätzen. Bei vollständigem Nadelhub führt die spontane Abnahme der Kraftstoffmenge im Düsenkörper zu dem bei der Druckmessung bereits festgestellten Druckabfall, gefolgt von einer Drucküberhöhung durch die beschleunigte Kraftstoffmasse. Dieser Zusammenhang lässt sich anhand der Spitzenwerte von 280 m/s wieder finden. Die zeitliche Zuordnung von ca. 600 μ s Zeitversatz von Einspritzbeginn bis zum Maximum der Geschwindigkeit bestätigt diese Aussage (siehe Bild 6-5).

Die Variation der Nadelöffnungsgeschwindigkeit kann gezielt für die Einspritzverlaufsformung über Nadelsitzdrosselung eingesetzt werden. Die Strahlaustrittsgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Nadelhubs kann mit stationären Teilhüben bestimmt werden. Um das transien-

te Verhalten beurteilen zu können, wurde in einer weiteren Versuchsreihe die Nadelhubgeschwindigkeit über die Öffnungsdauer sukzessive von 300 bis 1000 μs gesteigert. Dabei entspricht die untere Grenze der maximalen Dynamik des Aktors und die obere Grenze des noch sinnvollen Bereichs einer Drosselung für die Einspritzdauer eines PKW-Dieselmotors. Die entsprechenden Verläufe gibt Bild 6-12 wieder.

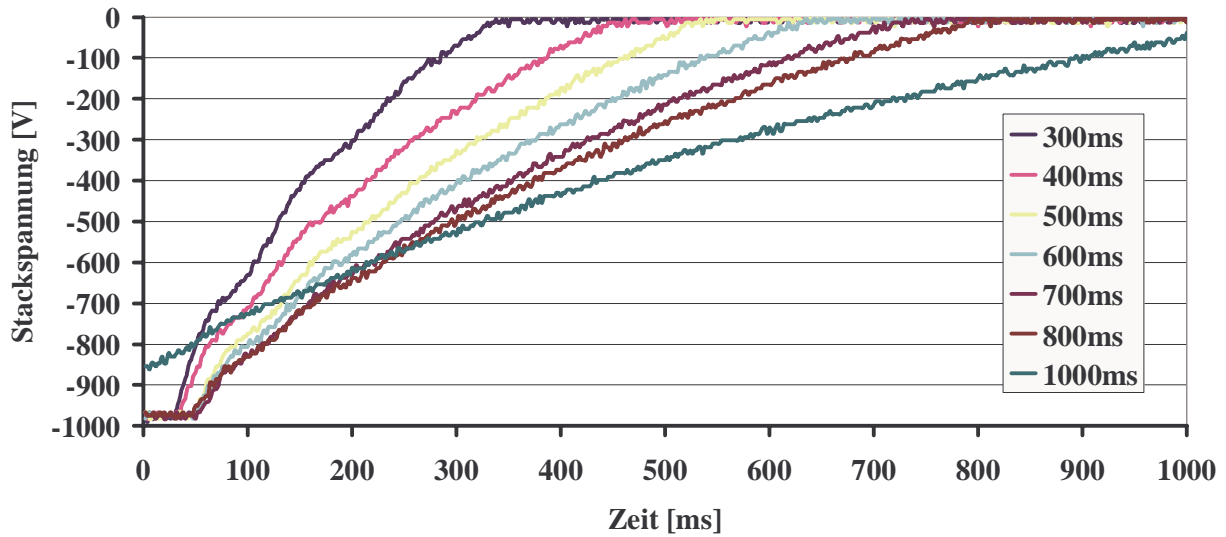


Bild 6-12: Stackspannungsverläufe bei Variation der Nadelöffnungsdauer

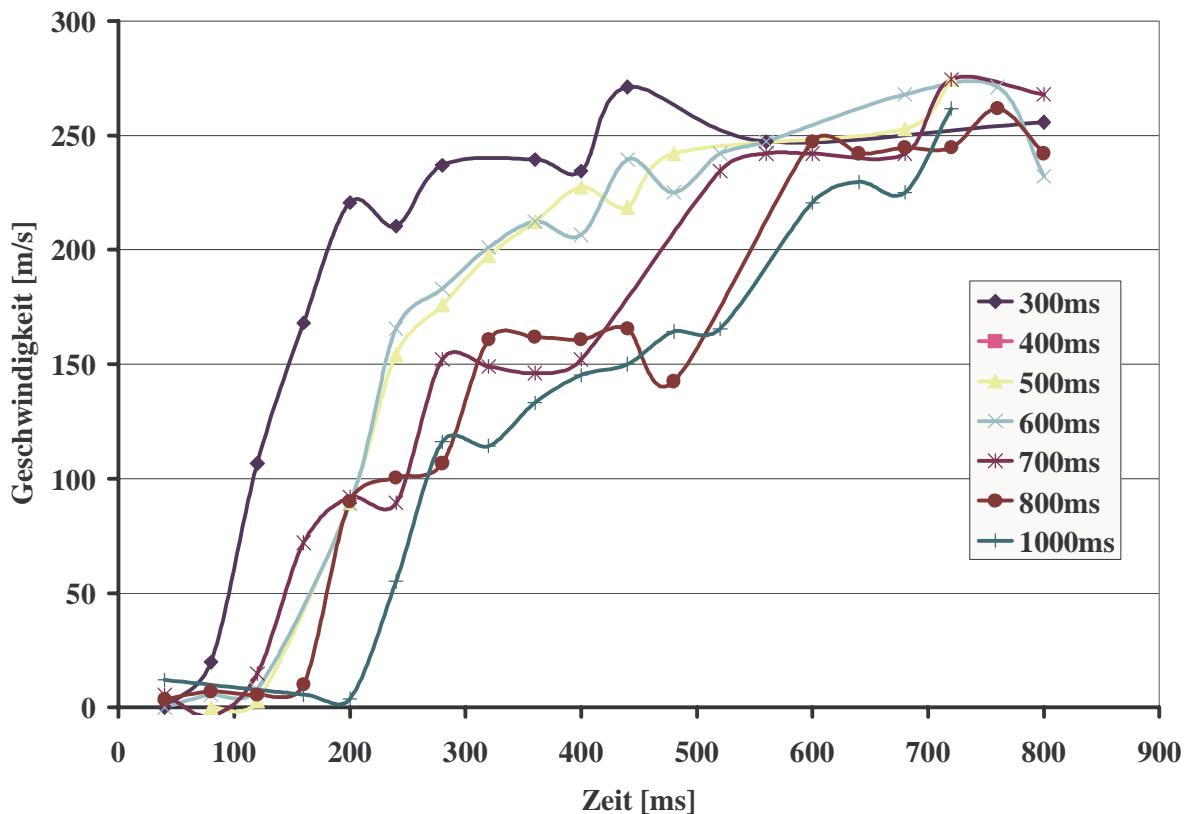


Bild 6-13: Geschwindigkeitsverläufe in Abhängigkeit der Nadelöffnungsdauer

$p_{\text{Rail}}=50 \text{ MPa}$

Auf dieser Basis konnte mit dem Messverfahren die Geschwindigkeit in diskreten Schritten bestimmt werden. Es ist zunächst festzustellen, dass der Spritzbeginn durch eine geringere Nadelgeschwindigkeit verzögert eintritt. Die Nadelbewegung durchläuft während des Öffnungsvorgangs einen elastischen Bereich, der zunächst überwunden werden muss, bevor ein Querschnitt zwischen Nadel und Düsenkörper freigegeben wird. Im Anschluss weisen alle Verläufe zu Beginn einen sprunghaften, linearen Anstieg der Geschwindigkeit auf, wobei die Steigung der Kurven, demnach die Beschleunigung der Strömung, nahezu gleiche Werte aufweist (ablesbar an den parallelen Kurvenverläufen). Hebt sich die Düsennadel aus ihrem Sitz, wird spontan der doppelte Querschnitt der Düsennadel mit Kraftstoffdruck beaufschlagt. Da die Düse, als auch der gesamte Injektor Elastizitäten unterworfen ist, führt dies zu einem sprunghaften Öffnen der Einspritzdüse. Da die Kraft auf die Nadel mit zunehmenden Hub konstant bleibt, wirkt dieser Einfluss lediglich als Offset auf die Geschwindigkeitsverläufe der Öffnungsdauervariation. Im Anschluss knicken die Verläufe ein und folgen zunehmend den vorgegebenen Nadelbewegungen. Die Ergebnisse zeigen, dass auf Grund der spontanen Flächenvergrößerung bei der Nadelöffnung ein linearer Anstieg der Strahlgeschwindigkeit nicht durchführbar ist. In diesem Fall wirkt sich dieses nichtlineare Verhalten begünstigend auf die Ratenformung aus. Bei druckgesteuerten Systemen beträgt der Öffnungsdruck um 15 MPa, damit bereits bei Spritzbeginn der Strahlaufbruch durch eine ausreichend hohe Strahlgeschwindigkeit unterstützt wird. Im weiteren Verlauf steigert sich die Rate nahezu proportional zum Leitungsdruck. Bei CR-Systemen kann mit Hilfe eines verzögerten Nadelhubs eine Ratenformung realisiert werden, wobei der Öffnungsvorgang durch einen sprunghaften Anstieg der Strahlgeschwindigkeit vorteilhaft durchlaufen wird.

7 Ergebnisse Analyse des Sprayaufbaus

7.1 Einteilung der Tropfengrößen auf Messintervalle

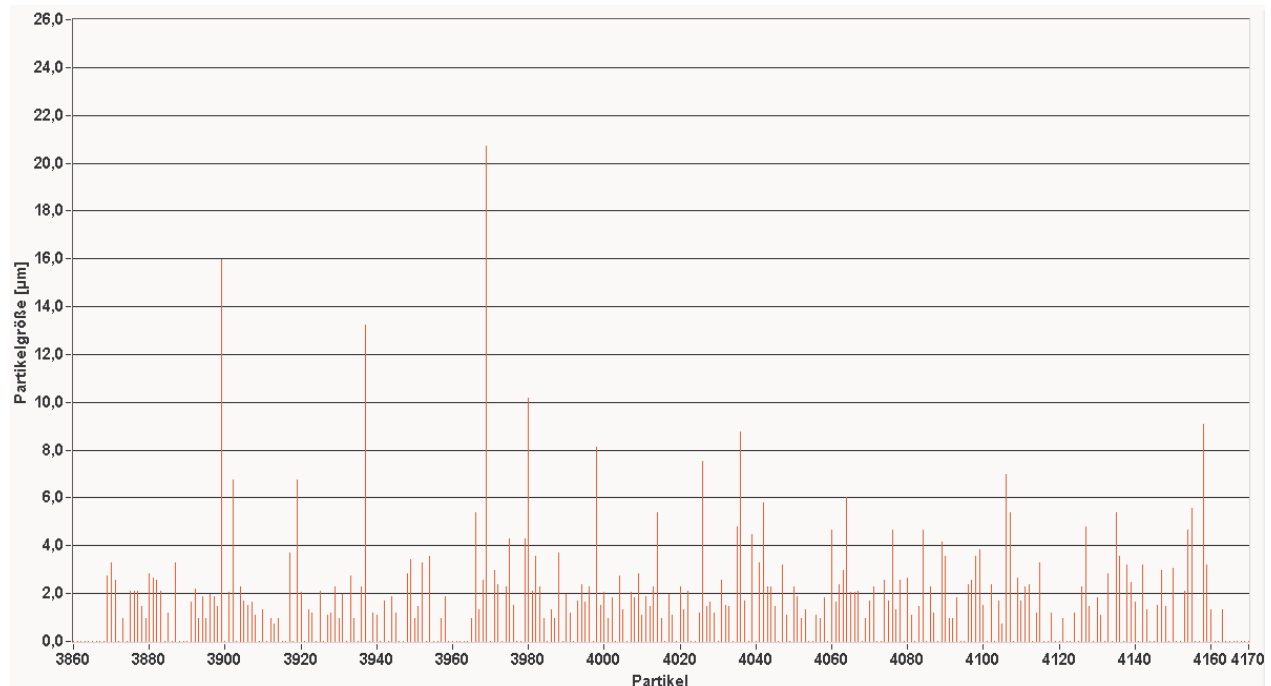


Bild 7-1: Einzeltropfendarstellung für einen Einspritztakt

Die mit dem Streulichtmessgerät erfassten Ergebnisdateien als Rohdaten der Partikeldetektion veranschaulicht Bild 7-1 mit einem Ausschnitt aus einer Ergebnisdatei, der einer Einspritzung entspricht. Der dieser Messung zugrunde liegende Messbereich ermöglicht die optische Aufnahme von Tropfen in einem Bereich von 1-30 μm . Die Abszisse zeigt die Anzahl der durch das Messvolumen transportierten Tropfen und ist nicht zeitgebunden. Lücken zeigen auf, dass es sich um eine Fehlmessung handelt, die in der Größenerfassung nicht auftritt. Die Einspritzdauer beträgt $t_{\text{inj}}=1,2$ ms. Der Bereich der Tropfendetektion beläuft sich auf $t_{\text{messdauer}}=150$ ms. Durch den Einspritzimpuls und der sich daraus ergebenden Strahleindringtiefe wird eine imaginäre Länge einer Strahlkeule erzeugt. Diese Keule wird von der Strömung erfasst und durch das Messvolumen transportiert. Der rechnerische Wert beträgt $t_{\text{ström}}=125$ ms.

Auf der Ordinate sind die Einzelgrößen der vermessenen Tropfen ersichtlich. Der größte Anteil findet sich im Bereich von 1-3 μm . Einige Partikel erreichen jedoch Werte bis 20 μm und signalisieren, dass es sich bei einem Tropfenkollektiv nicht um ein homogen verteiltes Spektrum handelt. Eine Zuordnung von Tropfengröße zur Zeit lässt sich anhand des Vergleiches mehrerer Einspritzungen nicht erkennen. Somit können Größen nicht der Beginn oder dem Ende einer Taktung zugeordnet werden.

Die detektierten Tropfen werden nach ihrer Häufigkeit und Größe in Durchmesserintervalle eingeteilt. Bezogen auf die Gesamttropfenanzahl lässt sich daraus eine normierte Anzahlverteilung berechnen, die hinsichtlich der Vergleichbarkeit verschiedener Messungen mit unterschiedlichen Gesamtmengen Vorteile bietet.

$$q_0(x_i) = \frac{1}{N} \times \frac{\Delta N(x_i)}{\Delta x_i}$$

Glg. 7-1: Normierte Anzahlverteilungsdichte

$\Delta N(x_i)$ ist die Anzahl der Tropfen mit einem Durchmesser im Bereich $x_i + \Delta x_i$. Δx_i ist die Breite des i-ten Intervalls. N repräsentiert die Anzahl aller gemessenen Teilchen. Die Anzahl der Intervalle ist aus messtechnischen Gründen begrenzt. Die Breite der Intervalle ist nicht konstant, da die Tropfenanzahlen im oberen Durchmesserbereich geringer ausfallen. Um eine gute Auflösung im Anzahlsschwerpunkt der Tropfenverteilung zu erhalten, nimmt die Intervallbreite mit zunehmenden Tropfendurchmesser ebenfalls zu. Bild 7-2 gibt den Verlauf der linearen Intervallbreitenzunahme anschaulich wieder.

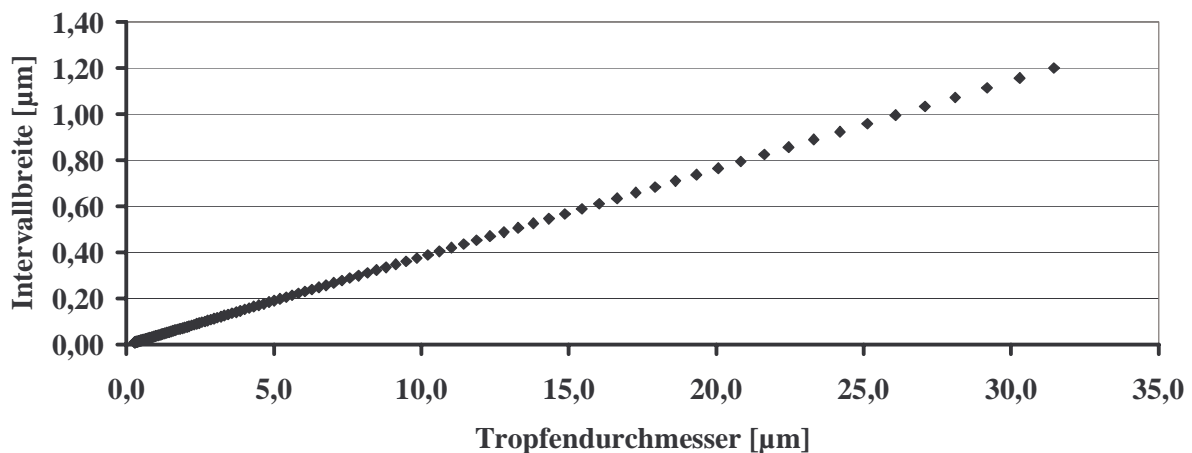


Bild 7-2: Intervallbreite in Abhängigkeit des Intervalls

Bild 7-3 zeigt ein Beispiel einer normierten Anzahlverteilung bei einem Einspritzdruck von $p=100$ MPa. Die erfassten Tropfen werden in die Größenintervalle "einsortiert" und als Balkengrafik dargestellt. Wie bei der Einzeltropfendarstellung wird deutlich, dass der Großteil der Tropfenanzahl den Kleinstbereich unterhalb eines Mikrometers abdeckt. Die Grenze des Auflösungsvermögens des Messgerätes wird dabei erreicht. Größere Tropfen, die dem Ende des Messbereichs zuzuordnen wären, fallen bei dieser Auflösung der Ordinate anzahlmäßig nicht ins Gewicht.

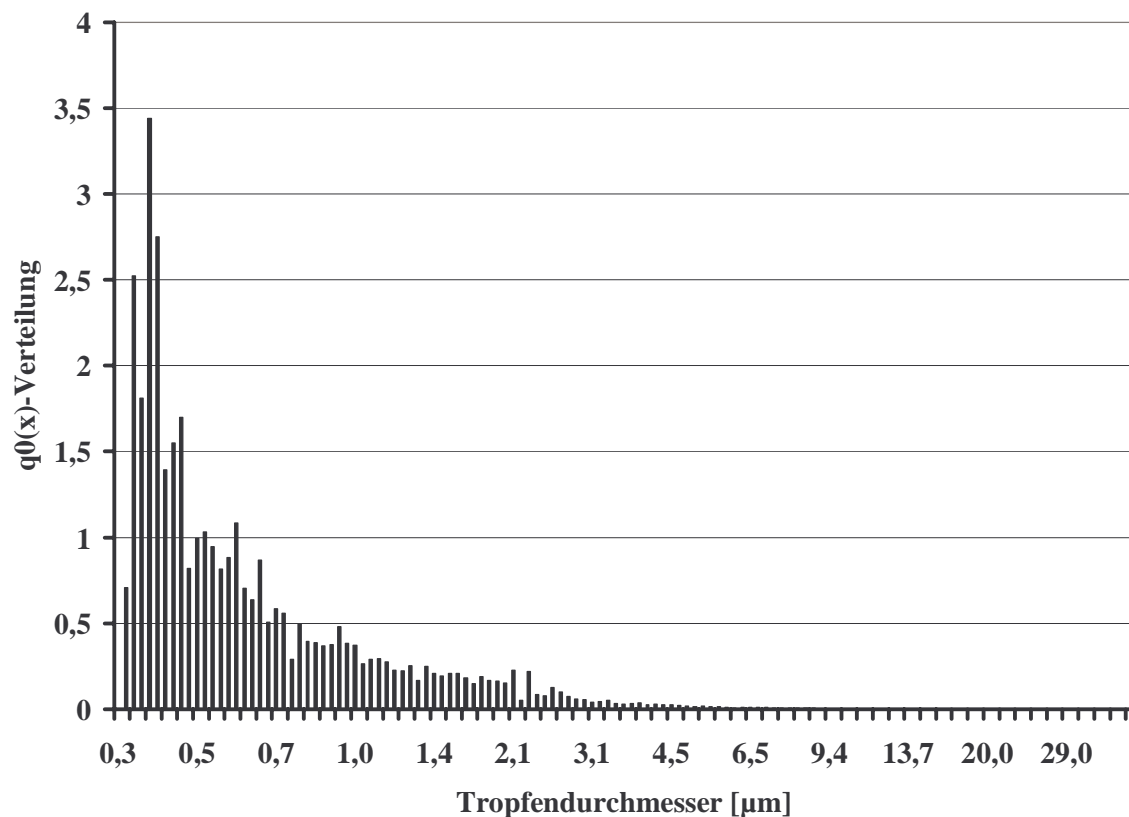


Bild 7-3: Anzahlverteilung der Tropfengrößen

Diese Verlaufsförmigkeit, mit abnehmenden Tropfenanzahlen in Richtung zunehmender Tropfengrößen ist typisch für die Messung von Verteilungsspektren. Die untere Grenze des Messbereichs wird mit laserbasierten Verfahren ebenso erreicht wie mit kameraoptischen Streulichtverfahren.

Diese Grafik lässt vermuten, dass Tropfen oberhalb eines Mikrometers Durchmesser keine Relevanz hinsichtlich der Gemischbildung aufweisen. Die Tropfenanzahlen sind entsprechend gering. Der sich ergebende mittlere Durchmesser liegt in diesem Beispiel bei $d_{10}=1,43 \mu\text{m}$. Der SMD-Wert beträgt $d_{32}=5,9 \mu\text{m}$. Im folgenden soll der Zusammenhang zwischen Durchmesser, Oberfläche und Volumen in einem Dieselspektrum veranschaulicht werden. Die Bilder auf Seite 64 visualisieren die Verteilung, bezogen auf die errechneten Oberflächen- und Volumenanteile. Die Oberfläche der Tropfen stellt eine wichtige Größe für die Verdampfung des Kraftstoffs dar. Die Verteilung in Bild 7-4 präsentiert eine vergleichmäßigte Aufteilung über die Tropfendurchmesserbereiche bis zu einem Durchmesser von $10 \mu\text{m}$.

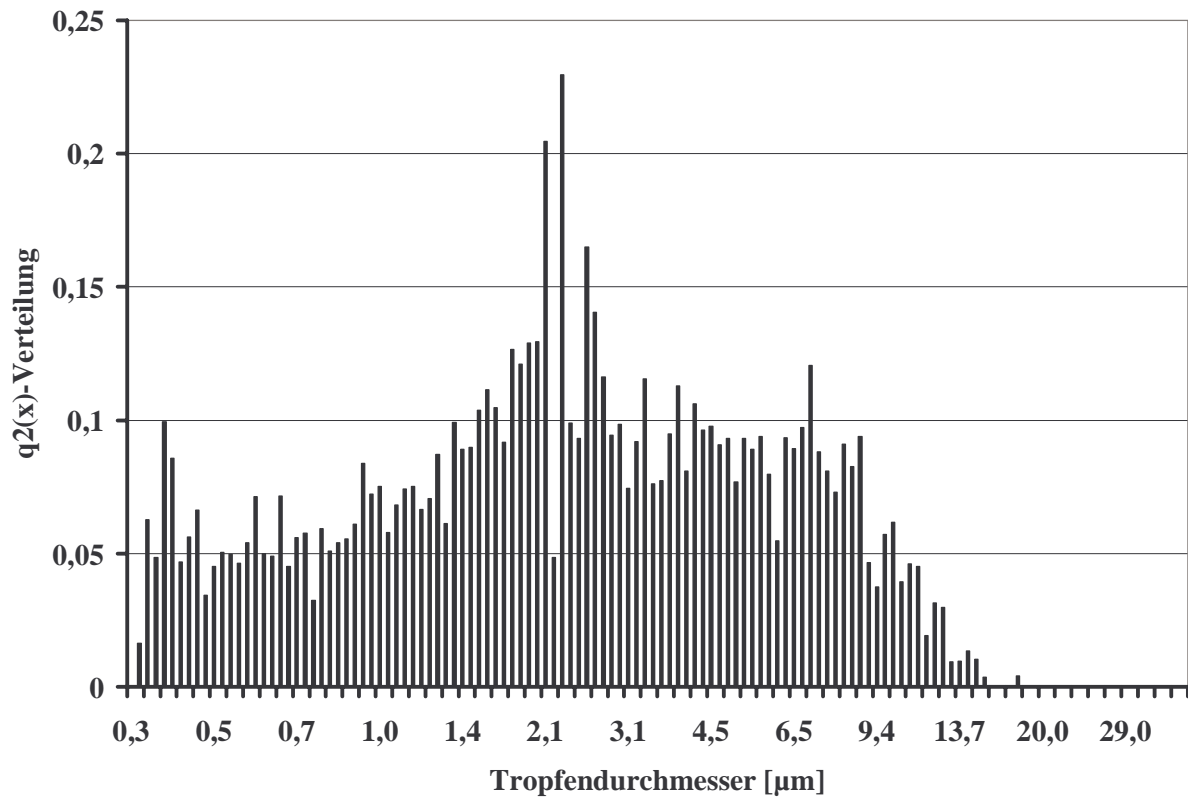


Bild 7-4: Oberflächenverteilung über die Tropfengrößen

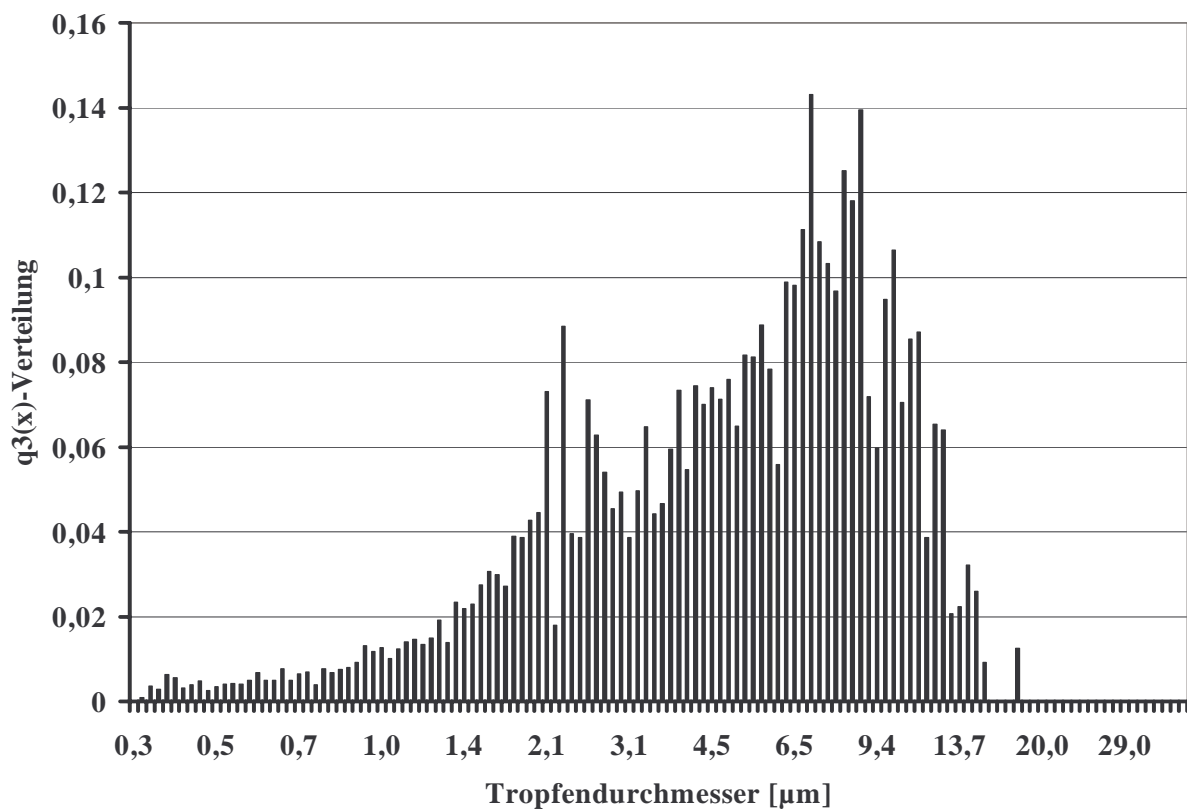


Bild 7-5: Volumenverteilung über die Tropfengrößen

Bei der Ansicht der Volumenverteilung ergibt sich wiederum ein stark differierender Verlauf (Bild 7-5). Der Schwerpunkt in der Volumenverteilung liegt nunmehr bei einem Durchmesser von 8 μm , obwohl diese Partikelgröße in der Anzahlverteilung nicht in Erscheinung getreten ist. Setzt man beide Verläufe in Relation kann geschlussfolgert werden, dass für eine steigende Menge Kraftstoff mit großen Tropfen insgesamt nur eine ähnliche Oberfläche zur Verfügung steht.

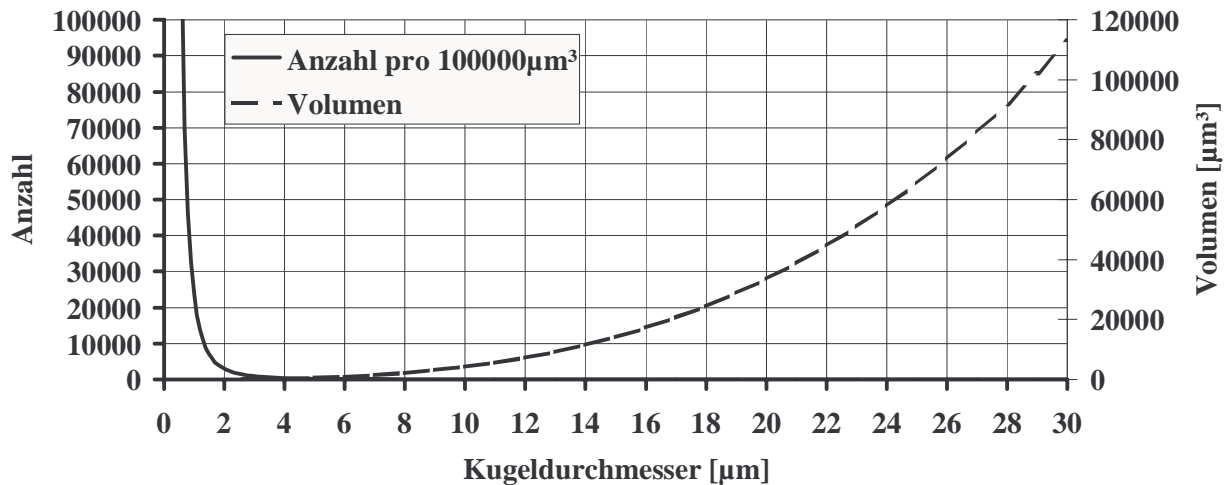


Bild 7-6: Vergleich Anzahl- zu Volumenverhältnis von kugelförmigen Tropfen

Aufschluss über die Besonderheiten bei der Analyse der Verteilungsspektren gibt das Bild 7-6, das den Zusammenhang zwischen Durchmesser und Volumen verdeutlicht. Die durchgezogene Linie stellt die Tropfenanzahl dar, die bei dem auf der Abszisse zugeordneten Wert benötigt wird, um ein Volumen von 100000 μm^3 zu erzeugen. Dieser Wert entspricht dem Volumen eines Tropfens mit einem Durchmesser von ca. 29 μm , der auf der gestrichelten Linie abgelesen werden kann. Sie zeigt das pro Tropfen ergebende Volumen, mit der Durchmesserzuordnung über die x-Achse. Der Verlauf spiegelt den quadratischen Zusammenhang von Durchmesser zu Oberfläche wieder.

Die Diagramme verdeutlichen, dass die Anzahl der Tropfen hinsichtlich ihrer Größe bewertet werden muss. Sind nur wenige Tropfen mit einem Durchmesser oberhalb 10 μm vorhanden, so bilden sie doch einen Großteil der gesamten Kraftstoffmenge und haben somit einen erheblichen Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung.

7.2 Bewertung des Druckeinflusses auf das Tropfenkollektiv

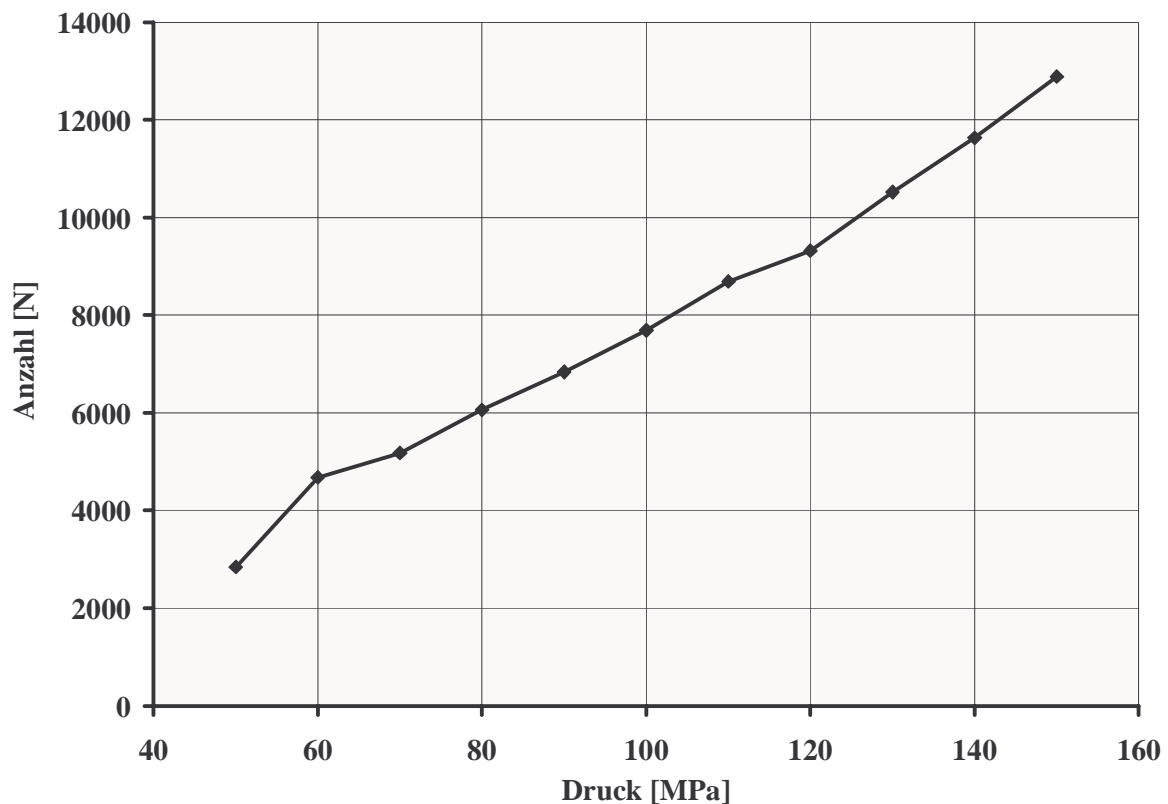


Bild 7-7: Grundlagenuntersuchungen zur Tropfenanzahldetektion

Die ersten Untersuchungen zur Analyse des Sprayaufbaus betreffen die Bewertung des eingesetzten Messverfahrens hinsichtlich der Tropfenanzahldetektion im Zentrum des Sprays. Dazu wurde die beschriebene Messsonde in der Mitte des Spraykegels ausgerichtet und die Ansteuerdauer auf einem konstanten Wert gehalten. Die Menge nimmt während der Druckvariation von 50-150 MPa kontinuierlich zu bei einer gleichzeitig deutlich erhöhten Strahlgeschwindigkeit zu. Bild 7-7 zeigt den Einfluss auf die Tropfenanzahl, die sich aus 20 Einzeleinspritzungen ergibt. Das Diagramm verdeutlicht den beschriebenen Fall der konstanten Öffnungsdauer des Injektors. Die von der Messsonde registrierte Tropfenanzahl steigert sich, ausgehend von einem Wert von ca. 3000 Tropfen (150 pro Einspritzung), auf 13000. Der Verlauf zeigt einen linearen Zusammenhang der Tropfenanzahl zum Druckniveau. Diese Messung verdeutlicht, dass die Tropfenanzahldetektion trotz des eingeschränkten Messvolumens eine repräsentative Aussage über die eingespritzte Menge widerspiegelt.

Der Tropfendurchmesser, dargestellt in Bild 7-8, zeigt den Zusammenhang des Druckeinflusses auf den Strahlaufruch. Der Verlauf ist gekennzeichnet durch zwei "Ausreißer". In erster Näherung ist eine degressive Abnahme des Durchmessers erkennbar.

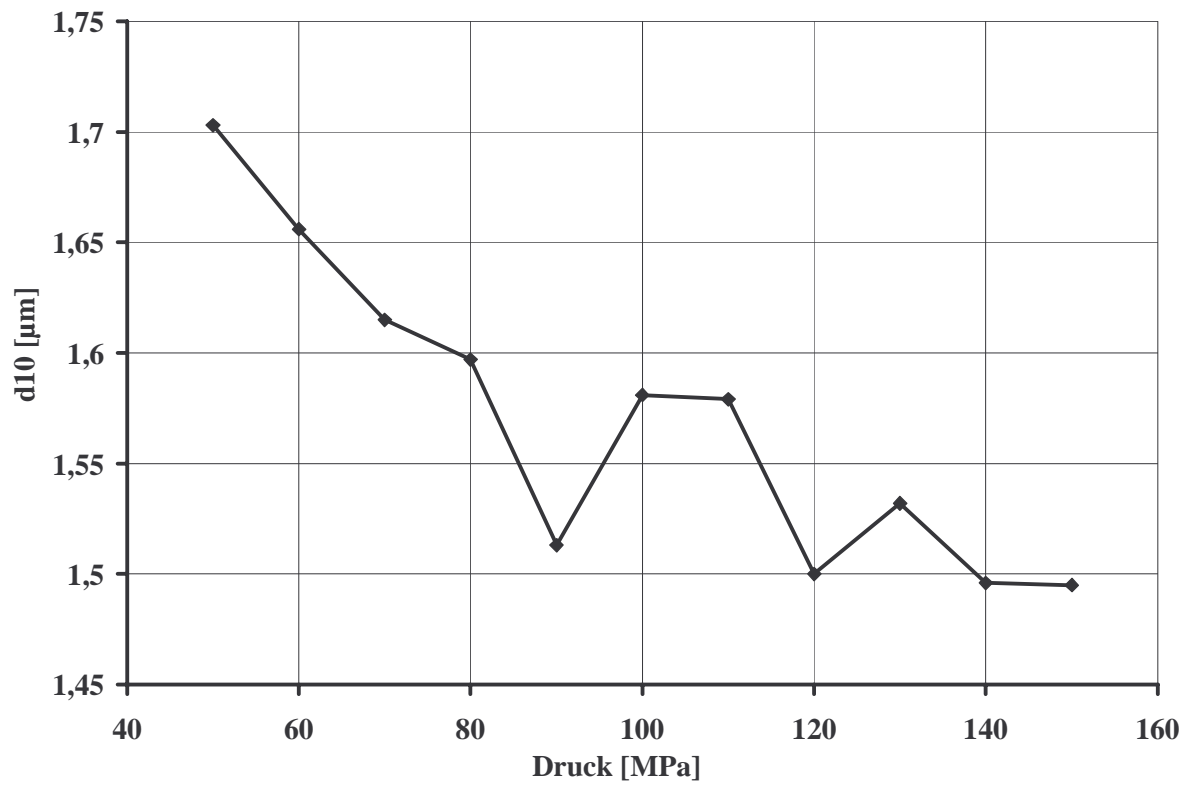


Bild 7-8: Druckeinfluss auf mittleren Tropfendurchmesser

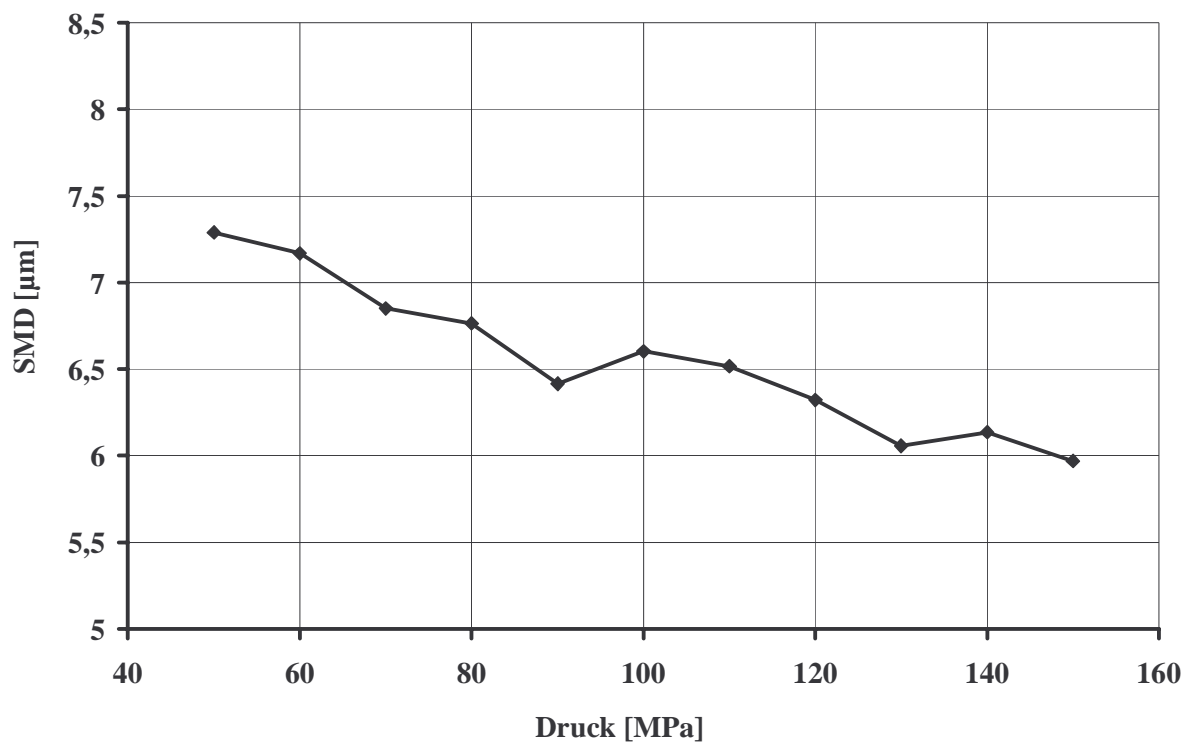


Bild 7-9: Druckeinfluss auf Sauterdurchmesser

Die Analyse des Druckeinflusses auf den Tropfendurchmesser für den motorischen Betrieb bedingt jedoch die Mengenkonzanz des eingebrachten Kraftstoffs. Dazu wurden die Ansteuerdauern bei einer konstanten Menge von 30 mg für jedes Druckniveau ermittelt.

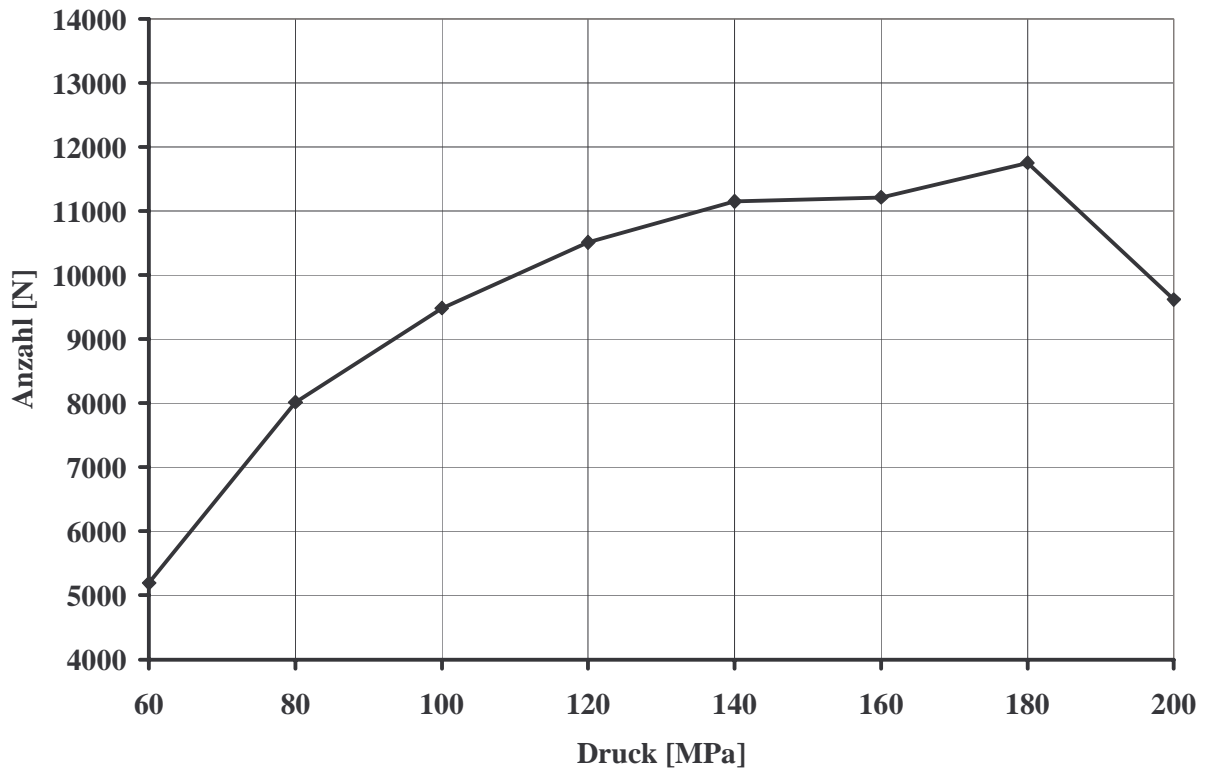


Bild 7-10: Tropfenanzahl bei konstanter Einspritzmenge

Bild 7-10 verdeutlicht den Unterschied im Hinblick auf die Mengenkonzanz. Die Tropfenanzahl steigt mit zunehmendem Druck wiederum an, zeigt in diesem Fall aber einen degressiven Verlauf. Die Tropfenanzahlzunahme kann hierbei nicht auf eine gesteigerte Menge zurückgeführt werden, sondern ist nur durch eine Verkleinerung der Tropfengröße erklärbar. In Bild 7-11 und Bild 7-12 sind die Größenverhältnisse für konstante Einspritzmengen dargestellt. Im Vergleich zu den Verläufen mit konstanter Ansteuerdauer ergeben sich deutlich größere Gradienten bei der Verringerung des Tropfendurchmessers im unteren Druckniveau.

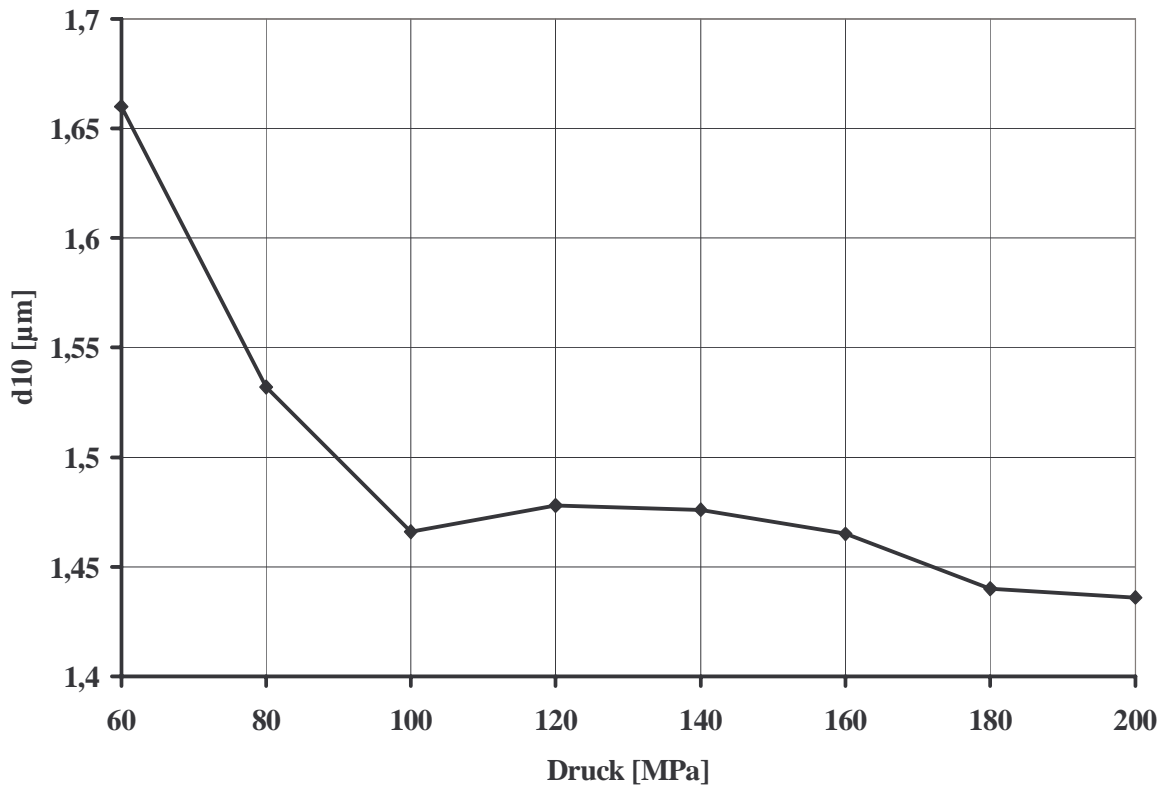


Bild 7-11: Mittlerer Durchmesser bei konstanter Einspritzmenge [30 mg]

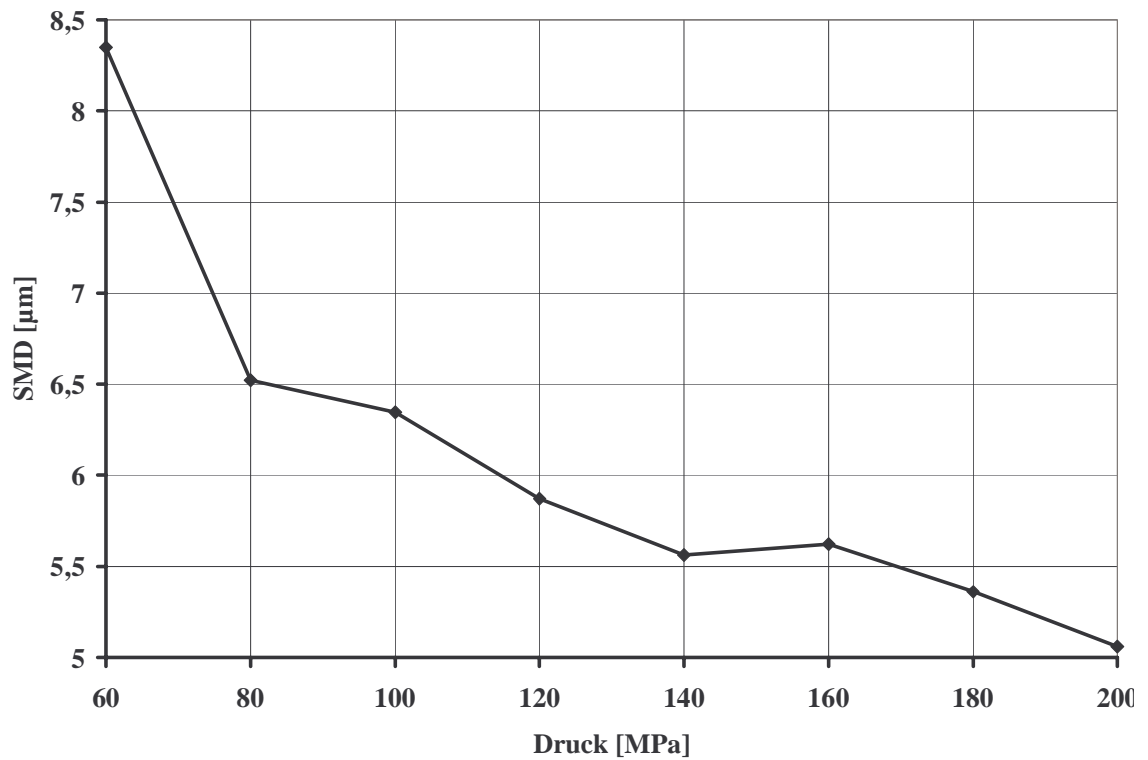


Bild 7-12: Sauterdurchmesser bei konstanter Einspritzmenge [30 mg]

7.3 Düsenvariation

7.3.1 Parametrierung des Düsenlochdurchmessers

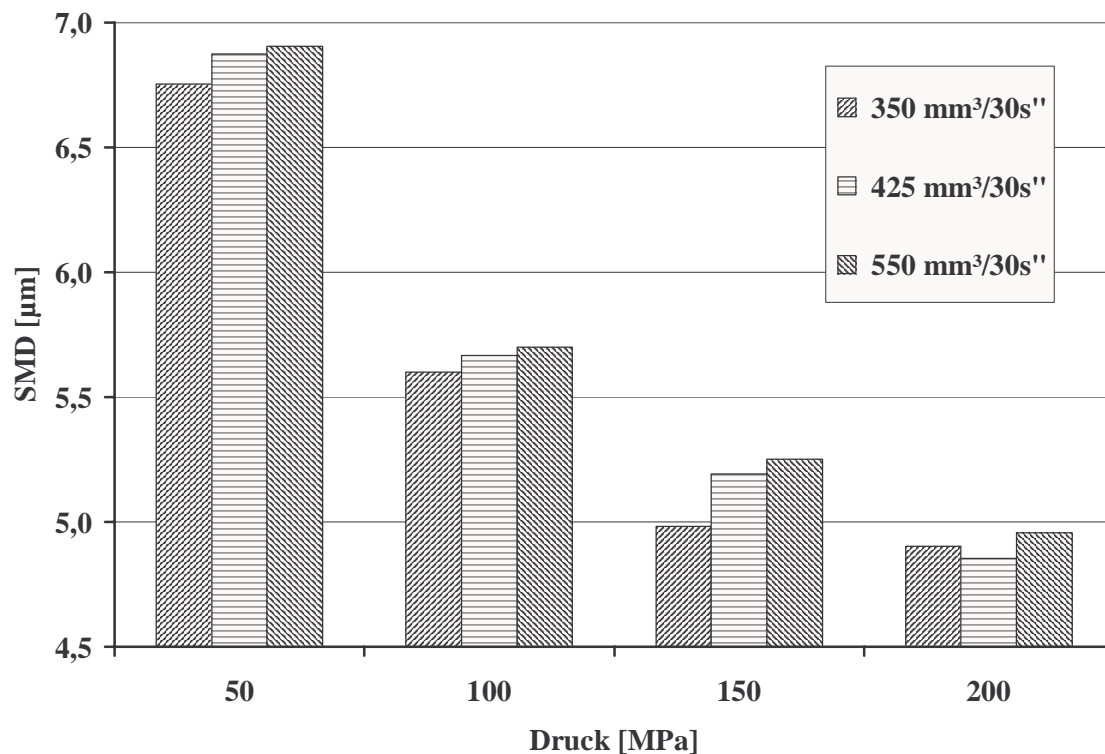


Bild 7-13: Einfluss des Düsenlochdurchmessers auf den Sauterdurchmesser

Wie in Kapitel 3.2.4 bereits beschrieben, wird die Abstimmung der einzuspritzenden Kraftstoffmenge über die Zeit bzw. den Kurbelwinkel mit dem hydraulischen Durchflusswert der Düse eingestellt. Neben dem Einfluss der Düsenlochgeometrie bestimmt in diesem Maße hauptsächlich der Düsenlochdurchmesser den Volumenstrom. Dazu wurden drei Düsen mit identischen Konizitätswerten und unterschiedlichen hydraulischen Durchflusswerten untersucht. Die Werte von 350-550 cm³/30s entsprechen bei den verwendeten 5-Loch-Düsen Lochdurchmessern von ca. 0,16-0,18 µm. Die Öffnungsdauer weist für die größeren Durchflusswerte entsprechend geringere Werte auf, um die Bedingung der Mengenkonzanz einzuhalten.

In Bild 7-13 sind für 4 Druckbereiche die gemittelten Sauterdurchmesserwerte der drei untersuchten Düsenkonfigurationen dargestellt. Die Ergebnisse resultieren aus den gemittelten Werten über den gesamten Sprayquerschnitt mit 61 Messpositionen. Der deutliche Sprung zu kleineren Durchmesserwerten zeigt sich im unteren Druckbereich von 50-100 MPa, wie aus den vorhergehenden Ergebnissen bereits ersichtlich. Im oberen Druckbereich setzt sich der Trend konsequent fort. Der Trend von größeren Tropfendurchmessern bei größeren Spritzlochdurchmessern ist eindeutig erkennbar. Lediglich bei 200 MPa ist für den Wert mit $Q_{hydr}=425 \text{ cm}^3/30s$ eine Unstetigkeit erkennbar. Dennoch überwiegt der Druckeinfluss deutlich gegenüber der Auswirkung eines geänderten Lochdurchmessers.

7.3.2 K-Faktor-Variation

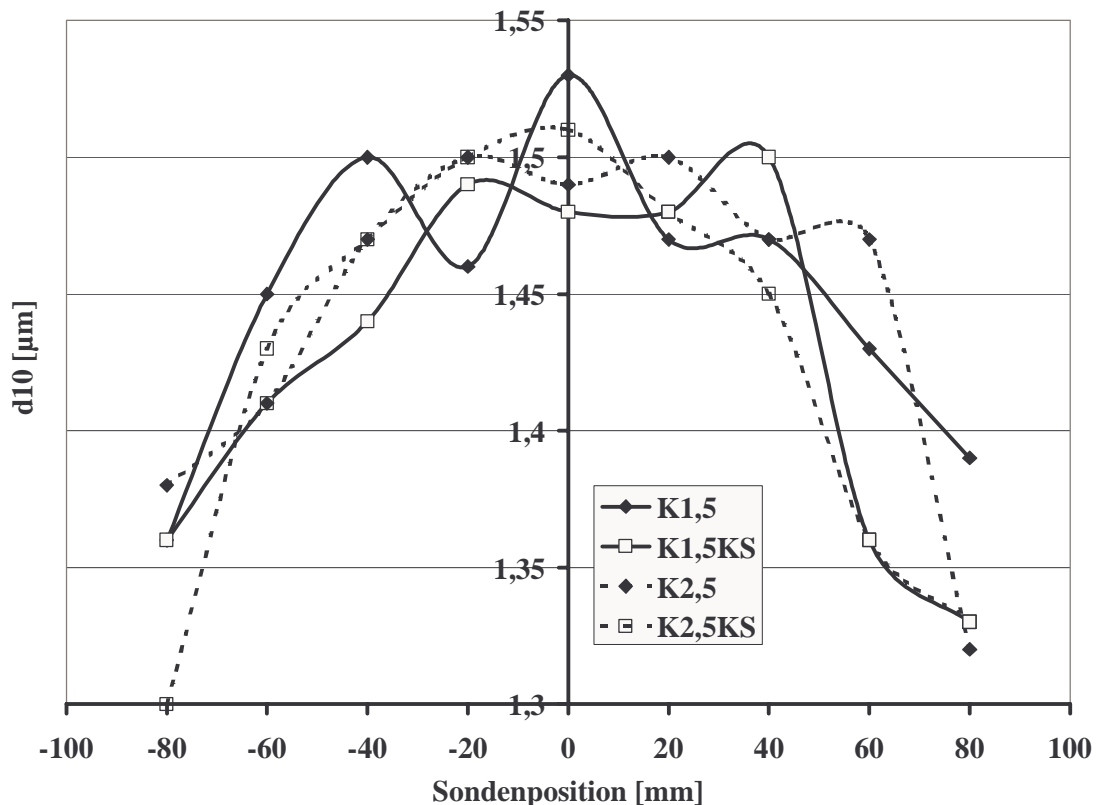


Bild 7-14: Variation des K-Faktors auf den mittleren Durchmesser

Der K-Faktor (siehe Kapitel 3.2.4) beschreibt das Verhältnis des Einlaufdurchmessers des Düsenlochs zum Auslaufdurchmesser. Mit steigendem Wert nimmt die Konizität des Lochs zu, d. h. es verjüngt sich zum Düsenlochaustritt. Diese Eigenschaft wird eingesetzt, um die Kavitation im Spritzloch zu verringern, bzw. das Einsetzen einer kavitierenden Strömung zu höheren Drücken zu verlagern. [Kön] untersucht die Strömung im Spritzloch mit transparenten Düsen und K-Faktoren von $-2,5$ bis $2,5$. Die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen zeigen mit erhöhtem K-Faktor eine verringerte Kavitationsneigung bei einem konstanten Raildruck von 80 MPa. Durch die verbesserte Strömung im Spritzloch kommt es zu einem verringerten Strahlkegelwinkel am Düsenlochaustritt. Die kavitierende Strömung unterstützt demnach den primären Strahlzerfall [Bae] [Bus]. Inwieweit sich dieses Phänomen auf den Sekundärzerfall auswirkt, soll mit einer K-Faktor Düsenvariation, in Kombination mit Ks-Geometrie Düsen untersucht werden.

Die Düsen wurden auf dem Einspritzmengenprüfstand auf eine konstante Menge von 30 mg eingestellt. Die Ansteuerdauer ist bei allen untersuchten Düsen konstant geblieben. Der Effekt einer besseren Strömung im Spritzloch und damit einer gesteigerten Rate bei gleichem Druckniveau kann experimentell nicht bestätigt werden, bzw. bewegt sich in einem Bereich innerhalb der Messgenauigkeit.

Bild 7-14 enthält eine Darstellung der Tropfenanzahlverteilung als Schnitt durch den Spraykegel. Die Kegelform der vier Kurven zeigt in allen Fällen identische Öffnungswinkel. Der Einfluss des Spraykegels kann im Rahmen dieser Untersuchungen vernachlässigt werden. Auch das Anzahlniveau variiert nur in geringem Maße.

Insgesamt betrachtet, wirkt sich die Konizität und die Ks-Geometrie nicht auf die Tropfenverteilung aus.

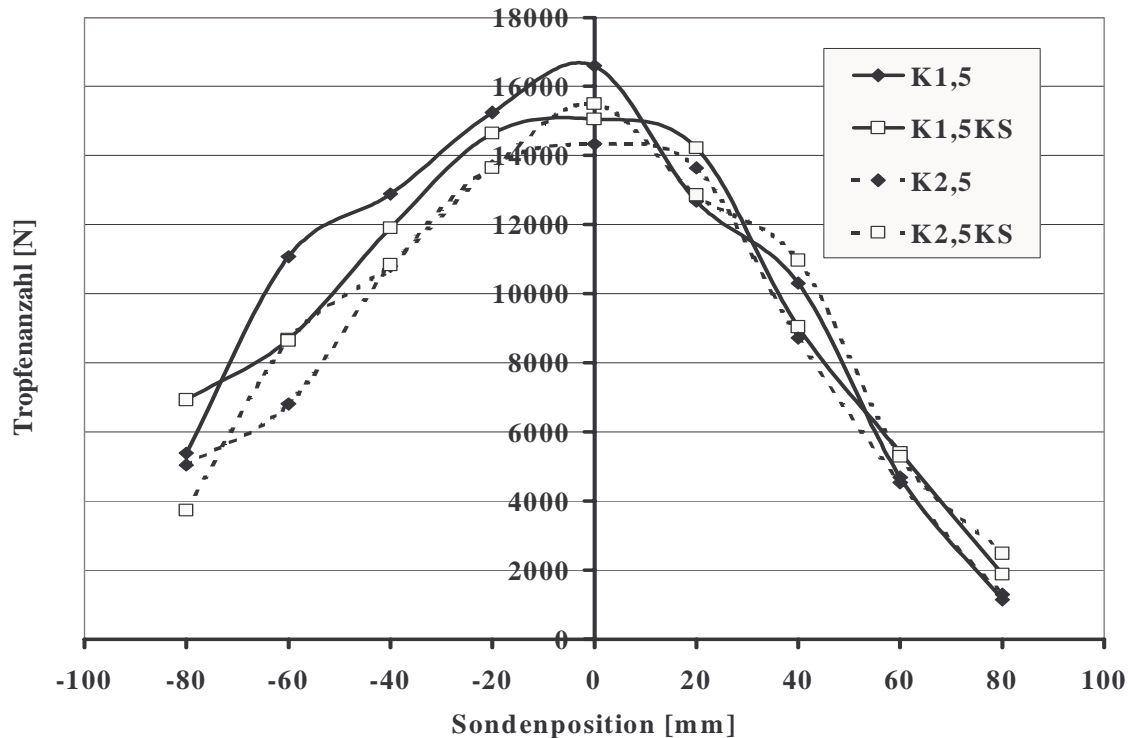


Bild 7-15: Einfluss des K-Faktors auf Tropfenanzahlverteilung

Die Auswertung der Messungen mit variierendem K-Faktor dient ebenfalls zur Beschreibung der Verteilung des mittleren Durchmessers. Die Schnittebenen sind identisch mit denen der Tropfenverteilung. Bild 7-15 gibt die Verläufe anschaulich wieder.

Aus der Überlagerung aller vier Kurven lässt sich der Trend zu größeren Tropfen im Zentrum des Sprays eindeutig belegen. Die Randbereiche erreichen für alle Düsen niedrigere Werte. Ebenfalls kann von einer guten Symmetrie zur Strahlachse gesprochen werden. Eine differenzierte Zuordnung einzelner, charakteristischen Verläufe zu einem Düsentyp kann nicht getroffen werden. Die Unterschiede im Kegelwinkel und auch das Aufbruchverhalten sind zu gering, als dass sie das Tropfenkollektiv in seiner Größenverteilung nachhaltig beeinflussen.

7.3.3 Untersuchung eines deutlich verkleinerten Spritzlochdurchmessers

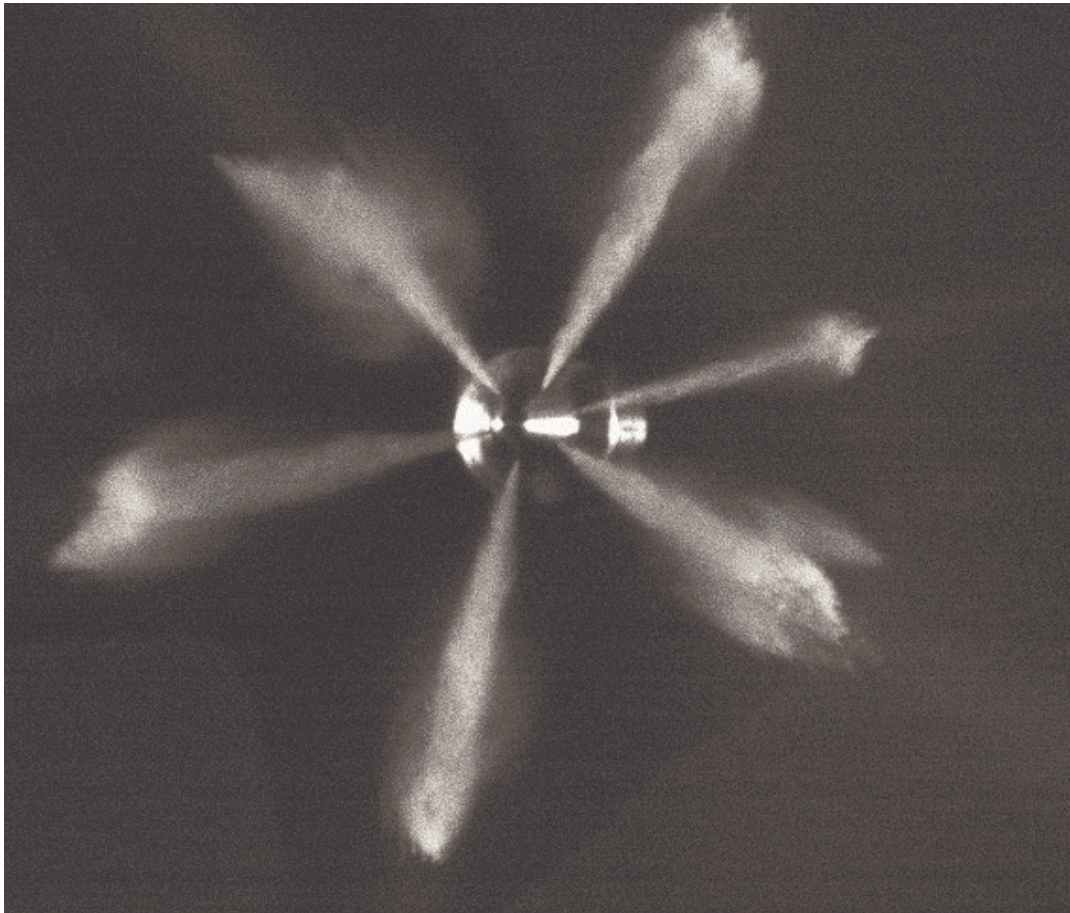


Bild 7-16: Hochgeschwindigkeitsaufnahme einer Einspritzung unter Verwendung einer Sechslöcherdüse mit einem verkleinerten Spritzloch

Der Spritzlochdurchmesser verändert das Strahlbild die Eindringtiefe, den Kegelwinkel und das Tropfenkollektiv. Bild 7-16 zeigt eine Hochgeschwindigkeitsaufnahme einer Sechslöcherdüse. Die Besonderheit liegt hierbei in der Lochdurchmesserverteilung und in der Strahlanordnung. Der markierte Strahl bildet sich aus einem Spritzlochdurchmesser von $d_{\text{red}}=100\ \mu\text{m}$ und weist somit einen deutlich geringeren Wert auf als die übrigen Düsenlöcher, die mit $d=0,164\ \mu\text{m}$ gebohrt wurden. Es ergibt sich ein Flächenverhältnis von $A_{164}/A_{100}=2,7$. Die aus dem kleinen Loch austretende Rate ist demnach wesentlich geringer. Die Eindringtiefe weist ebenfalls geringere Ausmaße auf, da der Strahlimpuls auf Grund des geringeren Massenstroms verringert ist. Dies zeigt sich zusätzlich in einem verringerten Kegelwinkel.

Diese Düse ist mit einer modifizierten Strahlseparierung ausgestattet worden, die es trotz des geringen Winkelabstands zu den benachbarten Löchern erlaubt, den Freistrahls mit dem Einspritzprüfstand zu vermessen.

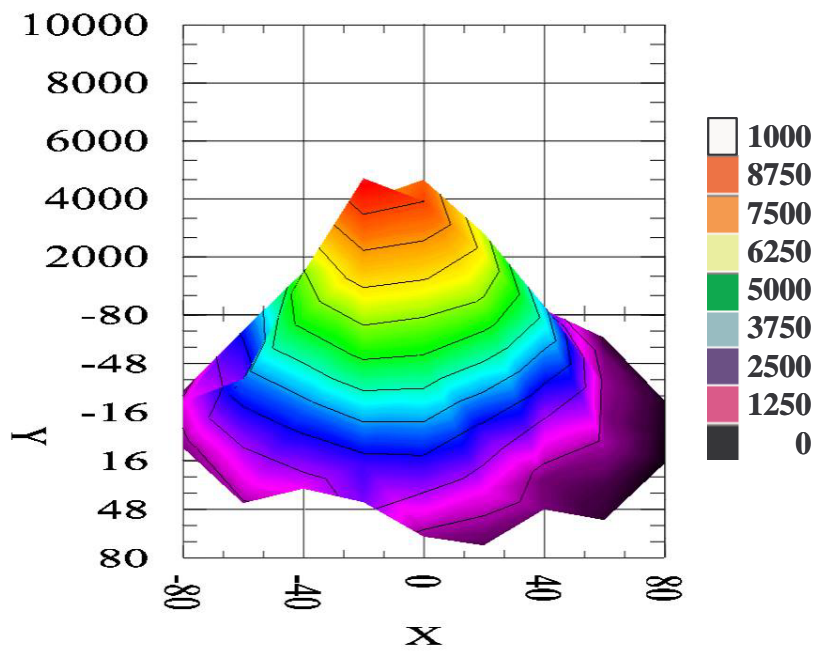


Bild 7-17:
Tropfenanzahlverteilung
bei reduziertem Spritz-
lochdurchmesser
p=100 MPa
n_{ges}=153188

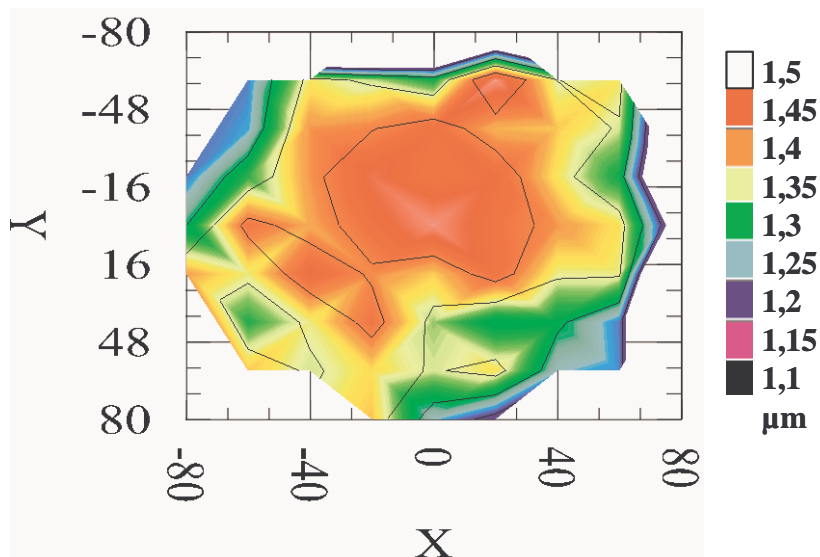


Bild 7-18:
Mittlerer Tropfendurch-
messer bei reduziertem
Spritzlochdurchmesser
p=100 MPa
d₁₀=1,318 μm

Die Ergebnisse werden dargelegt in Bild 7-17 und Bild 7-18. Wie zu erwarten, liegt die Gesamttropfenanzahl unter dem Niveau der Düsen mit großem Loch. Die gute Symmetrieeigenschaft bleibt dabei erhalten. Der verringerte Kegelwinkel kann anhand der spitzeren Form des Kegels detektiert werden. Der mittlere Tropfendurchmesser über den Querschnitt liegt unterhalb dem der großen Düsenlöcher. Wie in Kapitel 7.3.1 dargelegt, verringert ein geringer Düsenlochdurchmesser den mittleren Durchmesser. In diesem Versuch liegt eine Variation mit deutlich größeren Unterschieden vor. Der mittlere Durchmesser liegt um 8 % unterhalb der Werte der Standarddüsenlöcher. Das aufgespannte Feld hat im Zentrum erneut ein lokales Maximum.

7.4 Flankenvariation des Nadelhubverlaufs

Die Nadelhubcharakteristik der modernen Common-Rail-Dieselinjektoren lässt sich bisher hinsichtlich der Geschwindigkeit nur in zwei Richtungen beeinflussen. Auf Grund der Ansteuerung über ein Steuerventil ist die Nadelbewegungscharakteristik für den Öffnungs- und Schließvorgang nicht unabhängig voneinander zu beeinflussen. Eine Drosselauslegung für

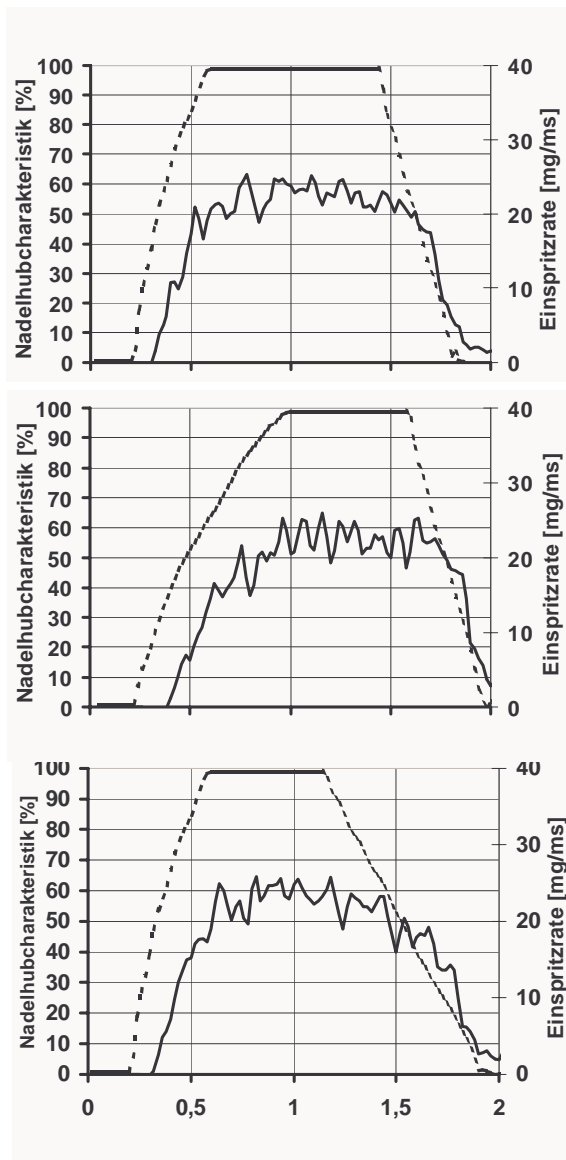


Bild 7-19: Flankenvariation

den schnellen Schließvorgang am Ende der Einspritzung beeinflusst die Rußbildung positiv. Durch die schnelle Abdrosselung wirkt die Nadelsitzdrosselung, verbunden mit einer geringeren Strahlggeschwindigkeit und somit einem schlechteren, Strahlaufbruch in einem kleineren Zeitfenster. Der entgegengesetzte Fall mit einem schnellen Öffnungsvorgang und einer flacheren Schließflanke hingegen zeigt im allgemeinen höhere NO_x-Emissionen und gesteigerte Rußwerte. Die hohe Rate zu Beginn der Einspritzung bedingt einen hohen Kraftstoffeintrag während der Zündverzugsphase. Die spontane Entflammung des unverbrannten Kraftstoffs erzeugt hohe Temperaturen, die die NO_x-Bildung begünstigen. Die in groben Zügen beschriebenen Vorgänge sollen in einem schwarz-weiß Vergleich anhand unterschiedlicher Nadelhubcharakteristiken untersucht werden. Dazu wurden mit Hilfe des piezoaktuerten Injektors drei Nadelhubvarianten eingestellt, die anhand der Ansteuerspannungen und des Ratenverlaufs die in Bild 7-19 dargestellten Verläufe ermöglichen. Ausgehend von einer steilen Öffnungs- und Schließflanke mit Nadelbewegungszeiten von 300 µs werden diese jeweils für eine Flanke mehr als verdoppelt. Anhand der Ratenverläufe lässt sich der Einfluss durch die Nadelsitzdrosselung erkennen. Basis für die Einstellungen ist wiederum die Einhaltung der Mengenkonstanz. Durch die Drosselung bei der zweiten und dritten Variante muss die Gesamteinspritzdauer entsprechend verlängert werden. Für die Untersuchungen des Tropfenkollektivs hat dies keine Bedeutung. Im motorischen Betrieb muss dieser Sachverhalt jedoch berücksichtigt werden, da die Einspritzdauer für die Emissionsbildung sehr entscheidend ist.

Die hohe Rate zu Beginn der Einspritzung bedingt einen hohen Kraftstoffeintrag während der Zündverzugsphase. Die spontane Entflammung des unverbrannten Kraftstoffs erzeugt hohe Temperaturen, die die NO_x-Bildung begünstigen. Die in groben Zügen beschriebenen Vorgänge sollen in einem schwarz-weiß Vergleich anhand unterschiedlicher Nadelhubcharakteristiken untersucht werden. Dazu wurden mit Hilfe des piezoaktuerten Injektors drei Nadelhubvarianten eingestellt, die anhand der Ansteuerspannungen und des Ratenverlaufs die in Bild 7-19 dargestellten Verläufe ermöglichen. Ausgehend von einer steilen Öffnungs- und Schließflanke mit Nadelbewegungszeiten von 300 µs werden diese jeweils für eine Flanke mehr als verdoppelt. Anhand der Ratenverläufe lässt sich der

Die Durchführung der Messungen am Einspritzprüfstand wurden neben der Variation der Flankeneinstellungen um eine erneute Druckvariation erweitert. Die Ergebnisse zeigt Bild 7-20. Die Balkengrafik ist für jeden Druckbereich in der Reihenfolge der in Bild 6-18 aufgeführten Varianten angepasst. Der Sauterdurchmesser verdeutlicht erneut den Einfluss des Drucks auf die Zusammensetzung des Tropfenkollektivs. Wird die Flankenvariation analysiert lässt sich im Mittel kein Zusammenhang der Flankenvariation auf den Sauterdurchmesser erkennen. Die sich ergebenden Unterschiede sind in keinen Zusammenhang mit Drosseleffekten zu bringen. Auch der erste Fall mit zwei steilen Flanke hebt sich nicht durch einen verringerten mittleren Sauterdurchmesser von den anderen gedrosselten Flankenvariationen ab.

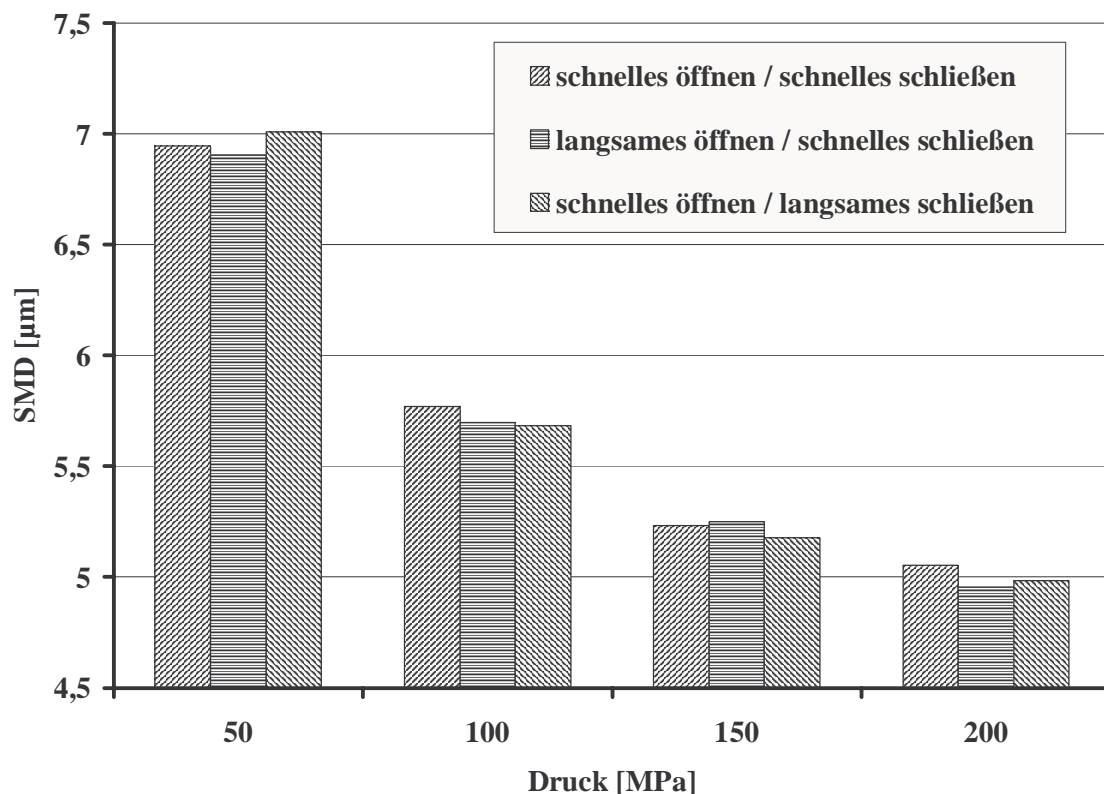


Bild 7-20: Einfluss der Nadelhubcharakteristik auf den Sauterdurchmesser

Wenn die Flankenvariation dennoch einen Einfluss bewirkt, müsste die zeitliche Auflösung der Ergebnisse dies zeigen. Auf Grund des geringen Massenanteils des eingebrachten Kraftstoffs während der Einspritzphase mit Nadelsitzdrosselung muss jedoch auf eine andere Variante der Untersuchung gedrosselter Einspritzung übergegangen werden. Die Einflüsse im motorischen Betrieb sind dennoch eindeutig belegbar. Die Zusammenhänge zwischen Einspritzbeginn, Zündverzögerung, Brennbeginn, Einspritz- und Brenndauer können mit diesem Messtool jedoch nicht weiter quantifiziert werden.

7.5 Tropfenverteilung über den Sprayquerschnitt

Die Beschreibung der bisherigen Messergebnisse beschränkt sich auf gemittelte Werte, die aus 61 Einzelmessungen über den Querschnitt aufgetragen wurden. Die folgenden Darstellungen sollen den Sachverhalt der Sprayzusammensetzung mit Hilfe einer dreidimensionalen Darstellungsweise weiter verdeutlichen. Mit Hilfe des LabView-Programms [Nat] ist es möglich, aus den gewonnenen Messdaten der Einzelmessungen automatisiert einen Oberflächengraph zu erstellen, der in der Ebene die Koordinaten der Sondenpositionen aufzeigt und in Abszissenrichtung Aussagen über Tropfenanzahlen, bzw. Durchmessergrößen ermöglicht. Diese Darstellungsform lässt sehr anschaulich einen schnellen Überblick auf die Tropfenverteilung zu. Zunächst soll die Ausdehnung in beide Achsenrichtungen durch die Strahlachse den Zusammenhang der Tropfenverteilung im Rohr erneut verdeutlichen. In Bild 7-21 sind die Tropfenanzahlen im Schnitt beispielhaft über eine lineare Funktion bis zum Randbereich des Messrohrs verlängert worden. Die Schnittpunkte mit der Abszisse liegen fast identisch mit den inneren Abmaßen des Messrohrs übereinander. Die Benetzung des Messrohres durch eine zu großflächige Sprayverteilung konnte durch die Abstimmung der Messrohrlänge bzw. des Abstandes zum Injektor eingestellt werden. Eine weitere Größe stellt die Absauggeschwindigkeit dar, die jedoch bei einem Unterschied von Faktor zur Austrittsgeschwindigkeit eine untergeordnete Rolle spielt.

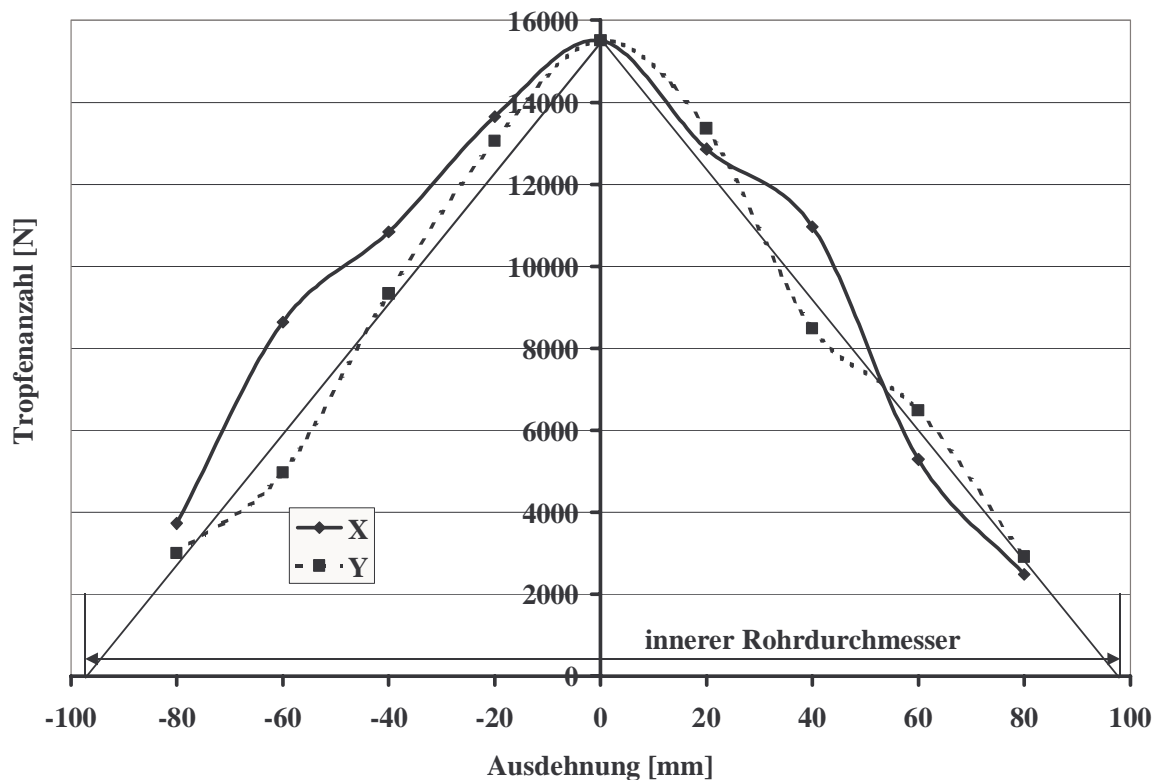


Bild 7-21: Grenzbeschreibung Anzahlverteilung im Messrohr

In den Darstellungen Bild 7-22 bis Bild 7-25 sind die Tropfenanzahlverteilungen der Sprays veranschaulicht. Die Tropfenanzahl ergibt sich wie bei den vorausgegangenen Untersuchungen aus 40 Einspritzungen, die sich mit jeweils 20 Einspritzungen auf die zwei Messbereiche aufteilen. Die Drücke wurden von 50-200 MPa in 50 MPa Schritten gesteigert.

Die Grafik in Bild 7-22 zeigt eine kegelförmige Ausbildung der Tropfenanzahlverteilung. Das Zentrum weist ein Plateau auf. Zu den Randbereichen des Messrohres ist eine lineare Abnahme der Tropfenkonzentration erkennbar. Die Kegelform zeigt dabei eine gute Achsensymmetrie. Der Randbereich erreicht mit Tropfenanzahlen im Bereich bis $N=2500$ Tropfen die Werte aus (Bild 7-21). Somit bleibt die Bedingung der benetzungsfreien Zerstäubung erfüllt.

Mit steigendem Druck nimmt die Tropfenanzahl insgesamt über den gesamten Sprayquerschnitt zu (Bild 7-23). Die Symmetrie bleibt dabei weitestgehend erhalten. Das Zentrum maximaler Tropfenanzahlen ist um 20 mm verschoben. Die Randbereiche weisen weiterhin die geringen Anzahlwerte für eine vollständige Erfassung aller Tropfen auf.

Mit einer weiteren Drucksteigerung auf $p_{\text{rail}}=150$ MPa lassen sich die Tropfenanzahlen insgesamt weiter steigern. Im Zentrum des Spraykegels ist dies hingegen weniger ausgeprägt. Vielmehr verändert sich das Zentrum in seiner Form. Die Kontur ändert sich in Richtung eines Plateaus (Bild 7-24).

Die Messung bei $p_{\text{rail}}=200$ MPa stellt eine Ausnahmeerscheinung dar. Die Verteilung ist nicht mehr homogen kegelförmig, es ergeben sich vielmehr zerklüftete Konturen. Die absolute Tropfenanzahl spiegelt aber den Trend zu einer weiteren Anzahlsteigerung wieder. Ebenso ist das Zentrum weiterhin als Punkt maximaler Tropfenanzahlen zu erkennen (Bild 7-25).

Die Grafiken zeigen, dass die bei den gemittelten Messungen bereits bestimmten Trends bestätigt werden. In ihrem räumlichen Verhalten kann generell von einer besseren Tropfenverteilung bei Drucksteigerung über den gesamten Querschnitt gesprochen werden. Dass die Konturen sich bei allen Bildern unterscheiden, kann durch die Vorgänge im Spritzloch erklärt werden. Trotz der Mittelung über 40 Einspritzungen sind stochastische Änderungen im Spritzloch durch Kavitation und Einflüsse des Nadelverhaltens nie auszuschließen. Unter dem Aspekt der punktuellen Vermessung kann von einer guten Erfassung des Sprays gesprochen werden. Der Druckbereich von 200 MPa nimmt hierbei sicherlich eine Sonderstellung ein. Die generelle Kontur kann aber weiterhin abgebildet werden.

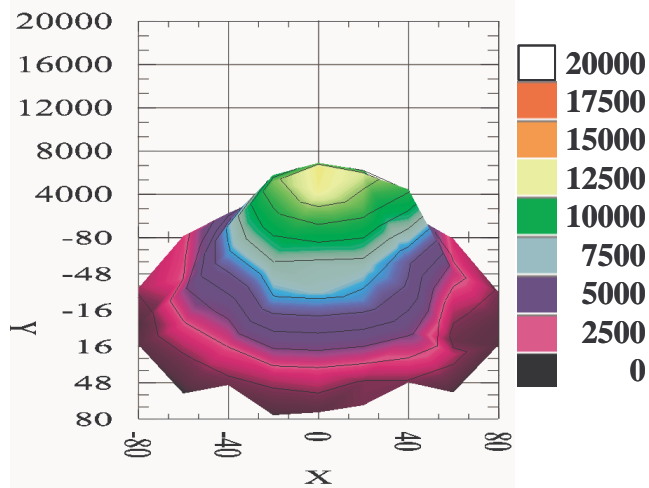


Bild 7-22:
Tropfenanzahlverteilung

p=50 MPa

m=30 mg

n_{ges}=283637

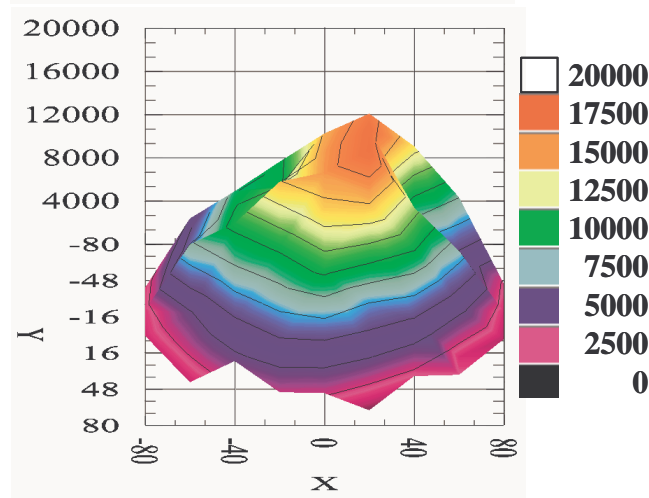


Bild 7-23:
Tropfenanzahlverteilung

p=100 MPa

m=30mg

n_{ges}=454428

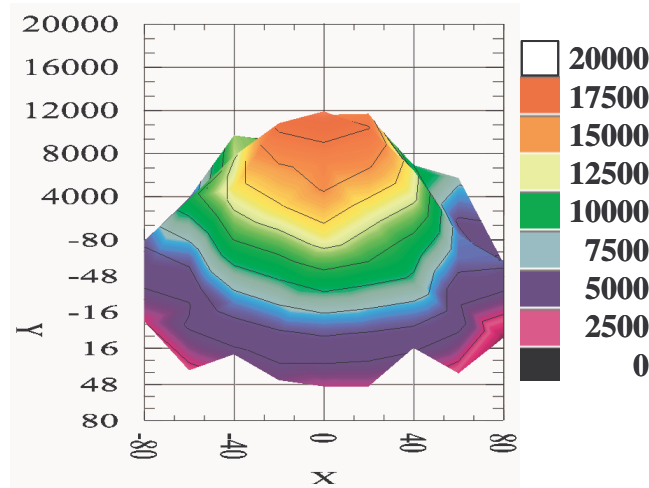


Bild 7-24:
Tropfenanzahlverteilung

p=150 MPa

m=30mg

n_{ges}=548198

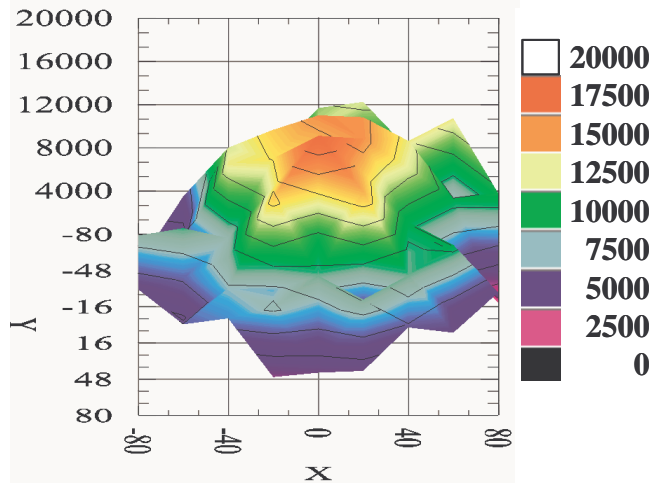


Bild 7-25:
Tropfenanzahlverteilung

p=200 MPa

m=30mg

n_{ges}=551679

Mit den farbigen Abbildungen auf Seite 85 soll die räumliche Tropfengrößenverteilung anhand der 3D-Oberflächengraphen veranschaulicht werden. Die Grundfläche spiegelt erneut die Oberfläche des Messrohrs wieder. Der Aufbau der Oberfläche entsteht durch die 61 Messpunkte. An jedem Messpunkt erfolgt eine Mittelung aller detektierten Tropfendurchmesser. Die Farbskala ist für alle 4 Graphen identisch und über einen Bereich von 1,3-1,7 μm verteilt.

Bild 7-26 repräsentiert die Ergebnisse für einen Einspritzdruck von 50 MPa. Der Wert d_{10} ergibt sich aus dem Mittelwert über alle Messpunkte. Die Verteilung zeigt, im Gegensatz zur Tropfenanzahl, keine ausgeprägte Kegelform. Auch die zuvor beobachtete Symmetrie findet sich im Tropfendurchmesser nicht wieder. Es wird aber deutlich, dass die mittleren Tropfendurchmesser zum Rand geringer ausfallen. Der Verlauf vollzieht sich dabei nicht kontinuierlich. Vielmehr stellt sich eine sichtbare Verringerung erst ab einem Sondenabstand von 40 mm vom Zentrum ein.

Ein Druckanstieg von 50 MPa auf 100 MPa ergibt einen gänzlich anderen Aufbau, demonstriert in Bild 7-27. Das gesamte Niveau der aufgespannten Fläche hat sich verringert. Im Zentrum zeigt sich verstärkt die Ausbildung eines lokalen Maximums. Der äußerste Randbereich zeigt sich von der Drucksteigerung geringer beeinflusst. Diese Sachverhalte drücken sich ebenfalls in einem geringfügig verringerten Tropfendurchmesser aus.

Bild 7-28 gibt den Zusammenhang für 150 MPa wieder. Das Niveau hat sich wiederum verringert. Das Delta ist dabei nicht so ausgeprägt, wie in dem vorausgegangenen Drucksprung. Das lokale Maximum bleibt aber Bestandteil der Verteilung.

Bild 7-29 zeigt schließlich, dass die Verringerung des Tropfendurchmessers bis zu einem Druck von 200 MPa wirkungsvoll ist. Die gemittelten Werte über alle Messpunkte bestätigen diesen Trend.

Insgesamt betrachtet fallen die Unterschiede der gemittelten Werte gering aus. Dennoch lässt sich anhand der Bilder erkennen, dass sich im Zentrum des Sprays jeweils die größeren Partikel befinden. Dies erklärt sich durch den verringerten aerodynamischen Strahlzerfall, da der Strahlkern länger von der Atmosphäre abgeschirmt und die Geschwindigkeit bis zum Kontakt weiter abgebaut wurde. Eine weitere Einflussgröße stellt die Tropfenkoagulation dar. Wie gezeigt, verringert sich die Verteilung der Tropfenkonzentration nahezu linear von der Strahlmitte zum Rand. Die Tropfengrößenverteilung setzt diesen Trend nicht um. Vielmehr ergibt sich neben einem Maximum eine flächige Verteilung, die erst im absoluten Randbereich deutlich abnimmt.

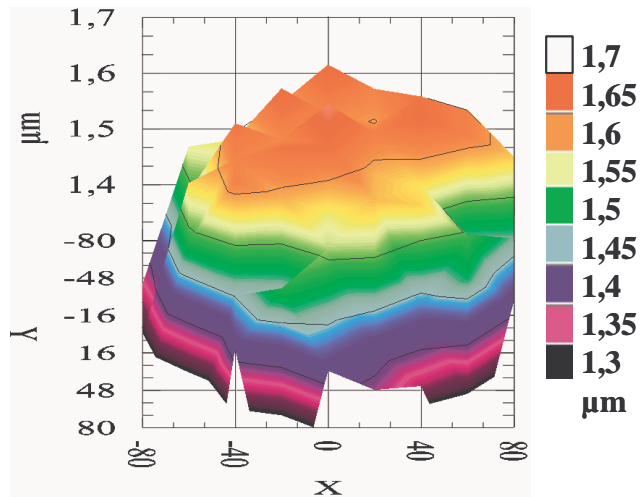


Bild 7-26:
Mittlerer Tropfendurchmesser
 p=50 MPa
 $d_{10}=1,499 \mu\text{m}$

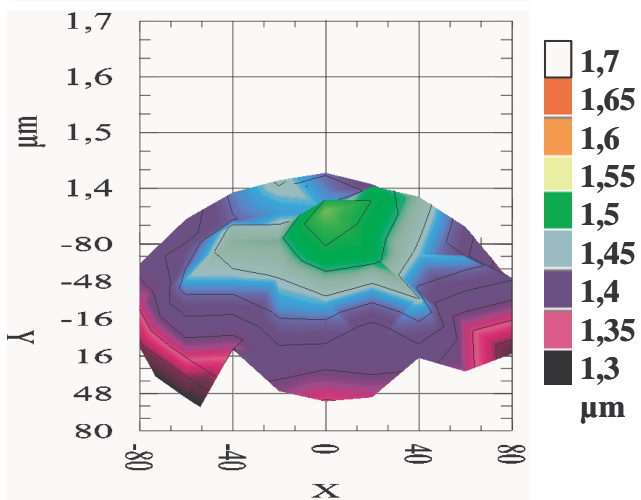


Bild 7-27:
Mittlerer Tropfendurchmesser
 p=100 MPa
 $d_{10}=1,417 \mu\text{m}$

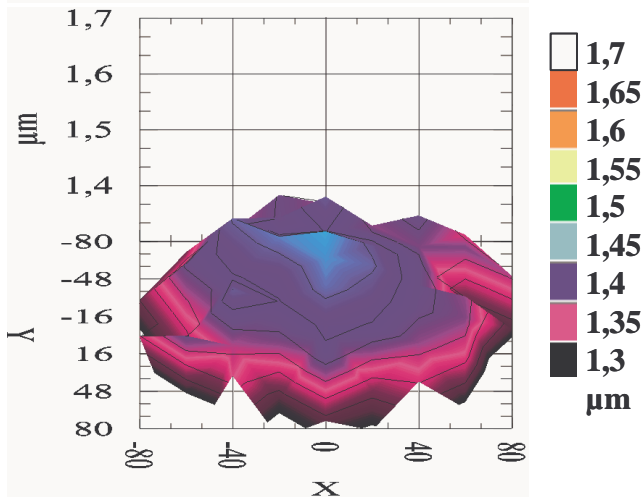


Bild 7-28:
Mittlerer Tropfendurchmesser
 p=150 MPa
 $d_{10}=1,366 \mu\text{m}$

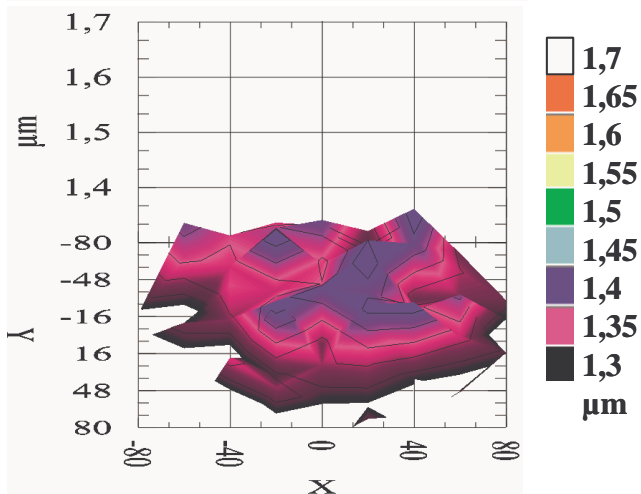


Bild 7-29:
Mittlerer Tropfendurchmesser
 p=200 MPa
 $d_{10}=1,327 \mu\text{m}$

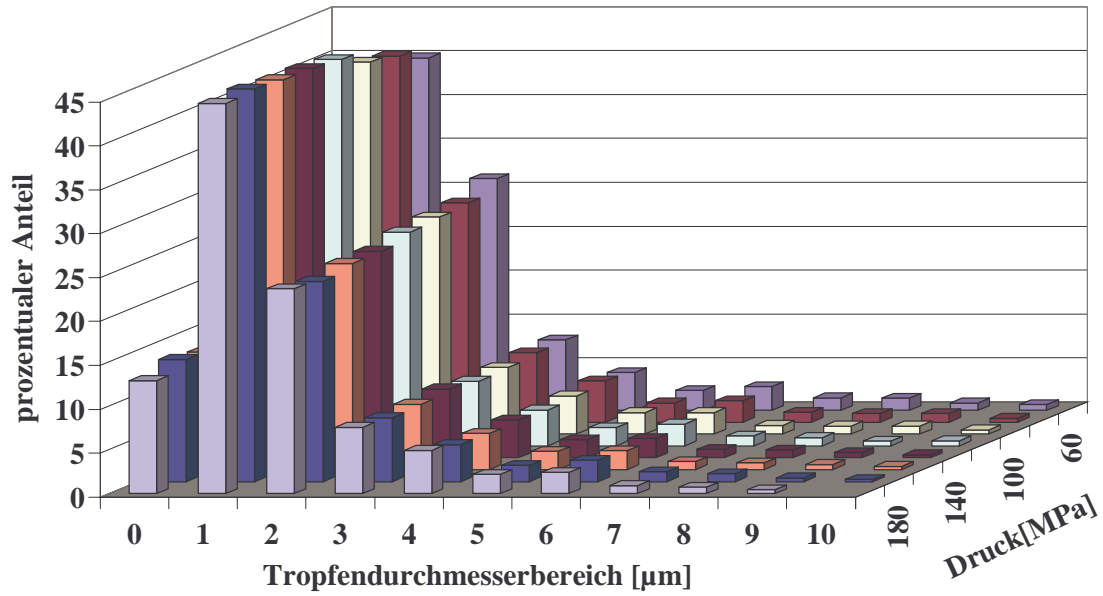
7.6 Verschiebung der Tropfenverteilung bei Druckerhöhung

Der Einspritzdruck zeigt den größten Einfluss auf die Ausbildung des Tropfenkollektivs. Bisher wurden die gemittelten Tropfengrößen in Abhängigkeit des Einspritzdrucks und der Lage im Spray dargestellt. Die Verteilungsfunktion liefert als Erweiterung dazu eine Aussage über die Anzahlverteilung für Tropfengrößenbereiche. Die Auflösung der einzelnen Klassen beträgt bei den folgenden Darstellungen $1\ \mu\text{m}$ und beziffert jeweils die ersten Stellen vor dem Komma (Beispiel $2,3\ \mu\text{m}$ wird dem Bereich $2\ \mu\text{m}$ zugeordnet. Für eine bessere Darstellung ist das Gesamtspektrum in 2 Bereiche aufgeteilt. Bild 7-30 gibt die prozentualen Anteile der Tropfengrößen von $0-10,9\ \mu\text{m}$ wieder. Bild 7-31 verfügt über ein kleineres Maximum der Ordinate.

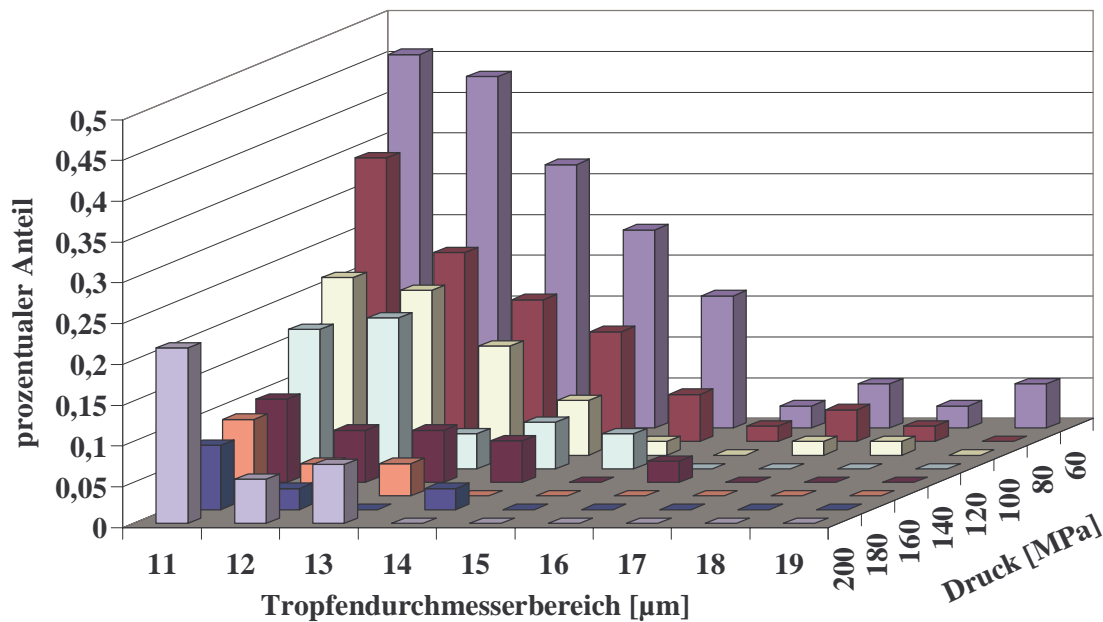
In Bild 7-30 zeichnet sich ein deutlicher Schwerpunkt für die Tropfengrößen in dem Bereich von $1-1,99\ \mu\text{m}$ ab. Mit 25 % des Gesamtanteils an den folgenden Bereich verteilt sich die Hauptmenge auf zwei Bereiche. Die Druckabhängigkeit dieser Verteilungen lässt sich in kleinem Ausmaß an der Verschiebung der Maxima erkennen. Mit zunehmendem Druck nimmt der Anteil der kleinen Tropfen bei Bereich 2 ab und bei Bereich 2 zu.

Mit dem zweiten Diagramm in Bild 7-31 können weitergehende Aussagen getroffen werden. Für den unteren Druckbereich zeigt sich deutlich, dass erneut eine Verschiebung zu kleineren Durchmessern zu verzeichnen ist. Der Einspritzdruck bis $100\ \text{MPa}$ liefert über eine kontinuierliche Funktion ein deutliches Bild dieser Verschiebung. Die Kontinuität in der Verteilung kann im oberen Druckbereich nicht aufrecht erhalten werden. Es tritt aber ein weiterer Effekt bei der Verteilungsfunktion auf. Treten bei niedrigen Drücken noch vereinzelt Tropfen auf, die dem oberen Durchmesserbereich oberhalb $14\ \mu\text{m}$ zuzuordnen sind, so werden diese mit Drücken oberhalb $140\ \text{MPa}$ eliminiert.

Die Unterschiede sind von den absoluten Zahlenwerten als gering zu bewerten. Für das Spray bedeutet aber gerade der Wegfall an größeren Teilchen eine Reduzierung von Tropfen, die dem Kollektiv in der Gesamtverteilung nicht entsprechen.



**Bild 7-30: Einfluss der Tropfengrößenverteilungsfunktion in Abhängigkeit vom Druck
Bereich 0-10 µm**



**Bild 7-31: Einfluss der Tropfengrößenverteilungsfunktion in Abhängigkeit vom Druck
Bereich 11-20 µm**

7.7 Auswirkungen eines reduzierten Nadelhubes

Die Effekte beim Nadelöffnen bzw. -schließen können nicht unmittelbar aus dem Gesamtkollektiv analysiert werden. Um den Einfluss des instationären Verhaltens während dieser Phase ansatzweise untersuchen zu können, wird der Effekt der Nadelsitzdrosselung über einen definierten konstanten Teilhub der Düsennadel eingestellt.

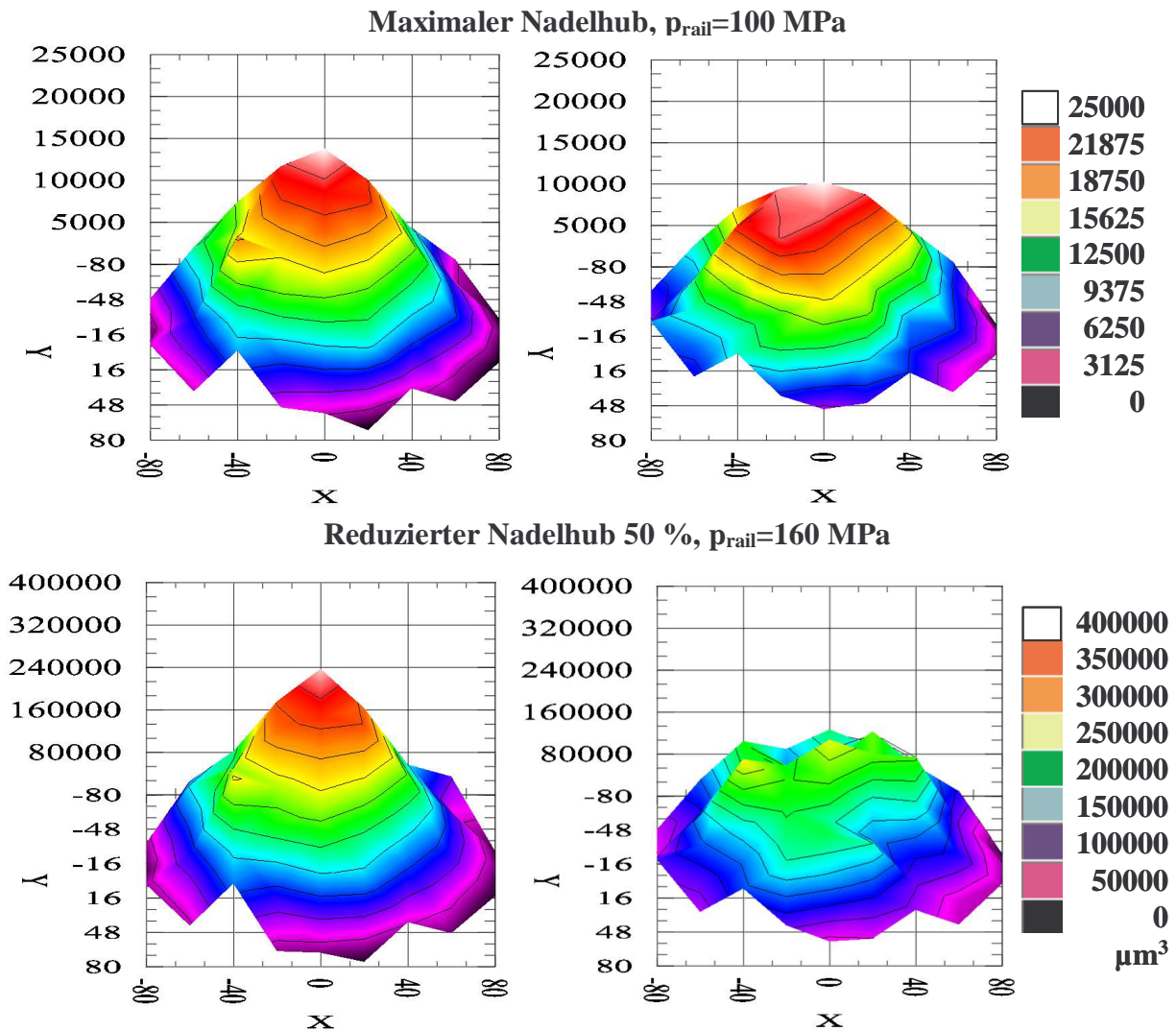


Bild 7-32: Vergleich der Volumenverteilungen bei maximalen Nadelhub und Nadelsitzdrosselung

Für die Umsetzung dieser Untersuchung musste ein Konzept gewählt werden, das eine gute Vergleichbarkeit der Ergebnisse erzeugt. Durch die Nadelsitzdrosselung wird die Kraftstoffmenge bei konstanter Ansteuerdauer verringert. Ausgangspunkt ist eine Wiederholmessung bei 100 MPa mit vollem Nadelhub. Dabei ergibt sich eine Ansteuerdauer von 1 ms für eine Menge von 30 mg. Um die gleiche Menge bei einem um 50% reduzierten Nadelhub in der

gleichen Zeit umzusetzen, bedarf es bei dem Injektorkonzept einer Verlängerung der Ansteuerdauer um 0,6 ms, auf 1,6 ms.

Bild 7-32 visualisiert die Ergebnisse der Volumen- und Anzahlverteilung. In der oberen Hälfte zeigen die Anzahlverteilungen, dass die Kegelform durch den erhöhten Druck im Rail und der verlängerten Ansteuerdauer gestaucht ist. Das bedeutet insgesamt weniger Tropfen im Zentrum, verbunden mit einer Zunahme zum Sprayrand. Eine Druckerhöhung bei vollem Nadelhub zeigte bisher eine Zunahme der Tropfenzahlen bei konstanter Menge. Somit lässt sich ein neuer Effekt erkennen, der sich auch in der Volumenverteilung widerspiegelt.

In der unteren Hälfte der Darstellung sind die Volumenverhältnisse visualisiert worden. Trotz der Nadelsitzdrosselung zeigt sich bei der Drucksteigerung im Rail ein ähnliches Verhalten wie bei der Druckerhöhung mit vollem Nadelhub. Die Dichteverteilung breitet sich großflächig über den Sprayquerschnitt aus. Die Einspritzdauer kann mit diesen Ergebnissen als Einflussfaktor für die Volumenverteilung ausgeschlossen werden. Bei der Druckerhöhung mit vollem Nadelhub ist die Einspritzdauer verkürzt, bei der Nadelsitzdrosselung hingegen verlängert. Dennoch ergibt sich ein ähnliches Verhalten.

Die Erklärung für dieses Verhalten ist in dem Einspritzdruck zu sehen. Obwohl bei der Nadelsitzdrosselung der maximale Druck nicht vor dem Düsenloch sondern vor dem Nadelsitz liegt, muss der Strahlaufbruch beeinflusst werden [Ste]. Es bilden sich in beiden Fällen Kavitationszonen aus. Bei dem Versuch mit Nadelteilhub entsteht diese hinter dem Nadelsitz und setzt sich bis ins Düsenloch fort. Bei vollem Nadelhub ist die Kavitationszone ins Spritzloch verlagert, zeigt dabei aber ähnliches Verhalten. Das verdeutlicht auch die Aufstellung der gemittelten Daten (Tabelle 7-1).

Druck [MPa]	Ansteuerdauer [μ s]	Nadelhub [%]	SMD [μ m]	$\varnothing d_{10}$ [μ m]	Anzahl [N]	Vol.-Ges. [μ m ³]
100	1000	100	5,832	1,377	522016	6869983
160	1000	50	5,927	1,400	542490	7994183

Tabelle 7-1: Gemittelte Messdaten Nadelsitzdrosselung

7.8 Volumenverteilung über den Querschnitt

In den bisherigen Untersuchungen wurde das Tropfenkollektiv unter dem Aspekt der Tropfenanzahlen und der Durchmesserverteilungen untersucht. Darüber hinaus stellt sich die Frage, wie die Einspritzvolumenverteilung über den Querschnitt zu bewerten ist. Das verdeutlicht auf Seite 87 die Darstellung der pro Messpunkt erfassten Volumenanteile. Dazu werden aus den Daten der detektierten Tropfendurchmesser die Einzelvolumen berechnet und aufsummiert. Die Druckvariation gibt an, wie sich die konstante Einspritzmengen von 30 mg über den Spraykegel verteilt.

Bild 7-33 ergibt in seiner Form die bekannte Ausbildung einer Kegelkontur. Analog zu den Darstellungen der Tropfenanzahl weist dieses Druckniveau eine Konzentration der Masse im Strahlkern auf. Die gute Symmetrie ist ebenfalls als Bestandteil der Volumenverteilung zu erkennen.

Bild 7-34 erzeugt bei einer Druckerhöhung auf 100 MPa eine gestauchte Kegelform. Die Spitze ist in ihrem Maximum reduziert und im mittleren Bereich verbreitert. Der Wert V_{ges} gibt das kumulierte Volumen aller Messpunkte wieder. Der gestiegene Wert unterstreicht, dass die Verringerung des Spitzenmaximums nicht auf eine Abnahme des detektierten Gesamtvolumens zurückzuführen ist.

In Bild 7-35 setzt sich dieser Trend bei einem Druck von 150 MPa konsequent fort. Wiederum ist eine geringe Zunahme des Gesamtvolumens zu verzeichnen, verbunden mit einer weiter gestauchten Kegelform.

Bild 7-36 veranschaulicht die bei einem Druck von 200 MPa weiterhin deutlich abgeflachte Kegelform. Zu berücksichtigen ist hierbei jedoch, dass das gemessene Gesamtvolumen 20% unterhalb dem der vorausgegangenen Druckbereiche liegt.

Die Bewertung dieses Phänomens muss zunächst unter Bezugnahme aller Phänomene durchgeführt werden.

- Druckerhöhung bedingt Steigerung der Gesamttropfenanzahl über den Gesamtquerschnitt!
- Druckerhöhung zeigt Verminderung der mittleren Tropfendurchmesser!
- Druckerhöhung erzeugt Volumenverschiebung zum Kegelrand!

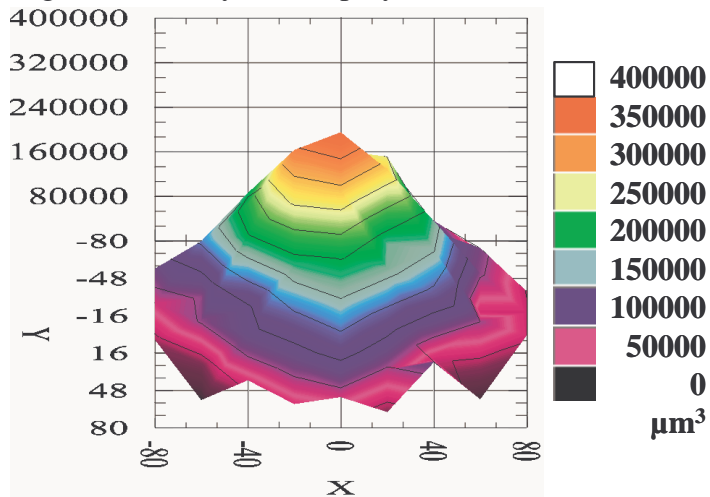


Bild 7-33:
Volumenverteilung
 p=50 MPa
 $m_b=30$ mg
 $V_{ges}=6544980 \mu\text{m}^3$

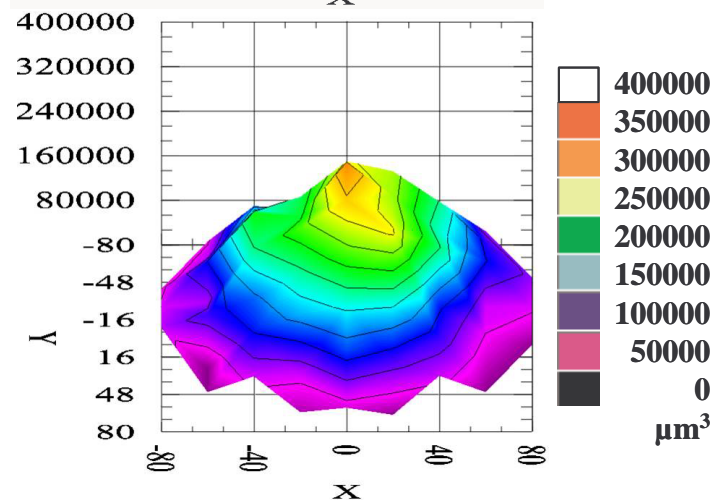


Bild 7-34:
Volumenverteilung
 p=100 MPa
 $m_b=30$ mg
 $V_{ges}=6721940 \mu\text{m}^3$

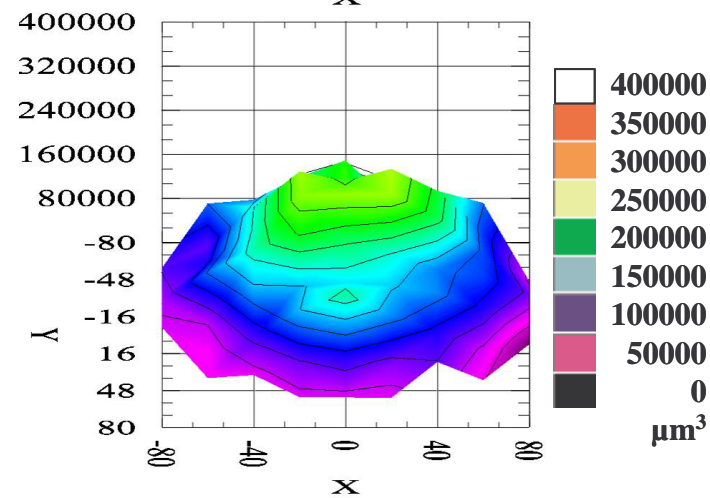


Bild 7-35:
Volumenverteilung
 p=150 MPa
 $m_b=30$ mg
 $V_{ges}=6897105 \mu\text{m}^3$

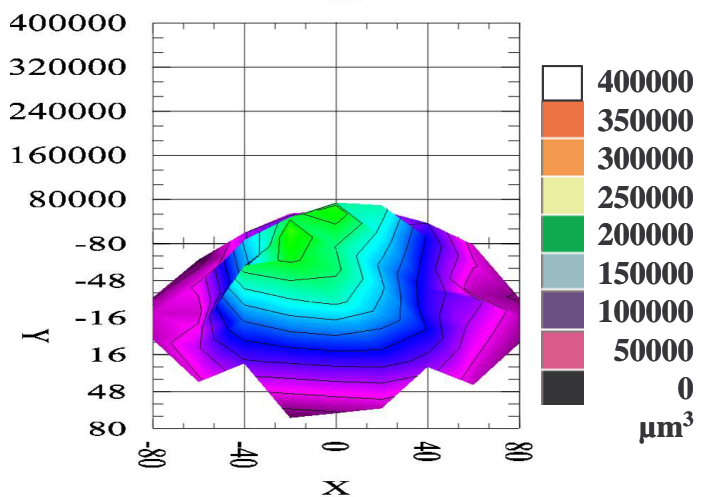


Bild 7-36:
Volumenverteilung
 p=200 MPa
 $m_b=30$ mg
 $V_{ges}=5220071 \mu\text{m}^3$

Der Zusammenhang der drei Aussagen soll im folgenden erörtert werden. Die Zunahme der Partikelanzahl mit steigendem Druck ist eindeutig auf eine Tropfenverkleinerung zurückzuführen. Die ermittelten Verläufe der gemittelten Tropfendurchmesser bestätigen dies. Die Reduzierung des Tropfendurchmessers ist im Kern ausgeprägter als am Sprayrand. Die Tropfenanzahl steigt nicht in dem Maße, das durch eine entsprechende Verringerung des Durchmessers zu erwarten wäre. Mit Hilfe der Volumenverteilung kann der Druckeinfluss nun besser beschrieben werden. Die Druckerhöhung bewirkt, dass zum Strahlrand hin die Dichte des Sprays zunimmt. Im Innern dünnt der Spraykegel zunehmend aus.

Die erhöhte Strahlgeschwindigkeit bewirkt im Düsenloch eine gesteigerte Kavitationsbildung. Durch Implosion der Blasen kommt es zu einer erhöhten Energiefreisetzung, die den Strahlaufruch verstärkt. Die aerodynamischen Einflüsse unterstützen den Tropfenzerfall in Strahlrichtung. Am Strahlrand bildet sich an der Phasengrenze zwischen Luft und Strahl ein Unterdruck, ausgelöst durch die Strahlgeschwindigkeit. Dieser bewirkt die Ausbildung eines Strahlkegels. Mit zunehmender Geschwindigkeit steigt der Unterdruck und führt zu einer Erhöhung des Kegelwinkels. Die Versuche haben gezeigt, dass sich dieser Einfluss bis ins Innere des Sprays fortsetzt.

Für die dieselmotorische Verbrennung hat dies einen besonderen Vorteil: Der Transport der Kraftstoffmasse an den Strahlrand bewirkt einen verbesserten Lufteintrag in das Spray.

7.9 Untersuchung verschiedener Kraftstoffarten

Der für die dieselmotorische Verbrennung eingesetzte Kraftstoff als fossiler Brennstoff ist ein Gemisch aus Aromaten und Alkanen. Die Zusammensetzung ist nicht konstant und abhängig vom Rohöllieferanten und dem eingesetzten Verfahren der Raffinerie. Zudem bedingen klimatische Veränderungen über das Jahr eine Änderung der Komponenten, um bei niedrigen Temperaturen ein Ausflocken des Parafinanteils zu unterbinden, was zum Verstopfen des Kraftstofffilters führen kann. Auf Grund des begrenzten Vorkommens an fossilen Brennstoffen beschäftigt sich die Forschung zusätzlich auch mit der Herstellung synthetischer Brennstoffe. Neue Brennverfahren wie die homogene, dieselmotorische Verbrennung benötigen Kraftstoffe, die in ihrem chemischen Verhalten sehr konstant sind. Die homogene Verbrennung reagiert sehr sensibel auf Schwankungen in der Kraftstoffzusammensetzung, da sich der Brennbeginn durch Selbstzündung des bereits vollständig in den Brennraum eingebrachten Kraftstoffs einstellt. In der Erprobung befindet sich derzeit ein aromatenfreier Kerosinkraftstoff, der durch ein Syntheseverfahren hergestellt wird und somit in seiner Zusammensetzung als konstant anzusehen ist. Der größte Massenanteil setzt sich aus Ketten mit 9 bis 12 Kohlenstoffatomen zusammen und ist nahezu frei von Aromaten.

Der für die Untersuchungen eingesetzte Kraftstoff mit der Bezeichnung "Prüföl" ist ebenfalls in seiner Zusammensetzung als konstant anzusehen. So wird erreicht, dass Messergebnisse unabhängig vom Hersteller und der Jahreszeit vergleichbar bleiben.

Die physikalischen Eigenschaften von drei Kraftstoffarten sind in Tabelle 7-2 aufgelistet.

	Diesel DIN EN 590	Prüföl DIN ISO 4113	Kerosin	Rapsöl
Dichte [kg/m ³]	~830	~830	~740	~914
Kin. Viskosität [mm ² /s]	~4,2	~2,6	~1	~75
Aromatgehalt [Vol-%]	~30	~12	<0,5	0
C/H-Verhältnis	~6,3	k. A.	~5,45	6,63
Siedebereich [°C]	170-350	210-360	160-207	~300
Heizwert [MJ/kg]	~42,5	k. A.	~45	~37

Tabelle 7-2: Physikalische Eigenschaften verschiedener Kraftstoffe

Daraus ergibt sich die Fragestellung, inwieweit sich die Kraftstoffqualitäten auf die Spraybildung auswirken. Dazu wurden sechs Versuchsreihen durchgeführt. Zunächst erfolgte die Vermessung auf dem Einspritzgesetzindikator, um die Bedingung der Volumenkonstanz einzuhalten. Auf Grund der um den Faktor 4 geringeren kinematischen Viskosität konnte nicht von identischen Ansteuerdauern für den Injektor ausgegangen werden. Die Versuche zeigen allerdings, dass sich keine Unterschiede für die verschiedenen Kraftstoffe im Hinblick auf die Ansteuerdauer zur Einspritzmenge ergeben. Der Einfluss der Viskosität ist für den Durchfluss bei einem Verhältnis 1:4 vernachlässigbar. In Tabelle 7-2 ist der Wert für Rapsöl mit 75 mm²/s aufgeführt und zeigt den großen Abstand in der Zähigkeit zu Diesel und Kerosin. Die im folgenden beschriebenen Untersuchungen basieren auf der Verwendung einer Standarddüse mit einem hydraulischen Durchflusswert von 425 cm³/30s und einem K-Faktor von 1,5. Die konstante Einspritzmenge beträgt wiederum 30 mg.

Bild 7-37 zeigt die Tropfenanzahlverteilung über einen Querschnitt durch das Zentrum des Sprays. Die Verläufe von Prüföl und Diesel zeigen übereinstimmende Werte über die Anzahlverteilung. Der Anzahlschwerpunkt bildet sich erneut im Zentrum des Spraykegels. Die Verteilung des Kerosins weicht jedoch erheblich von der Verteilung der beiden anderen Kraftstoffe ab. Der Verlauf spiegelt qualitativ die gleiche Kontur wieder, ist von der Quantität aber um den Faktor 3 geringer. Zur Bewertung dieses Phänomens muss zunächst die Betrachtung der Partikelgrößen hinzugezogen werden.

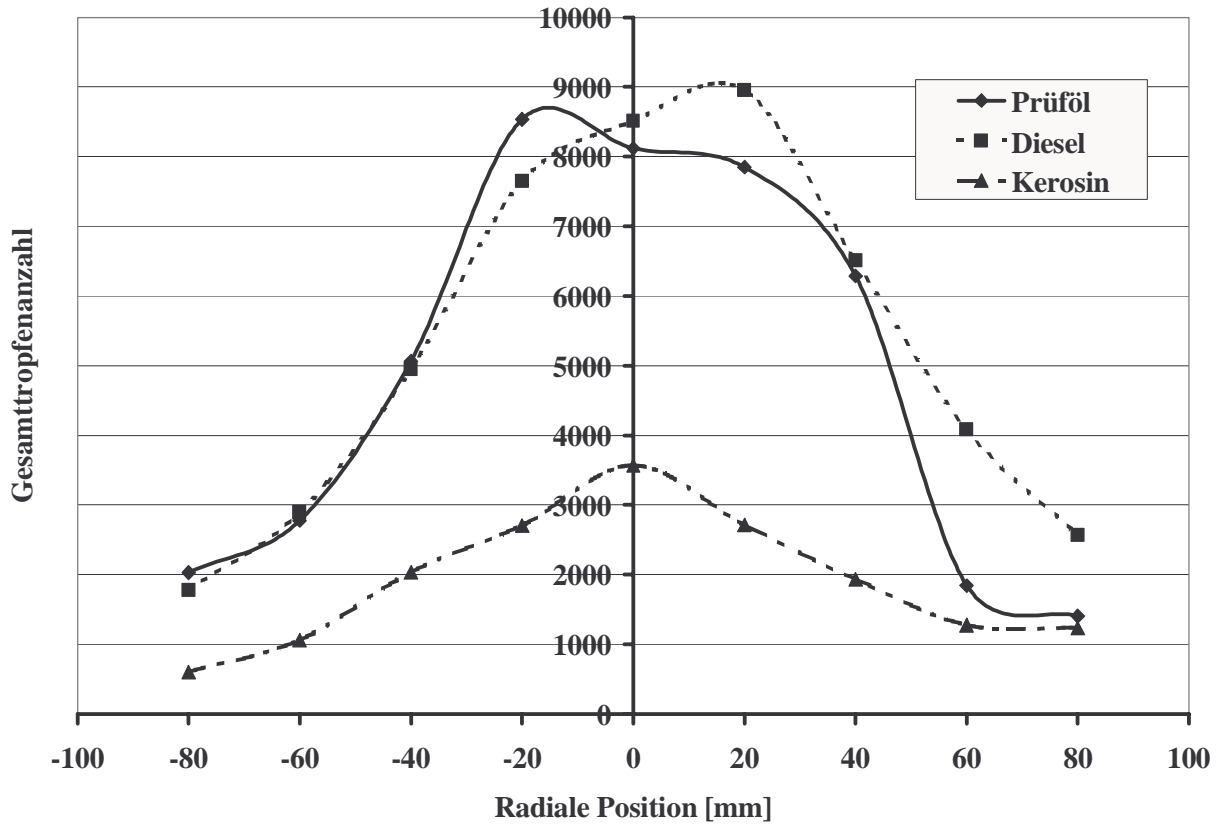


Bild 7-37: Vergleich der Tropfenanzahlen unterschiedlicher Kraftstoffarten

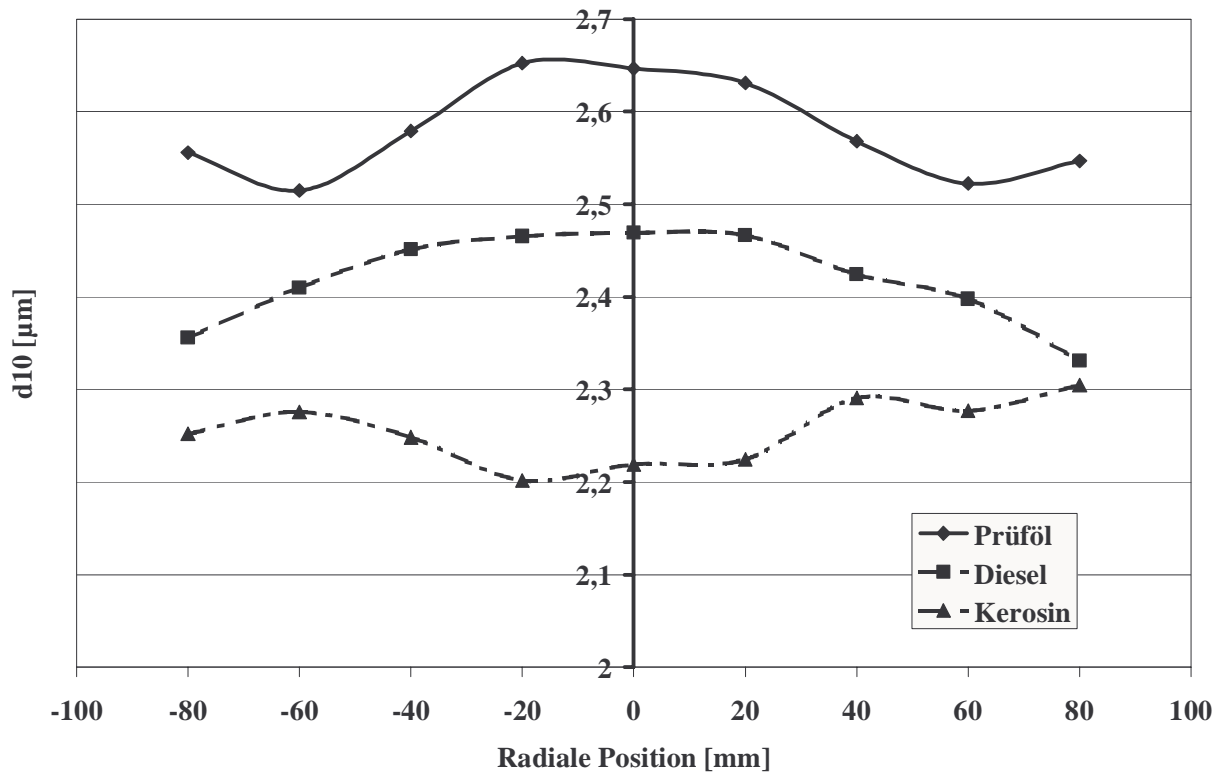


Bild 7-38: Mittlere Partikeldurchmesser verschiedener Kraftstoffe

Dazu sind in Bild 7-38 die mittleren Partikeldurchmesser für drei Kraftstoffe aufgeführt. Die Messpositionen sind identisch mit denen der Tropfenanzahlmessungen.

Die Verläufe für Prüfol und Diesel zeigen jeweils im Zentrum die größten Partikel, die zum Rand symmetrisch verteilt kleiner werden. Kerosin befindet sich in einem ähnlichen Größenbereich. Unterschiede lassen sich aber im Kurvenverlauf erkennen. Hier befinden sich die größeren Teilchen am Rand des Spraykegels, mit leicht reduzierten Durchmesserwerten im Zentrum. Insgesamt liegen die Werte dennoch immer unterhalb denen herkömmlicher Dieselmotorkraftstoffe. Die erste mögliche Schlussfolgerung aus dem Diagramm der Tropfenanzahlverteilung, dass die gleiche Menge Kraftstoff mit einer geringeren Tropfenanzahl über einen gesteigerten Partikeldurchmesser erreicht werden kann ist somit ausgeschlossen. Die logische Schlussfolgerung zur Erklärung dieses Phänomens ergibt sich aus der Verdampfung des Kerosinkraftstoffs ergeben. Bei der Betrachtung der Siedebereiche wird dies schnell deutlich. Der Siedebereich des Kerosins ist mit einem Temperaturbereich von 40°C sehr eng. Zudem liegt der maximale Siedepunkt des Kerosins um 100°C unter dem des Prüföls. Die Temperatur im Messrohr beträgt lediglich 20°C, dennoch begünstigen niedrige Siedebereiche die Verdampfung unter Standardbedingungen. Die Auswirkung der Tropfenverdampfung wird bei der Betrachtung des Sauterdurchmessers ebenfalls deutlich.

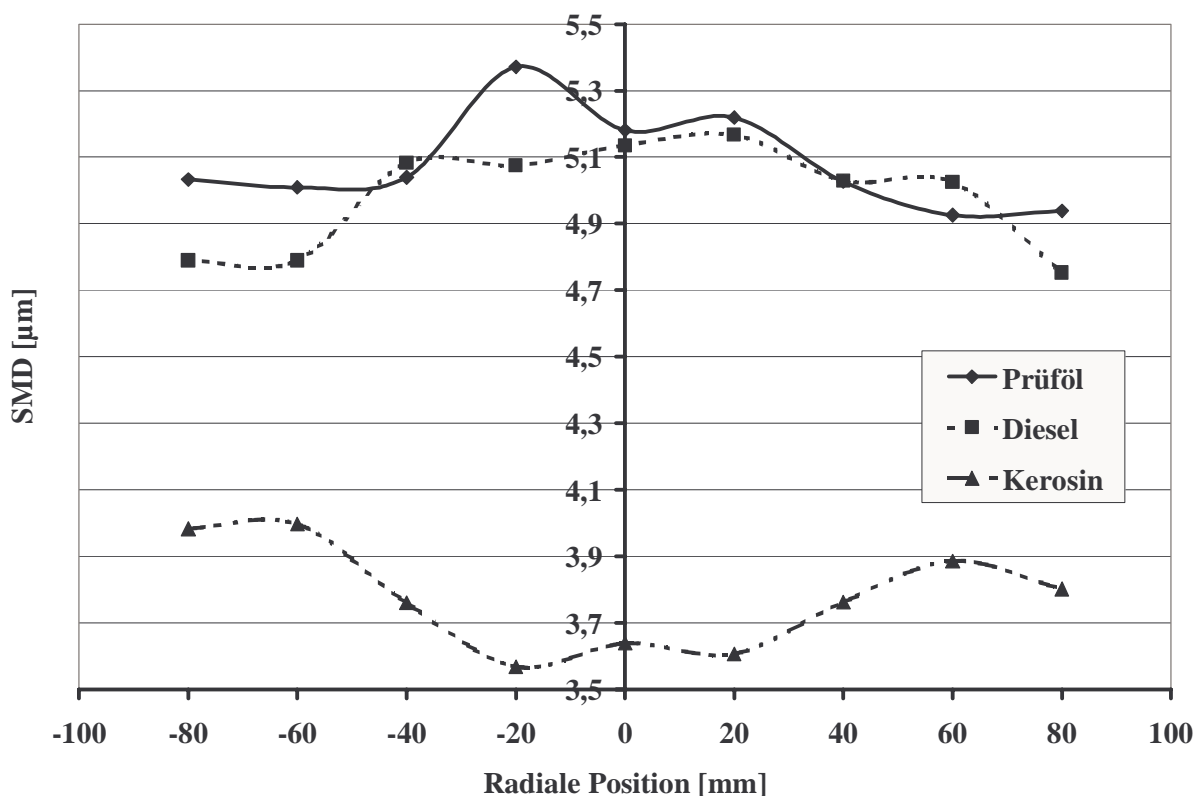


Bild 7-39: Sauterdurchmesserverteilung verschiedener Kraftstoffe

Bild 7-39 beschreibt den gleichen Zusammenhang über die Darstellung des Sauterdurchmessers. Die Verläufe spiegeln den über den mittleren Durchmesser ermittelten Zusammenhang wieder.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Verdampfung bei dem eingesetzten Messprinzip bei leichtflüchtigen Kraftstoffen eine nicht zu vernachlässigende Größe darstellt. Zur Quantifizierung des verdampften Massenanteils soll eine Hochrechnung über die erfassten Tropfen zum Gesamtkollektiv durchgeführt werden. Die Basis für die Berechnung ergibt sich aus der Oberfläche des Messrohrs und den im Streulichtmessgerät aufgespannten Messvolumen.

Daraus folgt:

$$\text{Oberfläche Messrohr: } A_{\text{Rohr}} = d_{\text{Rohr}}^2 \times \frac{\pi}{4} = (190\text{mm})^2 \times \frac{\pi}{4} = 28352\text{mm}^2$$

$$\text{Oberfläche opt. Messvol.: } A_{\text{Sonde}} = i_{\text{Messpunkte}} \times a \times b = 61 \times 0,01\text{mm}^2 = 0,61\text{mm}^2$$

$$\text{Multiplikator für Gesamtvolumenberechnung: } M = \frac{A_{\text{Rohr}}}{A_{\text{Sonde}}} = \frac{28352\text{mm}^2}{0,61\text{mm}^2} = 46478$$

Vor diesem Hintergrund lässt sich über den Vergleich der vom Streulichtmessgerät erfassten Tropfen der Anteil des verdampften Kraftstoffs berechnen. Dazu wird das Volumen jedes Einzeltropfen berechnet und in der Summe aufaddiert. Für die Versuche mit Prüfol soll die Berechnung der detektierten Gesamtmenge exemplarisch in Glg. 7-2 durchgeführt werden.

$$V_{inj} = \frac{V_{ges} * M * N_{Loch}}{N_{inj}} = \frac{5733922 * 10^{-9} \text{mm}^3 * 46478 * 5}{40} = 33,31\text{mm}^3 \quad (7-2)$$

Tabelle 7-3 gibt die Volumina für Einspritzmengen von $m_b=30$ mg wieder. Die gemessenen Volumenwerte für die Diesel- und Prüfoleinspritzung liegen in guter Übereinstimmung zu den am Injektor eingestellten Werten. Bei einer Einspritzmenge von $m_b=20$ mg ergeben sich sogar höhere Werte für die Volumenerfassung. Insgesamt betrachtet ist die Übereinstimmung bei einer solchen statistischen Betrachtungsweise bemerkenswert. Zu beachten ist, dass nur ca. 0,002 % der Gesamtfläche in die Berechnung einfließen. Dazu sind die Messpunkte linear über den Gesamtquerschnitt verteilt.

Die Werte für Kerosin zeigen hingegen eine deutliche Abweichung. Bei der Messung mit $m_b=30$ mg liegt das erfasste Volumen um den Faktor $M=4,2$ unterhalb der tatsächlich eingespritzten Menge. Bei der kleineren Menge ergibt sich ein Wert von $M=4,1$. Dies steht in Kombination mit einem deutlich kleineren Tropfendurchmesser. Es stellt sich dabei die Frage, ob die Messtechnik unter Verwendung von Kerosinkraftstoff verlässliche Werte liefert. Der Brechungsindex von Kraftstoffen variiert in Bereichen von 10 % und kann daher nicht so deutliche Unterschiede bewirken. Des Weiteren ist die ermittelte Tropfenanzahl unabhängig von der Streulichtintensität, somit von der Signalamplitude unabhängig. Das Streulichtgerät registriert alle Tropfen ab einem Durchmesser von $0,3 \mu\text{m}$. Somit muss der restliche Anteil

aus noch kleineren Tropfen oder Dampf bestehen. Damit ergibt sich für Kerosinkraftstoff ein deutliches Verdampfungsverhalten schon bei Umgebungsbedingungen. Die Vermessung mit zwei Einspritzmengen ergibt ähnliche Werte, so dass von einer 75 %-igen Verdampfungsrate gesprochen werden kann.

Kraftstoff	Volumen [μm^3] 30 mg=37,5 mm ³		Volumen [μm^3] 20 mg=25 mm ³	
	V _{Gesamt} [μm^3]	V/inj [mm ³]	V _{Gesamt} [μm^3]	V/inj [mm ³]
Prüföl	5733922	33,31	4877457	28,33
Diesel	5379592	31,25	4905508	28,49
Kerosin	1535118	8,91	1053068	6,11

Tabelle 7-3: Volumen bezogen auf 40 Einspritzungen eines Düsenlochs

8 Fehlerbetrachtung

Mögliche Fehlerquellen gliedern sich in die Bereiche Streulichtmessgerät und Umgebungsbedingungen. Die Kalibrierung des Streulichtmessgerätes mit Latexkugeln ist ein anerkanntes Verfahren zur Quantifizierung der von den Photomultipliern erfassten Lichtmenge. Die Verwendung von Latexkugeln, die von ihrem Durchmesser im Schwerpunkt der Messergebnisse liegen, optimiert diesen Vorgang.

Die Kalibrierkurve wird aus dem Mie-Streulichtverhalten nach der Rayleighformel berechnet. Diese Kurve dient als Basis für die Anpassung von Kugeldurchmesser zu Lichtintensität an das zu vermessende Medium. Der Brechungsindex verschiedener transparenter Stoffe stellt einen Offset auf die Kalibrierkurve ein. Dieser ist stoff- und temperaturabhängig. Die Stoffwerte sind messtechnisch bei Normbedingungen zu erfassen. Die Bestimmung des komplexen Brechungsindex erfolgt mit einer Genauigkeit besser 2 %. Daraus resultiert eine Durchmesserabweichung bis 2,5% [Pre]. Die Genauigkeit der Bestimmung der Streulichtfunktion richtet sich nach der Funktion der Streulichtintensität. Die Kalibrierkurven sind nichtlineare Funktionen, die durch ein Polynom angepasst werden müssen. Durch die Verwendung von Tropfenintervallen kann auf die Verwendung einer Kalibrierfunktion verzichtet werden. Die einzelnen Kalibrierwerte werden dem entsprechenden Intervall zugeordnet.

Der Temperatureinfluss auf den Brechungsindex ist bei diesen Messbedingungen zu vernachlässigen. Erhöhte Kraftstofftemperaturen, die durch Reibung während des Einspritzvorgangs entstehen, werden durch die Umgebungsluft wieder abgebaut. Ein Anstieg der Temperatur wäre mit einer nichtlinearen Abnahme des Brechungsindex verbunden. Die Luftströmung im Messrohr kann ebenso als konstant betrachtet werden. Der Umbau des Injektors verlangt durch die Positioniereinrichtung eine stets konstante Position und Lage des Versuchsinjektors. Die Kontrolle der Strömungsgeschwindigkeit erfolgt bei jeder Messung mittels einer Impeller-Messsonde.

Eine weitere Fehlerquelle kann in der Verschmutzung der Optiken bestehen. Streulicht, das durch die Tropfen emittiert wird, muss durch Schutzgläser und Linsen geleitet werden. Die Schutzgläser werden bei jeder Messung kontrolliert und gegebenenfalls gereinigt. Die Linsen sind in einem Gehäuse verbaut, das sich durch eine robuste und gedichtete Bauweise auszeichnet. Eine Dejustage der Optiken kann durch die langsame Positionierung ausgeschlossen werden. Zudem zeichnet sich der Laborraum im Untergeschoss des Gebäudes des ITV durch konstante Temperaturbedingungen aus.

Bei Messverfahren, die als Kontrollvolumen ein abgegrenztes Messvolumen benötigen ist oftmals die Randbedingung verknüpft, dass sich nur ein Element des zu vermessenden Mediums in diesem Raum befindet. Bei der Betrachtung der Sprayvermessung bedeutet dies, dass jeweils nur ein Tropfen von der Lichtquelle beleuchtet, und somit nur dieses emittierte Licht detektiert wird. Je größer das Kontrollvolumen aufgespannt wird, umso wahrscheinlicher ist es, dass sich zwei oder mehr Tropfen in diesem Raum aufhalten. Dieses Volumen muss in seinen Abmessungen aber auf die zu erwartenden Tropfengrößen angepasst werden. Ist es zu klein und ein Tropfen füllt das Volumen vollständig aus, so kann eine Abgrenzung zu noch größeren Tropfen nicht mehr getroffen werden. Die Auslegung des Messvolumens mit Kantenlängen von 100 μm ist aus Erfahrungswerten abgestimmt auf einen Messbereich bis maximal 40 μm Tropfendurchmesser. Bei maximal zu erwartenden 20 μm liegt eine ausreichende Sicherheit vor. Anhand der Messergebnisse kann überprüft werden, inwieweit die Wahrscheinlichkeit besteht, das durch die detektierte Tropfenanzahl bei den definierten Randbedingungen ein Koinzidenzfehler (mehrere Tropfen gleichzeitig im Kontrollvolumen) auftritt. Die Anzahlverteilungen haben gezeigt, dass die Maximale Tropfenanzahl für 40 Einspritzungen einen Wert von 20.000 nicht übersteigt. Dies dient als Basis für die Berechnung. Die Messdauer quantifiziert den Zeitintervall, in dem das Messgerät für eine Einspritzung Tropfen detektiert.

Randbedingungen:	Tropfen	N= 20.000 Tropfen
	Einspritzungen	i= 40 Einspritzungen
	Absauggeschwindigkeit	$v_{\text{air}}= 4 \text{ m/s}$
	Kantenlänge Messvolumen	$s_{\text{mv}}= 0,1 \text{ mm}$
	Messdauer/Inj.	$t_{\text{erf.}}= 150 \text{ ms}$

Aus diesen Daten lässt sich der bei einer Gleichverteilung einstellende Tropfenabstand bestimmen, der als Basis für die Wahrscheinlichkeitsbetrachtung angesehen werden soll.

$$s_{\text{Tropfen}} = \frac{v_{\text{air}} * i}{t_{\text{erf}} * N} = 0,0533\text{m}$$

Das Ergebnis zeigt, dass bei einer Gleichverteilung die Tropfen in einem Abstand von ca. 5 cm durch das Messvolumen fliegen. Daraus resultiert ein Sicherheitsfaktor von 500, dass keine zwei Tropfen gleichzeitig vermessen werden.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Charakteristik des Dieselsprays über die experimentelle Erfassung des Tropfenkollektivs unter Einsatz eines piezoaktuierten Injektors als Bestandteil eines Common-Rail-Systems. Der für den Experimentalbetrieb ausgelegte Injektor bietet in Kombination mit einer elektronischen Steuerung ein hohes Maß an Parametrierungsmöglichkeiten des Einspritzverlaufs. Dies gelingt über eine direkte, hochdynamische Steuerung der Düsennadel mit dem Potenzial der Einspritzratenverlaufsformung. Für die Sprayaufbereitung wurden innenöffnende Mehrlochdüsen verwendet. Die eingesetzten Düsen sind typisch für schnelllaufende Dieselmotoren mit einem Hubvolumen von ca. 0,5 l pro Zylinder. Sie unterscheiden sich geometrisch in Form ihrer Düsenlochdurchmesser, der Konizität und des Einlaufkantenverrundungsgrads der Spritzlochbohrung. Der wählbare Einspritzdruck erreicht durch die Verwendung einer neukonzipierten und durch Pressluft angetriebenen Druckübersetzereinheit Werte oberhalb 200 MPa. Damit lässt sich das derzeitige erreichte Druckmaximum moderner Einspritzsysteme im Hinblick auf eine Potenzialabschätzung überbieten. Als Messsystem kam erstmalig ein Analysegerät nach dem Streulichtverfahren zum Einsatz, das unter atmosphärischen Bedingungen im dichten Spray mit Tropfenkonzentrationen bis 10^5 cm^{-3} und Tropfengrößen von $40 \mu\text{m}$ bis in den submikronen Bereich detektieren kann. Durch eine parallel zur Strahlachse positionierbare Messsonde wurden Proben aus dem Gesamtkollektiv einer Spraykeule entnommen. Diese Vorgehensweise ermöglicht die punktuelle Vermessung des Gesamtkollektivs.

Aus Voruntersuchungen ist hervorgegangen, dass die Genauigkeit und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse von der Präzision aller Einzelkomponenten abhängig ist. Das umgesetzte Prüfstands-konzept erreicht durch einen hohen Automatisierungsgrad und einen stabilen Aufbau ein hohes Maß der Wiederholgenauigkeit. Der piezoaktuierte Injektor weist eine hohe Wiederholgenauigkeit des Einspritzverlaufs auf, die eine Analyse des Sprays über Stichprobenmessungen von Einzeleinspritzungen erlaubt. Dies wird durch die Messung des im Düsenkörper anliegenden Kraftstoffdrucks und der sich daraus ergebenden Strahlaustrittsgeschwindigkeit bestätigt. Die Funktion des Streulichtmessgerätes wird in regelmäßigen Abständen durch eine Referenzkalibrierung überprüft. Eine Korrektur der Kalibrierwerte ist nur in engen Grenzen notwendig und gewährleistet durch Referenzmessungen eine bestmögliche Vergleichbarkeit der Ergebnisse. Die Voruntersuchungen des Sprays zeigten ferner, dass die Größe der detektierten Tropfen die untere Grenze des Auflösungsvermögens der Streulichtmesstechnik erreicht, der Schwerpunkt der Größenverteilung und die größten Tropfen sich aber innerhalb des Messbereichs befinden.

Erste Messreihen wurden mit einer in der Strahlachse des Spraykegels positionierten Entnahmesonde unter Variation des Einspritzdrucks durchgeführt. Diese Ergebnisse zeigen, dass der Strahlaufbruch in einem Spektrum von 30 bis 100 MPa eine signifikante Verringerung des mittleren Tropfendurchmessers bei steigendem Druck zur Folge hat. Es ergibt sich ein degenerativer Zusammenhang, so dass eine weitere Steigerung des Strahlaufbruchs in Kleinsttropfen

nur mit einem überproportional zu erhöhenden Strahlimpuls durch Drucksteigerung zu erreichen ist. Durch eine weitere Erhöhung des Einspritzdrucks bis auf 200 MPa konnte dieser Zusammenhang bestätigt werden. Der mittlere Tropfendurchmesser nähert sich bei steigendem Druck asymptotisch einem unteren Grenzwert.

Zur Vermessung des gesamten Strahlquerschnitts der vollständig gebildeten Strahlkeule wurde die Entnahmesonde orthogonal zur Strahlachse verfahren. Die über die diskreten Sondenpositionen ermittelten Tropfenanzahlen wurden über den Querschnitt ausgewertet. Ausgehend von einem lokalen Maximum der Tropfenanzahl im Strahlkern nimmt diese zum Sprayrand nahezu linear ab. In Bezug auf die Tropfengrößen ergibt sich eine Verringerung des mittleren Tropfendurchmessers in radialer Richtung. Dieser Zusammenhang wird mit den aerodynamischen Aufbruchmechanismen am Strahlrand und mit der geringeren Wahrscheinlichkeit der Tropfenkoagulation auf Grund der sinkenden Tropfenkonzentration orthogonal zur Strahlachse interpretiert.

Im Weiteren werden die Einflüsse der Düsenlochgeometrien beschrieben. Ein nur um ca. 7 % vergrößerter Lochdurchmesser ergibt einen messbar gesteigerten mittleren Tropfendurchmesser, der durch eine moderate Drucksteigerung kompensiert werden kann. Die Variation des Konizitätsgrades ergibt keine statistisch gesicherten Erkenntnisse in Bezug auf Tropfengrößen und -anzahlen.

Die Berechnung der Kraftstoffvolumenverteilung im Sprayquerschnitt lässt weitere quantitative Aussagen zu. Ausgehend von einer Volumenkonzentration im Strahlkern bei einem Einspritzdruck von 50 MPa, verteilt sich das Volumen bei einer Drucksteigerung auf 200 MPa zunehmend über den Gesamtquerschnitt. Dieser Effekt kann ebenfalls bei der Parametrierung des Düsennadelhubs festgestellt werden. Bei einem um 50 % reduzierten Nadelhub und der damit verbundenen Drosselung im Nadelsitz muss zur Kompensation des Druckverlusts am Spritzloch - bei Gewährleistung einer identischen Einspritzrate - der Raildruck entsprechend erhöht werden. Obwohl sich im Düsenloch ähnliche Druckbedingungen einstellen, zeigt die Volumenverteilung im Sprayquerschnitt ein ähnliches Verhalten wie bei einer Drucksteigerung im Düsenloch. Dies lässt sich auf eine am Nadelsitz generierte, erhöhte Kavitation zurückführen, welche die räumliche Verteilung des eingespritzten Volumens vergleichmäßig, was optische Untersuchungen in Form eines vergrößerten düsennahen Strahlkegelwinkels untermauern.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass die Vermessung des Dieselsprays mit einem Streulicht-Partikelgrößen-Zählanalysator die ausgebildete Spraykeule über ihren gesamten Querschnitt charakterisiert. Das Messverfahren ermöglicht auf Grund seiner gesteigerten Auflösung und Kalibrierengenauigkeit gegenüber den konventionellen optischen Systemen höher quantifizierbare Aussagen. Dies ist insbesondere von Bedeutung, da die hohen Kraftstoffdrücke moderner Einspritzsysteme den Strahlauflbruch im Hinblick auf kleinere Tropfen im Spray unterstützen und weiteres Potenzial durch eine erneute Drucksteigerung zu erwarten ist. Die Umsetzung einer Drucksteigerung bedingt durch die erhöhten Bauteilbelastungen jedoch

die Neuauswahl geeigneter Werkstoffe für Pumpen und Düsen und einen erhöhten Energieeinsatz zu Lasten des Motorwirkungsgrads. Zur weiteren Charakterisierung des Dieselsprays unter motortypischen Kompressionsenddrücken ist es erstrebenswert, das System für Gegen drücke von ca. 5 MPa anzupassen. Dieser Entwicklungsschritt würde bei Gewährleistung der hohen Messauflösung motornähere Einspritzbedingungen zu Grunde legen und somit den Interpretationsgehalt der Messgrößen zur Bewertung der dieselmotorischen Gemischbildung steigern.

10 Literatur

- [Ara] *L. Araneo, C. Tropea*
Improving Phase Doppler Measurements in a Diesel Spray; SAE Technical Paper Series 2000-01-2047 (2000)
- [Arc] *C. Arcoumanis, M. Gavaises*
Effect of Fuel Injection Processes on the Structure of Diesel Sprays; Society of Automotive Engineers Detroit, Michigan; S.317-356 (1997)
- [Bar] *M. Bargende*
Stellungnahme zum 3. Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren; MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Wiesbaden, S. 260–269 (1999)
- [Bau] *C. Baumgarten, D. Krome, G.P. Merker*
Modellierung des kavitationsinduzierten Primärzerfalls bei der Hochdruckzerstäubung; Spray 2002, 7. Workshop über Techniken der Fluidzerstäubung und Untersuchungen von Sprühvorgängen, S.1-10 (2002)
- [Bae] *C. Bae, J. Yu, J. Kang, J. Kong, R. Cuenca, K.O. Lee*
The Influence of Injector Parameters on Diesel Spray; Thiesel Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, S.55-66 (2002)
- [Bos1] *Bosch GmbH*
Dieselmotormanagement; Vieweg Verlag Wiesbaden (1998)
- [Bos2] *Bosch GmbH*
Kantengesteuerte Diesel-Verteilereinspritzpumpen; Fachwissen Kfz-Technik, Bosch Verlag (2002)
- [Bus] *R. Busch*
Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen; Dissertation Universität Hannover (2001)
- [Cha] *H. Chaves, M. Knapp, A. Kubitzek, F. Obermeier, T. Schneider*
Experimental Study of Cavitation in the nozzle Hole of Diesel Injectors Using Transparent Nozzles; SAE Technical Paper Series 950290 (1995)

- [Dan] *Dantec*
Produktinformation Phasendoppleranemometrie-Systeme; Skovlunde Dänemark, www.dantecmt.com (2002)
- [Dem] *W. Demtröder*
Experimentalphysik; Springer-Verlag, Berlin (1995)
- [Dor] *R. Dorenkamp, U. Döriges, S. Hunkert*
Beiträge zur Erfüllung der EU IV-Grenzwerte bei Pkw-Dieselmotoren; 10. Aachener Colloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, S.721-736 (2001)
- [Dür] *M. Dürnholz, T. Wintrich, W. Polach*
Potenzial der Einspritzung zur Reduzierung der Schadstoffemission von Dieselmotoren; 22. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12, Nr. 455, Band 1 (2001)
- [Fat] *A. Fath*
Charakterisierung des Strahlaufbruch-Prozesses bei der instationären Druckzerstäubung; Dissertation Universität Erlangen (1997)
- [Fuc] *H. Fuchs, G. Pitscher, B. Wiesler, G. Wigley, E. Winklhofer*
Untersuchung der Einspritzstrahl-Struktur unter dieselmotorischen Bedingungen; MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Wiesbaden, Nr. 54 (1993)
- [Has] *Haskel GmbH*
Produktinformation Haskel Hochdrucksysteme; Wesel, www.haskel.de (2002)
- [Hei] *C. Heimgärtner, A. Leipertz*
Investigation of Primary Diesel Spray Breakup Close to the Nozzle of a Common Rail High Pressure Injection System; Eighth International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Pasadena, CA, USA (07/2000)
- [Hoh] *S. Hohmann*
Strahlausbreitung und Tropfenverdunstung bei der dieselmotorischen Direkteinspritzung; Dissertation RWTH Aachen (1999)
- [Hir1] *H. Hiroyasu*
Experimental and Theoretical Studies on the Structure of Fuel Sprays in Diesel Engines; Iclass Gaithersburg USA (1991)

- [Hir2] *H. Hiroyasu*
Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines; SAE Technical Paper Series, Nr. 900475 (1990)
- [IAV] *IAV GmbH*
Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr; Systembeschreibung Einspritzverlaufsindikator (2000)
- [Jon] *B. E. Jones*
Messgeräte, Messverfahren, Messsysteme; R. Oldenbourg Verlag, München (1980)
- [Kön] *G. König, M. Blessing, C. Krüger*
Analyse von Strömungs- und Kavitationsvorgängen in Deseleinspritzdüsen und deren Wirkung auf die Strahlausbreitung und Gemischbildung; 5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden Baden (2001)
- [Kra] *A. Kracke*
Untersuchung der Gemischbildung durch Hochdruckeinspritzung bei PKW-Dieselmotoren, Dissertation Universität Hannover (1991)
- [Kro] *D. Krome, C. Baumgarten, G. P. Merker*
Charakterisierung des Tropfenkollektivs von PKW-Hochdruckeinspritzsystemen; 7. Workshop über Techniken der Fluidzerstäubung und Untersuchungen von Sprühvorgängen, S.223-231 (2002)
- [Lör] *M. Lörcher*
Zerstäuben von zweiphasigen Gemischen aus Flüssigkeiten und Gasen; Dissertation Universität Hannover (2002)
- [Mar] *Marco GmbH*
Marco Systemanalyse und Entwicklung; Dachau, www.marco.de (2002)
- [Mer1] *G.P. Merker, G. Stiesch*
Technische Verbrennung: Motorische Verbrennung; B. G. Teubner, Stuttgart (1999)
- [Mer2] *G.P. Merker, C. Baumgarten*
Strömungslehre: Fluid- und Wärmetransport; G. Teubner, Stuttgart (2000)

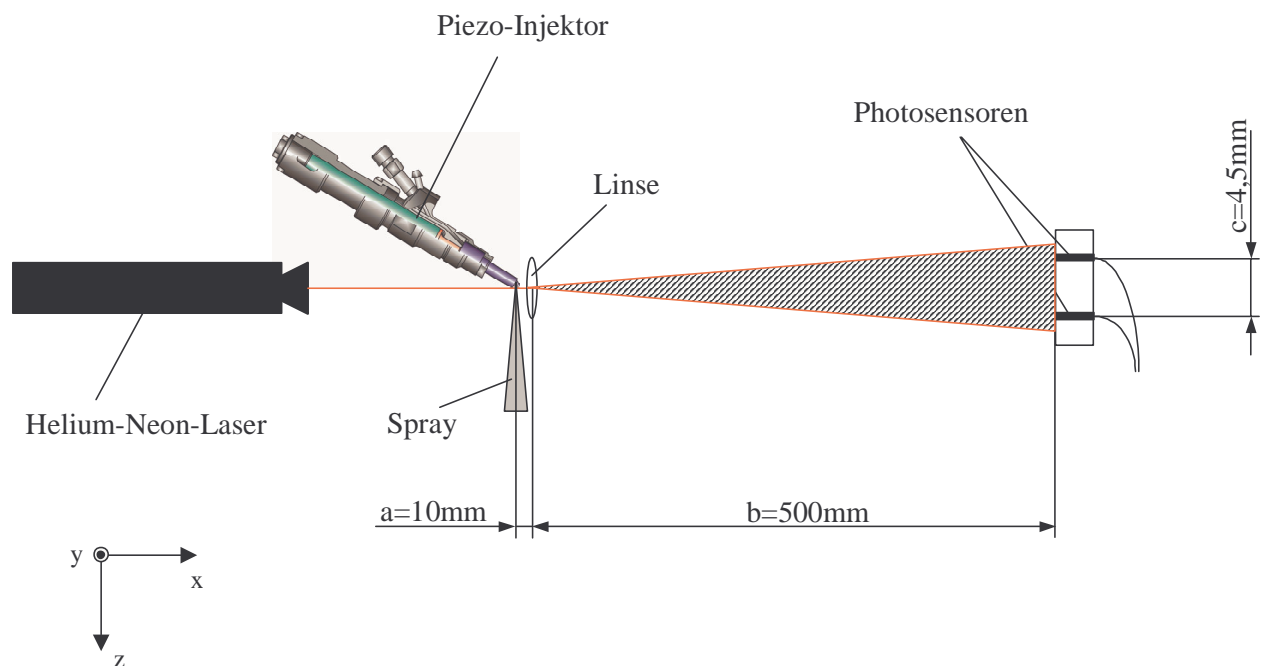
- [Mey1] *S. Meyer, A. Krause, D. Krome, G. P. Merker*
Piezo-Common-Rail-System mit direktgesteuerter Düsennadel; MTZ Motortechnische Zeitschrift, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Wiesbaden, S. 86-93 (02/2002)
- [Mey2] *S. Meyer; G. P. Merker*
Potenziale der freien Einspritzverlaufsformung beim direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotor; Tagung "Innovative Fahrzeugantriebe"; 24.-25. Oktober 2002, Dresden, VDI-Berichte 1704, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, S. 63-77 (2002)
- [Mol] *K. Mollenhauer (Hrsg.)*
Handbuch Dieselmotoren; Springer Verlag (1997)
- [Mün] *K.-U. Münch*
Anwendung der zweidimensionalen Mie-Streulichttechnik zur Diagnose des Einspritzprozesses im Brennraum eines direkteinspritzenden PKW-Dieselmotors; Dissertation Universität Erlangen-Nürnberg (1993)
- [Nat] *National Instruments*
Produktinformation LabView für Windows; www.natinst.com (2002)
- [Ohn] *W. von Ohnesorge*
Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen; Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik 16, S.335-358 (1931)
- [Ofn] *B. Ofner*
Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail-Einspritzsystemen; Dissertation Technische Universität München (2001)
- [Phy] *Physics Instruments*
Katalog Nano Positionierung; Waldbronn (1998)
- [Pis] *F. Pischinger (Hrsg.)*
Abschlussbericht des Sonderforschungsbereichs 224, „Motorische Verbrennung“, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen (2001)
- [Pot] *D. Potz, W. Christ, B. Dittus, W. Teschner*
Dieseldüse, die entscheidende Schnittstelle zwischen Einspritzsystem und Motor; M. Bargende, U. Essers (Hrsg.), Dieselmotorenteknik 2002, S. 1-11 (2002)

- [Pre1] *K. Prescher, D. Bohn*
Untersuchung der Zerstäubung von Schwerölen bei Variation der Einspritzbedingungen; Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 583 (AIF-Nr. B 9437) (1996)
- [Pre2] *K. Prescher, A. Astachow, G. Krüger, K. Hintze*
Effect on nozzle-geometry on spray breakup and atomization in Diesel engines – experimental investigations using model nozzles and real injection nozzles; Cimac Congress Copenhagen, Band 3, S. 1073-1083 (1998)
- [Rei1] *R.D. Reitz, F.V. Bracco*
Ultra-High-Speed Filming of Atomization Jets; Phys. Fluids 22, S. 1054-1064 (1979)
- [Rei2] *R. Reitz, F.V. Bracco*
Mechanism of Atomization of a Liquid Jet; Phys. Fluids, Vol 25, No 2, S. 1730-1742 (1982)
- [Rum] *M. Rumphorst*
Konzeption eines elektronischen Hochdruck-Dieseleinspritzsystems; Dissertation Universität Hannover, VDI Fortschrittberichte Nr. 218 (1994)
- [Sta] *S. di Stasio, G. Valentino*
Local Properties of Diesel Fuel Jets investigated by Phase Doppler Anemometry and Light Extinction Technique; V. Tagung Motorische Verbrennung, Essen (2001)
- [Ste] *J. Stegemann, J. Seebode, J. Baltes, G. P. Merker*
Potenzialabschätzung verschiedener Einspritzstrategien unter dem Einfluss von Druckmodulation und freier Ratenformung am Nfz-Motor; Tagung Haus der Technik, Motorische Verbrennung – aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze, München (2003)
- [Stö] *M. Stöckli*
Entwicklung und Erprobung eines neuartigen laseroptischen Detektionssystems zur in situ Messung von Einspritzstrahltröpfchen am laufenden DI-Dieselmotor; Dissertation Technische Hochschule Zürich, Schweiz (1997)
- [Tog] *L. Tognotti, R. Gentili*
Investigation on Spray Characteristics of a Pumpless Pneumatic Fuel Injection System for Two-Cycle S.I. Engines (1998)

- [Umh1] *H. Umhauer, C. D. Schegk*
Anwendung der Streulicht-Partikelgrößen-Zählanalyse zur Bestimmung breiter Tropfen-Größenverteilungen; Staub Reinhalt. Luft 44, S.226 (1984)
- [Umh2] *U. Umhauer, A. Krause, G. Keusen, J. Stegemann, G. Kasper, G. P. Merker*
Investigation of high pressure diesel fuel atomization by an optical particle counting and sizing method; ILASS-Europe 1998, Manchester (1998)
- [Umh3] *H. Umhauer*
Streulicht-Partikelgrößen-Zählanalyse als Methode für In-situ-Messungen in Gas-Partikel-Strömungen; Technisches Messen 56, Oldenbourg Verlag S.213-221 (1989)

Anhang

Optischer Aufbau Geschwindigkeitsmessung



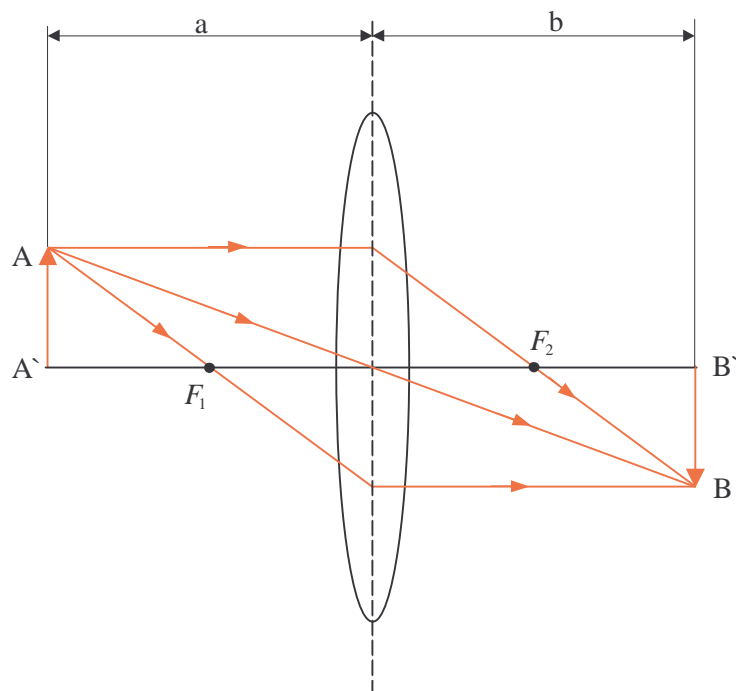
Für diese geometrischen Verhältnisse folgt aus der Abbildungsgleichung dünner Linsen:

$$\frac{1}{a} + \frac{1}{b} = \frac{1}{f} \Rightarrow f = 9,80392$$

mit: a : Abstand Lichtquelle – Linse

b : Abstand Linse – Bildpunkt

f : Brennweite der Linse



Zeichnerische Konstruktion der Abbildung durch eine Linse

Mit Hilfe des Strahlensatzes kann die Gl. 2.2 der Lateralvergrößerung in Verbindung mit der Brennweite und den Abständen zur Bild-/Lichtquelle gebracht werden:

$$M = -\frac{b}{a} = \frac{f}{f-a} \quad \text{Gl. 2.3}$$

$$\text{mit } f = 9,8 \text{ mm} ; a = 10 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow M = -50$$

Lebenslauf

Name: Dirk Krome

Geburtsdatum: 25. September 1969

Geburtsort: Bielefeld

Schulbildung: 1976 - 1980
Grundschule „Am Homersen“, Bielefeld

1980 – 1989
Gymnasium Heepen

Ersatzdienst: 05/1989 – 08/1990

Studium: 10/1990 – 09/1997
Universität Hannover
Fachbereich Maschinenbau
Studienrichtung: Entwicklung und Konstruktion
Abschluss: Diplom-Ingenieur

Institut: 10/1997 – 03/2003
wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover,

Promotion: 05/2003
Promotionsvortrag und mündliche Prüfung