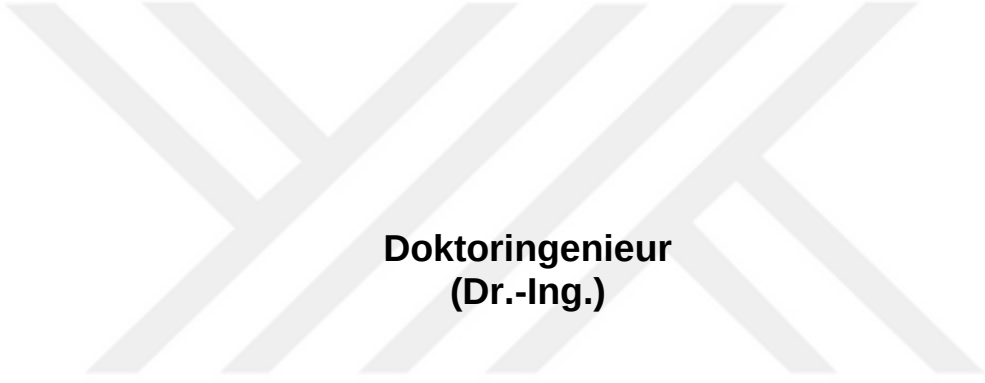


Untersuchung der Einzelstrahlmengen an Diesel-Common-Rail-Injektoren

Der Fakultät Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg zur Erlangung des akademischen Grades



**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

am 25.08.2003 vorgelegte Dissertation

von Dipl.-Ing. Ahmet Kilic

So eine Arbeit wird eigentlich nie fertig,
man muss sie für fertig erklären,
wenn man nach Zeit und Umständen
das Möglichste getan hat.

(Johann Wolfgang von Goethe, Italienische Reise, 16.3.1787)



Für meinen lieben Vater

VORWORT

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Forschungsinstitut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen (IMKO) der Universität Magdeburg.

Dem Leiter dieser Institute, Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke gilt mein besonderer Dank. Er hat die Impulse zu dieser Arbeit gegeben, sie gefördert, mit großem Interesse begleitet und mir, wann immer es nötig war, die notwendige Unterstützung gegeben. Für die mit der gründlichen Durchsicht der Arbeit verbundene Mühe danke ich ihm herzlich. diese Arbeit von Anfang an bis zu Ende gefördert und durch seine väterlich-kritische Art befruchtet und entscheidend beeinflusst.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Egon Hassel, dem Direktor der Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock danke ich ebenso herzlich für die Übernahme des Mitberichtes und für die wichtigen und wertvollen Ratschläge und Hinweise, insbesondere zum mathematisch-theoretischen Teil der Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Lutz Sperling, dem Direktor der Lehrstuhl für Schwingungslehre und Technische Dynamik der Universität Magdeburg danke ich ebenso herzlich für die Übernahme des Mitberichtes und für die wichtigen und wertvollen Ratschläge und Hinweise, insbesondere zum mathematisch-theoretischen Teil der Arbeit.

Bei den Mitarbeitern des Institutes (IMKO), die durch direkte und indirekte Hilfestellung und Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, danke ich sehr. Insbesondere Herrn Dr.-Ing. L. Schulze danke ich herzlich für seine langjährige Unterstützung bei dieser Arbeit und seine vielfältigen fachlichen und sprachlichen Hinweise bei der Erstellung des Manuskripts. Die Frau Dau danke ich für die Bildererzeugen und jede Zeit Hilfe brauche.

Mein Dank gilt den Robert Bosch GmbH Bamberg und Stuttgart für die finanzielle Unterstützung und Bereitstellung der entsprechende Software und Hardware insbesondere Herren Dr.-Ing. Potz (†), Dr.-Ing. Kampmann, Dipl. Ing. Mennicken.

Weitere danke ich Siemens VDO Regensburg und Limbach-Oberfrohna für die zusätzliche Unterstützung bei der Düseninnenströmung und Kavitationsuntersuchungen Herrn Dipl. Ing. Gross und Dipl. Ing. Kull.

Regensburg, im August 2003



Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung	1
2.	Stand der Technik	4
2. 1	Gemischbildungsparameter bei Dieselmotoren	4
2. 2	Einspritzdüse und Düsenhalterkombination	16
2. 3	Strahlmessverfahren	35
2. 3. 1	Messung der Strahlkraft	35
2. 3. 2	Optische Messverfahren	37
2. 4	Fazit der Literaturlauswertung	40
3.	Aufgabenstellung	44
4.	Versuchs- und Simulationstechnik	46
4. 1	Mess - Adapter für Einzelstrahlmengen - Messung	46
4. 2	Stationäre Einzelstrahl - Durchflussmessung	52
4. 3	Computersimulation	54
4. 4	Mengenmessverfahren	55
4. 4. 1	Volumetrische Mengenmessverfahren	55
4. 4. 2	Gravimetrisches Mengenmessverfahren	56
4. 4. 3	Gegenüberstellung der beiden Messverfahren	57
5.	Einfluß der Düsengeometrie und Düsenbauform auf die Einzelstrahlmengen	65
5. 1	Höhenwinkelanordnung	69
5. 2	Vergleich der Messung und Berechnung für stationäre Durchflussmessung bei schräger Einbaulage der Düse	74
5. 3	Stationäre Durchflussmessung bei schräger und zentraler Einbaulage der Düse	79
5. 4	Instationäre Einspritzmengenmessung bei schräger und zentraler Einbaulage der Düse	88
5. 5	Spritzlochdurchmesser	95
5. 6	Vergleich der Düsenbauformen	103
5. 7	Vergleich von Düsen mit und ohne doppelter Nadelführung	107

6.	Weitere Einflüsse auf die Einzelstrahlmengen	111
6. 1	Einfluss der Montage	111
6. 1. 1	Anzugsdrehmoment	111
6. 1. 2	Äußere Querkräfte am Injektor	118
6. 1. 3	Querkraft an der Düsennadel	130
6. 1. 4	Nadeldrehung	138
6. 2	Einfluss von ausgewählten Fertigungsparametern	142
6. 2. 1	Untersuchung unterschiedlicher Seriendüsen	142
6. 2. 2	Verrundung der Spritzlochbohrung	152
6. 2. 3	Nadelversatz	161
7.	Zusammenfassung	167
8.	Literatur	172
9.	Anhang	186

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
a	m/s^2	Beschleunigung
A_D	mm^2	Spritzlochquerschnitt, gesamt
A_S	mm^2	Strömungsquerschnitt
A_U	mm^2	Sacklochquerschnitt
A_{ges}	mm^2	Drosselquerschnitt, gesamt
d_{Auslauf}	mm	Durchmesser der Spritzlochauslaufkante
d_D	mm	Spritzlochdurchmesser
d_{Einlauf}	mm	Durchmesser der Spritzlocheinlaufkante
d_E	mm	Sacklochdurchmesser
d_F	mm	Führungsdurchmesser der Düsennadel
d_N	mm	Nadelschaftdurchmesser
d_{Sitz}, d_s	mm	Sitzdurchmesser
d_U	mm	Nadelspitzendurchmesser
F	N	Kraft
F_L	N	Längskraft
F_R	N	Reibungskraft
F_S	N	Strahlkraft
F_Q	N	Querkraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h_N	mm	Nadelhub
i	-	Spritzlochanzahl
J	mNs	Bewegungsgröße, Impuls
l	mm	Mantellinie zwischen Düsensitz und Nadelsitz
L_D	mm	Spritzlochlänge
m	g	Masse
$\dot{m}$	g/s	Massenstrom
n_M	min^{-1}	Motordrehzahl
n_P	min^{-1}	Pumpendrehzahl
p	bar	Druck

P	-	Vertrauensbereiche
p_E	bar	Einspritzdruck
p_R	bar	Raildruck
p_{Sackloch}	bar	Druck im Sackloch
p_{Zylinder}	bar	Druck im Zylinder
Q	ml/30 s	Einspritzvolumen
Q_i	mm ³ /E	Einspritzvolumen bei einer Messung
Q_m	ml/30 s	mittleres Einspritzvolumen
QRLM	mm ³ /E	Rücklaufmenge
r	mm	Radius
s	-	Standardabweichung
s_L	mm	Spaltbreite
TRLM	°C	Rücklaufmengentemperatur
v	m/s	Geschwindigkeit
v_e	m/s	Geschwindigkeit an engster Stelle
v_m	m/s	mittlere Geschwindigkeit
X	mm	Abstand, Nadelversatz
z	mm	Abstand zwischen Düsensitz und Nadelsitz bei Hub h_N
Δp_v	bar	Druckdifferenz
ΔQ	ml/30 s	Einspritzvolumendifferenz
Θ	°	Spritzlochwinkel
ΣQ	ml/30 s	Einspritzvolumen, gesamt
α	°	Winkel zwischen Spritzloch und Düsensitz
λ	—	Luft - Verhältnis
μ	—	Durchflussbeiwert
μ_D	—	Durchflussbeiwert in der Spritzlochbohrung
μ_S	—	Durchflussbeiwert im Sackloch
μ_{ges}	—	Durchflussbeiwert, gesamt
μA_D	mm ²	wirksamer bzw. effektiver Düsenquerschnitt
ρ	kg/m ³	Kraftstoffdichte
η	°	Seitenwinkel
η_L	mm/s	dynamische Viskosität

σ_2	°	Düsensitzwinkel
σ_1	°	Nadelsitzwinkel



Abkürzungen

2FH	Zweifeder - Düsenhalter
A _{1..5}	Adapterauslass - Nummer
AD	Ansteuerdauer
AM	Anzugsdrehmoment
CARS	Coherent - Antistokes - Raman- Spectroscopy
CFD	Computer Fluid Dynamics
CR	Common Rail
DHK	Düsenhalterkombination
DI	Direkteinspritzung
DNF	Doppelte Nadelführung
ECU	Electronic Control Unit
EDC	Elektronische Dieselregelung
ETK	Emulator Tastkopf (Hardware)
FEM	Finite Elemente Methode
GMM	Gravimetrische Mengen-Messverfahren
HC	Kohlenwasserstoffe
HE	Hydroerosion
IDI	Indirekteinspritzung
IMKO	Institut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen der Universität Magdeburg
K	K-Faktor
Kfz	Kraftfahrzeuge
KMM	Kontinuierliches Mengen - Messverfahren
L _{1..5}	Spritzloch - Nummer
LDA	Laser - Doppler - Anemometrie
LIF	Laserinduzierter Fluoreszenz
Nkw	Nutzkraftwagen
NO _x	Stickoxide
PDA	Phasen - Doppler - Anemometrie
PDE	Pumpe - Düse - Einheit
Pkw	Personenkraftwagen
PLD	Pumpe - Leitung - Düse

SAC	Mikrosacklochdüse
SB	Spritzbeginn
SPL	Spritzloch
SZ	Schwärzungszahl
VCO	Valve covering orifice
VLM	Vielfach - Lichtleiter - Messtechnik
VRD	Vario - Register - Düse



Kurzfassung

Die Gemischbildung und -verteilung im Brennraum eines Motors beeinflussen wesentlich den Ablauf der Verbrennung und damit die Abgas- und Partikelbildung und den Kraftstoffverbrauch. Wichtig dabei sind u.a. eine zeitlich und örtlich präzise Kraftstoffeinspritzung und -aufbereitung im Brennraum. Wesentlicher Bestandteil hierzu ist eine gleichmäßige Kraftstoffeinspritzung durch jedes einzelne Spritzloch einer Mehrlochdüse in Dieselmotoren mit direkter Einspritzung.

Bislang waren die Einzelstrahlmengen eines einzelnen Spritzloches einer Mehrlochdüse nicht einfach ermittelbar, was jedoch für die weitere Optimierung der Einspritzdüse erforderlich ist.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein Verfahren zu entwickeln, mit dem es möglich ist, die Einspritzmengen der einzelnen Spritzlöcher einer Mehrloch - Einspritzdüse unabhängig von Düsenbauform und Spritzlochgeometrie zu messen. Außerdem werden die Einflüsse der Düsengeometrie, von Montage- und Fertigungsparametern und der Betriebsbedingungen auf die Einzelstrahlmengen untersucht sowie CFD - Berechnungen zur Düseninnenströmung durchgeführt.

Die Erkenntnisse sind erforderlich, um die Strahlqualität zu verbessern. Diese Arbeit zeigt, dass die weitere Optimierung der Einspritzdüse bzw. der Qualität der Einzelstrahlmengen der einzelnen Spritzlöcher von folgenden Parametern abhängig ist:

- Spritzlochgeometrie (z.B. Höhenwinkel, Spritzlochlänge, usw.)
 - Fertigungstoleranzen (z.B. Spritzlochdurchmesser, Nadelspiel, usw.)
 - Montageparameter (z.B. Anzugsdrehmoment, Querkraft am Injektor, usw.)
- Eine Düse soll eine möglichst gleiche Spritzlochgeometrie für alle Spritzlöcher besitzen, damit sich gleichmäßige Strömungsbedingungen für alle Spritzlöcher ergeben, z.B. ist es mit gleichen Höhenwinkeln für alle Spritzlöcher bei einer Düse möglich, die Qualität der Einzelstrahlmengen zwischen den Spritzlöchern zu verbessern.
 - Bei der Fertigung der Düse sollen die technologisch machbaren engsten Toleranzgrenzen ausgewählt und eingesetzt werden, d.h. eine sehr geringe Abweichung der Spritzlochdurchmesser untereinander führt zu einer Verbesserung der Qualität der Einzelstrahlmengen zwischen den Spritzlöchern.
 - Andere entscheidende Parameter für die Qualität der Einzelstrahlmengen sind die Montageparameter, z.B. mit einem im Versuch als optimal ermittelten Anzugsdrehmoment ergeben sich keine Düsenverformungen und keine Änderungen der Einzelstrahlmengen zwischen den Spritzlöchern.

Abstract

Mixture distribution in the combustion chamber of an engine substantially affects the procedure of combustion as well as the formation of exhaust gas and soot emission. This requires in this case a precise fuel injection and fuel preparation in the combustion chamber. A significant part here is a steady - going fuel injection through every spray hole of a multi - hole nozzle to a diesel engine with direct injection.

Up to this time the measurement of fuel mass of single jet amounts from every spray hole was not easy possible, but this is necessary for the further optimization of injection nozzles.

The aim of this work is to develop a procedure and a measuring interface that would make it possible measure the fuel mass of single jet amounts from every spray hole of a multi - hole nozzle independent from the shape and design of the nozzle. For this purpose it was necessary to investigate influences of nozzle parameters, shape of the nozzle, parameters of mounting and manufacturing and operating conditions from single jet amounts and to make CFD -calculations of the inner nozzle flow. These results are needed to improve jet quality.

The realizations are necessary, in order to improve the jet quality. This work shows that the further optimization of the injection nozzle and the quality of the single jet quantities of the individual spraying holes is dependent on the following parameters:

- Spray hole shape (e.g. high - angle, spraying hole length, etc.)
- Manufacturing tolerances (e.g. spraying hole diameter, needle clearance, etc.)
- Mounting parameter (e.g. starting torque, transverse force at the injector, etc.).

- A nozzle is to possess as same a spraying hole geometry for all spraying holes as possible, so that even flow conditions for all spraying holes result, e.g. with same elevation angles for all spraying holes with a nozzle is it possible the quality of the single jet quantities between the spraying holes to be improved.

- With the manufacturing of the nozzle the technologically feasible closest tolerance limits are to be selected and used, i.e. a small deviation of the spraying hole diameters leads to each other to an improvement of the quality of the single jet quantities between the spraying holes.

- Another crucial parameter for the quality of the single jet quantities are the mounting parameters, e.g. with an experimentally obtained optimum assembly torque are no nozzle deformations and no changes of single jet quantities between the spray holes detectable.

1. Einleitung

Beim Einsatz von modernen Dieselmotoren wird eine möglichst hohe Leistung bei geringst möglichem Brennstoffverbrauch unter Einhaltung der Schadstoffemissionsgrenzen gefordert. Die Kraftstoffverteilung und Gemischbildung im Brennraum eines Motors beeinflusst wesentlich den Ablauf der Verbrennung sowie die Abgasschadstoffbildung. Eine präzise Kraftstoffeinspritzung und -aufbereitung im Brennraum ist für eine optimale Verbrennung erforderlich. Wesentlicher Bestandteil ist dabei eine identische Kraftstoffeinspritzung durch jedes einzelne Spritzloch einer Mehrlochdüse eines Dieselmotors mit direkter Einspritzung. Diese Aussage gilt allgemein für jede beliebige Einbaulage der Düse, Bild 1. 1, sofern nicht gezielte Unterschiede in den einzelnen Düsenlöchern zu unterschiedlichen Einspritzstrahlen führen sollen. Diese Möglichkeit wird derzeit, soweit bekannt, in Serie noch nicht genutzt, bietet aber zusätzliches Verbesserungspotential für die Gemischbildung. Für solche Zukunftsentwicklungen wäre eine individuelle Einspritzstrahlmessung hilfreich.

Unterschiedliche Strömungsverhältnisse in der Düse im Bereich der Düsenlöcher können zu signifikanten Unterschieden der Einzelstrahlen bezüglich Menge (als Menge wird das Kraftstoffvolumen bezeichnet), Tröpfchenbildung und -aufbereitung führen und dadurch die Gemischbildung, Zündung und Verbrennung im Brennraum beeinflussen. Ungleichmäßige Strömungsverhältnisse in der Düse treten z.B. bei einer schrägen Einbaulage der Düse (z.B. 2 - Ventil - Motor) aufgrund unterschiedlicher Spritzlochgeometrien der einzelnen Löcher, aber auch aufgrund von Toleranzeinflüssen auf.

Die Einzelstrahlmenge ist die Menge, die durch ein Spritzloch einer Mehrlochdüse eingespritzt wird (siehe Bild 1. 1). Die Einspritzmengen für jedes einzelne Düsenloch konnten bisher nicht einfach erfaßt werden. Es wird üblicherweise die gesamte, durch alle Spritzlöcher eingespritzte Menge gemessen und eine gleichmäßige Verteilung der Einspritzmenge auf die einzelnen Spritzlöcher angenommen. Die Strahlqualität wird über Strahlbilder qualitativ, Bild 1. 2, oder über Messung der Strahlkraft beurteilt.

Die Strahlcharakteristik wird hauptsächlich durch den Einspritzdruck, die Düsenlochgeometrie, die Düsenbauform (Sackloch oder Sitzloch), sowie die Fertigungsqualität (Toleranzen) der Einspritzdüse bestimmt. Die Verteilung des Kraftstoffs und damit

die Güte der Aufbereitung des Kraftstoff - Luftgemisches im Brennraum und somit letztendlich die Leistung, der Verbrauch und die Abgasemissionen des Motors hängen ganz wesentlich von dieser Strahlcharakteristik ab. Die Mengenverteilung der Einspritzstrahlen einer Mehrlochdüse wird von verschiedenen Faktoren, wie Spritzlochgeometrie (Höhenwinkel und Seitenwinkel) und Fertigungsqualität (Verrundung der Spritzlochbohrung, Spritzlochform, -durchmesser, der Oberflächenqualität von Spritzlöchern und Nadel sowie Nadelspiel) und dem Betriebspunkt (Last / Drehzahl) sowie der Art der Einspritzung selbst (z.B. Vor-, Haupt- oder Nacheinspritzung) beeinflusst. In der Praxis ergeben sich deshalb oft unterschiedliche Einzelstrahlmengen, was zu ungünstigen Gemischbildungsverhältnissen führt.

Die Einzelstrahl - Mengenmessung ist eine Möglichkeit, die Ursachen der Mengenabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern festzustellen, welche durch Fertigungseinflüsse und durch Spritzlochgeometrien entstehen. Über die Kenntnis dieser Einflussgrößen lässt sich dann die Einspritzdüse optimieren.

Die Wirkung von z.B. inneren und äußeren Verspannungen des Injektors auf die Einzelstrahlmengen sind derzeit nicht bekannt.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, die durch jedes Düsenloch eingespritzte Einzelstrahlmenge bei unterschiedlichen Düsenbauformen und Spritzlochgeometrien stationär (Durchfluss) und abhängig von der Ansteuerdauer (dynamisch) mit verschiedenen Mengenmessverfahren (volumetrisch / gravimetrisch) am Beispiel von Common - Rail - Injektoren zu ermitteln und die Einflußparameter zu beurteilen.

Einen weiteren Schwerpunkt bildet die rechnerische Simulation der Strömungsverhältnisse in der Düse als Ursache der bei den Einzelstrahl - Mengenmessungen entstehenden Abweichungen zwischen den Spritzlöchern. Für die Simulation wird das Programm FIRE® eingesetzt. Um die Einflüsse verschiedener Düsengeometrien, des Nadelversatzes und der Druckverhältnisse auf den Durchfluss durch das Spritzloch zu untersuchen, werden die Berechnungen mit Hilfe dieses numerischen 3D - Berechnungsmodells bei stationären Randbedingungen vorgenommen. Anschließend werden die Rechenergebnisse mit den Messungen von Einzelstrahl - Durchflussmengen an einem Common - Rail - Injektor verglichen.

An der Universität Magdeburg wurde hierzu ein Messverfahren mit Mess - Adapter entwickelt /95/, um die Einzelstrahlmengen einer Mehrlochdüse zu erfassen.

4 - Ventil - Motor, zentrale Einbaulage

2 - Ventil - Motor, schräge Einbaulage

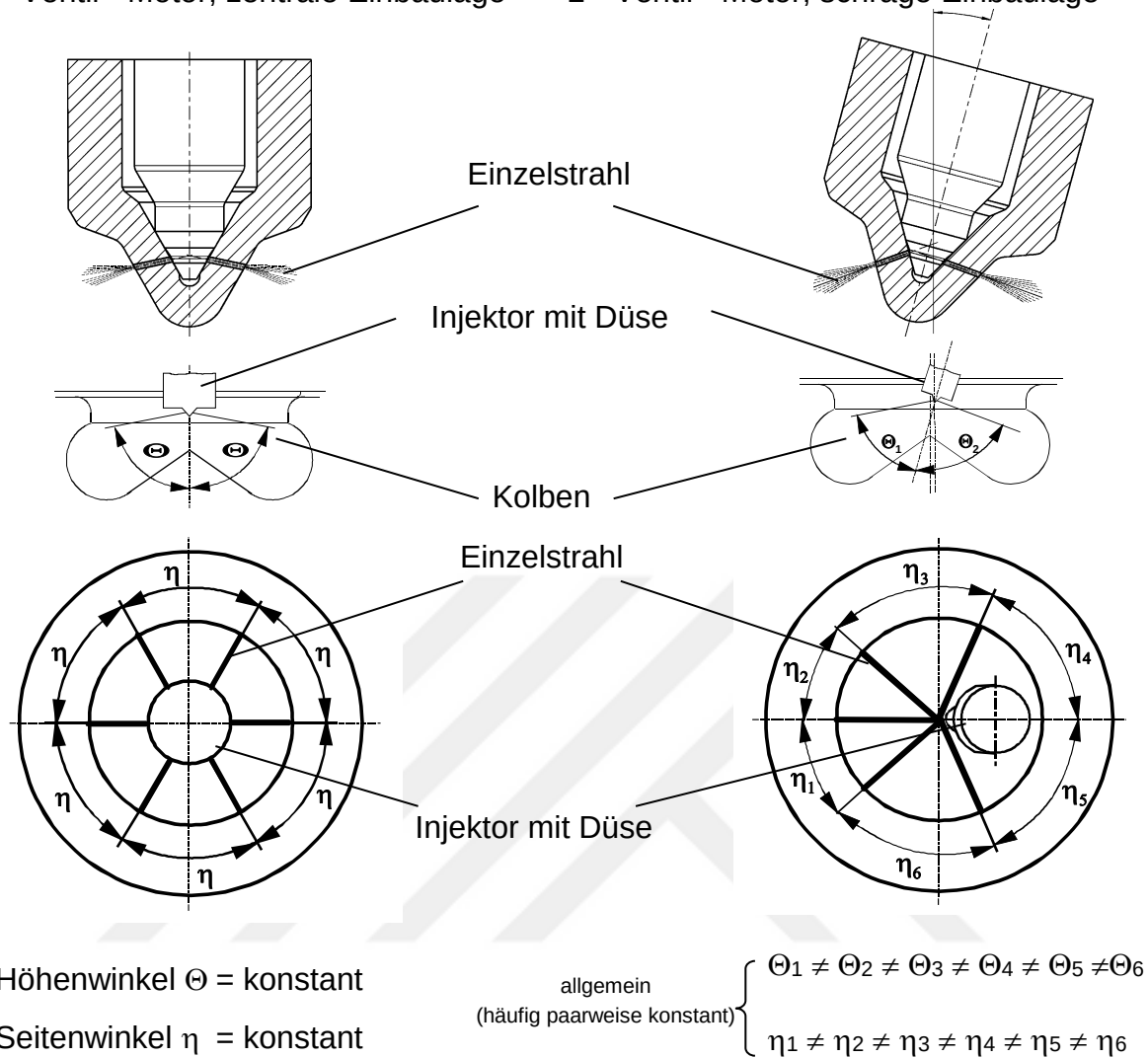
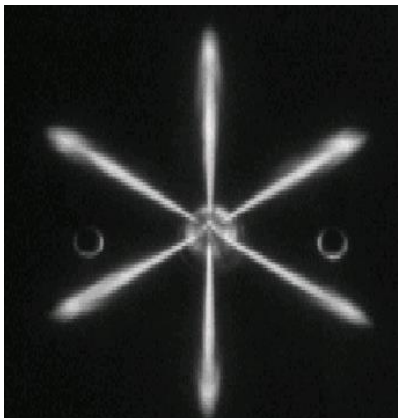


Bild 1. 1: Einbaulage einer Mehrlochdüse und deren Einfluss auf die Spritzlochparameter

symmetrisches Spritzbild (gut)



asymmetrisches Spritzbild (schlecht)

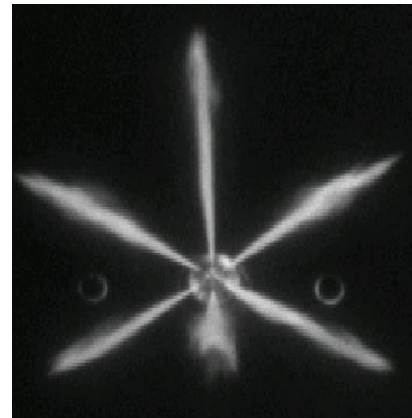


Bild 1. 2: Spritzbilder zweier 6 - Loch - Düsen mit unterschiedlicher Strahlqualität

2. Stand der Technik

2. 1 Gemischbildungsparameter bei Dieselmotoren

Die Verteilung des Kraftstoffs und die Vermischung mit der Luft wird bei modernen Dieselmotoren durch Verwendung einer Mehrlochdüse in Verbindung mit Luftdrall im Brennraum durchgeführt. Eine gute Zerstäubung des Kraftstoffs wird zunehmend durch einen hohen Einspritzdruck bei gleichzeitig verringertem Spritzlochdurchmesser erzielt. Spritzlochanzahl und Ladungsbewegung im Brennraum (Drall) sind dabei in geeigneter Weise anzupassen.

Der Dieselmotor weist vor der Entzündung ein örtlich und zeitlich inhomogenes Gemisch auf. Bei heterogener Gemischbildung ist die Laststeuerung über die eingebrachte Kraftstoffmenge möglich. Man spricht von der sogenannten Qualitätssteuerung. Da bei heterogenen Gemischen ein beträchtlicher Teil der Gemischbildung während der Verbrennung abläuft, kommt es in der Diffusionsflamme zu örtlichen Überfettungen und damit schon bei globalen mittleren Verbrennungsluftverhältnissen zu einem Anstieg der Schwarzauchmission. Das an der gesetzlich festgelegten Rauchgrenze realisierbare Luft - Verhältnis λ ist ein Maß für die Güte der Luftausnutzung /94/.

Die Gemischaufbereitung ist hauptverantwortlich für eine Verbrennung mit hohem Wirkungsgrad und geringen Emissionen. Die Zusammenhänge bei der dieselmotorischen Verbrennung, Gemischbildung und der Strahlqualität sind in Bild 2. 1 dargestellt.

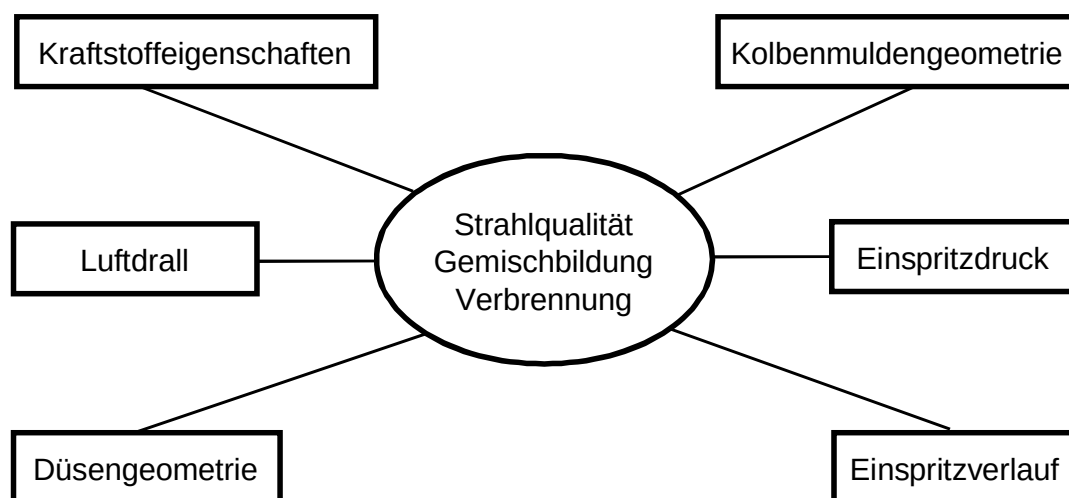


Bild 2. 1: Wichtige Einflussparameter auf die Verbrennung, Gemischbildung und Strahlqualität

Die in Bild 2. 1 genannten Haupteinflussgrößen werden nachfolgend näher erläutert.

Kraftstoffeigenschaften

Der Kraftstoff hat einen starken Einfluss auf den Verbrennungsprozess. Die Art der Gemischbildung und die Zündung bestimmen die Anforderungen an den Kraftstoff. Dieselmotorkraftstoff muss zündwillig sein; gekennzeichnet wird dies durch die Cetanzahl. Der Dieselmotorkraftstoff ist ein komplexes Gemisch vieler verschiedener Kohlenwasserstoffverbindungen.

Es sind dies z.B. Paraffine, Olefine, Naphtene und Aromaten, deren Anteil im Kraftstoff dessen Qualität und Eigenschaften bestimmen. So steigen zum Beispiel durch einen höheren Aromatengehalt im Kraftstoff sowohl die Kohlenwasserstoff- und Partikelemission, als auch die Kohlenmonoxid- und Stickoxidemission im Abgas an [2, 64, 84].

Neben der Cetanzahl, dem Schwefelgehalt und der Dichte sind der Polyaromaten-Gehalt und das Siedeende die maßgeblichen Eigenschaften des Kraftstoffs, die hinsichtlich ihres Einflusses auf die Emissionen optimiert werden müssen. Durch Additivierung wird z.B. die Cetanzahl erhöht und somit der Zündverzögerung verringert [86, 87].

Zu den physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffes, welche die Form des Einspritzstrahles und die Tröpfchenbildung beeinflussen können, zählen Viskosität, Oberflächenspannung und Dichte.

Die Erhöhung der Viskosität des Kraftstoffes bewirkt z.B. eine Verminderung der Turbulenz, die sowohl die Zerstäubung verschlechtert, als auch den Strahlkegelwinkel verringert [85].

Luftdrall

Eine andere entscheidende Einflußgröße ist die rotatorische Luftbewegung im Brennraum, der sog. Drall. In der Literatur [10, 11, 91, 92, 121, 136] sind dazu zahlreiche Untersuchungen für verschiedene Drallvarianten in Verbindung mit unterschiedlichen Kolbenmulden und Düsenlochzahlen beschrieben, Bild 2. 2. Dabei wurde festgestellt, dass eine bestimmte Drallintensität nur in einem relativ engen Drehzahlbereich als wirklich optimal betrachtet werden kann. Eine Erhöhung des Dralls führt zu einer Raucherhöhung bei hoher Drehzahl (bei großer Spritzlochzahl). Es muss also ein möglichst guter Kompromiss über den gesamten Drehzahlbereich des Motors gefunden werden.

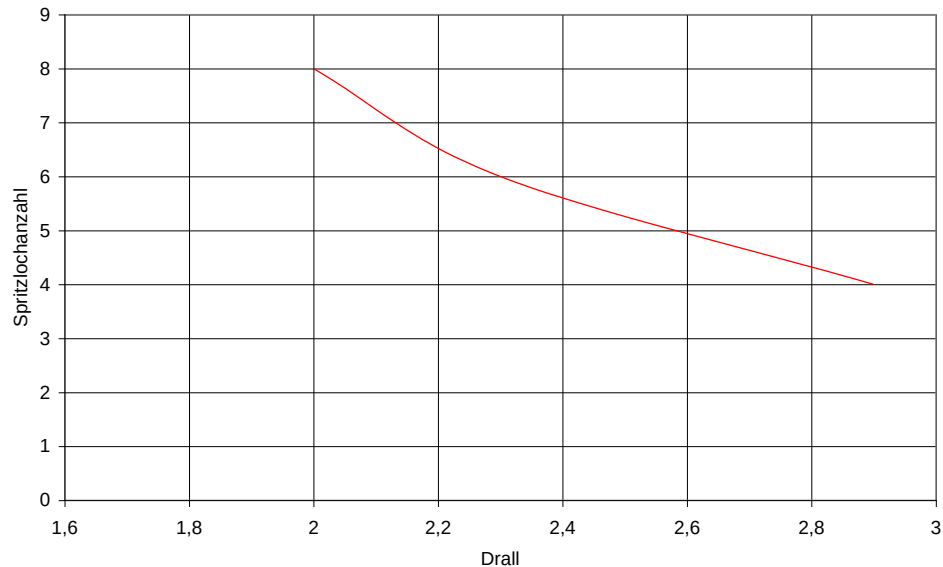


Bild 2. 2: Zusammenhang zwischen Drall und Spritzlochanzahl bei gleicher Schwärzungszahl /91/

Kolbenmuldengeometrie

Beim direkteinspritzenden Dieselmotor stellt die Form der Brennraummulde im Kolben einen wichtigen Parameter für die Gemischbildung dar. Die Geometrie der Kolbenmulde begrenzt die freie Länge des Einspritzstrahls (Eindringtiefe). Dabei ist zu berücksichtigen, dass der Gemischbildungs- und Verbrennungsprozess entscheidend von der Luftbewegung im Brennraum, sowie der Verteilung und dem Zerstäubungsgrad des eingespritzten Kraftstoffes beeinflusst wird. Die Strahlqualität selbst wird unmittelbar von der Düsenauslegung, z. B. bei Mehrlochdüsen von der Anzahl der Spritzlöcher und den gewählten Einspritzausrüstungen (z. B. Verteilerpumpe, Common - Rail oder Pumpe - Düse - Einheit) bestimmt.

Die Luftbewegung wird in der Brennraummulde maßgebend durch das Einlassdrallniveau, sowie die Muldenlage und Muldengeometrie beeinflusst. Durch die Auslegung der Brennraummuldengeometrie kann außerdem das Oberflächen - Volumen - Verhältnis des Brennraumes, das möglichst klein sein soll, um die Wärmeverluste gering zu halten, beeinflusst werden. Dabei ist das Verdichtungsverhältnis zu beachten.

Der Einfluss der Muldengeometrie auf das Motorverhalten ist in verschiedenen Arbeiten untersucht worden /9, 30, 88, 89/. Dabei wurde folgendes festgestellt:

- Beim Dieselmotor mit direkter Einspritzung werden geringere Rußemissionen dann erzielt, wenn bei Einspritzbeginn ein möglichst hoher Anteil der Frischluft in

der Kolbenmulde zur Verfügung steht. Die sogenannten Schadräume kennzeichnen die Volumina, die außerhalb des Kolbenbrennraumes liegen. Dazu gehören z.B. die Ventiltaschen im Kolbenboden, der Spalt zwischen Kolbenboden und Zylinderkopf und das Spaltvolumen im Feuerstegbereich. Sie sind also möglichst gering zu halten /126/.

- Bezogen auf Nkw - Dieselmotoren (Bohrung ca. 120 mm und Hub ca. 145 mm) ermöglicht eine Mulde mit großem Durchmesser lange freie Einspritzstrahllängen und verringert den Schadraum durch Ventiltaschen und Quetschspalt /85/.

Düsengeometrie

Die Strahlcharakteristik der Düse wird von der Makro- und Mikrogeometrie der Spritzlöcher bestimmt. Die Parameter des Spritzloches (Spritzlochdurchmesser, -länge, Einlaufkanten­geometrie, Form- und Oberflächenqualität der Spritzlöcher) ergeben zusammen ein auf die Anforderungen des Motors abgestimmtes optimales Strömungsprofil /137/.

Folgende Düsenparameter und geometrische Größen beeinflussen die Strahlqualität und damit die Gemischbildung im Dieselmotor:

- Düsenbauform (Minisackloch-, Mikrosackloch- oder Sitzlochdüse), Bild 2. 3
- Nadelgeometrie (doppelte Nadelführung, Nadelsitzgeometrie)
- Höhenwinkel der Spritzlöcher (schräge oder zentrale Einbaulage der Düse)
- Spritzlochanzahl
- Spritzlochdurchmesser
- Spritzlochlänge
- Verrundung der Spritzlochbohrung (innen)
- Spritzlochform (konisch, zylindrisch)
- Oberflächenqualität der Spritzlöcher

Diese Parameter werden in Kapitel 2. 2 ausführlich erläutert.

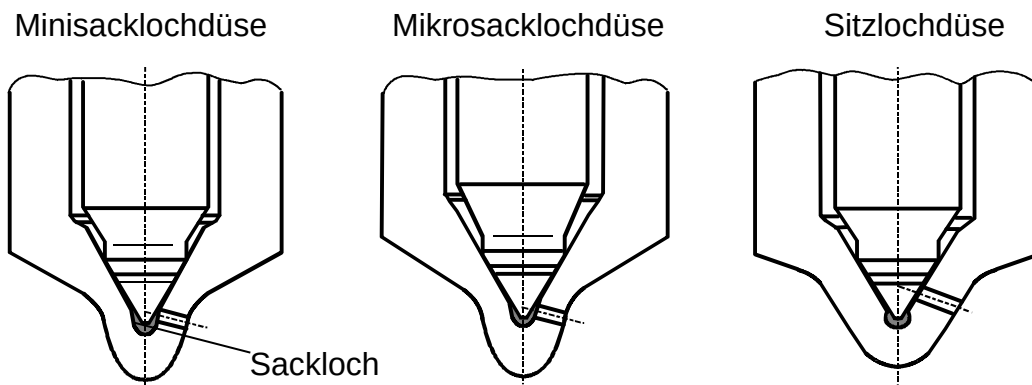


Bild 2. 3: Heute übliche Düsenbauformen

Einspritzdruck

Hohe Einspritzdrücke führen zu einer feineren Zerstäubung des Kraftstoffs im Brennraum, Bild 2. 4, und damit zu einer schnelleren und besseren Verbrennung /121, 128, 134/. Dadurch steigt die Zylinderleistung bei sinkenden Anteilen von unverbrannten Bestandteilen im Abgas. Der steigende Wirkungsgrad führt zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch, aber auch zu höheren NO_x - Emissionen, Bild 2. 5, /136/.

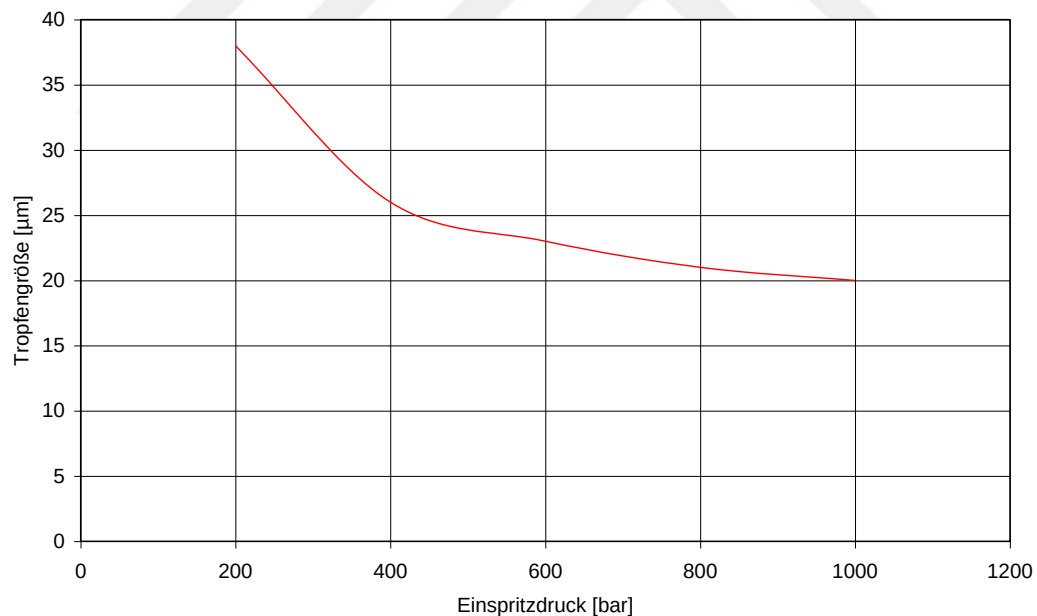


Bild 2. 4: Tropfengröße in Abhängigkeit vom Einspritzdruck /134/

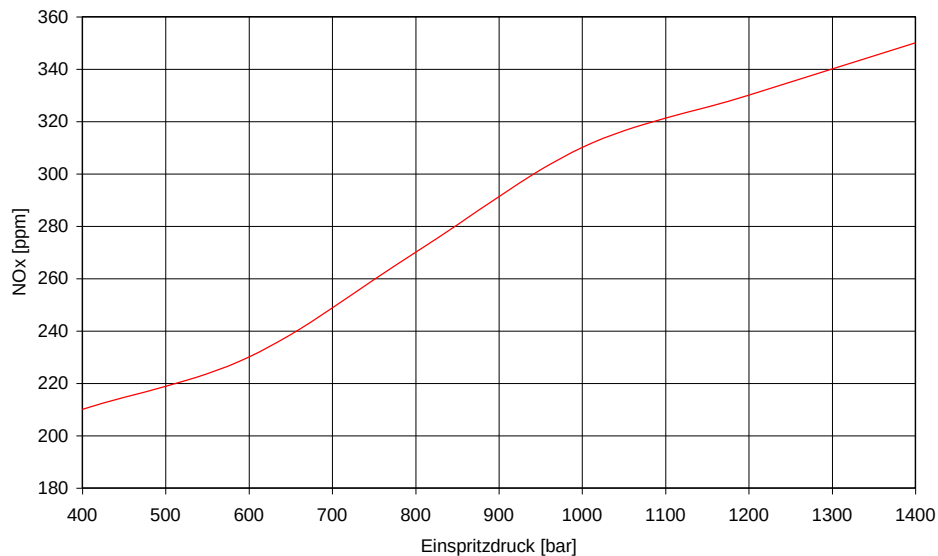


Bild 2. 5: Einflüsse des Einspritzdrucks auf die NOx - Emissionen bei Drall = 580 rad/s /136/

Einspritzverlauf

Der Einspritzverlauf hängt ganz wesentlich vom eigentlichen Einspritzsystem ab, deshalb sollen nachfolgend die wichtigste Einspritzsysteme vorgestellt werden.

Aufgabe eines Einspritzsystems für Dieselmotoren ist es, den Kraftstoff zum richtigen Zeitpunkt, in der richtigen Menge und fein zerstäubt im Brennraum zur Verfügung zu stellen. Um eine optimale Verbrennung unter allen Randbedingungen sicherzustellen, muss der Kraftstoff nicht nur zeitgerecht, sondern auch mit der richtigen Einspritzcharakteristik eingebracht werden. Dafür stehen je nach Drehzahl 1 bis 2 ms zur Verfügung /93/. Während dieser Einspritzdauer soll der Kraftstoff gut aufbereitet und danach mit zunehmender Einspritzrate (Einspritzmenge pro Zeit) eingespritzt werden.

Die Verschärfung der Abgasgrenzwerte, geringe Geräuschemissionen und die Verbrauchssenkung stellen immer höhere Anforderungen an die Einspritzsysteme eines Dieselmotors. Diese Anforderungen sind:

- Hoher Einspritzdruck
- Mengengenauigkeit
- Mehrfach - Einspritzung
- Einspritzverlaufsformung
- Kleinstmengenfähigkeit
- Geschlossener Mengenregelkreis

Einspritzsysteme bestehen aus einem hydraulischen Niederdruck- und einem Hochdruckteil. Der Niederdruckteil umfasst den Tank, die Leitungen, das Filter und die Kraftstoffversorgungspumpe. Der Hochdruckteil setzt sich im wesentlichen aus der Hochdruckpumpe, den Druckleitungen und den Einspritzventilen / Injektoren zusammen. Man kann die Einspritzsysteme vereinfacht folgendermaßen gliedern /2/:

- Reiheneinspritzpumpe
- Verteilereinspritzpumpe
- Einzeleinspritzpumpe
- Speichereinspritzsystem (Common Rail)

• Reiheneinspritzpumpe

Reiheneinspritzpumpen haben je Motorzylinder ein Pumpenelement, welches aus Pumpenzylinder und –kolben besteht. Der Kolben ist so genau eingepasst, dass er auch bei hohem Druck und niedriger Drehzahl ohne Dichtelement weitgehend leckagefrei arbeiten kann.

Die Pumpenelemente sind in Reihe in einem Gehäuse angeordnet (gemeinsame Verstellung aller Pumpenzylinder über eine Regelstange). Die Spritzfolge der Pumpenelemente ist durch entsprechenden Versatz der Einzelnocken der Zündfolge des Motors angepasst. Die Einspritzdrücke liegen bei heutigen Reihenspumpen je nach Verwendung zwischen 400 und 1200 bar pumpenseitig /2/.

Reiheneinspritzpumpen werden hauptsächlich bei Pkw-, Nkw-, Schlepper-, Einbau- und Stationärmotoren eingesetzt.

• Verteilereinspritzpumpe

Die Verteilereinspritzpumpe ist eine kompakte, kostengünstige Bauart mit hoher Flexibilität bzgl. Funktion und Applikation sowie einem geringen Bauraumbedarf. Haupteinsatzbereich sind Pkw - DI und - IDI - Motoren, aber auch bei Nkw - Motoren bis ca. 45 kW/Zyl. findet die Verteilerpumpe Anwendung. Die Zylinderzahl ist auf sechs begrenzt. Die Hochdruckpumpe kann als Axial- oder Radialkolben - Pumpe ausgeführt sein.

- Axialkolben - Verteilereinspritzpumpe

Die Axialkolben - Verteilereinspritzpumpe wird insbesondere bei schnelllaufenden IDI- und bei DI - Dieselmotoren für Pkw und kleinere bis mittlere Nkw eingesetzt.

Bei der herkömmlichen Axialkolben - Verteilereinspritzpumpe Bauart VE (Bosch) mit mechanischem Fliehkraft - Drehzahlregler oder elektronisch geregeltem Magnet - Stellwerk bestimmt ein Regelschieber den Nutzhub und dosiert die Einspritzmenge auf die einzelnen Zylinder. Der Förderbeginn der Pumpe kann durch einen drehbaren Rollenring (Spritzversteller) verstellt werden. Bei der magnetventilgesteuerten Axialkolben - Verteilereinspritzpumpe dosiert ein elektronisch gesteuertes Hochdruckmagnetventil anstelle eines Regelschiebers die Einspritzmenge.

- Radialkolben - Verteilereinspritzpumpe

Die Radialkolben - Verteilerpumpe kann düsenseitige Drücke bis zu ca. 1900 bar erzeugen. Aufgrund ihres hohen Leistungspotentials eignet sie sich auch für Nutzfahrzeuge mit bis zu sechs Zylindern.

Der Einspritzdruck ist bei diesem und anderennockengetriebenen Systemen abhängig von der Motordrehzahl bzw. Pumpendrehzahl, d.h. mit steigender Drehzahl erhöht sich der Druck annähernd linear. In Verbindung mit einem elektronischen Steuergerät und einem Hochdruck - Magnetventil ermöglicht diese nocken - zeitgesteuerte Dieseleinspritztechnologie eine hohe Flexibilität bezüglich der Variation der Einspritzparameter. Damit lassen sich z.B. zwei Einspritzungen während eines Einspritzzyklus ausführen, z.B. vor der eigentlichen Haupteinspritzung eine Voreinspritzung.

• Einzeleinspritzpumpe

Die Vorteile der nocken - zeitgesteuerten, zylindermodularen Hochleistungs- Einzelpumpen - Systeme sind kurze Druckleitungen. Denn es gilt, je kürzer die Leitung zwischen Pumpe und Düse ist, desto exakter folgt die Einspritzung der Förderung. Zu den neuen, modular aufgebauten Einzelpumpensystemen gehören die elektronisch geregelte Pumpe - Düse - Einheit (PDE) (Pkw - und Nkw - Motoren) sowie die Pumpe - Leitung - Düse (PLD) (Nkw - Motoren), welche in modernen Dieselmotoren mit Direkteinspritzung zur Anwendung kommen /2, 94/.

- Pumpe - Düse - Einheit (PDE)

Bei der Pumpe - Düse - Einheit sind die Einspritzpumpe (Druckerzeugung), die Einspritzdüse (Zerstäubungseinheit) und das Magnetventil (Steuerung) als eine Einheit zusammengefasst. Jedem Motorzylinder ist eine solche Einheit zugeordnet, so dass sich dieses System prinzipiell für beliebige Zylinderzahlen eignet. Die Pumpe - Düse - Einheit erreicht derzeit die höchsten Einspritzdrücke (ca. 2050 bar) /93, 94/. Damit bietet sie beste Voraussetzungen für eine maximale Motorleistung und zusammen mit der elektronischen Kennfeldregelung eine deutliche Reduktion der Emissionen bei gleichzeitig niedrigem Kraftstoffverbrauch /2, 94/.

Die PDE kann im Zylinderkopf entweder über einen Stößel oder über Kipphebel von der Motornockenwelle betätigt werden. Die Förderung des Kraftstoffs erfolgt während der Abwärtsbewegung des Pumpenkolbens. Einspritzbeginn und Einspritzmenge werden über das schnell schaltende Magnetventil bestimmt.

- Pumpe - Leitung - Düse (PLD)

Die Pumpe - Leitung - Düse ist ein modular aufgebautes Hochdruckeinspritzsystem. Jeder Motorzylinder wird durch einen eigenen Modul, mit einer magnetventil-gesteuerten Pumpe, einer kurzen Hochdruckleitung und einer Düsenhalterkombination mit Kraftstoff versorgt. Das PLD - System verwirklicht mit diesem modularen Aufbau eine vielfältig einsetzbare Hochdruckeinspritzung. Die Pumpe wird in den Motorblock integriert und von einer untenliegenden Nockenwelle angetrieben. Über eine kurze Leitung ist die Einspritzdüse mit der Pumpe verbunden.

• Speichereinspritzsysteme (Common Rail)

Der Dieselmotor mit direkter Einspritzung wird bisher fast ausschließlich mit Einspritzsystemen betrieben, bei denen der Einspritzdruck einspritzsynchron von einem Hydraulikkolben erzeugt wird, der wiederum von einem Nocken angetrieben wird. Hieraus ergibt sich eine Drehzahlabhängigkeit des Einspritzdrucks, siehe Bild 2. 6.

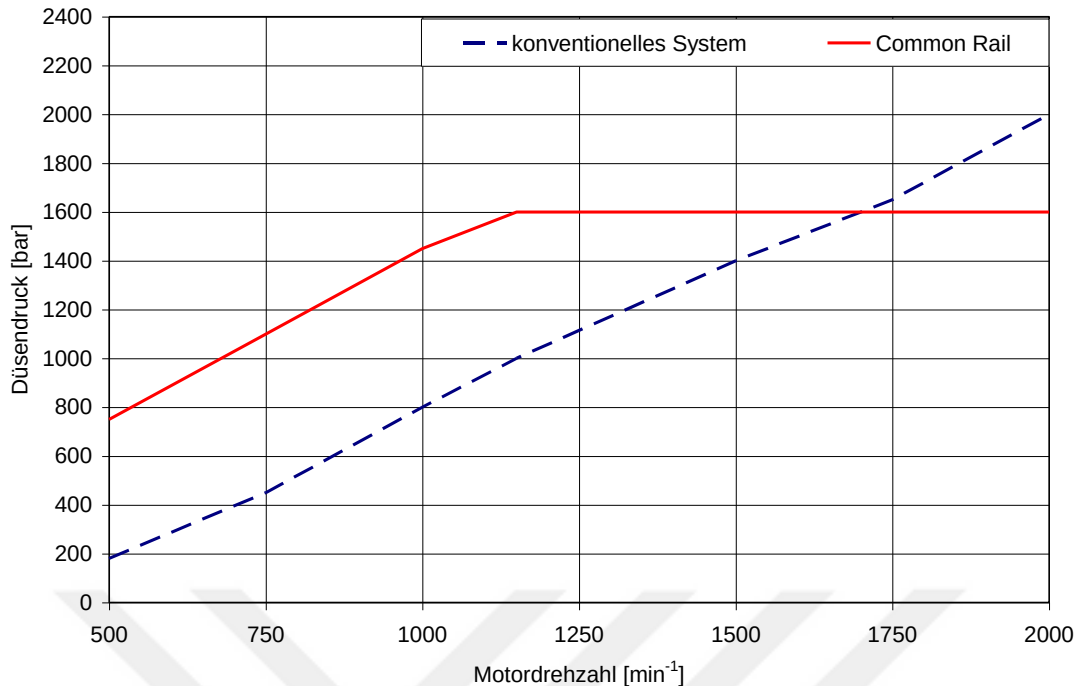


Bild 2. 6: Prinzipieller Vergleich der Einspritzdrücke
konventionelles System - Common Rail /107/

Das Common - Rail - System bietet für die Optimierung von Gemischbildung und Verbrennung eine höhere Anzahl von Freiheitsgraden gegenüber den konventionellen Einspritzsystemen. Damit ist es möglich erhebliche Potentiale bezüglich Leistung, Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Komfort zu erschließen.

Ziele sind einerseits, den Einspritzdruck von der Motordrehzahl und der Einspritzmenge unabhängig zu machen, andererseits den maximalen Einspritzdruck zu steigern /93, 107/.

Die Hauptkomponenten des Common - Rail - Systems zeigt Bild 2. 7. Aus dem Kraftstoffbehälter wird der Kraftstoff über einen Filter von einer Vorförderpumpe angesaugt und zur Hochdruckpumpe gefördert.

Der niederdruckseitige Volumenstrom wird z.B. in der Hochdruckpumpe geteilt. Ein Teil befüllt die Pumpenelemente der Hochdruckpumpe. Der andere Teil fließt als Schmier- und Kühlstrom über eine Drossel im Sicherheitsventil durch den Antriebsbereich der Hochdruckpumpe hindurch zum Druckbegrenzungsventil und von dort in den Tankrücklauf ab. Der Speicherdruck wird von der Hochdruckpumpe erzeugt. Sie arbeitet kontinuierlich mit nahezu gleichmäßigem Antriebsdrehmoment, was den Pumpenantrieb deutlich entlastet. Von der Hochdruckpumpe wird der verdichtete Kraftstoff zum Hochdruckspeicher gefördert. Mit dem System kann zur Zeit ein Raildruck bis 1600 bar erreicht werden /112, 114, 138/.

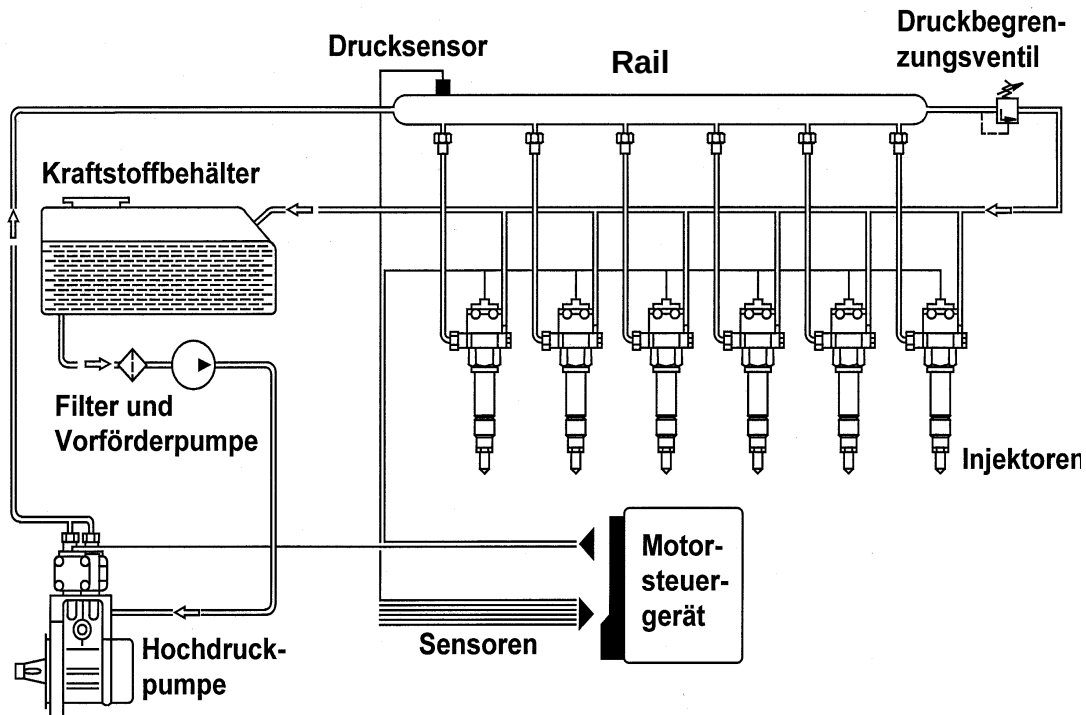


Bild 2. 7: Schematischer Aufbau des Common - Rail - Systems (Bosch)

Um den Istdruck zu erfassen, befindet sich am Hochdruckspeicher (Rail) ein Drucksensor. Der Druck im Speicher wird beim Common - Rail - System unter Verwendung des Drucksensors geregelt und ist innerhalb der technischen Grenzen frei wählbar. Er kann an die Betriebsbedingungen des Motors angepasst werden. Es sind verschiedene druck - und volumengesteuerte Hochdruckpumpen im Einsatz.

Aus Sicherheitsgründen ist am Rail ein Druckbegrenzungsventil installiert. Bei einem Ausfall der Pumpenansteuerung (Hochdruckpumpe geht auf Vollförderung über) wird der Raildruck begrenzt. Eine Weiterfahrt ist somit auch bei nicht geregeltem Raildruck möglich.

Die Injektoren sind über kurze Leitungen mit dem Rail verbunden. Vom Rail aus fließt der Kraftstoff zu den Injektoren. In Bild 2. 8 ist ein Modell des magnetventil-gesteuerten Common - Rail - Injektors dargestellt. Das Magnetventil steuert über einen Anker und die Ventilkugel den Abfluss aus einem Steuerraum. Öffnet das Magnetventil, so strömt mehr Kraftstoff aus dem Steuerraum aus, als über die Zulaufdrossel (kleiner als Ablaufdrossel) zuströmen kann. Der Druck im Steuerraum bricht zusammen und erlaubt das Öffnen der Düsennadel bis an ihren Anschlag. Schließt das Magnetventil die Ablaufdrossel, strömt über die Zulaufdrossel erneut Kraftstoff in den Steuerraum ein, der Druck baut sich wieder auf und schließt über den Steuerkolben die Düsennadel. An der Düse liegt der Raildruck an, so dass bis zum Nadel-

schließen eine Einspritzung unter hohem Druck gewährleistet wird. Bei kleinen Mengen (z. B. Voreinspritzung) werden der Steuerkolben und damit die Düsennadel ballistisch (ohne Erreichen des Ausschlags) betrieben. Über die Dimensionierung der Ablauf- und Zulaufdrossel lässt sich das Öffnungs- und Schließverhalten der Düsennadel (Geschwindigkeit) verändern /108/.

Ein hoher Druck steht bei Common - Rail - System auch bei niedrigen Drehzahlen zur Verfügung.

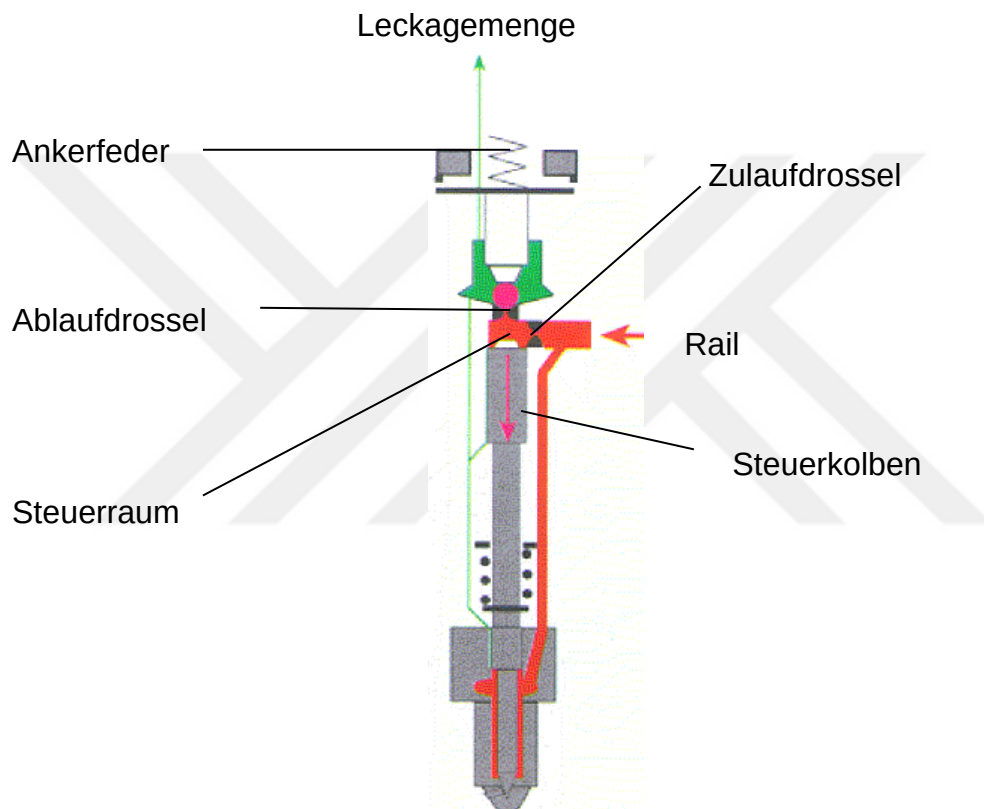


Bild 2. 8: Common - Rail - Injektor /29/

2. 2 Einspritzdüse und Düsenhalterkombination

Düsenkonstruktion und Düsenhalter

Die Aufgabe der Einspritzdüse ist die Zerstäubung und Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum des Dieselmotors. Sie beeinflusst zusammen mit dem Einspritzsystem den Einspritzverlauf und damit die Qualität der Gemischbildung und als Folge die Abgasemissionen und das Verbrennungsgeräusch /1/.

In einer einfacher Betrachtung besteht die Einspritzdüse nur aus dem Düsenkörper und der Düsennadel. Die Einspritzdüse muss den hohen Anforderungen hinsichtlich Einbau, Haltbarkeit und Toleranzen gerecht werden.

Über Länge, Durchmesser, Strahlrichtung und Form, sowie der Verrundung der Spritzlochbohrung trägt die Düse wesentlich zur Qualität der Kraftstoffaufbereitung bei. Es ist erforderlich, dass die Einspritzdüse und der Verbrennungsraum gut aufeinander abgestimmt sind. Eine andere Aufgabe der Einspritzdüse ist das Abdichten des Verbrennungsraums gegen das Einspritzsystem.

Die Dieselmotoren mit Direkteinspritzung und mit Kammereinspritzung (Vor- und Wirbelkammernmotoren) erfordern aufgrund der verschiedenen Strahlverteilungen im Verbrennungsraum unterschiedliche Düsenkonstruktionen.

Bei IDI - Motoren werden Zapfendüsen (Drosselzapfendüsen) und bei DI - Motoren Mehrlochdüsen eingesetzt.

Drosselzapfendüsen

Die Düsennadel der Drosselzapfendüsen hat an ihrem Ende stromabwärts einen Spritzzapfen, der in das Spritzloch des Düsenkörpers hineinragt. Durch die geometrische Form des Spritzzapfens wird ein bestimmter Einspritzverlauf ermöglicht. Dabei ist der Spritzquerschnitt bei kleinem Nadelhub, also am Beginn des Einspritzvorganges klein und lässt nur wenig Kraftstoff durch (Drosselwirkung). Der so erzeugte Einspritzverlauf vermindert den Verbrennungsdruck - Anstieg und reduziert dadurch das Verbrennungsgeräusch.

Mehrlochdüsen

Die Anzahl der Spritzlöcher bei einer Mehrlochdüse ist auf die Größe der Kolbenmulde und den Luftdrall abgestimmt. Bei kleinem Luftdrall wird eine große Spritzlochzahl gewählt. Der kleinste serienmäßig herstellbare Spritzlochdurchmesser liegt derzeit

bei 0,11 mm. Damit die Kraftstoffstrahlen dem Brennraum genau zugeordnet werden, wird die radiale Einbaulage der Düse zum Brennraum fixiert. Dies ist besonders wichtig, wenn die Düsenachse und die Brennraumachse zueinander geneigt sind (z. B. bei 2 - Ventil - Motoren), Bild 2. 9.

Die Spritzlochlänge wird durch die mechanische Festigkeit der Düsenkuppe nach unten begrenzt. Sie beträgt derzeit etwa 0,7....1,1 mm bei Pkw - Motoren. Um einen etwas besseren Rauchwert zu erhalten, geht die Entwicklung in Richtung einer kürzeren Spritzlochlänge. Heute werden Spritzlöcher in Düsen durch Erodieren hergestellt. Eine alternative Möglichkeit ist das Laserbohren. Allerdings ist das Laserbohren aufgrund zu hoher Taktzeiten bis heute kein Serienfertigungsprozess.

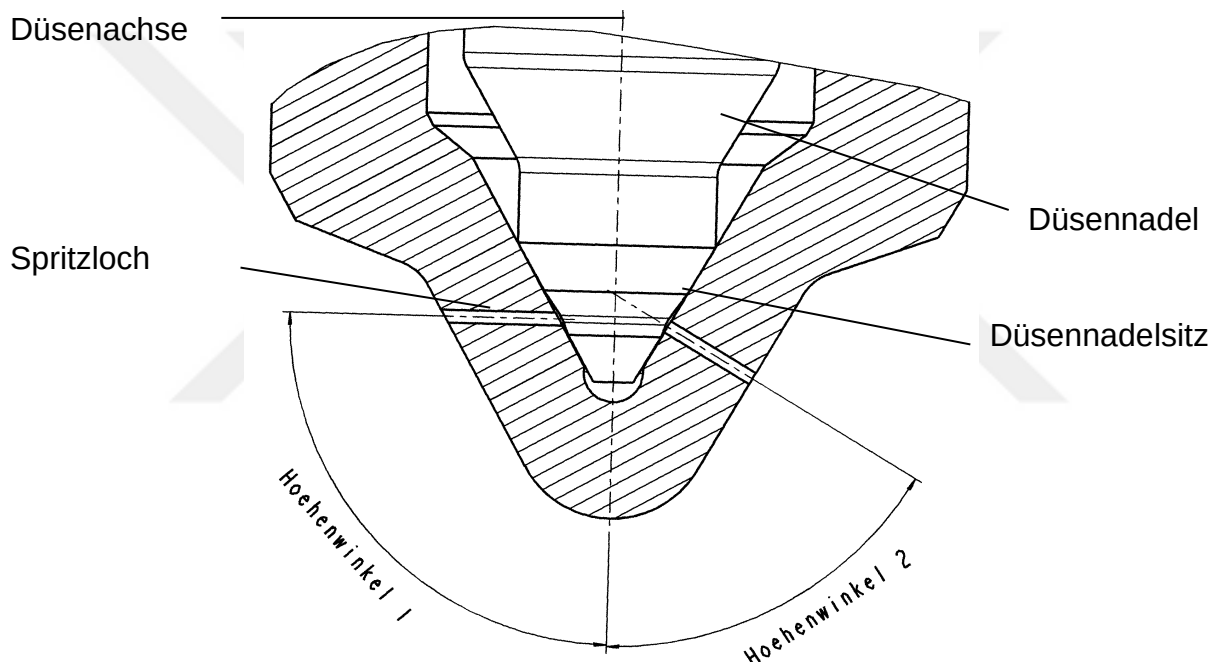


Bild 2. 9: Mehrlochdüse mit Düsennadel (für 2 - Ventil - Motoren)

Vario - Düse

Um eine optimale Gemischaufbereitung zu erhalten, werden im gesamten Motor-kennfeld möglichst kleine Spritzquerschnitte angestrebt.

Ein alter Traum der Einspritz- und Verbrennungsingenieure ist die sog. „Gummidüse“ /5, 6, 7, 8, 141, 142/ (eine Düse mit lastabhängig variablem Querschnitt), d.h. bei kleinen Drehzahlen und bei geringerer Last sind kleinere Spritzlochquerschnitte als bei höherer Last möglich. Dadurch kann die Partikel - Emission reduziert werden. Solche Düsen befinden sich aber nach wie vor im Entwicklungsstand (Verkokung und mangelhafte Dichtheit zwischen Düsenkörper und Nadel bzw. Sitzbereich). Ein veröffentlichtes Beispiel zeigt Bild 2. 10.

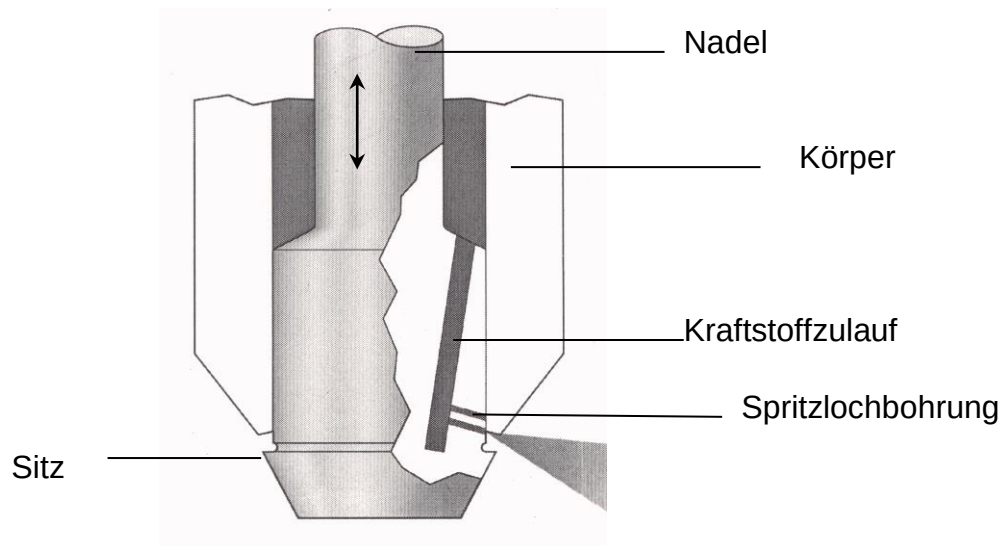


Bild 2. 10: Vario - Register - Düse /141/ (nach außen öffnend)

Düsenhalter

Die Standard - Düsenhalter - Kombination, Bild 2. 11a, auch als Einspritzventil bezeichnet, setzt sich aus der Einspritzdüse und dem Düsenhalter zusammen. Der Düsenhalter dient als Adapter zum Einbau der Düse in den Zylinderkopf und versorgt die Düse mit Kraftstoff. Außerdem ist die Düsenfeder im Düsenhalter installiert.

Die Druckfeder im Halterkörper drückt über den Druckbolzen auf die Düsennadel. Die Vorspannung dieser Feder bestimmt in Verbindung mit den Flächenverhältnissen (Druckschaltersitz) der Düsennadel den Öffnungsdruck der Einspritzdüse. Der Öffnungsdruck wird mit einer Ausgleichscheibe eingestellt. Der Weg des Kraftstoffes führt von der Zulaufbohrung im Halterkörper zur Zwischenscheibe und dann von der Einspritzdüse zum Düsensitz. Beim Einspritzvorgang wird durch den Einspritzdruck die Düsennadel angehoben, und der Kraftstoff spritzt durch die Spritzlöcher in den Brennraum. Die Einspritzung ist beendet, wenn der Einspritzdruck soweit gesunken ist, dass die Feder die Düsennadel auf ihren Sitz drückt.

Um die Verbrennungsgeräusche von DI- und IDI - Motoren besonders im Leerlauf- und Teillastbereich zu reduzieren, wird der Zweifeder - Düsenhalter (2FH), eine Weiterentwicklung des Standard - Düsenhalters, angewandt, Bild 2. 11b.

Zunächst wirkt nur eine Feder auf die Düsennadel und bestimmt damit den ersten Öffnungsdruck. Die zweite Feder stützt sich auf einer Anschlaghülse ab, die den Vorhub begrenzt. Mit einem Zweifeder - Düsenhalter erreicht man zu Beginn des Einspritzvorgangs die Einspritzung einer kleinen Einspritzmenge bei kleinem Nadelhub. Beim Einspritzvorgang öffnet die Düsennadel zunächst nur den Vorhub und

sorgt dafür, dass die im Verlauf des Zündverzuges eingespritzte Menge klein bleibt. Damit reduzieren sich Geräusch und Abgasemission /8, 15/.

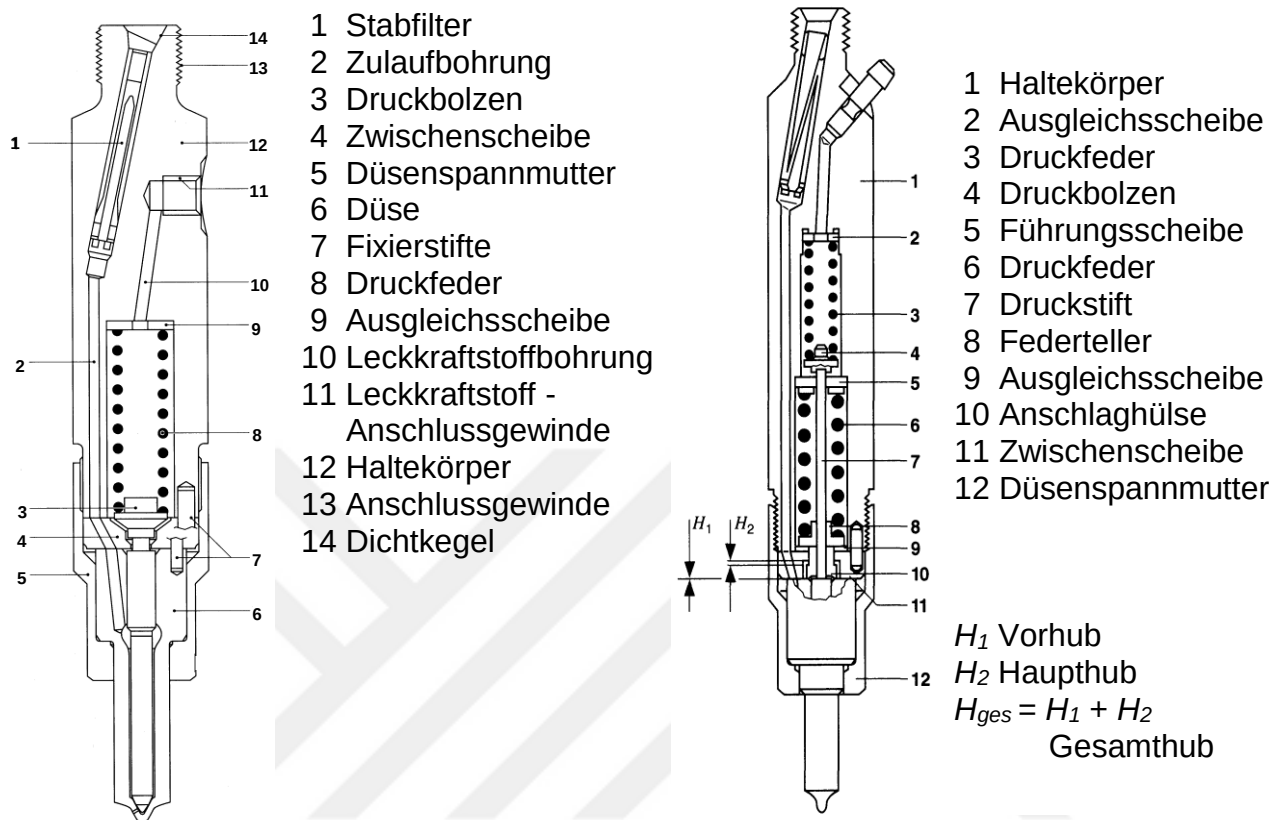


Bild 2. 11 a: Standard - Düsenhalter /4/

b: Zweifeder - Düsenhalter /4/

Düsenbauformen

Mehrlochdüsen werden als Sacklochdüsen und Sitzlochdüsen hergestellt.

- Sacklochdüse

Die Spritzlöcher bei der Sacklochdüse, Bild 2. 12, sind stromabwärts nach dem Düsensitz angeordnet und gehen von einem sogenannten Sackloch aus. Dieses Sackloch wird zylindrisch oder konisch, Bild 2. 12 a, b und c, in verschiedenen Abmessungen ausgeführt.

Dieses Sackloch soll eine möglichst gleichmäßige Ausströmung der Spritzlöcher (vor allem im Moment des Nadelöffnens) gewährleisten.

Ziel ist es, das Sacklochvolumen so klein wie möglich zu gestalten, um die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe zu reduzieren.

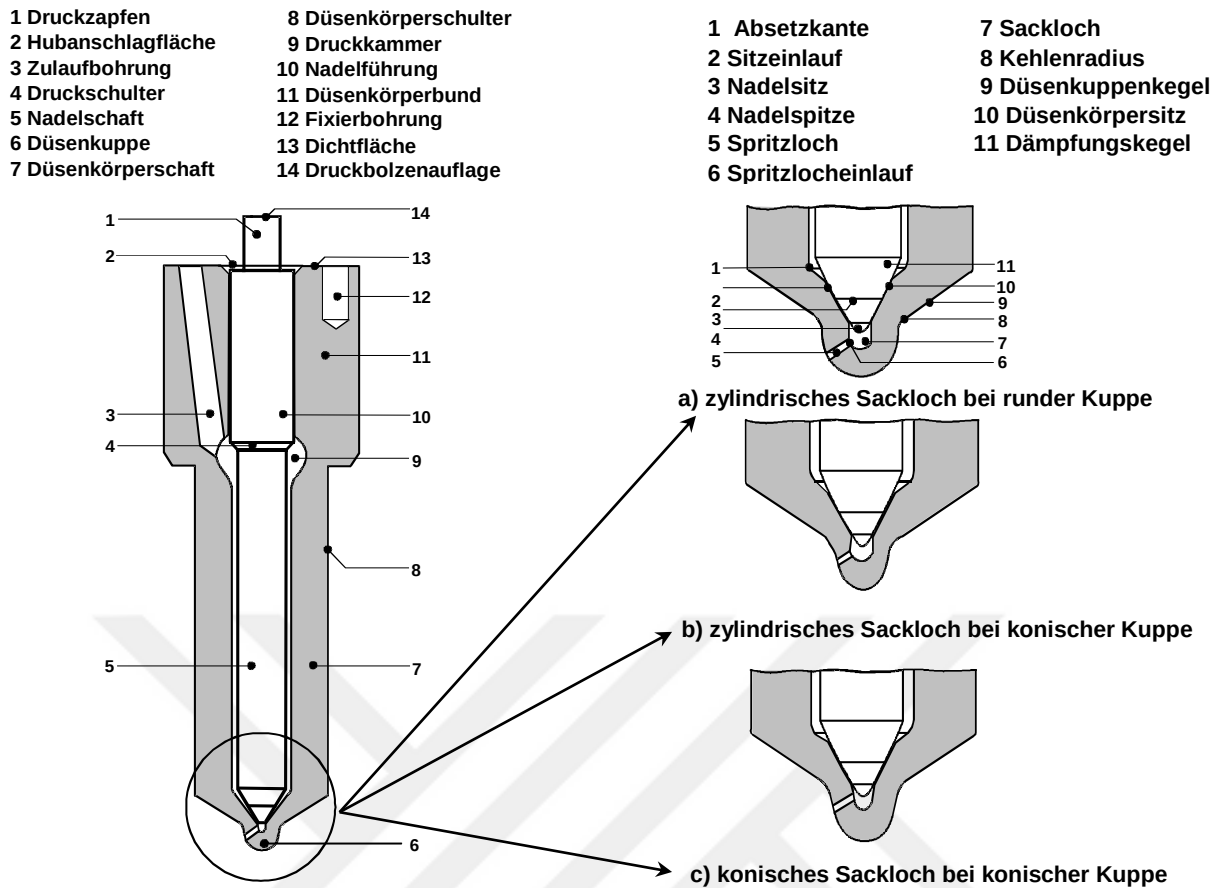
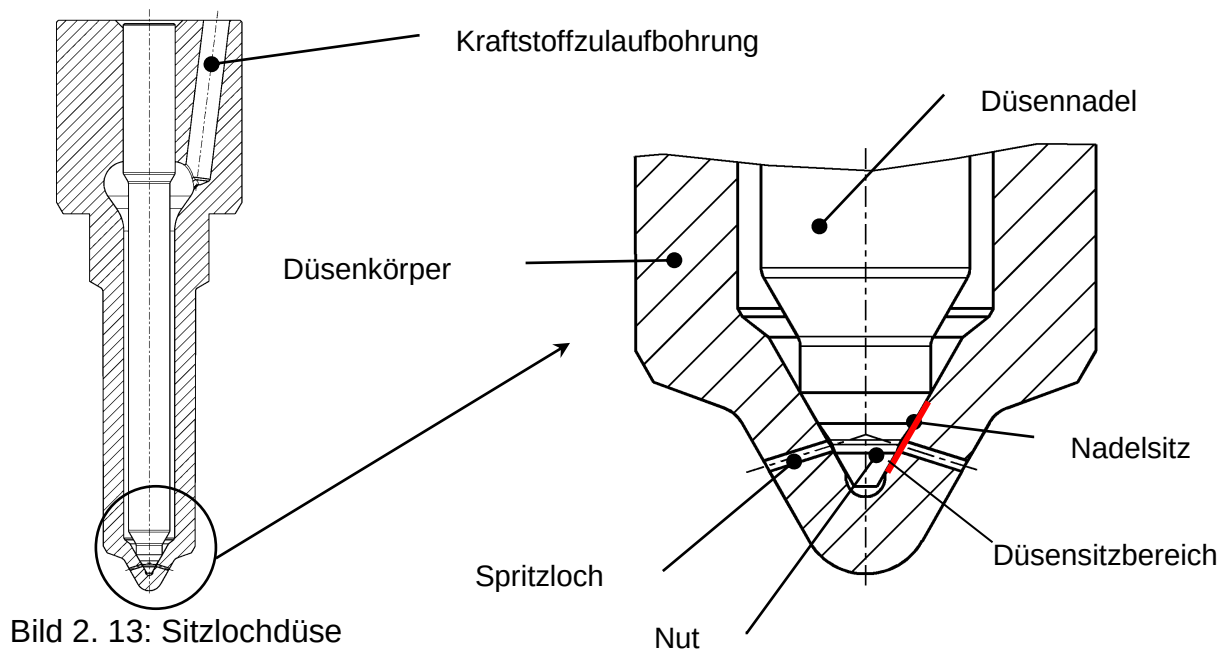


Bild 2. 12: Sacklochformen /4 /

- Sitzlochdüse

Bei der Sitzlochdüse, Bild 2. 13, liegt das Spritzloch im Sitzkonus des Düsenkörpers und wird bei geschlossener Düse durch die Nadel weitgehend abgedeckt. Damit besteht keine direkte Verbindung zwischen Sackloch und Brennraum.



Nach der Einspritzung, wenn die Düsennadel geschlossen ist, dampft bei der Sacklochdüse der Kraftstoff im Sackloch und in den Düsenlochkanälen in den Brennraum aus und verbrennt nicht mehr vollständig, wenn die Temperaturen zu gering sind (hauptsächlich im Leerlauf und bei Teillast) und erhöht so die HC - Emission. Aus zahlreichen Untersuchungen /12, 30, 33, 37/ ist bekannt, dass bei Verwendung von Sitzlochdüsen eine HC - Reduzierung von bis zu ca. 60 % besonders bei Teillast möglich ist /20/, siehe auch Bild 2. 14.

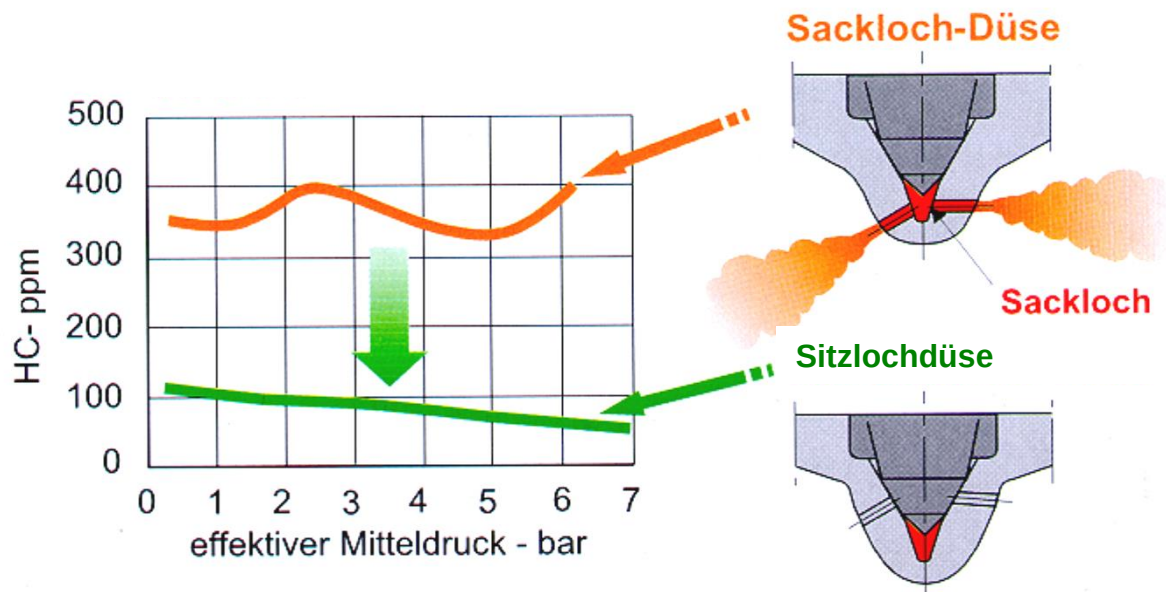


Bild 2. 14: Einfluss des Sackloches auf die HC - Emission eines DI - Dieselmotors bei $n_M = 2500 \text{ min}^{-1}$ /33/

Um das Schadvolumen in der Sacklochdüse zu reduzieren bzw. geringere HC - Emissionen zu erhalten, wurde eine Minisacklochdüse /3, 127/ und durch eine weitere Verkleinerung des Sacklochvolumens eine Mikrosacklochdüse /118/ entwickelt. Brüggemann et. al. /31/ und Naber et. al. /32/ haben an einer Sitzlochdüse und einer Minisacklochdüse die Strahlausbildung verglichen. In Bild 2. 15 wird die Strömungsgeschwindigkeit für beide Düsenarten dargestellt.

Mit Verwendung der Mini- oder Mikrosacklochdüse werden eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung und eine nahezu ungestört ausgebildete Strömung am Spritzlocheinlauf erreicht. Die einzelnen Strahlen sind bei der Mikrosacklochdüse in hohem Maße reproduzierbar. Die Symmetrie der Strahlen hängt jedoch sehr stark von der Gleichheit der einzelnen Düsenlöcher bzw. deren Fertigungstoleranzen ab. Bei der Sitzlochdüse führen geringfügige radiale Abweichungen z.B. durch Nadelspiel beim Öffnen oder Schließen der Nadel zu einseitigen Blockaden von Spritzlöchern. Dadurch entsteht eine nicht reproduzierbare unsymmetrische Strömungsver-

teilung am Spritzlocheinlauf und ein ebensolches Spritzbild, welches zu einer ungleichmäßigen Entflammung und Verbrennung führt.

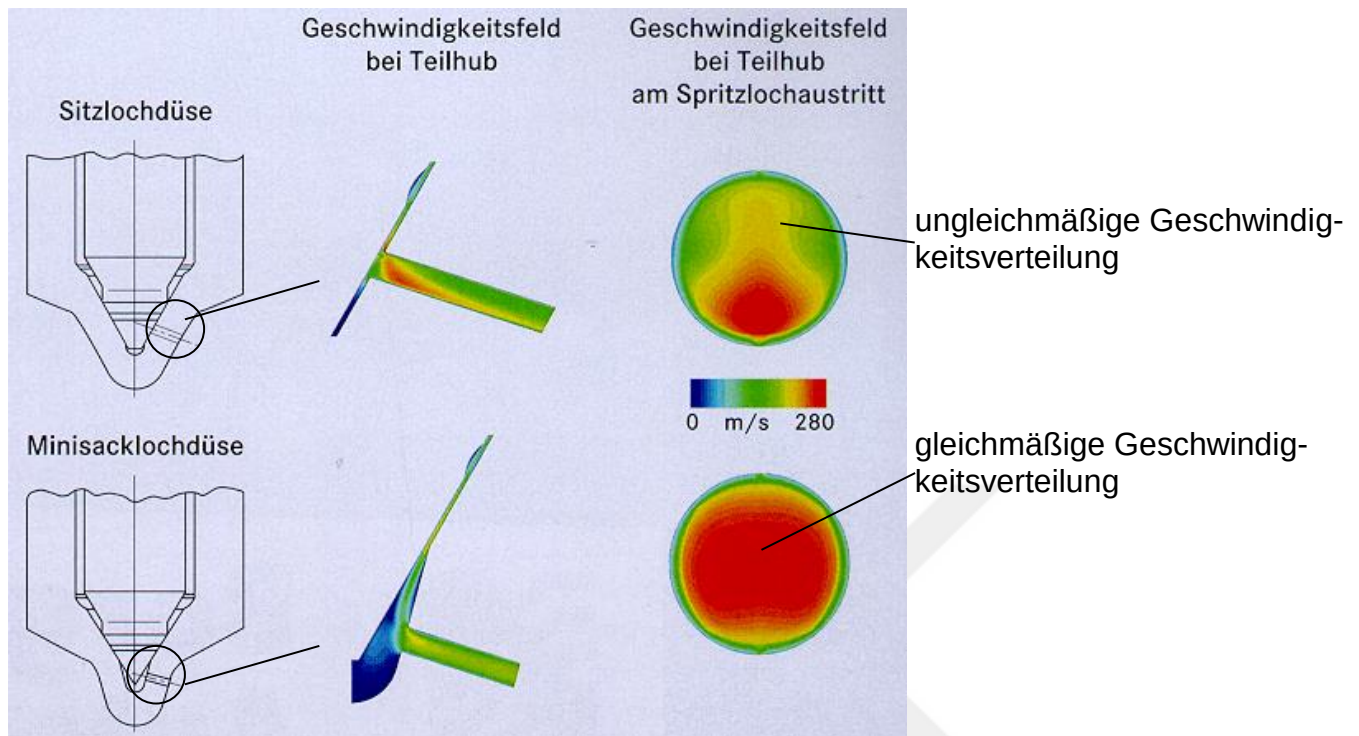


Bild 2. 15: Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten im Spritzloch einer Sitzloch- und einer Minisacklochdüse /32/

Nadelgeometrie

Bei der Fertigung der Düsen entstehen Durchfluss- und Formtoleranzen (z.B. Spritzlochdurchmesser und Nadelspiel). Diese Toleranzen sind entscheidend für die genaue Dosierung des Kraftstoffes. Eine kleine Abweichung vom Nadelspiel (Spiel, das zwischen der Nadelführung und dem Düsenkörper vorhanden ist) führt zu einer ungleichmäßigen Verteilung der Einzelstrahlen.

Die Einzelstrahlqualität bei einer Mehrlochdüse kann durch eine doppelte Nadelführung (DNF) verbessert werden, Bild 2. 16.

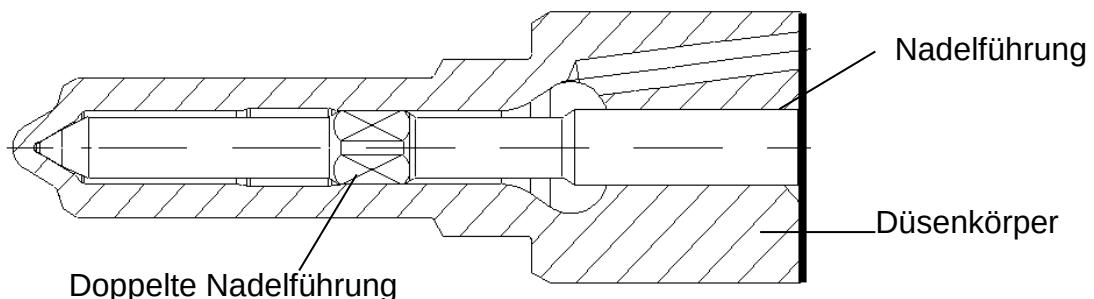


Bild 2. 16: Einspritzdüse mit doppelter Nadelführung

Die Ausbildung eines gleichmäßigen Strahlbildes mit schlanken Strahlen erweist sich nach Untersuchungen von Peters /28/ und Hoffmann et. al. /29/ bei der Einspritzung als einer der wesentlichsten Punkte zur Erzielung besserer Abgaswerte. Zunächst führt die einseitige Anlage der Düsennadel während der Einspritzung zur teilweisen Abdeckung einzelner Spritzlöcher, was eine unzureichende Aufbereitung der betroffenen Einspritzstrahlen und damit eine starke Rußbildung zur Folge hat, Bild 2. 17. Untersuchungen an einem Einzylindermotor mit Glaskolben zeigten einen weit aufgefächerten Einspritzstrahl und ein starkes Rußleuchten in der Nähe der Düse. Durch eine zweite, exakt gefertigte Düsennadelführung in der Nähe des Nadelsitzes wurde eine symmetrische Strahlverteilung /28/ und ein gleichmäßiger Verbrennungsablauf erreicht. Das schlanke, gleichmäßige Strahlbild war einer der wesentlichen Schritte zum Einhalten der Abgasgrenzwerte.

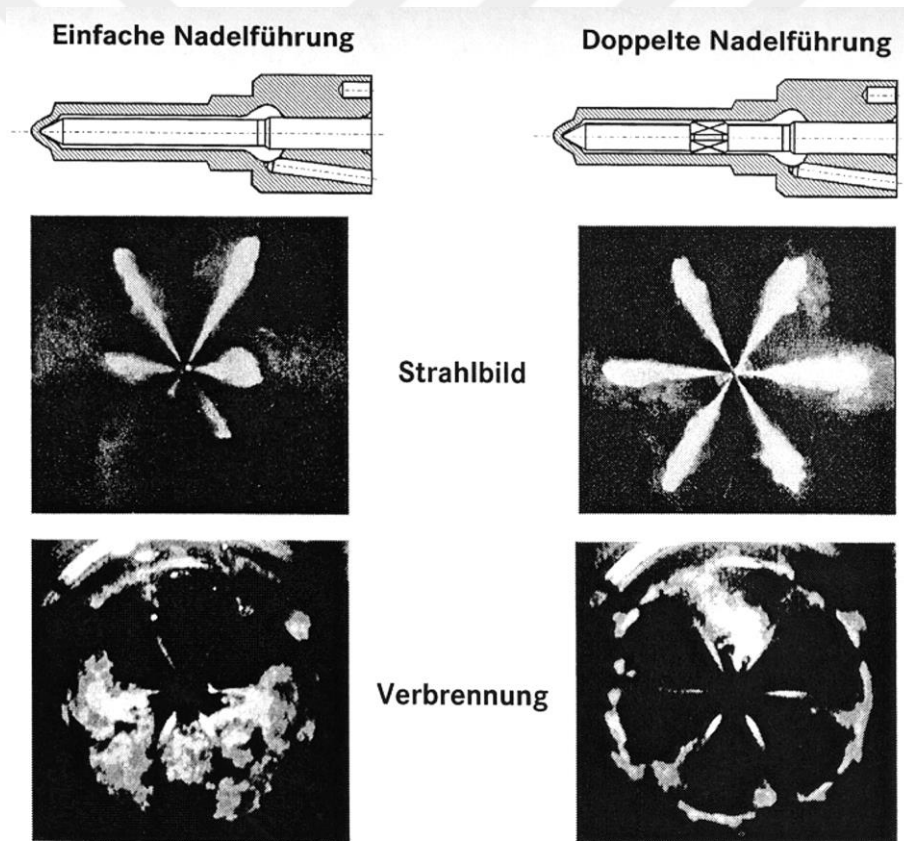


Bild 2. 17: Optimierung der Einspritzdüse /28/

Auch Bauder et. al. /16, 27/ haben unter Verwendung der doppelten Nadelführung ein gleichmäßiges Strahlbild nachgewiesen, Bild 2. 18.

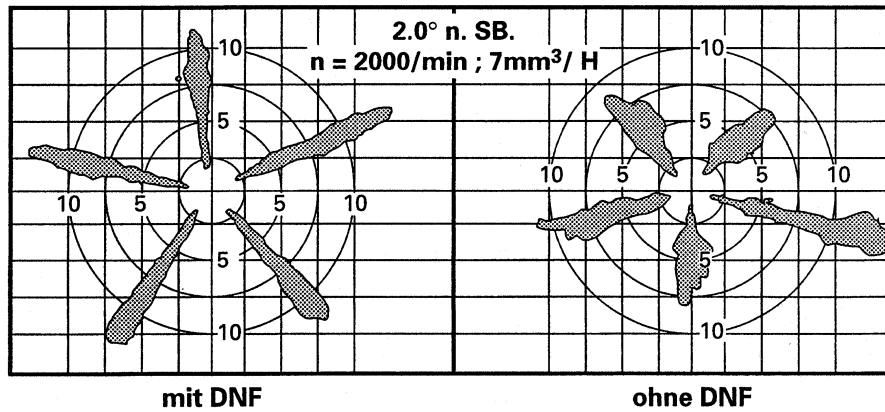


Bild 2. 18: Strahlbild mit und ohne doppelter Nadelführung /27/

Renner /26/ hat die Unterschiede im Strahlausbreitungsverhalten bei Düsen mit einfach und zweifach geführter Düsennadel aufgezeigt. Mit doppelter Nadelführung werden günstigere Abgasemissionen erreicht (bis zu 50 % geringere Partikelemission).

Spritzlochanzahl

Die Ausnutzung der im Brennraum befindlichen Luft wird stark von der Spritzlochanzahl und der Anordnung der Spritzlöcher im Zusammenwirken mit dem Drall beeinflusst /12/.

Bei der Bestimmung der erforderlichen Anzahl der Düsenlöcher ist der Drall ein wichtiger und entscheidender Parameter.

Eisele und Binder /10/ sowie Dürnholz /11/ haben den Einfluß der Spritzlochanzahl und des Dralls auf die Schwärzungszahl untersucht. Das optimale Niveau des Dralls ist von der Muldengeometrie des Kolbens abhängig. Mit Zunahme der Zahl der Einspritzstrahlen nimmt bei jeweils konstanter Drehzahl und Last das erforderliche Drallniveau für die minimale Schwärzungszahl ab, Bild 2. 19.

Zur Zeit sind Einspritzdüsen für Pkw - DI - Dieselmotoren mit maximal 8 Spritzlochbohrungen ausgeführt. Die Entwicklung geht aber hin zu mehr Spritzlöchern, dabei ist die maximale Anzahl der Spritzlöcher aus folgenden Gründen begrenzt:

- hohe Fertigungskosten:
 - Erhöhung der Taktzeit
- technologische Gründe:
 - Eine Erhöhung der Spritzlochanzahl erfordert noch kleinere Spritzlochdurchmesser; dafür sind derzeitige Erodierprozess nicht optimal geeignet, da sehr geringe Fertigungstoleranzen vorausgesetzt werden.

- Die Messung der Spritzlochbohrung wird komplizierter (je kleiner die Spritzlochbohrung ist desto schwieriger und unsicherer die Messung).
- Die Druckfestigkeit der Düsenspitze nimmt mit zunehmender Lochanzahl ab.

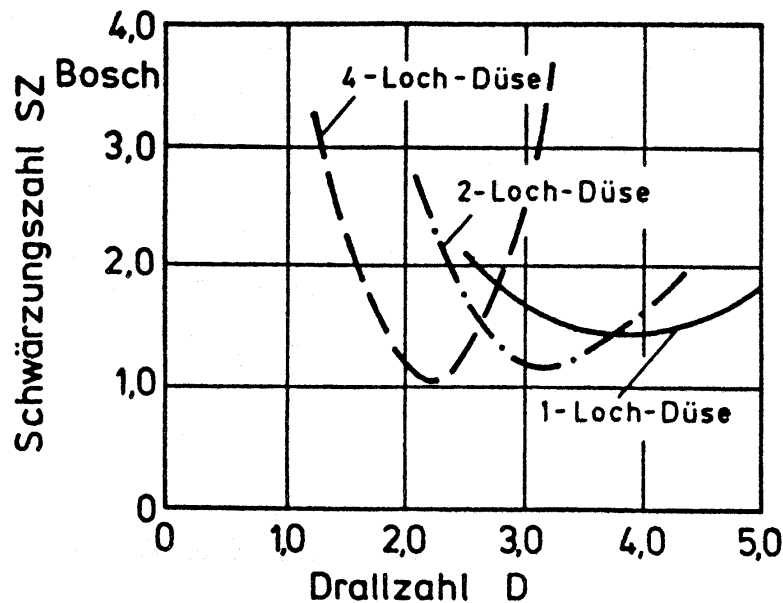


Bild 2. 19: Schwärzungszahl in Abhängigkeit vom Drall für verschiedene Spritzlochanzahlen /10/

Der Einfluss der Spritzlochanzahl (5, 6, und 7) auf die NO_x - Emissionen bei jeweils konstantem Durchfluss und Verrundungsgrad der Spritzlöcher für eine Sitzlochdüse wurde von Eisele /136/ untersucht. Die Erhöhung der Spritzlochanzahl führt zur Erhöhung der NO_x - Emissionen als Folge hoher Verbrennungstemperatur durch schnellere Verdampfung, Bild 2. 20.

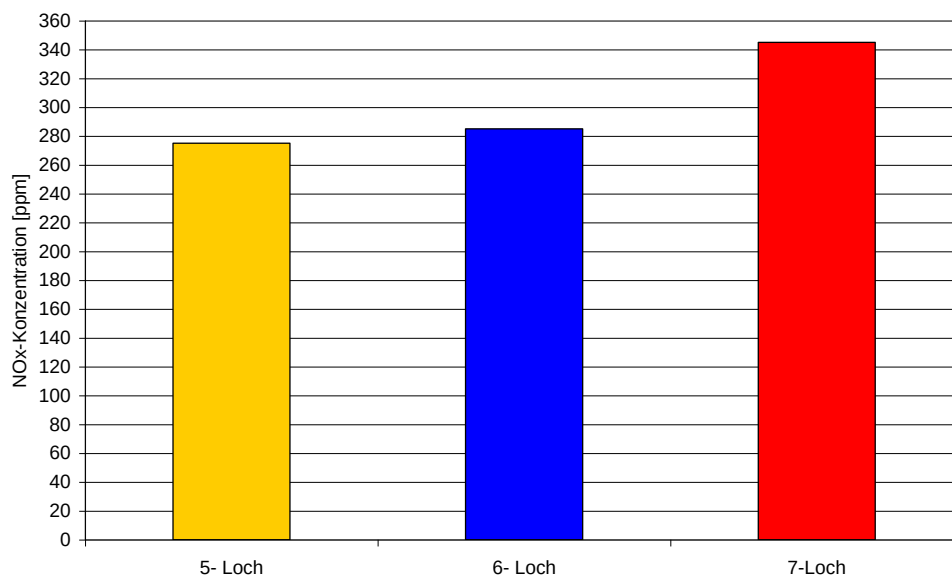


Bild 2. 20: Stickoxidemission (NO_x) in Abhängigkeit von der Spritzlochanzahl /136/ (mit gleicher Drall = 580 rad/s)

Spritzlochdurchmesser

Die Spritzlochdurchmesser haben einen entscheidenden Einfluss auf die Gemischbildung. Die Auswahl des richtigen Spritzlochquerschnittes einer Einspritzdüse ist wichtig, damit eine gleichmäßige Strahlqualität erzielt werden kann /12, 47, 138/.

Der erforderliche Spritzlochquerschnitt einer Düse wird durch den Nennleistungspunkt des Motors bestimmt. Um eine optimale Gemischaufbereitung und günstigere Abgaswerte zu erhalten, werden im gesamten Motorkennfeld möglichst kleine Spritzquerschnitte angestrebt. Die untere Grenze ergibt sich jedoch aus der im Nennleistungspunkt des Motors zulässigen Spritzdauer /5/. Diese liegt bei Pkw - Motoren ca. 30.....40° KW und $n_M = 4200 \text{ min}^{-1}$ /109/.

Potz et. al. /5/ haben dazu festgestellt, dass die heute üblichen Applikationen deshalb im Bereich kleiner Lasten und Drehzahlen weitab vom möglichen Optimum liegen. Speziell in diesem Kennfeldbereich würden Düsen mit deutlich kleineren Spritzlochquerschnitten die Partikelemissionen spürbar reduzieren (bis zu 50 %).

Zum Beispiel ist es möglich, den Motor bei Teillast mit dem kleinsten Spritzlochquerschnitt (um einen kleineren Tropfendurchmesser zu erhalten) bis fast zur Vollast zu betreiben. Für die Vollast selbst ist der Einsatz einer Düse mit einem größeren Durchflussquerschnitt nötig, um ein ausreichend hohes Drehmoment zu erzielen.

Die Ergebnisse von Hiroyasu /18/, Bild 2. 21, zeigen, dass sich mit abnehmendem Spritzlochdurchmesser die mittleren Sauter - Durchmesser der Tröpfchen verringern. Das aus kleineren Tropfendurchmessern resultierende größere Oberflächen / Volumen-Verhältnis begünstigt die Verdampfung des Kraftstoffs. Bei gleicher Einspritzmenge und gleichem Einspritzdruck ermittelten Minami et. al. /19/ und Krüger /21/ eine Zunahme der Tropfengröße mit größerem Spritzlochdurchmesser. Eine Verringerung der Spritzlochdurchmesser führte zu einer Verbesserung des Lufteintrages in den Strahl, ausgedrückt durch das vom Strahl erfasste Brennraumvolumen.

Die Versuche von Prechtel und Dore /13/ wurden mit Wasserstoff bei verschiedenen Düsengeometrien und Spritzlochdurchmessern zwischen 0,1 und 0,2 mm durchgeführt. Grosse Spritzlochdurchmesser führten zu einer schnelleren Ausbreitung des Kraftstoffes im Brennraum auf Grund des höheren Impulses des Wasserstoffstrahls. Kleine Spritzlochdurchmesser fördern schnellere Homogenisierung des Wasserstoff - Luft - Gemisches.

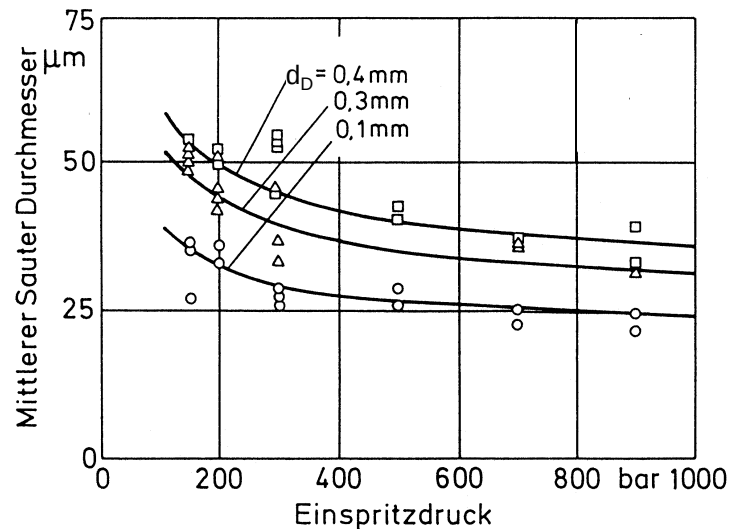


Bild 2. 21: Mittlerer Sauter - Durchmesser der Tröpfchen bei verschiedenen Spritzlochdurchmessern in Abhängigkeit von Einspritzdruck /18/

Pauer /129/ hat mit der Schlierenoptik und Shehata /23/ mit der Laser - Doppler - Anemometrie (LDA) in einer Einspritzkammer Düsen mit unterschiedlichen Spritzlochdurchmessern untersucht. Die Ergebnisse der Experimente sind dem Bild 2. 22 zu entnehmen und zeigen, dass die Zunahme der Spritzlochdurchmesser die Strahlwinkel erhöht.

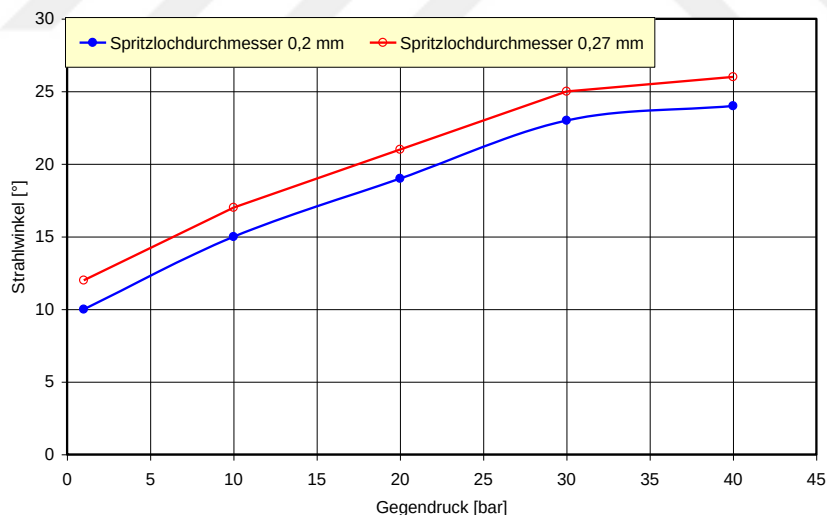


Bild 2. 22: Einfluss des Spritzlochdurchmessers (Düsendurchmesser) auf den Strahlwinkel /23/

Krämer /20/ und Öing et. al /14/ haben festgestellt, dass die Verwendung eines kleinen Spritzlochdurchmessers zu einer Reduzierung des Druckanstieges im Brennraum und der NO_x - Emission führt. Grund hierfür ist der geringere Kraftstoffeintrag während der Zündverzugsphase. Es scheint, daß die hohe Zerstäubungsgüte durch kleine Düsenlöcher bei hohem Einspritzdruck wichtiger ist, als eine kurze Spritzdauer.

er, da neben den Vorteilen hinsichtlich Druckanstieg und NO_x auch der Schwarzauch tendenziell abnimmt /25, 128/.

Verrundung der Spritzlochbohrung und Kavitation

Die Spritzlochbohrungen der Einspritzdüse werden bei der Herstellung mehr oder weniger scharfkantig gefertigt. Diese Kanten bewirken Strömungsverwirbelungen in den Spritzlöchern. Um eine gleichmäßige Strömungsverteilung in den Spritzlöchern zu erhalten, werden die Spritzlochbohrungen im Arbeitsgang „Hydroerosion“ (HE) verrundet, Bild 2. 23. Hierzu wird ein sorgfältig ausgewähltes abrasives Fluid, bestehend aus einem viskosen Trägermaterial (Kunststoff oder Öl) in dem abrasiv wirkende Schleifkörner eingebettet sind unter definiertem Druck durch die Düsenspritzlöcher gepresst. Man legt die Stärke des hydroerosiven Schleifens oder Verrundens so aus, dass eine Erhöhung des hydraulisch wirksamen Strömungsquerschnittes um ca. 10 % und eine gezielte Voralterung der Spritzlochbohrung erfolgt.

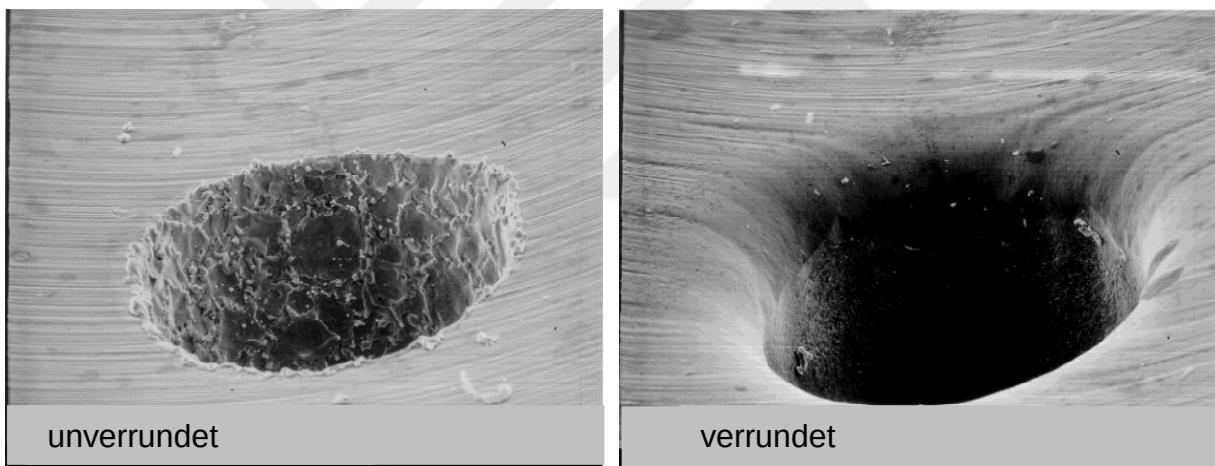


Bild 2. 23: Gegenüberstellung der Spritzlocheinlaufkante mit und ohne Verrundung /144/

Eine scharfkantige Spritzlochbohrung führt zur Entstehung der Kavitation bei der Umlenkung der Strömung in das Spritzloch. Als Kavitation bezeichnet man die Hohlraumbildung in einer Flüssigkeit, bei der infolge lokaler Druckabsenkung auf den Dampfdruck ein Teil der Flüssigkeit verdampft und Dampfblasen bildet. Hinsichtlich der Ursache für Kavitation in Düsen wird zwischen der strömungsbedingten und der geometriebedingten Druckabsenkung unterschieden.

Bei der strömungsbedingten Druckabsenkung fällt der Druck in der Flüssigkeit aufgrund steigender Strömungsgeschwindigkeiten auf den Dampfdruck der Flüssigkeit ab, es entstehen Dampfblasen, d.h. es liegt eine 2-phasige Strömung vor.

Wird die Strömung auf Zugspannung (bei der Strömungsumlenkung) belastet, so reißt sie ab einer bestimmten Zugspannung auf, d.h. sie bildet Dampfblasen, es liegt hier eine geometriebedingte Druckabsenkung vor /139/.

Die Kavitation in einer Einspritzdüse kann einerseits über einen optischen Zugang, Bild 2. 24 und andererseits mittels einer hydraulischen Durchflussmessung, Bild 2. 25, sowie Berechnung (siehe Bild 2. 24 rechts), bestimmt werden. Eine hydraulische Durchflussmessung mit konstantem Vordruck (p_1) und einem Gegendruck (p_2) stellt eine einfache und schnelle Möglichkeit dar die Kavitation hydraulisch zu bestimmen. Man hat Kavitation in einer Einspritzdüse, wenn die Druckdifferenz ($\Delta p = p_1 - p_2$) zwischen Düseninnenraum (p_1) und Gegendruck (p_2) zu hoch wird (siehe Bilder 2. 24 und 25). Die Größe der Druckdifferenz hängt von der Spritzlochform (siehe Tabelle 2. 1 S. 33) und der Verrundung der Spritzlochbohrung ab.

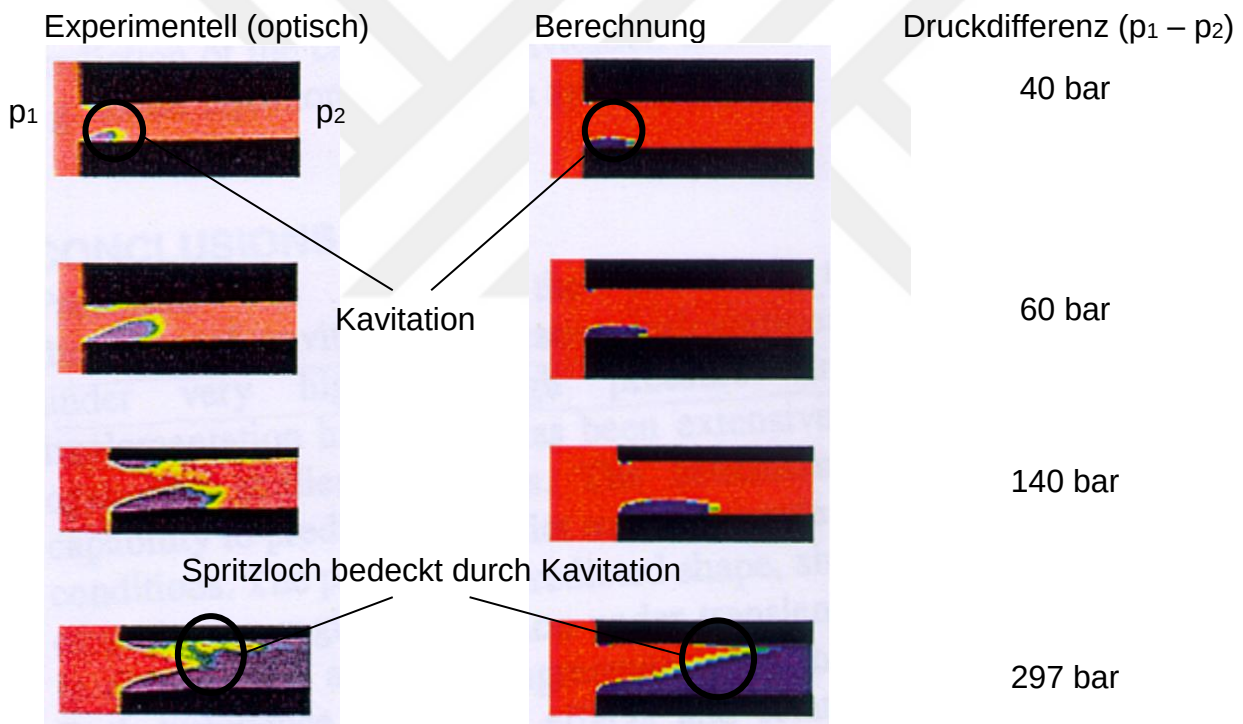


Bild 2. 24: Entstehung der Kavitation im Spritzloch /39/

Der Beginn der Kavitation zeigt sich dadurch, dass bei steigender Druckdifferenz Δp der Durchfluss nicht mehr zunimmt (siehe Bild 2. 25). Ursache hierfür sind Dampfblasen im Spritzloch.

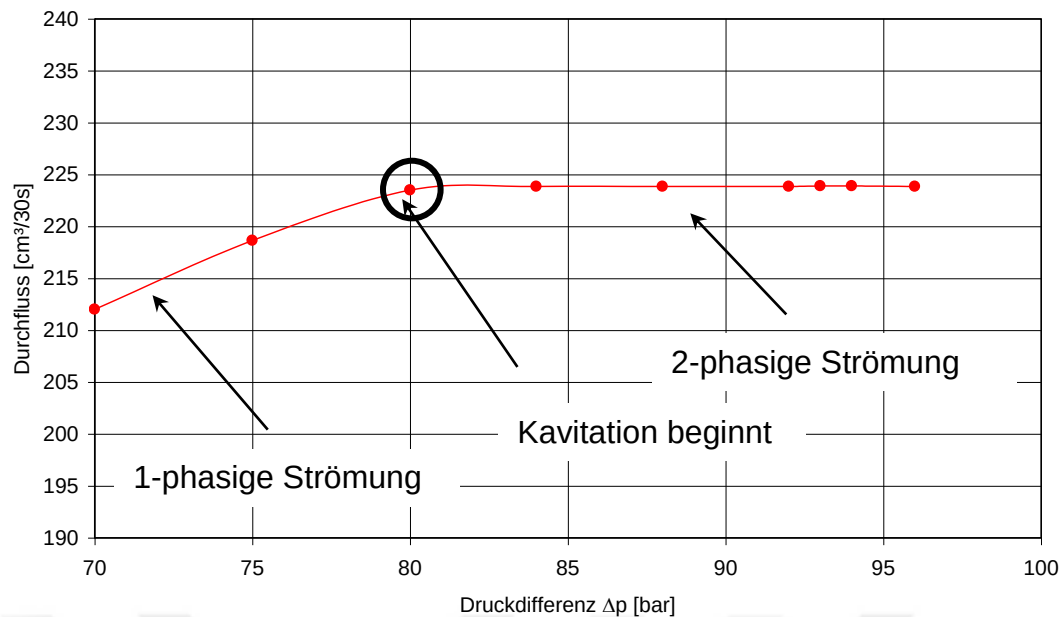


Bild 2. 25: Hydraulische Bestimmung der Kavitation, $\Delta p = p_1 - p_2$

Die Kavitation in der Düse ist deshalb unerwünscht /138/, weil zu hohe Druckschwankungen zur Beschädigung der Düse (Erosion, Korrosion und Verschleiß) und zur Begrenzung des Durchflusses führen /40, 42, 43, 47, 56, 77/.

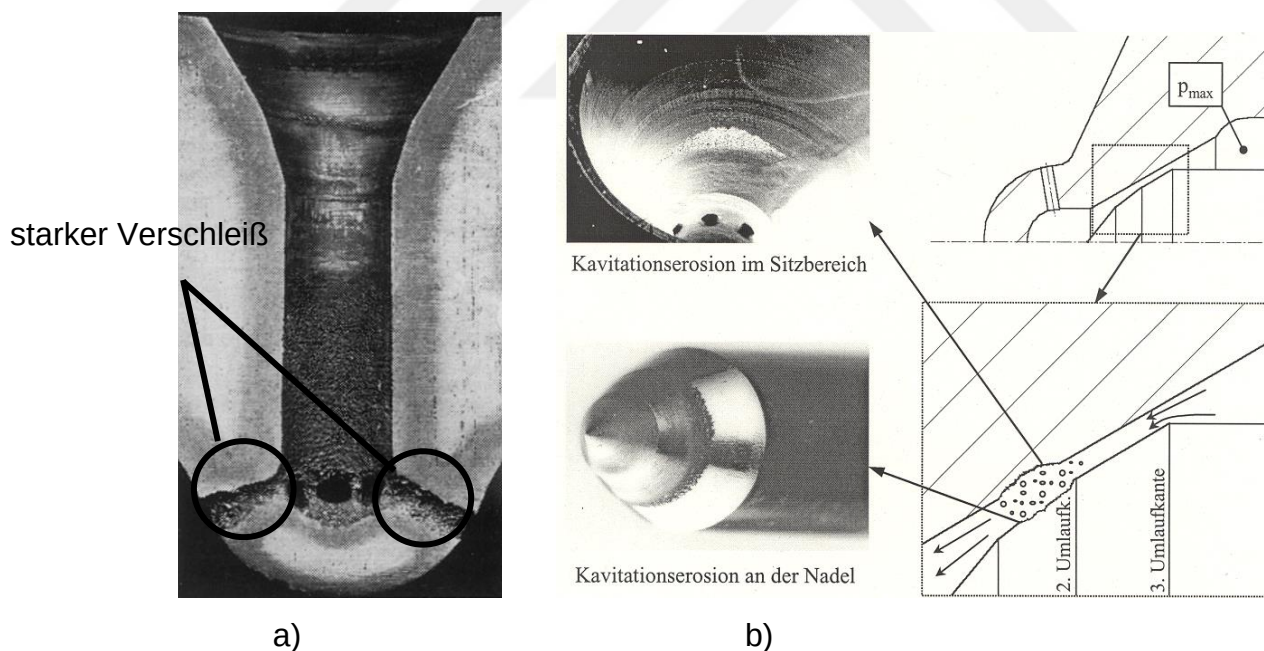


Bild 2. 26: Kavitationsverschleiß am Düsenkörper /42/ a) und Kavitationserosion an der Nadel und am Düsenkörper /43/ b)

Prescher et. al. /38/ verwandte zwei Modelldüsen (mit un verrundeter Einlaufkante und mit verrundeter Einlaufkante), um die Strömungsverhältnisse in den verschiedenen lokalen Punkten, Bild 2. 27, des Kanals zu untersuchen. Mit der verrundeten Düse sind um ca. 8% höhere Durchflussbeiwerte gegenüber der un verrundeten Düse

erreichbar, weil erstere einen günstigeren Zustand (geringere Strömungsablösung) für die Strömung im Kanal darstellt.

Wird die Druckdifferenz ($\Delta p = p_1 - p_2$) erhöht, so steigt in der unverschärften Düse die Geschwindigkeit am Kanaleintritt schneller an, weil die Turbulenz der Strömung zunimmt. Dabei bewirken unverschärfte Einlaufkanten eine stärkere Strömungseinschnürung. Auch setzt die Kavitation früher (bei kleinen Druckdifferenzen) ein, als bei verschärften Düsen.

Die Kavitation entsteht, wie in Bild 2. 27 gezeigt, auch schon bei relativ kleinen Druckdifferenzen (01_10) an der Düse im Einschnürungsgebiet (die Zahlenangaben in den Teilbildern geben den Austritts- und Eintrittsdruck am Spritzloch $p_2 - p_1$ an). Mit weiter zunehmender Druckdifferenz (01_80) bedeckt sie die gesamte Kanallänge. Die Kavitation führt zu starker Erhöhung des Turbulenzgrades.

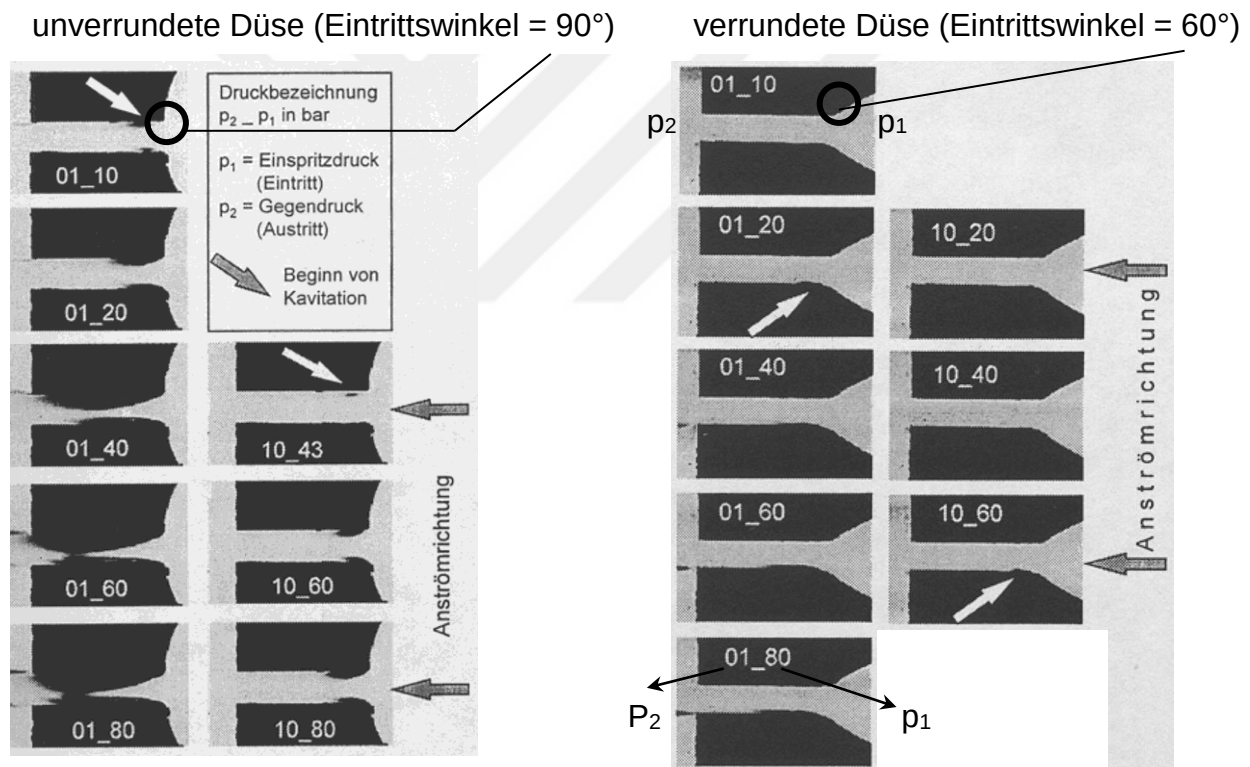
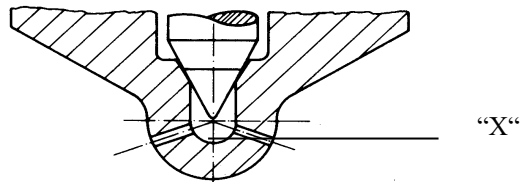


Bild 2. 27: Düseninnenströmung bei unverschärfte und verschärfte Düse abhängig vom Einspritzdruck (p_1) und Gegendruck (p_2) /38/

Eifler /37/ weist Kavitation im Spritzloch durch Experimente mit optisch zugänglichen Düsen mit Hilfe von Hochfrequenz - Mikroaufnahmen nach. Diese Hohlräume können mit großer Heftigkeit implodieren und die Kanalwände durch mechanische Überbeanspruchung zerstören. Die Kavitation konnte als wesentliche Ursache für Werkstoffzerstörungen zwischen dem Düsennadelsitz und der Düsenaustritt, Bild 2. 28, nachgewiesen werden.

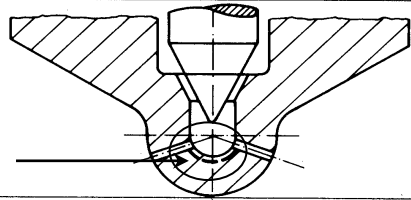
Phase 0:

Vor Spritzbeginn,
Sackloch gasgefüllt

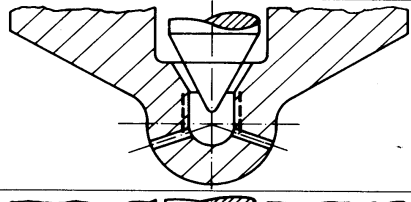
**Phase 1:**

Erste Öffnungsphase der Nadel
Verschleiß im Sacklochgrund

Verschleißgefährdete Zonen

**Phase 2:**

Strömungskavitation im engsten
Querschnitt am Düsensitz
Hohlraumeinsturz am Sacklochum-
fang

**Phase 3:**

Gesamtes Druckgefälle an den
Spritzlöchern
Strömungskavitation an den
Spritzlöchern

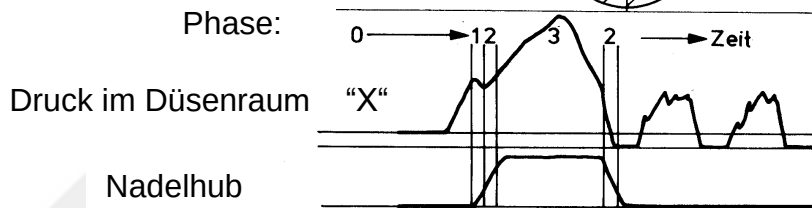
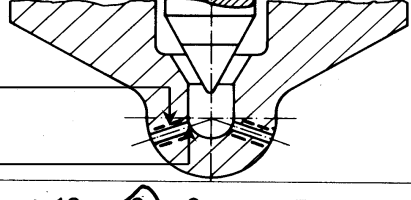


Bild 2. 28: Entstehung des Verschleisses durch Kraftstoffkavitation während verschiedener Phasen der Einspritzung /42/

Spritzlochform

Bei der Herstellung der Spritzlöcher durch Erodieren ist es möglich die Spritzlochbohrung mit unterschiedlichen Formen auszuführen, Bild 2. 29.

Durch die Spritzlochform kann die Strahleindringtiefe, die Kavitation und der Durchflussbeiwert (der Durchflussbeiwert μ beschreibt die Strömungsverluste in der Spritzlochbohrung, ideal wäre ein Durchflussbeiwert von 1) beeinflusst werden. Hier wurden die Einflüsse der Spritzlochform auf den Durchflussbeiwert und die Kavitation bei konstantem Durchfluss untersucht und in Tabelle 2. 1 dargestellt. Der niedrigste Durchflussbeiwert wurde bei tonnenförmigem Spritzloch aufgrund der hohen Strömungszirkulation bzw. 2-phasiger-Strömung erreicht.

Tabelle 2. 1: Zusammenhang zwischen Spritzlochform, Durchflussbeiwert und Kavitation bei konstantem Durchfluss

Spritzlochform	Durchflussbeiwert [-]	Kavitation (Druckdifferenz) [bar]
konisch	0,84	80
zylindrisch	0,68	65
tonnenförmig	0,64	50
trompetenförmig	0,70	68

Eine kennzeichnende Größe für die Form des Spritzloches ist die sogenannte Spritzlochkonizität, ausgedrückt durch den K - Faktor (K);

$$K - \text{Faktor} = \frac{d_{\text{Einlauf}} - d_{\text{Auslauf}}}{10} \quad (2. 1)$$

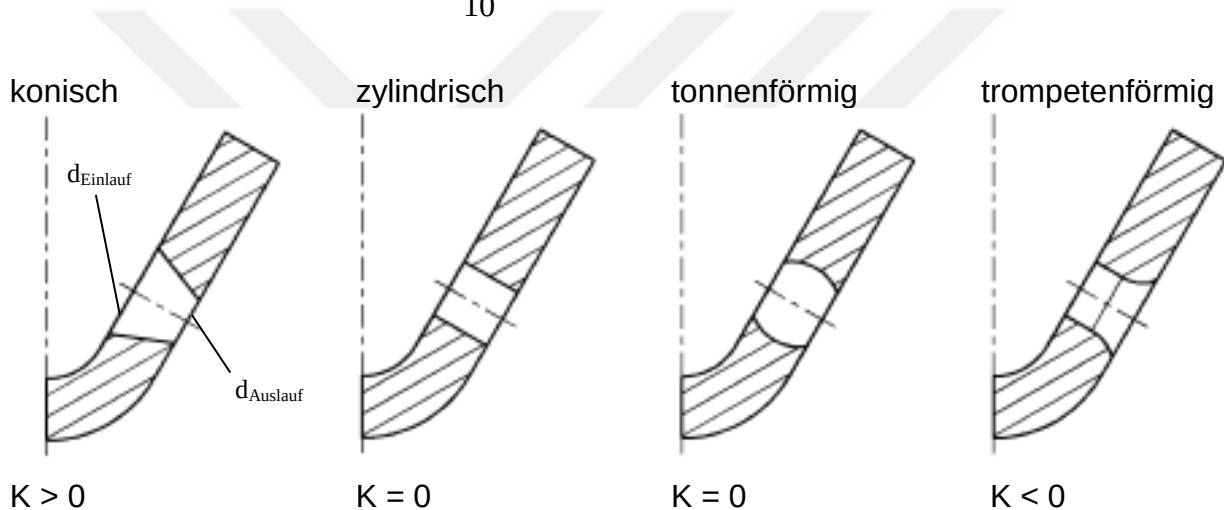


Bild 2. 29: Unterschiedliche Spritzlochformen und ihre K - Faktoren

Der Erodierprozess führt, bedingt durch den Verschleiß der Spannzangen, schwankende Elektrodendurchmesser, verschiedene Spannungsverhältnisse der einzelnen Erodierachsen und dem Erodierschlamm (der Erodierschlamm ist der Materialabtrag, welcher beim Erodieren entsteht) zu Düsenlöchern mit unterschiedlicher Oberflächenqualität. Diese unterschiedliche Oberflächenqualität führt zu Mengenunterschieden von Spritzloch zu Spritzloch und von Düse zu Düse, was unerwünscht ist.

In Kombination von einem hydroerosiv verrundeten Spritzloch mit konischer Spritzlochform konnte damit eine extrem niedrige Partikelemission erzielt werden. Laut [27, 48, 30] führt die konische Spritzlochform zu einem höheren Strahlimpuls beim Auftreffen auf die Brennraumwand, Bild 2. 30. Dieser hohe Strahlimpuls bewirkt eine

starke Sekundärzerstäubung an der Auftrefffläche, damit kommt es zu deutlichen thermodynamischen Vorteilen insbesondere im emissionsrelevanten Bereich /27/.

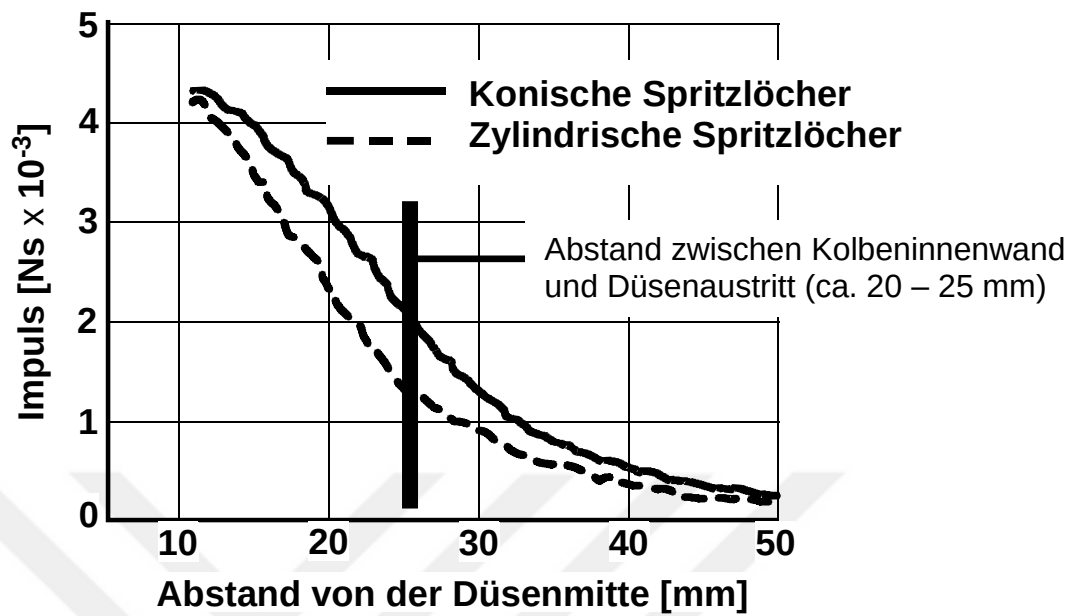


Bild 2. 30: Strahlimpuls bei einer konischen und zylindrischen Spritzlochform /27/

2. 3 Strahlmessverfahren

Der Einspritzstrahl kann entweder mechanisch, durch Messung der Strahlkraft (F_s), oder optisch (z.B. mit Schlierenoptik) erfasst werden.

2. 3. 1 Messung der Strahlkraft

Unter dem Impuls eines Objekts (z.B. Einspritzstahl) versteht man in der Mechanik das Produkt seiner Masse und seiner Geschwindigkeit. Der Impuls ist eine vektorielle Größe und hat die Richtung der Geschwindigkeit.

Es gilt:

$$\vec{J} = m \cdot \vec{v} \quad (2. 2)$$

$\vec{J}$ Impuls des Objekts

m Masse des Objektes (Annahme: konstant)

$\vec{v}$ Geschwindigkeitsvektor des Objekts

$$\frac{dJ}{dt} = \frac{d(m \cdot v)}{dt} \quad (2. 3)$$

$$dJ = \left(v \cdot \frac{dm}{dt} + m \cdot \frac{dv}{dt} \right) \cdot dt, \quad \frac{dm}{dt} = 0, \quad \frac{dv}{dt} = a \quad (2. 4)$$

$$dJ = (0 + m \cdot a) \cdot dt \quad \text{mit} \quad F_s = m \cdot a \quad \text{ergibt sich} \quad (2. 5)$$

die Impulsänderung als das Zeitintegral der Kraft:

$$\vec{J} = \int F_s \cdot dt \quad (2. 6)$$

Um den Impuls eines Einspritzstrahls zu erhalten, muss also der zeitliche Kraftverlauf des Strahls gemessen werden. Durch Integration des Kraftverlaufs über die Zeit erhält man den Impuls.

In der Literatur wurden zwei Strahlkraftaufnehmer (/82/ und /131/), Bild 2. 31, für die Messung der Strahlimpuls beschrieben. Prinzipiell sind beide Strahlkraftaufnehmer gleich.

Das Prinzip zur Strahlimpulsbestimmung besteht darin, dass ein Kraftstoffstrahl nach dem Austritt aus der Einspritzdüse auf eine senkrecht zur Strahlachse stehende Fläche trifft. Die Kraft, die der Strahl auf die Fläche ausübt wird mit einem Drucksensor erfasst, und weiterverarbeitet.

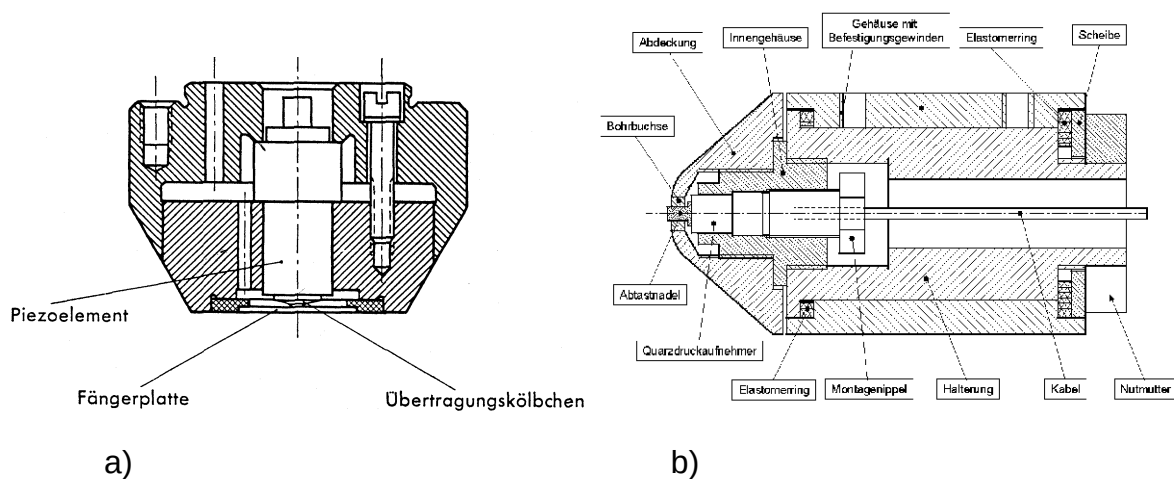


Bild 2. 31: Strahlkraftaufnehmer nach /82/ a) und /131/ b)

Mit den Strahlkraftmessungen können folgende Parameter bestimmt werden:

- Einspritzbeginn und -ende,
- Dauer der Einspritzung,
- Auftreten von Schwingungen,
- Höhen- und Seitenwinkel der Düse,
- Strahlkegelwinkel,
- Form des Strahles und
- Strahlimpuls.

Hier wird als ein Beispiel die Bestimmung des Höhenwinkels der Düse mit Strahlkraftmessung erläutert:

Zuerst wird durch Verstellung von Seiten- und Höhenwinkel das Zentrum des Einspritzstrahles gefunden. Am Oszilloskop wird für diesen Bereich die größte Amplitude des Kraftverlaufes angezeigt. Von diesem Kraftmaximum ausgehend wird zunächst bei einem konstantem Seitenwinkel der Strahlkraftaufnehmer um je ein Grad im Höhenwinkel verstellt bis die zu messende Strahlkraft Null ist. Der jeweils vom Oszilloskop direkt angezeigte Strahlimpulswert kann in eine Auswertetabelle eingetragen werden. Dieser Messablauf erfolgt solange, bis der gesamte Einspritzstrahl erfasst ist.

Die Lage des Strahlkraftmaximums stellt das Kriterium für die Lage der Strahlachse und somit für den Höhenwinkel der Einspritzdüse dar, Bild 2. 32; hier ist z. B. der Höhenwinkel 77°.

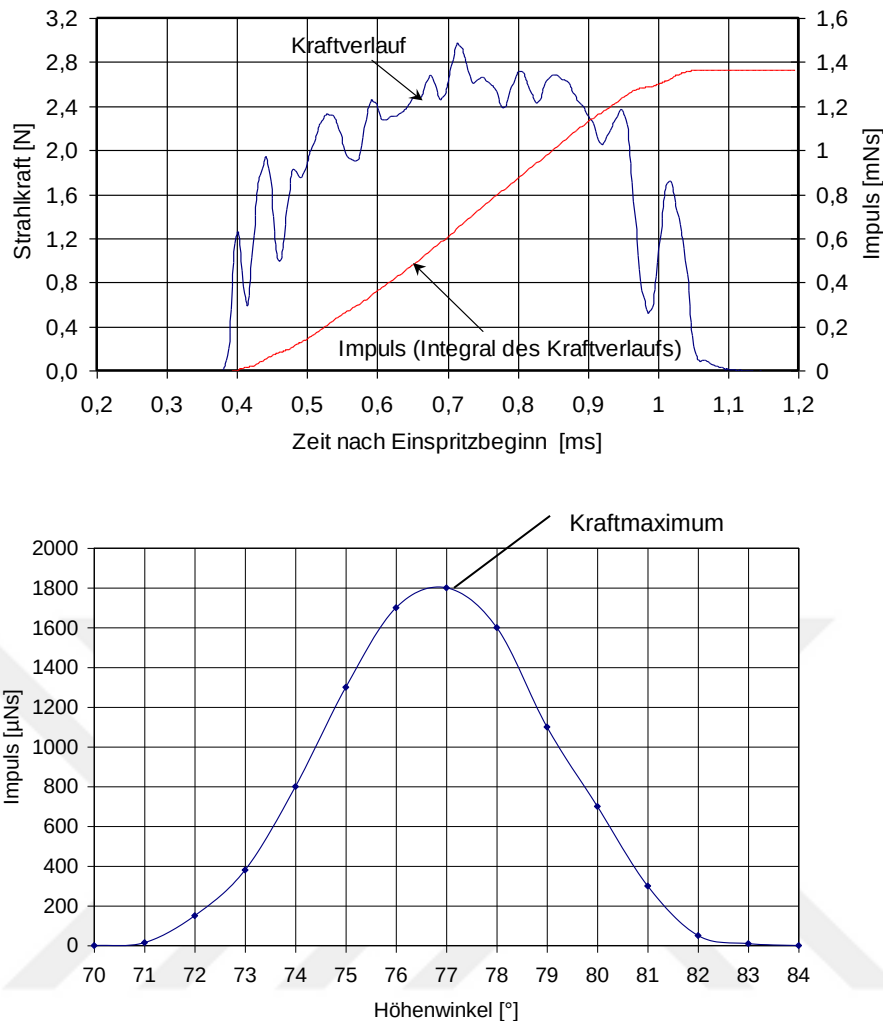


Bild 2. 32: Bestimmung der Höhenwinkel mit Strahlimpulsmessung /131/

2. 3. 2 Optische Meßverfahren

Zur Erfassung der Strahlausbreitung werden optische Messverfahren eingesetzt. Sie bieten den Vorteil einer berührungslosen Messung, wodurch die geringe Beeinflussung und die direkte Beobachtung gewährleistet sind /56, 56, 57/.

Derartige Untersuchungen, wie Einspritzstrahlausbreitung und Gemischbildung werden meist an einer für optische Messtechniken gut zugänglichen Einspritzkammer durchgeführt. In der Literatur sind unterschiedlich aufgebaute und konzipierte Einspritzkammern beschrieben /22, 37, 49, 50, 51, 52, 53, 54/. In diesen Kammern werden verschiedene Parameter mit unterschiedlichen optischen Messverfahren entweder qualitativ oder quantitativ untersucht, Tabelle 2. 2.

Die Vorteile dieser Kammerversuche sind:

- gute Bedingungen für verschiedenen optische Messtechniken und
- die Wiederholbarkeit von Experimenten /12, 22, 55/.

Tabelle 2. 2: Angewandte optische Messverfahren mit Untersuchungsparametern

	CARS	EM	HM	LII	LIF	LDA	PDA	RS	SO
Eindringtiefe					x				x
Flüssigphase					x				x
Kraftstoffdampf		x							
Kraftstoff-/Luftverteilung					x				x
Kraftstoff-Luftverhältnis								x	
Rußbildung				x					
Strahldichte		x							
Strahlkegelwinkel					x				x
Temperatur in Flammen	x				x				
Tropfendichte						x			
Tropfengeschwindigkeit						x	x		
Tropfengrößenverteilung		x	x				x		
Verdampfungsphase					x				x
Zündung					x				
Literatur	37,53	133	76	75	72-74	58-62	63,64	65-67	22,12

CARS Coherent - Antistokes - Raman - Spectroscopy

EM Extinktionmessverfahren HM Holografie - Messverfahren

LII Laserinduzierten Glühtechnik LIF Laser - induzierter Fluoreszenz

LDA Laser - Doppler - Anemometrie PDA Phasen - Doppler - Anemometrie

RS Ramanspektroskopie SO Schlierenoptik

In der Literatur ist keine Einzelstrahl - Mengenmessung einer Mehrlochdüse beschrieben. Die Einzelstrahl - Mengenmessung hat vor allem deshalb große Bedeutung, da die fertigungstechnisch bedingten Einflüsse auf eine Mehrlochdüse im Detail noch weitgehend unbekannt sind.

Bei den bisherigen Auswertungen der einzelnen Strahlen einer Mehrlochdüse wurde eine gleichmäßige Verteilung der Einspritzmenge auf die einzelnen Spritzlöcher angenommen bzw. über Strahlbilder qualitativ beurteilt /3, 9, 13, 26, 27, 32, 80, 127, 128/. Für die fotografische Strahlauswertung wurde meist eine Einspritzkammer und ein Versuchsaufbau, wie in Bild 2. 33 dargestellt, verwendet.

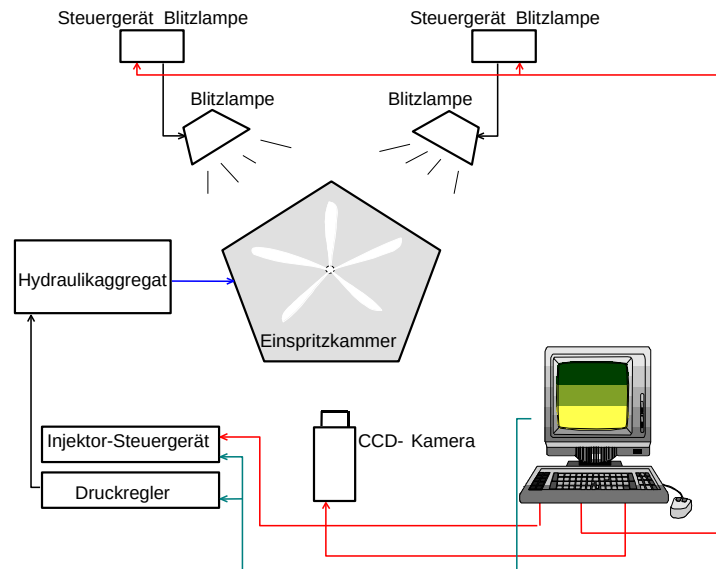
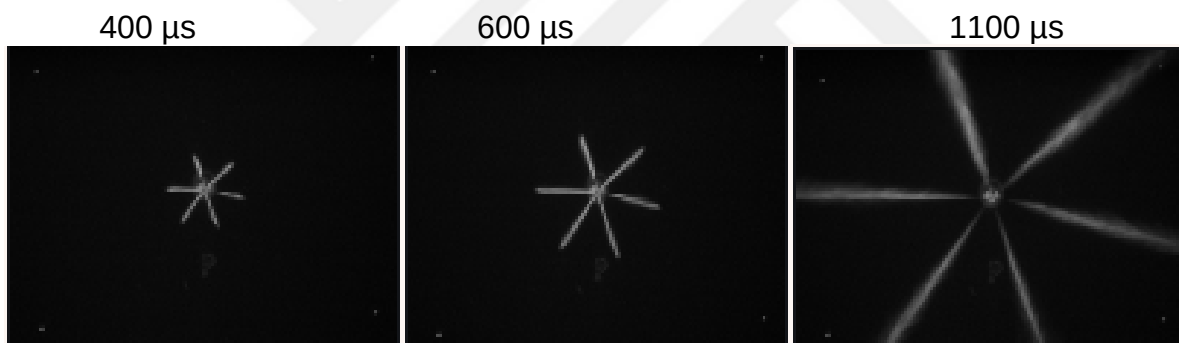


Bild 2. 33: Strahlaufnahme in der Einspritzkammer /83/

Als Beispiel sind in Bild 2. 34 Strahlbilder wiedergegeben, die zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Einspritzung aufgenommen wurden.

Bild 2. 34: Zeitliche Verläufe der Strahlbilder (Zeitangabe nach Einspritzbeginn)
 $p_R = 800 \text{ bar}$

Bei der Auswertung der einzelnen Strahlen wurden diese über die Strahlbilder als qualitativ gut oder schlecht bewertet, Bild 2. 35.

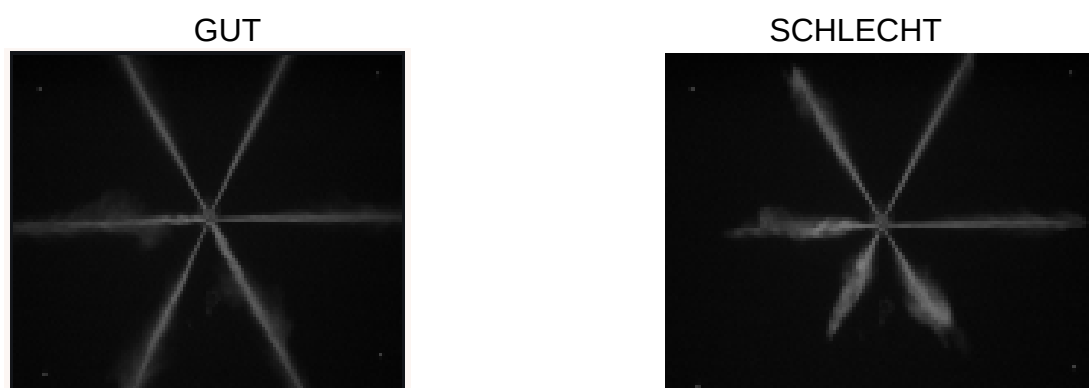


Bild 2. 35: Auswertung der Strahlqualität

2. 4 Fazit der Literaturlauswertung

Die heute bekannten optischen Messverfahren (PDA, LDA usw.) beschäftigen sich überwiegend mit der Strahlausbildung von Einlochdüsen bzw. Zapfendüsen /22, 23, 55, 72/. Mit diesen unterschiedlichen optischen Messverfahren wurden verschiedene Messparameter (Tropfengeschwindigkeit und -durchmesser mit PDA /63, 64/, Tropfenkonzentration mit Holografie /76/ sowie Kraftstoff - Luftverhältnisse mit Raman-spektroskopie z.B. /65, 66, 67/) für einen Strahl untersucht (siehe Tabelle 2. 2).

Neben dem hohem Einspritzdruck (bis ca. 2000 bar) wird die Qualität des Einzelein-spritzstrahles zunehmend wichtiger. Unter Qualität wird in diesem Zusammenhang die Strahlaufbereitung jedes einzelnen Einspritzstrahles einer Mehrlochdüse, z.B. bei einer 8 - Loch - Düse jeder der acht einzelnen Strahlen verstanden.

Anhand umfangreicher Literaturstudien und intensiver Recherchen ergibt sich der gegenwärtige Stand der Untersuchungen zum Thema „Qualität des Einspritzstrahles“ wie nachfolgend in Tabelle 2. 3 S. 43 dargestellt.

Man kann diese verschiedenen Strahlmessverfahren folgendermaßen vergleichen:

- Vergleich der Messung der Strahlkraft mit Einzelstrahl - Mengenmessung

Mit der Messung der Strahlkraft ist theoretisch auch die Ermittlung der Einzelstrahl-menge (siehe nach Gl. 2. 2 S. 35) möglich. Aus den folgenden Gründen wurde dies in der Praxis jedoch bis jetzt nicht realisiert /123/:

- Der Strahlkraftverlauf hängt vom Sensorabstand, Bild 2. 36, ab. Je größer die Entfernung des Kraftsensors vom Düsenaustritt ist, umso geringer ist auch die gemessene Strahlkraft. Ursache hierfür ist die Strahlzerstäubung. Für unterschiedliche Sensorabstände ergeben sich demzufolge quantitativ unterschiedliche Strahlkraftverläufe.
- Für eine Geschwindigkeitsmessung werden markante Punkte (siehe Bild 2. 36) in den zeitlichen Strahlkraftverläufen bei den verschiedenen Sensorabständen (Δx) ausgewählt. Aus dem zeitlichen Verzug (Δt) dieser Punkte wird die Strahlgeschwindigkeit (v) ermittelt. Da diese markanten Punkte nicht immer eindeutig zu identifizieren sind, sind die quantitativen Aussagen zur Strahlgeschwindigkeit jedoch mit Vorbehalt zu sehen. Dies führt zu den relativ großen Streuungen bei den ermittelten Strahlgeschwindigkeitswerte von mindestens ± 30 m/s. Außerdem beschränkt sich deren Gültigkeit nur auf den gemessenen Bereich. Am Strahlrand

tritt durch das Abbremsen des Strahles durch die Umgebungsluft eine deutlich geringerer Geschwindigkeit auf.

- Der zeitliche Aufwand der Messung der Strahlkraft ist sehr groß. Beispielweise benötigt man für die Strahlimpulsmessung einer Mehrlochdüse (z.B. 5 - Loch - Düse) für einen bestimmten Sensorabstand ca. 7 - 8 Stunden.
- Für jeden Injektortyp muss ein eigener Aufnehmer zur Fixierung am Prüfstand gefertigt werden
- Hohe Kosten (Sensoren, Aufnehmer, Stromverstärker, usw.)

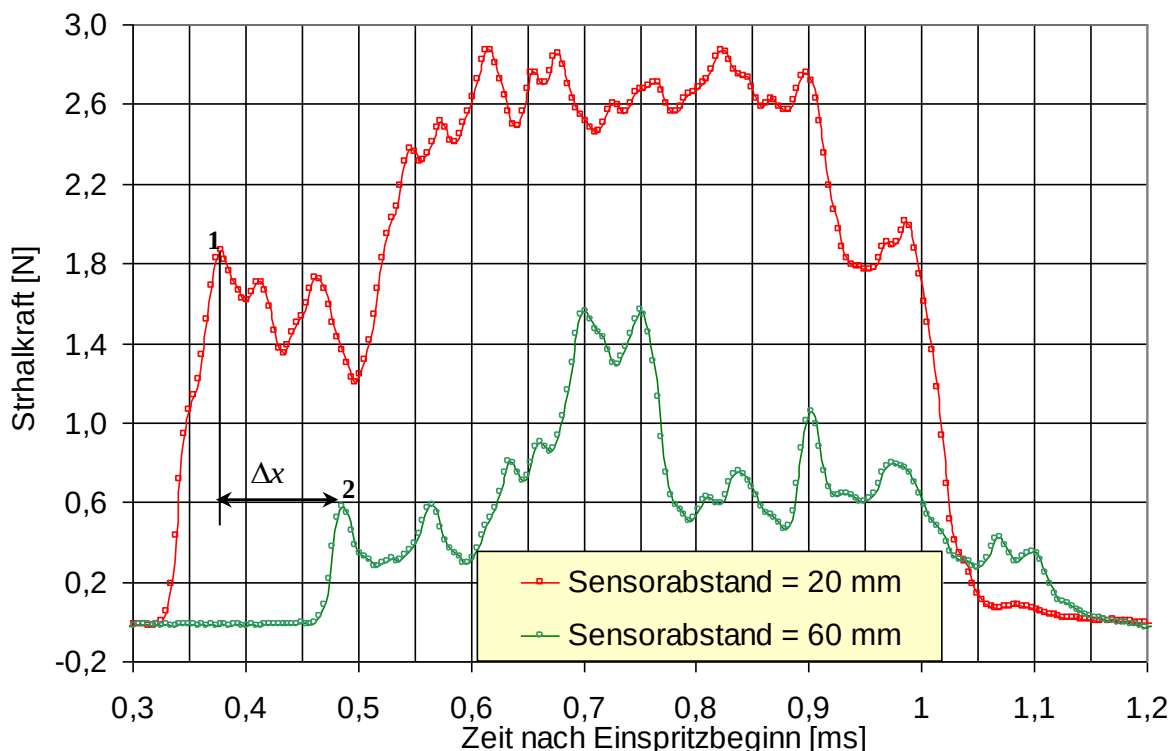


Bild 2. 36: Bestimmung der Strahlgeschwindigkeit über Strahlkraftverlauf bei unterschiedlichen Sensorabständen /123/

$$v = \frac{\Delta x}{\Delta t} \quad \text{Strahlgeschwindigkeit} \quad (2. 7)$$

Δx Sensorabstand (aus Bild 2. 36)

Δt Zeitdifferenz (aus Bild 2. 36; zwischen Punk 1 und 2)

• Vergleich der optischen Messverfahren mit Einzelstrahl - Mengenmessung

In der Literatur wurden bisher keine existierenden optischen Messverfahren beschrieben, um die Einzelstrahlmenge einer Mehrlochdüse zu bestimmen. Die Einzelstrahlqualität wurde mit optischen Messverfahren folgendermassen ausgewertet:

- Die Einzelstrahlqualität wird mit Strahlaufnahmen qualitativ (als "gut oder schlecht") ausgewertet.
- Diese qualitative Strahlauswertung ist bei kleinerer Ansteuerdauer (z.B. bei $p_R = 1000$ bar, bis Ansteuerdauer $> 350 \mu s$) nicht möglich, weil die Strahllänge bei diesen Zeitpunkten sehr klein ist und die Beurteilung nicht möglich ist, Bild 2. 37.
- Die optischen Messverfahren sind mit hohen Kosten sowie hohem konstruktiven Aufwand verbunden.

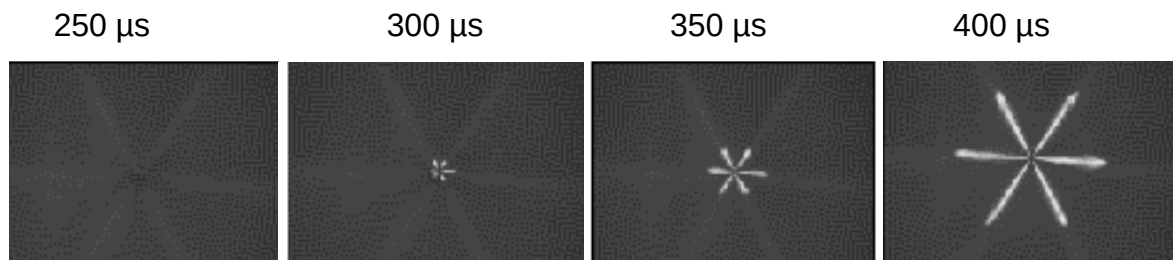


Bild 2. 37: Zeitliche Verläufe der Strahlbilder (Zeitangabe nach Einspritzbeginn) bei $p_R = 1000$ bar

Aus oben genannten Gründen wurde die Einzelstrahl - Mengenmessung mit bisherigen Strahlmessverfahren (Messung der Strahlkraft und optische Messverfahren) noch nicht realisiert.

Tabelle 2. 3: Stand der bisheriger Untersuchungen

Untersuchungsgegenstand	bekannt	unbekannt
Spritzlochdurchmesser /18, 20, 21, 23/	• Abhängigkeit der Tropfendurchmesser und des Strahlwinkels sowie des Schwarzausstrahls vom Spritzlochdurchmesser • Untersuchungen an Einlochdüsen	• Untersuchung von Mehrlochdüsen • Einzelstrahlmengenqualität in Abhängigkeit vom Spritzlochdurchmesser
Düsenbauform /31, 32, 33/	• HC-Emissionen und Geschwindigkeitsverteilung bei Sackloch- und Sitzlochdüsen	• Betrachtung der Einzelstrahlmengenverteilung bei unterschiedlichem Nadelhub • Gegenüberstellung der Düsenbauform bei gleichen Versuchsbedingungen bezüglich der HC - Emissionen
Doppelte Nadelführung (DNF) /26, 27, 28, 29/	• Mit und ohne DNF: - Betrachtung der Strahlverteilung durch fotografische Aufnahmen und - Vergleich der Partikel Ausbildung • qualitative Aussagen	• Einflüsse der DNF bei unterschiedlichem Nadelhub für die Einzelstrahlmengen • quantitative Aussagen • Bestimmung des Einflussbereiches der DNF
Spritzlocheinlaufkante /38, 39/	• Berücksichtigung der Kavitation bei den angestellten Betrachtungen • 2-Phasen-Strömung • Geschwindigkeitsverteilung in Spritzlochquerschnitt	• Vergleich der Durchflussschwankungen bei unverschleißter und verschleißter Düsenlaufkante • Einfluss der gewählten Verschleißform an der Düsenlaufkante auf die Einspritzmenge

3. Aufgabenstellung

Die Verteilung des Kraftstoffs und damit die zeitliche und örtliche Aufbereitung des Kraftstoff - Luftgemisches im Brennraum und somit letztendlich die Leistung, der Kraftstoffverbrauch und die Abgasemission des Motors hängen wesentlich von der Qualität des Einspritzstrahles ab. Die Strahlqualität wird neben dem Einspritzdruck hauptsächlich durch die Bauform und die Funktion der Einspritzdüse und deren geometrischer Auslegung bestimmt.

In der Literatur wurden bisher zumeist Einflüsse der Düsengeometrie, wie Spritzlochzahl, Spritzlochdurchmesser und Spritzlochform sowie der Vergleich der Düsenbauformen bzgl. Tropfendurchmesser, Emission oder Strahlwinkel untersucht /5, 21, 33/. Dabei stand der Vergleich der Einzelstrahlen untereinander meist nicht im Vordergrund.

Eine Einzelstrahl - Mengenmessung des Kraftstoffs für jedes Spritzloch konnte bisher nicht zufriedenstellend durchgeführt werden. Es wurde eine gleichmäßige Verteilung der Einspritzmenge auf die einzelnen Spritzlöcher angenommen bzw. über Einzelstrahlbilder (Strahllage-, -struktur und -anzahl) qualitativ beurteilt /26, 27, 28, 127, 128/. Für die weitere Optimierung der Einspritzdüse, insbesondere im Zusammenhang mit den zukünftig verstärkt erforderlichen Kleinstmengen für Vor- und Nacheinspritzung ist die genaue Kenntnis der Einzelstrahlmenge erforderlich. Schwerpunkt dieser Arbeit ist deshalb die systematische Untersuchung der Einzelstrahlmenge, abhängig von Düsengeometrie und Betriebsdaten.

Daraus lassen sich folgende Einzelaufgaben ableiten:

- Entwicklung eines neuen Messverfahrens und eines dazugehörigen Mess - Adapters, geeignet für unterschiedliche Düsengeometrien, um die durch jedes Düsenloch eingespritzte Kraftstoffmenge zu ermitteln.

Mit diesem Messverfahren sollen Untersuchungen der Einzelstrahlmengen von Mehrlochdüsen am Beispiel von Common - Rail - Injektoren durchgeführt werden. Dabei ist die Einzelstrahlmenge stationär und abhängig von der Ansteuerdauer für unterschiedliche Düseneinbautagen (2V - Motoren bzw. schräge Einbaulage der Düse oder 4V - Motoren bzw. zentrale Einbaulage der Düse) und Düsenbauformen (Sitzloch-, Sacklochdüse) zu untersuchen.

- Einfluss der Düsenparameter auf die Einzelstrahlmenge:

- unterschiedliche Höhenwinkel der Düsenlöcher
 - unterschiedliche Düseneinbaulagen (schräge und zentrale)
 - unterschiedliche Spritzlochdurchmesser
 - unterschiedliche Düsenbauform (Sitzloch- und Sacklochdüse)
 - ohne/mit doppelter Nadelführung
- Einfluss äußerer Faktoren auf die Einzelstrahlmenge:
 - Einflüsse der Anzugsdrehmomente
 - Einflüsse der Querkräfte am Injektor
 - Querkraft an der Düsennadel
 - Einflüsse von Fertigungsparametern (unterschiedliche Serieninjektoren und Verrundung der Spritzlochbohrung sowie Nadelversatz)

Ergänzt werden soll die experimentelle Bestimmung der Einzelstrahlmengen durch eine rechnerische Simulation der Strömungsvorgänge in der Düse. Mit Hilfe der Simulation sollen die Ergebnisse aus dem Experiment interpretiert und Hinweise für eine optimierende Auslegung abgeleitet werden.

Die Berechnungen werden unter stationären Randbedingungen für verschiedene Düsengeometrie-Parametern wie:

- Verrundung der Spritzlochbohrung,
- Höhenwinkel,
- Nadelversatz

sowie Raildruckvariation durchgeführt.

Die berechneten Durchflusswerte sind mit den Einzelstrahl - Durchflussmessungen an einem Common - Rail - Injektor zu verifizieren.

4. Versuchs- und Simulationstechnik

Der prinzipielle Versuchsaufbau der Einzelstrahl - Mengenmessung für Common - Rail - Injektoren mit einem Kontinuierlichen Mengensmesssystem (KMM) ist in Bild 4. 1 dargestellt. Das Steuergerät für die Injektoren wurde unter Benutzung der Software VS 100 der Fa. ETAS bedient. Nachfolgend wird mit dem Begriff "Menge" das Volumen bezeichnet.

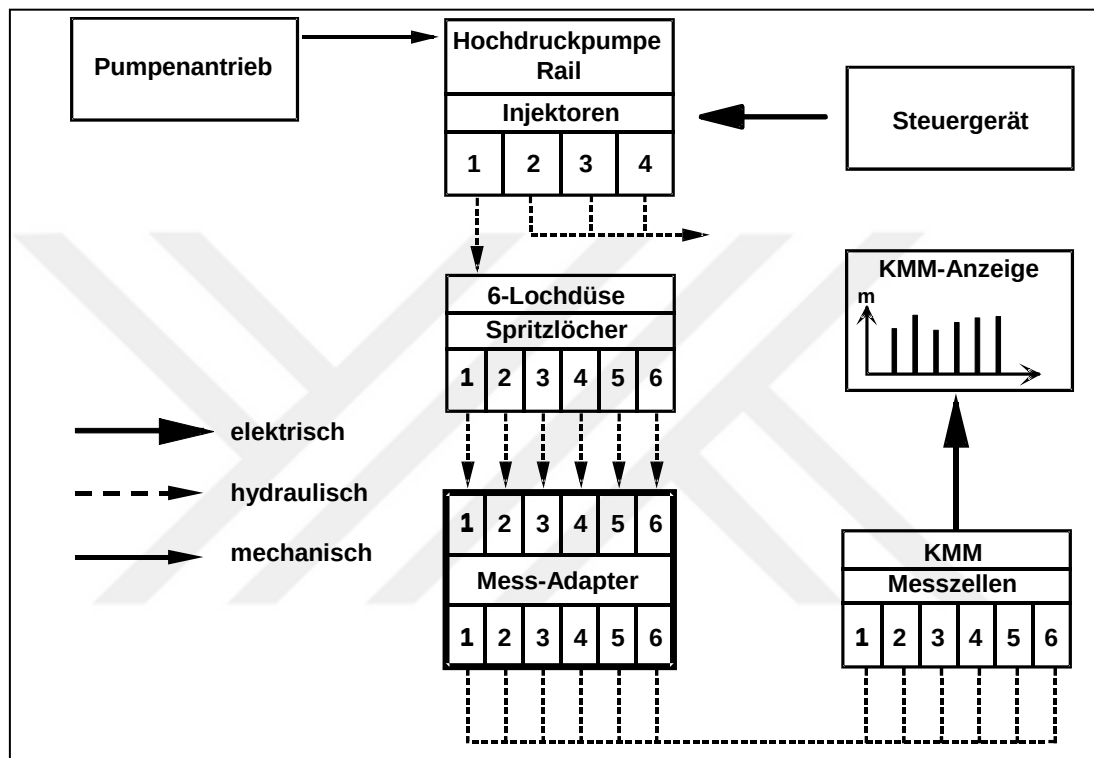


Bild 4. 1: Versuchsaufbau für die Einzelstrahl - Mengenmessung

4. 1 Mess - Adapter für Einzelstrahl - Mengenmessung

Für die Bestimmung der Einspritzmengen pro Spritzloch bei Mehrlochdüsen wurde ein Mess - Adapter /95/, Bild 4. 2, entwickelt. Mit diesem Adapter ist die Bestimmung der Einzelstrahlmengen bei verschiedenen Einspritzsystemen und Düsenhalterkombinationen prinzipiell möglich /147/.

Der Adapter wurde so konzipiert, dass jedes Spritzloch zu einer Bohrung des Adapters führt. Diese Adapterbohrungen sind größer als der Spritzlochdurchmesser, um ein möglichst ungehindertes Abfließen des Kraftstoffes zu ermöglichen.

Eine sehr präzise Ausführung des Adapters entsprechend der Kontur der Düse (Bild 4. 2) und die Anpressung des Adapters gegen die Düse sind notwendig, um die Abdichtung der einzelnen Spritzlöcher gegeneinander zu sichern. Damit wird ein Überströmen zwischen den Spritzlöchern (sogenanntes „Telefonieren“) verhindert.

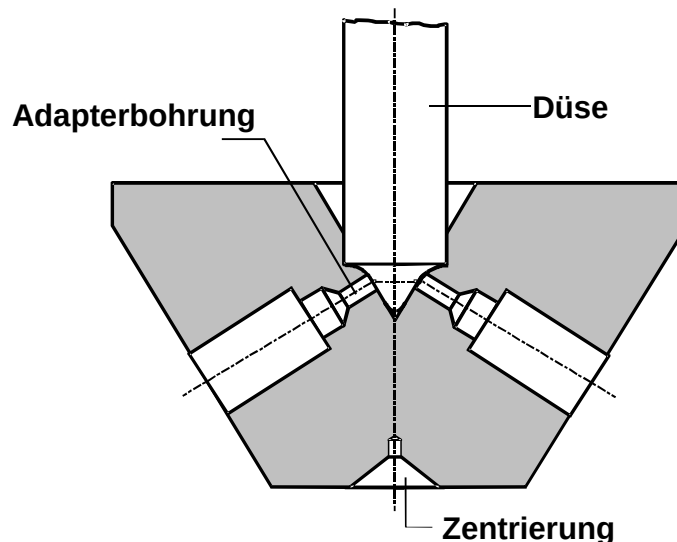


Bild 4. 2: Mess - Adapter für Einzelstrahl - Mengenmessung

Um die Qualität des Mess - Adapters für eine Düse mit symmetrischer Spritzlochordnung hinsichtlich der Konstruktion, Fertigung und Adaption an die Düse zu überprüfen und einen Einfluss auf die Einspritzmengen auszuschließen, wird die Zuordnung der Einspritzlöcher zu den Adapterauslässen durch Verdrehung im Uhrzeigersinn und entgegen dem Uhrzeigersinn geändert, Bild 4. 3. Unter gleichen Bedingungen für Drehzahl, Raildruck und Ansteuerdauer wurden zwei Meßreihen aufgenommen und mit der Meßreihe ohne Verdrehung verglichen.

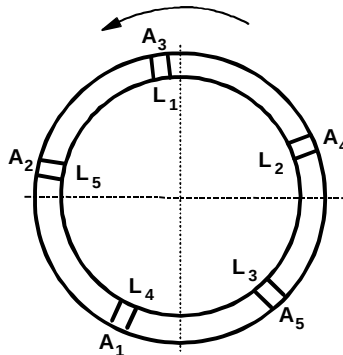
Der Adapter wird mit dem Kontinuierlichen Mengenmesssystem (KMM) verbunden /140/. Dabei blieb die Zuordnung von Adapterauslass zu der jeweiligem KMM - Messzelle bei allen Messungen unverändert.

Für die Ausgangsmessungen wurde jedem Spritzloch der entsprechende Adapterauslass zugeordnet (Spritzloch 1 (L1)- Adapterauslass 1 (A 1), L2 - A2, usw.). Danach wurde der Adapter entgegen den Uhrzeigersinn z.B. willkürlich um zwei Spritzlöcher gedreht, d.h. Spritzloch 1 (L1) wurde mit Adapterauslass 3 (A 3), L2 - A4, usw. verbunden (siehe Bild 4. 3). Die folgenden Messungen unterschieden sich damit von der ersten dadurch, dass der Adapter bezüglich der Düse um zwei Löcher verdreht wurde. Das geschah bei der zweiten Messung im Uhrzeigersinn und bei der dritten entgegen dem Uhrzeigersinn. Die einzelnen Zuordnungen sind Tabelle 4. 1 zu entnehmen.

Dabei ergaben sich - bezogen auf alle 5 Düsenlöcher - qualitativ gleiche Ergebnisse wie bei der ersten Messung, d.h. das Maximum der Einspritzmenge konnte jeweils am Spritzloch 3 und das Minimum am Spritzloch 5 der Düse gemessen werden,

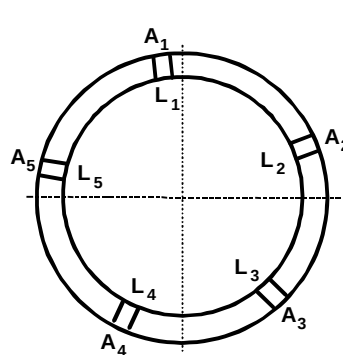
Bild 4. 4.

Entgegen Uhrzeigersinn
(Drehung um 2 Löcher)



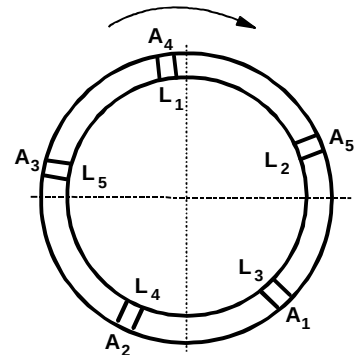
2. Messung

Basis
(ohne Drehung)



1. Messung

Im Uhrzeigersinn
(Drehung um 2 Löcher)



3. Messung

Bild 4. 3: Zuordnung zwischen Spritzloch und Adapterauslass (Höhenwinkel Θ und Seitenwinkel η konstant)

Tabelle 4. 1: Zuordnung zwischen Spritzloch und Adapterauslass

Messung	Verdrehung	Spritzloch (L)	Adapterauslass (A)
1	Basis (ohne Drehung)	L1	A1
		L2	A2
		L3	A3
		L4	A4
		L5	A5
2	Entgegen Uhrzeiger- sinn	L1	A3
		L2	A4
		L3	A5
		L4	A1
		L5	A2
3	Im Uhrzeigersinn	L1	A4
		L2	A5
		L3	A1
		L4	A2
		L5	A3

Um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen, wurden die Einzelstrahlmengen für jede Zuordnung (zwei Verdrehungen und eine Basis) bei unterschiedlichen Betriebspunkten (Ansteuerdauer $AD = 0,6; 1,0$ und $1,2$ ms und Raildruck $p_R = 1250$ bar) gemessen und die arithmetisch ermittelten mittleren Einspritzmengen (Q_m) aus den Spritzlöchern 1-5, sowie der Streubereich ($\pm 3s$) für jede Zuordnung in Bild 4. 4 und in Anhang Bild A. 1 dargestellt. Die Streuungen wurden aus jeweils 10 Wiederholmessungen ermittelt.

Die maximale Mengenabweichung pro Loch zwischen den Verdrehungen beträgt ca. 0,5 % (ca. $0,2 \text{ mm}^3/\text{E}$) (bei Spritzloch 2 (L2)) bei $AD = 1,2$ ms und $p_R = 1250$ bar. Mit diesem Ergebnis kann festgestellt werden, dass die Adapterdrehung praktisch kei-

nen Einfluss auf die Messungen ausübt und somit der Adapter für die Einzelstrahl - Mengenmessung geeignet ist.

Die maximale Mengenabweichung zwischen den Löchern tritt bei Drehung entgegen Uhrzeigersinn zwischen den Spritzlöchern 3 und 5 auf und beträgt ca. 2,2 % bei $AD = 1,2 \text{ ms}$ (siehe Bild 4. 4).

Bei kleineren Ansteuerdauern vergrößert sich die prozentuale Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern, z.B. beträgt die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 3 und 5 ca. 2,4 % bei $AD = 0,6 \text{ ms}$ bei Drehung entgegen dem Uhrzeigersinn (siehe Anhang Bild A. 1).

Der maximale Streubereich der Einzelstrahlmengen beträgt ca. $\pm 3s = \pm 0,8 \%$ für Spritzloch 2 ohne Verdrehung (siehe Bild 4.4).

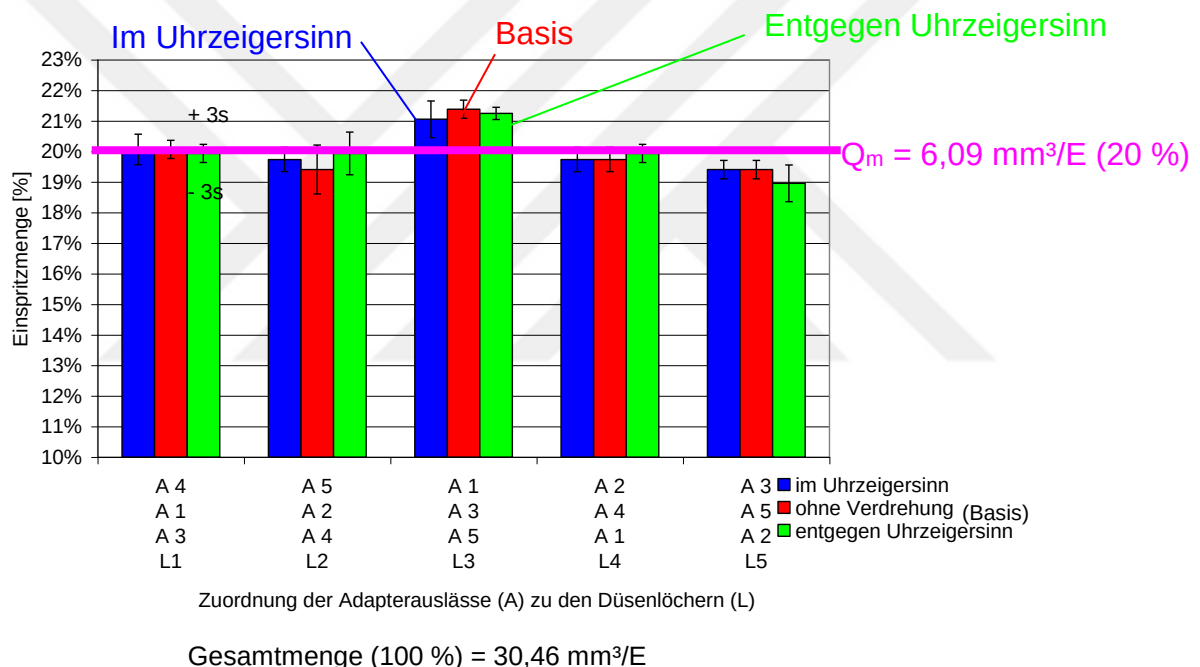


Bild 4. 4: Gegenüberstellung der Messergebnisse von 2 um je 2 Löcher verdrehten Zuordnungen des Adapters zur Düse (jeweils 10-mal gemessen bei $AD = 1,2 \text{ ms}$, $p_R = 1250 \text{ bar}$ und $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$)

Unter Berücksichtigung der gegebenen Düsenform wurden der Adapter so gestaltet, dass während der Messung keine Relativbewegungen zwischen beiden Teilen (zwischen Düse und Adapter) auftreten können. Als Adaptermaterial wurde für die ersten Versuche ein Kunststoff eingesetzt, der die auftretenden Temperaturen und Drücke ertragen kann und eine geringe Verformung unter Einwirkung der Anpresskraft erlaubt. Dadurch wurde die erforderliche Dichtwirkung erzielt.

Zur Aufnahme des Adapters wurde eine Adapterhaltevorrückung, Bild 4. 5, entwickelt. Der Adapter wird durch eine Innenkegel - Kugel - Verbindung zentriert und an-

gepresst. Um unterschiedliche Düsenhalterkombinationen zu untersuchen, ist eine montagefreundliche Düsenhalterung (Klemmverbindung) gewählt worden.

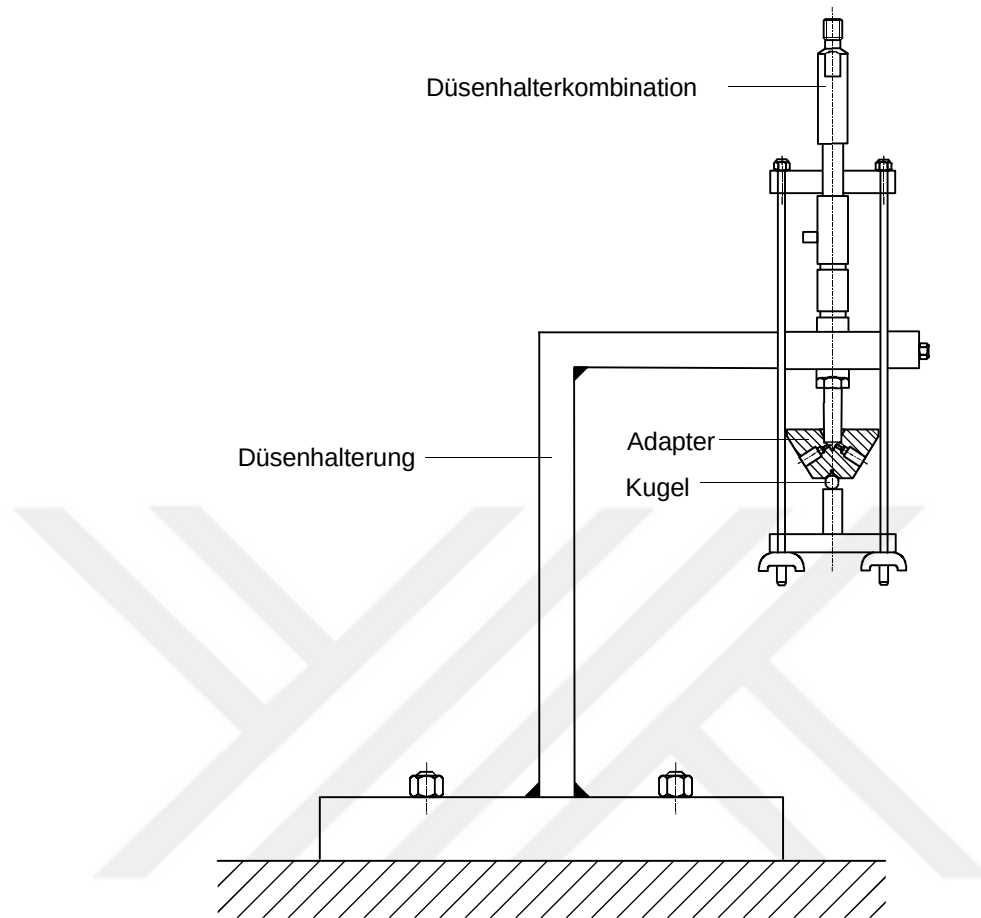


Bild 4. 5: Adapterhaltevorrichtung

Aufgrund der unterschiedlichen Geometrien (Spritzlochanzahl und Höhenwinkel sowie Form der Düsenkuppe) ist für jeden Düsentyp ein eigener Adapter anzufertigen. Für die Adapter wurde bis zum Vorliegen ausreichender Erfahrungen ein durchsichtiger Kunststoff verwendet, um eine genaue Beobachtung bei der Fertigung und eine exakte Ausrichtung bei der Montage zu gewährleisten, Bild 4. 6. Der Winkel der Adapterbohrungen zur Längsachse der Düse entspricht dem Winkel der Spritzlöcher. Von dem Adapter wird der abgespritzte Kraftstoff drucklos mit wärmeresistenten (Temperaturbeständig) Schläuchen zum KMM geleitet. Die Schläuche besitzen jeweils die gleiche Länge, um Verfälschungen der Messergebnisse zu verhindern, Bild 4. 7.



Bild 4. 6: Ansicht einer Einspritzdüse mit Mess - Adapter (Kunststoffvariante)

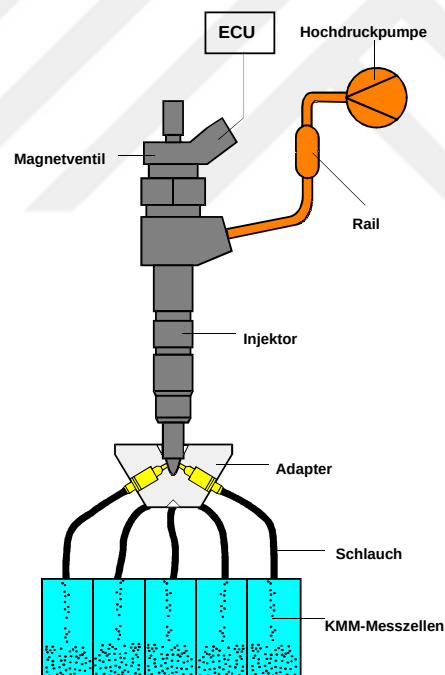


Bild 4. 7: Ansicht des Gesamtaufbaus

Beim Einsatz des Kunststoffadapters stellte sich heraus, dass dieser aufgrund von Abnutzungserscheinungen durch Montage und Demontage und Verschleißerscheinungen durch Druck und Temperatur sowie Reibung nicht für eine dauerhafte Nutzung geeignet ist. Aus diesen Gründen wurde ein neuer Adapter aus Messing hergestellt, Bild 4. 8.



Bild 4. 8: Mess - Adapter aus Messing

Die Einzelstrahl - Mengenmessung wurde bei atmosphärischem Gegendruck durchgeführt. Um die Verhältnisse im Motor genauer nachbilden zu können, wäre eine Messung bei höherem Gegendruck in einer Einspritzkammer notwendig. Für die ersten vergleichenden Grundlagenuntersuchungen wurde im Rahmen dieser Arbeit die am IMKO im Aufbau befindliche Druckkammer nicht eingesetzt.

Die Vorteile des entwickelten Adapters können wie folgt zusammengefasst werden:

- Möglichkeit der Anpassung an unterschiedliche Düsenbauformen,
- einsetzbar für unterschiedliche Einspritzmengen und Spritzlochzahlen,
- einfache Verbindung mit dem KMM.

4. 2 Stationäre Einzelstrahl - Durchflussmessung

Allgemein ist es üblich, den gesamten hydraulischen Durchfluss an Einspritzdüsen bei 100 bar zu prüfen. Um die Durchflussverhältnisse näher untersuchen zu können, wurde eine Messvorrichtung entwickelt, welche es gestattet, den stationären Düsen-durchfluss einzelnen Spritzlöchern in Abhängigkeit von frei einstellbarem Nadelhub und Einspritzdruck zu messen [130].

Dazu musste ein Düsenhalter mit einer Verstelleinrichtung kombiniert werden. Als Träger für die Einspritzdüse wurde ein serienmäßiger Düsenhalter für einen DI - Motor gewählt. Am IMKO wurde dieser Düsenhalter mit einer Einrichtung zur Einstellung des Nadelhubes versehen, um den stationären Durchfluss in Abhängigkeit vom Nadelhub und Druck zu untersuchen. Ziel sollte ein Messmittel sein, welches es ermöglicht, den Nadelhub mit einer Einstellgenauigkeit von 10 μm einzustellen, und in einem großen Druckbereich den Durchfluss durch die Düse reproduzierbar zu bestimmen.

Da Untersuchungen im Druckbereich bis 500 bar vorgenommen werden sollten, wurde für die Nadelhubverstellung eine stabile Hebelkonstruktion ausgewählt. Die Kraftübertragung auf die Düsennadel wird dabei durch einen Druckstift und eine Kugel realisiert. Die Zusammendrückung der Bauteile und der Kontaktflächen bei den auftretenden Kräften spielt wegen der stationären Durchflussmessung bei konstantem Druck keine Rolle, Bild 4. 9.

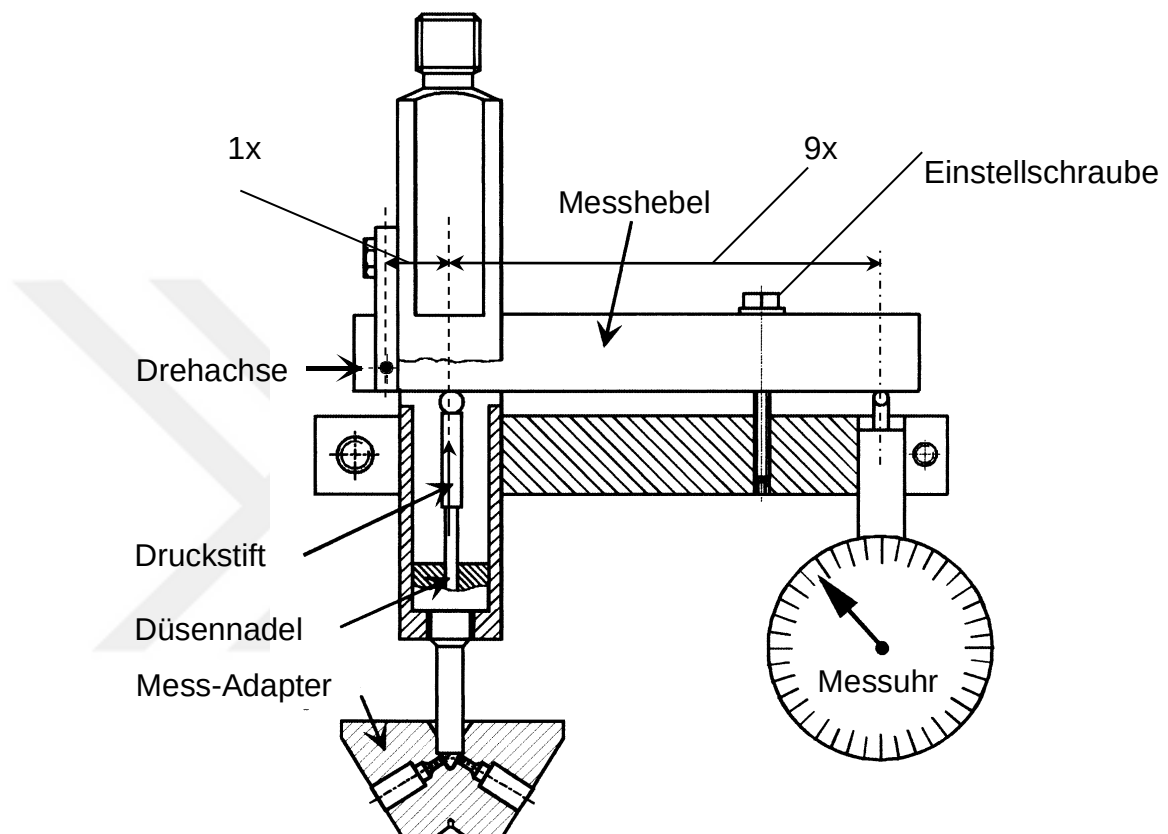


Bild 4. 9: Prinzipielle Meßanordnung zur Einzelstrahl - Durchflussmessung bei variablem Düsennadelhub und Einspritzdruck

Die Hebelübersetzung von der Drehachse des Messhebels, dem Angriffspunkt der Kugel und dem Messort beträgt 1:10 (siehe Bild 4. 9). Die Anzeigegenauigkeit des Nadelhubs ist somit infolge der Übersetzung 1:10.

Funktionsweise der stationären Durchflussmessung:

Die Schraube auf dem Messhebel wird so lange gedreht, bis kein Durchfluss mehr stattfindet, d.h. die Spritzlöcher verschlossen sind. Danach wird die Messuhr auf „Null“ gestellt. Der Messaufbau ist nun vorbereitet, um den stationären Durchfluss bei entsprechenden Nadelhüben, z.B. 10 µm zu ermitteln. Dafür muss zuerst der Messhebel auf eine Position von 100 µm (Anzeige Messuhr) geöffnet werden, d.h. der Druckstift über der Düsennadel wird durch den Einspritzdruck bis zum oberen Anschlag (Messhebel) um 10 µm gehoben.

4. 3 Computersimulation

Zur Berechnung der Düseninnenströmung bei konstantem Nadelhub wird das Programmpaket FIRE® der AVL List GmbH benutzt /132/.

Für das Problem der Berechnung der Düseninnenströmung benötigt das oben erwähnte Programmpaket ein Berechnungsnetz. Dieses Berechnungsnetz wird durch eine Aufteilung des Berechnungsgebiets in kleine Hexaeder erstellt. Das Berechnungsnetz wurde von der Robert Bosch GmbH zur Verfügung gestellt. Für die Untersuchungen wird das Berechnungsnetz für unterschiedliche Nadelhübe, Höhenwinkel, Nadelversätze, sowie für die Verrundung der Spritzlochbohrung benötigt und hergestellt. In Bild 4. 10 ist ein Schnitt durch ein Berechnungsnetz dargestellt, welches aus 266.404 Zellen besteht.

Das Berechnungsnetz bildet die tatsächlichen Abmessungen eines Spritzloches mit dem angrenzenden Düseninnenraum zwischen der Nadel und dem Spritzloch der Sitzlochdüse bei verschiedenen stationären Nadelhüben ab.

Für die Berechnungen wurden gleiche numerische Randbedingungen, gleiche Zeitschrittweiten, usw. eingehalten.

Bei der 3D-Berechnung wurde die Kavitation nicht berücksichtigt, welche eventuell in den Spritzlöchern auftreten kann. Diese kann zu quantitativen Fehlern bei der 3D-Berechnung führen /44/.

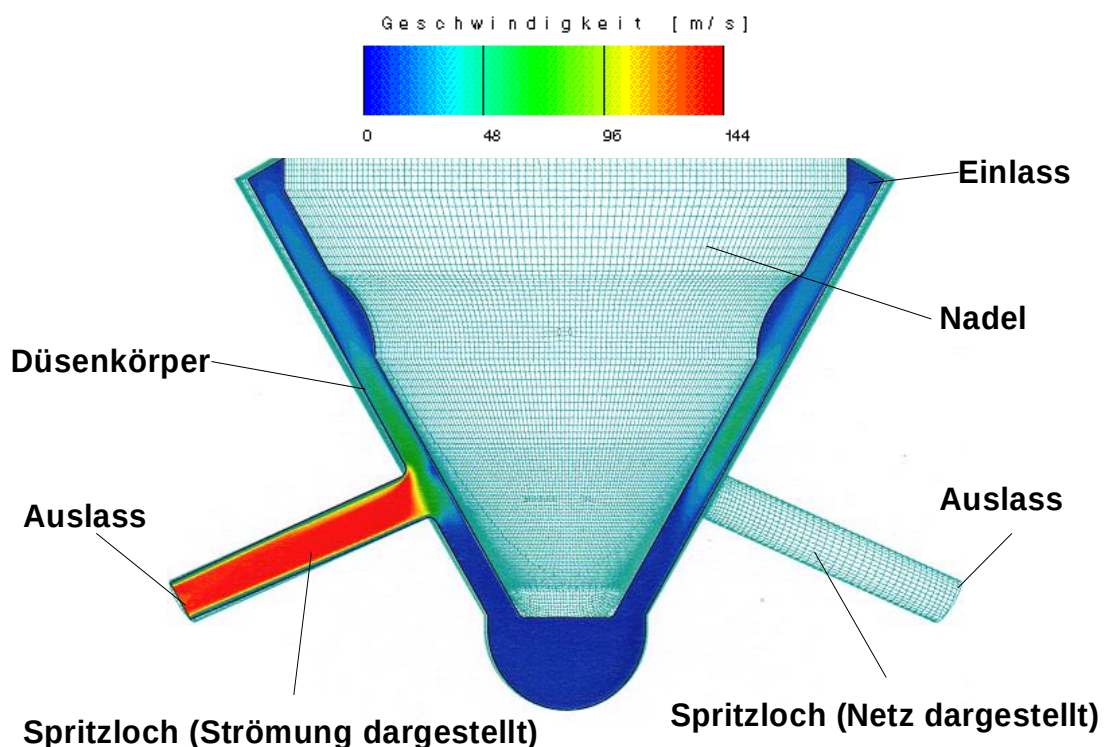


Bild 4. 10: Berechnungsnetz für die Düseninnenströmung

4. 4. Mengenmessverfahren

Für die Bestimmung der Einzelstrahlmengen kommen ein volumetrisches Mengenmessverfahren (Volumenbestimmung, Kontinuierliches Mengenmesssystem KMM) und ein gravimetrisches Mengenmessverfahren (Massenbestimmung mit Waage, GMM) zum Einsatz. Als Medium wird üblicherweise Prüfol nach DIN ISO 4113 (Shell 1404) anstelle des Dieseselekraftstoffes verwendet.

4. 4. 1 Volumetrische Mengenmessverfahren

Das KMM /140/ ist ein kontinuierlich arbeitendes volumetrisches Mengenmesssystem mit hoher Messgenauigkeit und dient in Verbindung mit einem Einspritzpumpen - Prüfstand zum Prüfen und Einstellen der Einspritzpumpen. Es erlaubt eine erhebliche Zeitersparnis, da jede Veränderung der Einspritzmenge sofort erfasst und angezeigt wird. Eine übersichtliche Darstellung der Messergebnisse erfolgt auf dem Bildschirm durch Balkendiagramme. Das Messprinzip des KMM, Bild 4. 11, ist gekennzeichnet durch:

- drucklose Förderung durch geregelte Zahnradpumpe,
- Regelung über Verschieben eines Druckausgleichskolbens mit optischer Abtastung,
- störsicheres, digitales Ausgangssignal für die weitere Messwertverarbeitung,
- Einsatzmöglichkeit unterschiedlicher Kraftstoffarten,
- Kompensation der Temperaturabhängigkeit der Prüföldichte und
- kontinuierliche, parallele Messung von bis zu 12 Injektoren.

Jedem Injektor ist eine Messzelle zugeordnet. Ein Vergleich aller Injektoren (Zylinder) untereinander ist möglich.

Zwischen Einspritzdüse und Messzelle befindet sich eine offene Beruhigungs- bzw. Dämpfungskammer für das abgespritzte Prüfol. Das Prüfol gelangt über einen Überlauf in der Dämpfungskammer in die darunterliegende Messzelle. Die Zahnradpumpe der Messzelle wird über einen Elektromotor so angetrieben, dass zur Vermeidung von internen Leckverlusten die Druckdifferenz zwischen Zahnradpumpenzu- und -rücklauf gleich Null ist. Der Zusammenhang zwischen Drehzahl und Fördermenge ist in einer Kalibrierkurve abgelegt. Die Signale des auf der Zahnradpumpenwelle befestigten Impulsrades werden in einer Auswertelektronik unter Verwendung eines Drehzahlsignals, welches vom Prüfbankantrieb abgenommen wird, in $\text{mm}^3/\text{Einspritzung}$ (mm^3/E) umgerechnet.

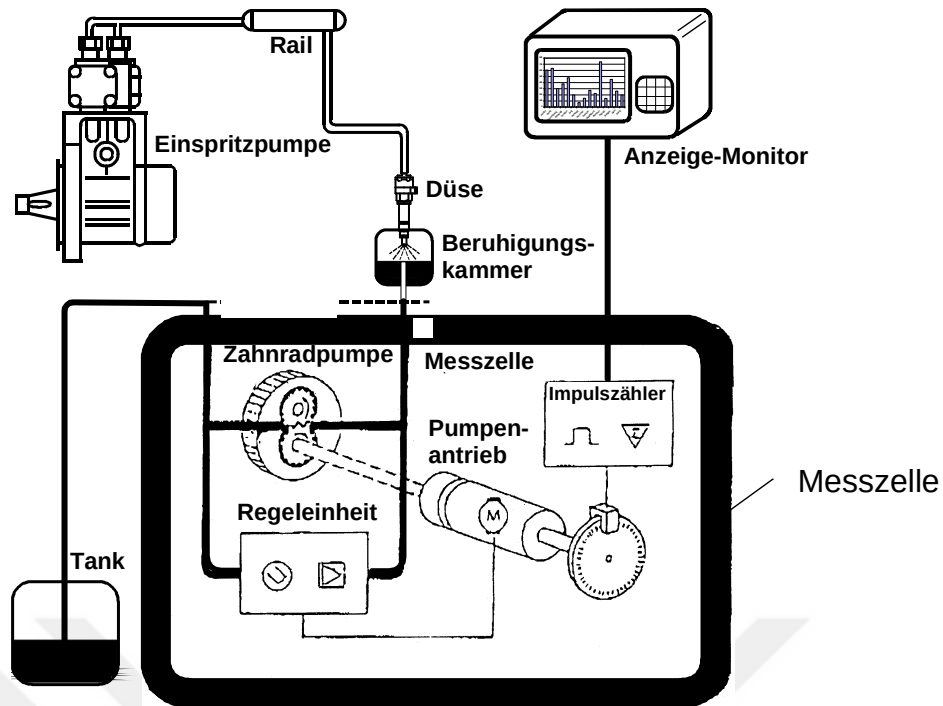


Bild 4. 11: Messprinzip des KMM /140/

4. 4. 2 Gravimetrisches Mengenmessverfahren (GMM)

Um die abgespritzte Kraftstoffmasse mit gravimetrischem Mengenmessverfahren zu bestimmen, wird eine elektronische Analysenwaage (Modell BP110S, Fa. Sartorius), Bild 4. 12, eingesetzt. Diese Analysenwaage hat eine Auflösung von 0,0001 g und einen Wägebereich von 110 g.

Bei den Messungen werden 50 ml Gläser verwendet. Vor den Messungen werden die leeren Gläser nummeriert und gewogen.

Um die Anzahl der Einspritzungen zu bestimmen, wird an dem Magnetventil des Common - Rail - Injektors ein am IMKO angefertigter Zähler angeschlossen, der die Einspritzimpulse zählt. Nach 1000 Einspritzungen wird die Ansteuerung des Injektors mit Hilfe der Software VS 100 gestoppt. Nach Ablauf einer Wartezeit von 60 s (durch Versuche ermittelte Mindestzeit, um die Kraftstoffmenge gleichmäßig aus den Schläuchen abtropfen zu lassen) ist der Messzyklus beendet. Das Ende der Wartezeit wird über eine in den Zähler integrierte Zeitbasis durch eine Lampe signalisiert. Anschliessend werden die gefüllten Messgläser mittels Waage gewogen. Die aufgefangene Kraftstoffmasse wird für den Vergleich unter Berücksichtigung der Anzahl der Einspritzungen und der Prüfdichte ($\rho = 0,822 \text{ g/cm}^3$ bei 40°C) in mm^3/E umgerechnet, um sie mit dem volumetrischen Mengenmessverfahren vergleichen zu können.

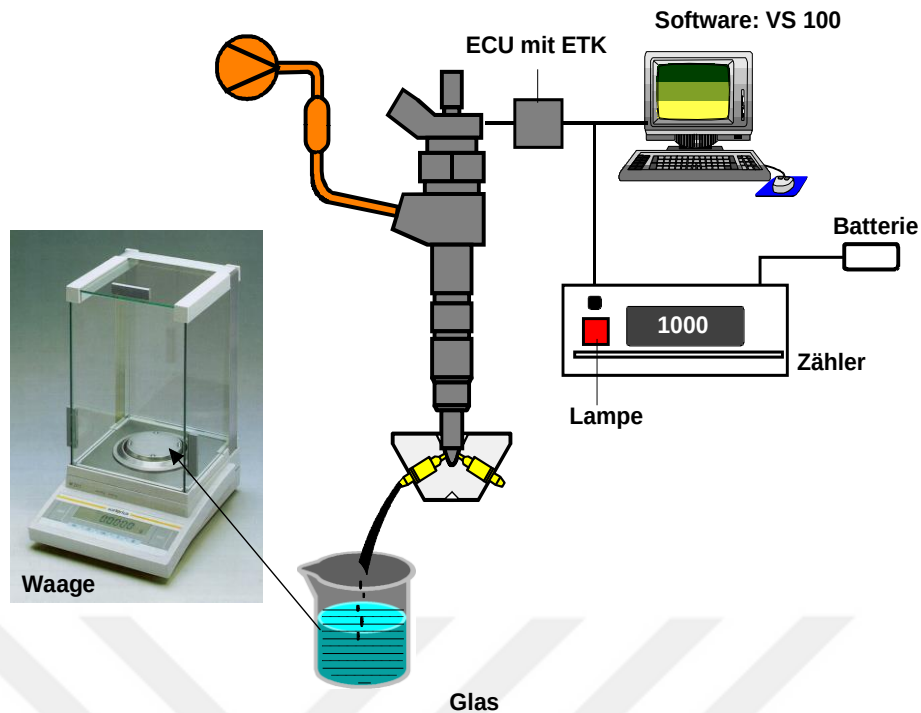


Bild 4. 12: Die gravimetrische Mengen - Messung

4. 4. 3 Gegenüberstellung der beiden Messverfahren

Für die Bestimmung der Einspritzmenge wird meist wegen der oben beschriebenen Vorteile das KMM eingesetzt. Bei niedriger Drehzahl bzw. sehr kleiner Einspritzmenge ist allerdings die Messgenauigkeit des KMM begrenzt. Es ist daher erforderlich, die Eignung des KMM für die Einzelstrahlmenge, d.h. für kleine Einspritzmengen festzustellen.

Hierzu werden die beiden Mengenmessverfahren (KMM und GMM), die für die Bestimmung der Einzelstrahlmenge verwendet werden, auf ihre Einsatzgrenze bzgl. der kleinsten messbaren Mengen untersucht. Bei beiden Messverfahren werden die Einspritzmengen auf der Basis von 1000 Einspritzungen ermittelt, die bei KMM intern automatisch und bei GMM mit Hilfe eines externen Zähler ermittelt wurden. Danach wurde die Absolutmasse beim GMM in mm^3/E umgerechnet.

Die Messungen erfolgen für beide Mengenmessverfahren unter gleichen Betriebsbedingungen ($AD = 1,0 \text{ ms}$, $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$ und $p_R = 400 \text{ bar}$). Für den Vergleich wurde eine Sacklochdüse (5 - Loch - Düse) der Fa. Bosch verwendet. Dabei gelten folgende Bedingungen:

Bei der volumetrischen Messung wird jeder Auslass des Adapters für die Messung von Einzel - Einspritzstrahlen über einen Schlauch mit je einer Messzelle des KMM verbunden. Somit wird die Einspritzmenge aus dem Adapter drucklos in das KMM geleitet.

Bei der gravimetrischen Messung wird jeder Adapterauslass über einen stetig fallend verlegten Schlauch mit einem Becherglas verbunden. Die abgespritzte Kraftstoffmasse wird in den einzelnen Gläsern gesammelt und nach einer konstanten Abtropfzeit mit der Waage gewogen.

Mess- und Wiederholgenauigkeit der Mengenmessverfahren

a) gesamte Einspritzmenge

Um den Vertrauens- und Streubereich, sowie die Wiederholgenauigkeit der Messverfahren zu bestimmen, wurde die gesamte Einspritzmenge bei $p_R = 400$ bar, $n_p = 725 \text{ min}^{-1}$ und $AD = 1,0 \text{ ms}$ je 30 - mal gemessen. Die Vertrauensbereiche P (Wahrscheinlichkeit 95 %) und Standardabweichungen der gesamten Einspritzmenge über alle 5 Löcher wurden über die mittlere Einspritzmenge (Q_m) (nach DIN 1319 T3) berechnet. Die Vertrauensbereiche (P) sind für KMM und Waage in Bild 4. 13 und die Standardabweichungen mit den $\pm 3s$ -Werten in Bild 4. 14 dargestellt.

Es gilt:

$$Q_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Q_i \quad \text{mittlere Einspritzmenge (} Q_m \text{)} \quad (4. 1)$$

n Anzahl der Messung

$n = 30$ Wiederholmessungen

Q_i Einzelmessung

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (Q_i - Q_m)^2} \quad \text{Standardabweichung (s)} \quad (4. 2)$$

$$Q_m \pm \frac{t}{\sqrt{n}} s \quad \text{obere und untere Vertrauensgrenze} \quad (4. 3)$$

$$P = \frac{t}{\sqrt{n}} s \quad \text{Vertrauensbereiche} \quad (4. 4)$$

$t = 2,05$ für das Vertrauensniveau (95 %) nach DIN 1319 T3

Bild 4. 13 zeigt, dass bei 30 - maliger Messung der gesamten Einspritzmenge mit beiden Messverfahren die Differenz der Mittelwerte zwischen den Messverfahren nur ca. $0,06 \text{ mm}^3/\text{E}$ beträgt, d.h. $0,27 \%$ bezogen auf den KMM - Wert. Die mittlere Menge beträgt $21,74 \text{ mm}^3/\text{E}$ mit dem KMM und $21,68 \text{ mm}^3/\text{E}$ mit der Waage.

Die Vertrauensbereiche für beide Messverfahren wurden über die gesamte Einspritzmenge der 5 - Loch - Düse bestimmt. Das Vertrauensniveau der Wägung

($P = \pm 0,06 \text{ mm}^3/\text{E}$) ist höher als das des KMM ($P = \pm 0,09 \text{ mm}^3/\text{E}$). Diese hohe Genauigkeit der Waage ist durch die hohe Messauflösung $0,1 \text{ mg}$ ($0,12 \text{ mm}^3$) in Verbindung mit der großen Anzahl (1000) von Einspritzungen begründet.

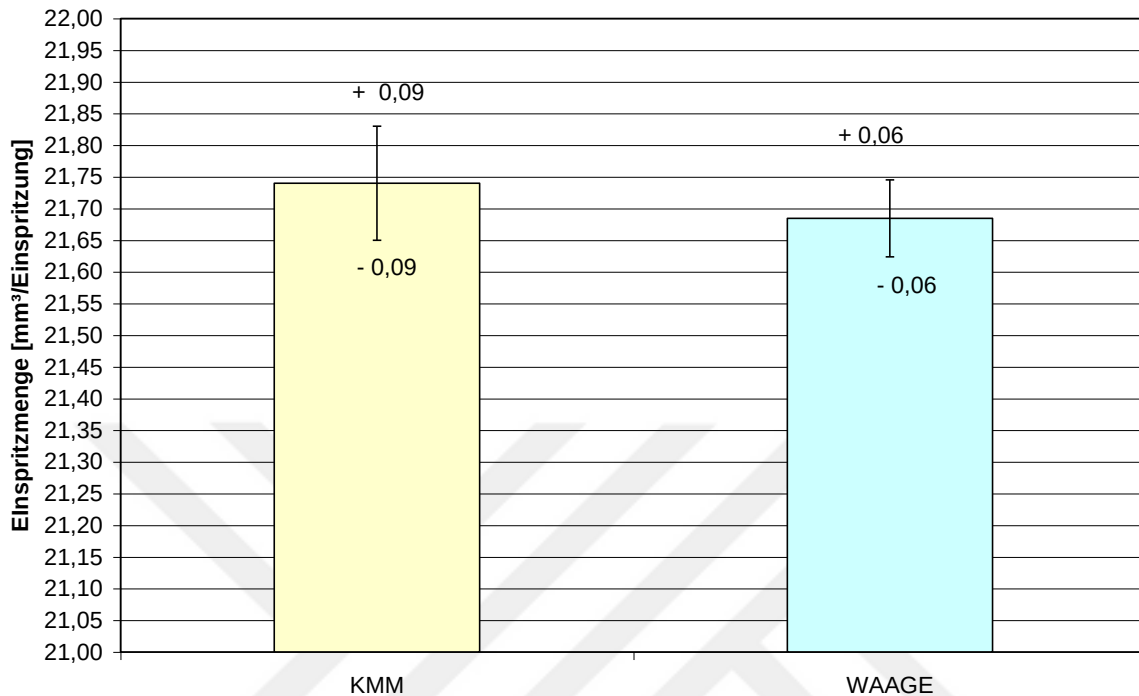


Bild 4. 13: Vertrauensbereich für beide Messverfahren bei $p_R = 400 \text{ bar}$, $AD = 1,0 \text{ ms}$ und $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$

Die Untersuchung und der Vergleich beider Messverfahren (siehe Bild 4. 14) ergeben, dass die Streubereiche der Mengenummessverfahren sehr unterschiedlich sind. Der Streubereich des KMM ist deutlich größer als derjenige der Waage ($\pm 3s = \pm 0,732 \text{ mm}^3/\text{E}$ für das KMM und $\pm 3s = \pm 0,486 \text{ mm}^3/\text{E}$ für die Waage).

Die maximale Schwankung zwischen der gemessenen Einspritzmenge und der mittleren Einspritzmenge beträgt $0,560 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei dem KMM (Messung 5) und $0,392 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei der Waage (Messung 29). Die Zusammenfassung der Ergebnisse für KMM und Waage ist in Tabelle 4. 2 dargestellt.

Tabelle 4. 2: Vergleich der Messergebnisse zwischen KMM und Waage für gesamte Einspritzmenge

	KMM	WAAGE
Q_m [mm^3/E]	21,743	21,684
P [mm^3/E]	$\pm 0,092$	$\pm 0,060$
s [mm^3/E]	$\pm 0,244$	$\pm 0,162$
maximale Schwankungen [mm^3/E]	0,560	0,392

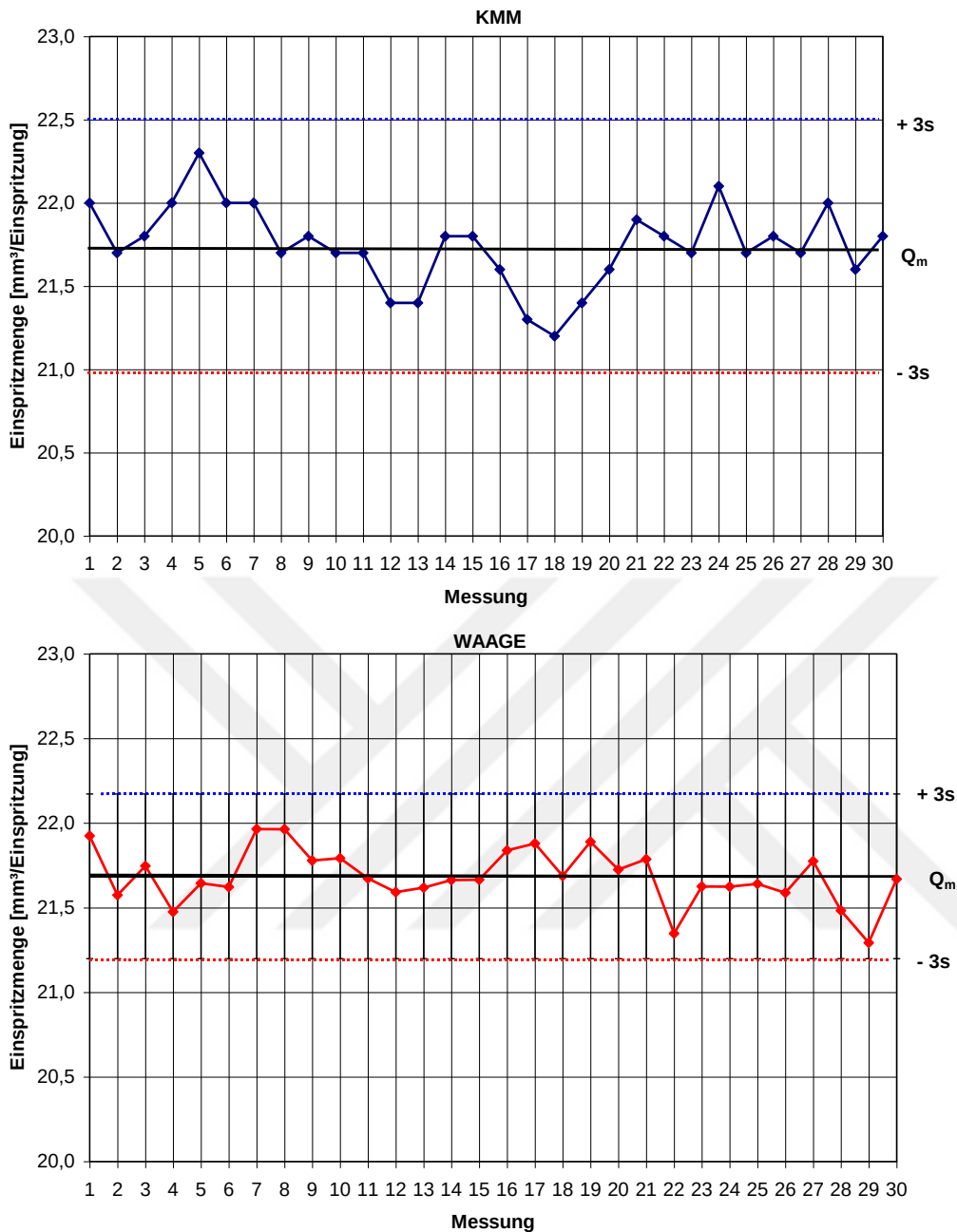


Bild 4. 14: Wiederholgenauigkeit und Streuung der gesamten Einspritzmenge der beiden Messverfahren bei $p_R = 400 \text{ bar}$, $AD = 1,0 \text{ ms}$ und $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$

b) Einzelstrahlmenge

Um die Mess- und Wiederholgenauigkeit einer einzelnen KMM - Messzelle und einer einzelnen Messglas - Wägung zu bestimmen, wurde die Einspritzmenge eines Spritzloches in 30 Messungen erfasst. Die Vertrauensbereiche wurden in Bild 4. 15 und die Standardabweichungen mit den $\pm 3s$ -Werten in Bild 4. 16 für die KMM - Messzelle 5 (Spritzloch 5) und die Waage (Spritzloch 5) bei $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$, $p_R = 400 \text{ bar}$ und $AD = 1,0 \text{ ms}$ dargestellt.

Bild 4. 15 zeigt, dass die mittlere Einzelstrahlmenge des Loches 5 nach 30 Messungen für die KMM - Messzelle und die Waage mit $Q_m = 4,294 \text{ mm}^3/\text{E}$ gleich ist. Der Vertrauensbereich ist $P = \pm 0,03 \text{ mm}^3/\text{E}$ für die KMM - Messzelle und $P = \pm 0,02 \text{ mm}^3/\text{E}$ für die Waage.

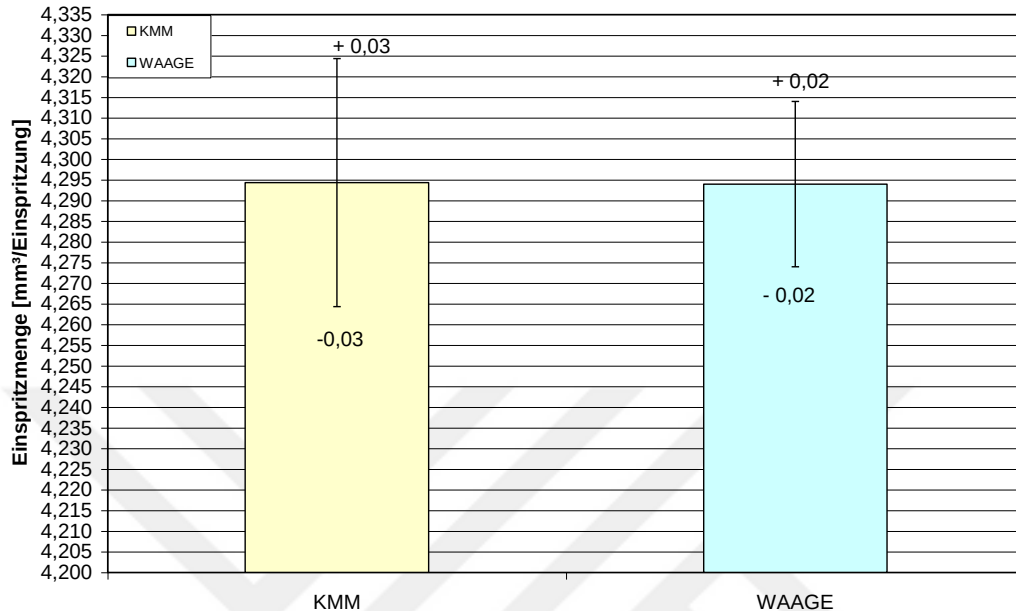


Bild 4. 15: Vertrauensbereich für beide Messverfahren bei $p_R = 400 \text{ bar}$, $AD = 1,0 \text{ ms}$ und $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$ (Spritzloch 5)

In Bild 4. 16 sind die $\pm 3s$ -Werte und die maximale Schwankung der Einzelstrahlmenge beider Messverfahren dargestellt.

Die Vergleiche der Einzelstrahlmengen - Messung beider Messverfahren ergeben, dass die Waage einen kleineren Streubereich gegenüber dem KMM hat ($\pm 3s = \pm 0,246 \text{ mm}^3/\text{E}$ für KMM und $\pm 3s = \pm 0,165 \text{ mm}^3/\text{E}$ für Waage).

Die maximale Schwankung zwischen der gemessenen Einspritzmenge und der mittleren Einspritzmenge beträgt $0,207 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei der KMM (Messung 28) und $0,123 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei der Waage (Messung 27).

In Tabelle 4. 3 sind für das Spritzloch 5 die statistischen Auswertungen zusammengestellt.

Tabelle 4. 3: Vergleich der Messergebnisse zwischen KMM und Waage für die Einzelstrahlmenge (Spritzloch 5)

	KMM	WAAGE
Q_m [mm^3/E]	4,294	4,293
P [mm^3/E]	$\pm 0,03$	$\pm 0,02$
s [mm^3/E]	$\pm 0,082$	$\pm 0,055$
maximale Schwankungen [mm^3/E]	0,207	0,123

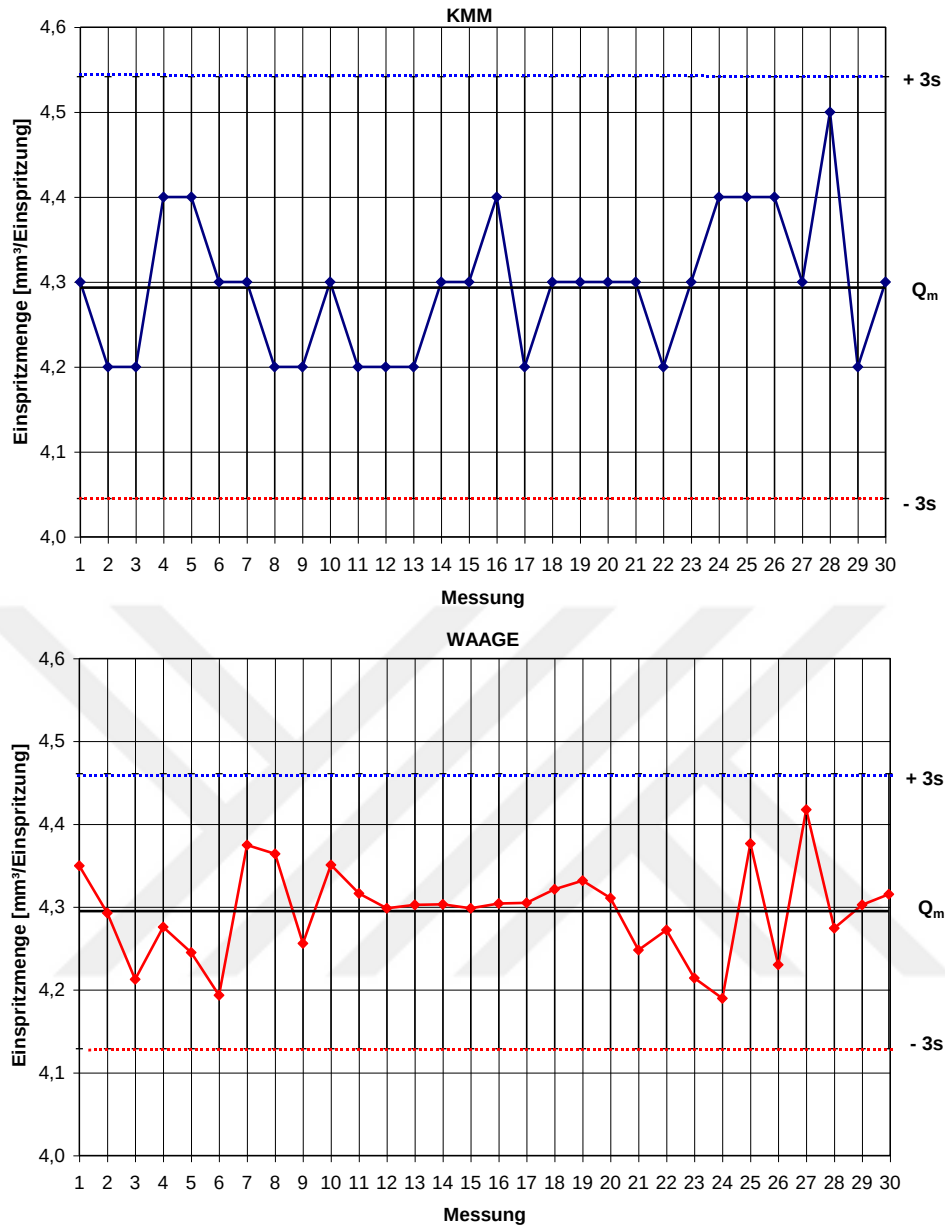


Bild 4. 16: Wiederholgenauigkeit und Streuung der Einzelstrahlmenge bei $p_R = 400 \text{ bar}$, $AD = 1,0 \text{ ms}$ und $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$

Einsatzgrenze der Mengenmessverfahren

Die mittleren Einspritzmengen (Q_m) der 5 - Loch - Düse sind in Tabelle 4. 4 bei $p_R = 400 \text{ bar}$ und $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$ für unterschiedliche Ansteuerdauern dargestellt, um die Einsatzgrenze der beiden Messverfahren zu bestimmen.

Bei grosser Ansteuerdauer bzw. hohen Einspritzmengen ergeben beide Messverfahren nahezu gleiche Mengen und die Mengenabweichungen (Mengenabweichung [%] = $(\text{Einspritzmenge für KMM} / \text{Einspritzmenge für WAAGE}) \times 100$) zwischen den Messverfahren verringern sich mit zunehmender Einspritzmenge. Beide Messverfahren sind zwischen $0,94 - 7,40 \text{ mm}^3/\text{E}$ ($AD = 0,5 -$

1,3 ms) annähernd gleichwertig (z. B. Ansteuerdauer zwischen $AD = 0,5 - 1,3$ ms: maximale Mengenabweichung 2%).

Tabelle 4. 4: Gegenüberstellung der mittleren Einspritzmenge (Q_m) der 5 - Loch - Düse für beide Mengenmessverfahren bei $p_R = 400$ bar und $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$ (Mengenabweichung* [%] = $(KMM/WAAGE) \times 100$)

AD [ms]	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30
KMM [mm ³ /E]	-	-	0,160	0,460	0,940	1,620	2,140	2,900	3,660	4,400	5,280	6,260	7,400
WAAGE mm ³ /E]	0,038	0,074	0,136	0,392	0,926	1,582	2,120	2,862	3,634	4,372	5,248	6,246	7,404
Mengenabweichung* [%]	-	-	18	17	2	2	1	1	1	1	1	1	1

Bei einer kleineren Ansteuerdauer bzw. kleineren Einspritzmengen wächst die Mengenabweichung zwischen den Messverfahren zwischen 0,16 - 0,94 mm³/E (z.B. Ansteuerdauer zwischen $AD = 0,3 - 0,5$ ms: maximale Mengenabweichung 18 %).

Unter 0,10 - 0,20 mm³/E (bei der verwendeten Düse, 725 min⁻¹ und 400 bar sowie $AD = 0,3$ ms) hat das KMM keine Anzeige, obwohl von der Düse Kraftstoff eingespritzt wird.

Dieser Mengenbereich wird von der Genauigkeit des KMM begrenzt. Mit der Waage lassen sich auch Mengen unter 0,1 mm³/E reproduzierbar messen.

Zusammenfassung

Um die Eignung der Verfahren für die Einzelstrahl - Mengenmessung festzustellen, wurden das Kontinuierliches Mengenmesssystem und das gravimetrische Mengenmessverfahren miteinander verglichen.

Die Messungen zeigen:

- Die Mengenmessung hat mit der Waage eine hohe Genauigkeit mit engem Streubereich. Die gravimetrische Messung ist jedoch deutlich zeitaufwändiger als die volumetrische.
- Bei der Messung mit der Waage spielen:
 - Sauberkeit der Messgläser (Verschmutzungsgefahr),
 - Genauigkeit der Ablesung sowie
 - Bedienfehler
 eine wichtige Rolle.

- Messungen der Einzelstrahlmenge mittels KMM unter $1 \text{ mm}^3/\text{E}$ ergeben eine große Unsicherheit, da die Abweichung bei 18 % im Vergleich zur Messung mit der Waage liegt. Aus diesem Grunde wird für die Messung größerer Einspritzmengen ($> 1 \text{ mm}^3/\text{E}$ bzw. $AD > 0,5 \text{ ms}$) das KMM und für die Messung kleinerer Einspritzmengen ($< 1 \text{ mm}^3/\text{E}$ bzw. $AD < 0,5 \text{ ms}$) die Waage eingesetzt.
- Bei großen Mengen (lange Ansteuerdauer) wurde eine gute Übereinstimmung bei der Messverfahren für die mittlere Einzelstrahlmenge nachgewiesen.



5. Einfluß der Düsengeometrie und Düsenbauform auf die Einzelstrahlmengen

Die Geometrie einer Einspritzdüse, Bild 5. 1, beeinflusst die Ausbildung der Strömung. Eine Einspritzdüse kann vereinfacht als ein Zweidrosselsystem betrachtet werden. Diese Drosseln sind:

- der geometrische Strömungsquerschnitt (A_S) zwischen Düsenkörpersitz und Nadelsitz,
- der gesamte Spritzlochquerschnitt (A_D).

Bei geringen Nadelhuben, während der Öffnungs- und Schließphase, liegt die Hauptdrosselstelle im Bereich des Nadelsitzes (A_S).

Bei voll geöffneter Düsennadel bildet die Gesamtanzahl (i) der Spritzlöcher mit der Fläche (A_D) die Hauptdrosselstelle der Düseninnenströmung.

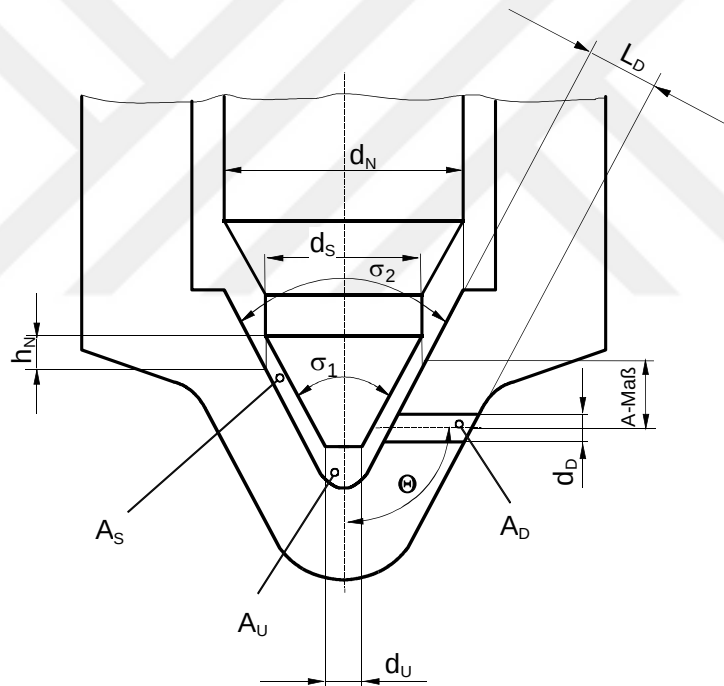


Bild 5. 1: Schematische Darstellung der Geometrie einer Mehrlochdüse

• Erste Drosselstelle: geometrischer Strömungsquerschnitt (A_S)

Der geometrische Strömungsquerschnitt bei einer Düse befindet sich auf einem definierten Durchmesser der Nadelspitze oberhalb der Spritzlocheinläufe. Entsprechend Bild 5. 2 wird daher der momentane Öffnungsquerschnitt zwischen Düsenkörpersitz und Nadelsitz bzw. der Strömungsquerschnitt aus der Guldnschen Regel als Produkt der Mantellinie (l) der kegelstumpfförmigen Querschnittsfläche und dem Sitzdurchmesser (d_{Sitz}) wie folgt berechnet:

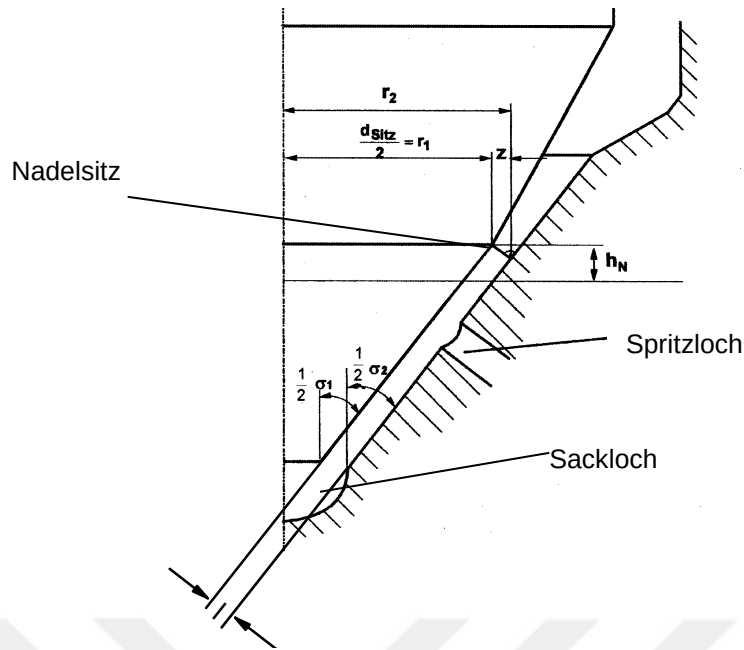


Bild 5. 2: Geometrischer Strömungsquerschnitt am Nadelsitz am Beispiel Sitzlochdüse

$$l = h_N \cdot \sin \frac{\sigma_2}{2} \quad (5.1)$$

$$z = l \cdot \cos \frac{1}{2} \sigma_2 \quad (5.2)$$

$$r_2 = r_1 + z \quad (5.3)$$

$$r_2 + r_1 = 2r_1 + z = d_{sitz} + l \cdot \cos \frac{1}{2} \sigma_2 = d_{sitz} + h_N \cdot \sin \frac{\sigma_2}{2} \cdot \cos \frac{\sigma_2}{2} \quad (5.4)$$

$$r_2 + r_1 = d_{sitz} + \frac{1}{2} h_N \cdot \sin \sigma_2 \quad (5.5)$$

$$A_S = l \cdot \pi (r_1 + r_2) \quad (5.6)$$

Der geometrische Strömungsquerschnitt einer Düse ergibt sich:

$$A_S = \pi \cdot h_N \cdot \sin \frac{\sigma_2}{2} \left(d_{sitz} + \frac{1}{2} h_N \cdot \sin \sigma_2 \right) \quad (5.7)$$

Weiterhin gilt, dass der Nadelsitzquerschnitt nicht zu jedem Zeitpunkt der Ort des kleinsten Strömungsquerschnitts ist. Nur bei einem sehr kleinem Nadelhub liegt der minimale Querschnitt am Nadelsitz ($A_S < A_D$). Bei zunehmendem Hub wird der minimale Querschnitt durch die Kreisflächen mit dem Spritzlochdurchmesser bestimmt ($A_S > A_D$).

• **Zweite Drosselstelle: gesamter Spritzlochquerschnitt (A_D)**

Der gesamte Spritzlochquerschnitt (A_D) entspricht der Flächensumme aller Spritzlöcher:

$$A_D = \frac{\pi \cdot d_D^2}{4} \cdot i \quad (5.8)$$

i Spritzlochanzahl

Die Durchflussmenge (Q) wird hauptsächlich durch diese beiden Drosselstellen (A_S und A_D) beeinflusst. Man kann diese Drosselstellen zusammenfassen zu einer Gesamtdrosselung (A_{ges}):

$$Q = f(A_{ges}) \quad (5.9)$$

$$A_{ges} = f(A_S, A_D) \quad (5.10)$$

aus Kontinuitätsgleichung gilt:

$$Q_{ges} = Q_S = Q_D \quad (5.11)$$

allgemein (Bernoulligleichung) gilt:

$$Q = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad \text{mit} \quad (5.12)$$

μ Durchflussbeiwert

ρ Dichte des Kraftstoffes

Δp Druckdifferenz

Für den Gesamtdurchfluss in der Düse gilt:

$$Q_{ges} = \mu_{ges} \cdot A_{ges} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_R - p_{Zylinder})}{\rho}} \quad (5.13)$$

Für den Durchfluss im Sitzquerschnitt bzw. Strömungsquerschnitt gilt:

$$Q_S = \mu_S \cdot A_S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_R - p_{Sackloch})}{\rho}} \quad (5.14)$$

Für den Durchfluss im Spritzlochquerschnitt gilt:

$$Q_D = \mu_D \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Sackloch} - p_{Zylinder})}{\rho}} \quad (5.15)$$

Daraus ergibt sich nach weiterer Umformung (siehe Anhang S. 187 - 188):

$$Q_{ges} = \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{1}{(\mu_S \cdot A_S)^2} + \frac{1}{(\mu_D \cdot A_D)^2} \right]}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_R - p_{Zylinder})}{\rho}} \quad (5.16)$$

Für den Kommentar entsprechende Gleichung siehe Anhang S. 188.

Beispielhaft wird der Massendurchfluss für eine Sitzlochdüse (mit 5 Löchern und schräger Einbaulage) berechnet (mit dem Programm FIRE®) und die Ergebnisse in Bild 5. 3 dargestellt.

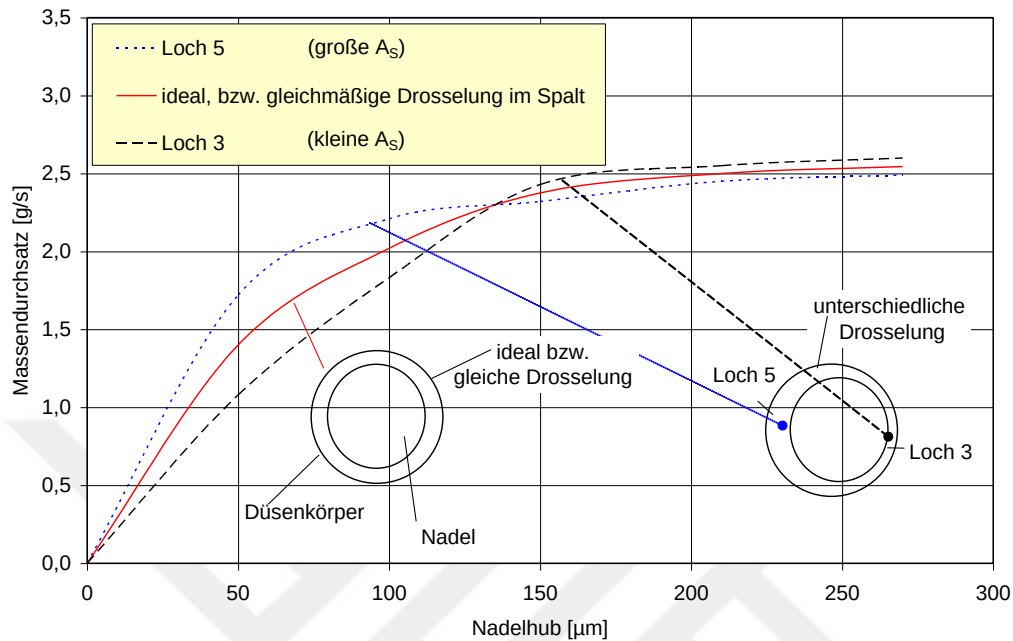


Bild 5. 3: Einflüsse der Drosselung auf den Massendurchfluss einer 5-Loch-Düse

Zuerst wurde die Durchflussmenge bei konzentrischer Lage der Nadel berechnet. Anschließend wurde die Nadel exzentrisch verschoben. Beispielsweise ergibt sich dadurch am Spritzloch 5 ein größerer Strömungsquerschnitt als am Spritzloch 3.

Es ist erkennbar, dass die unterschiedlichen Strömungsquerschnitte bei kleinem Nadelhub zu unterschiedlichen Durchflussmengen führen. Bei einem Hub von 50 µm zeigt Spritzloch 5 aufgrund des größeren Strömungsquerschnitts, im Vergleich zur konzentrischen Lage der Nadel eine Durchflußerhöhung um 23 %, Spritzloch 3 hingegen eine Durchflußminderung um 23%.

Ein zunehmender Nadelhub führt zu geringeren Durchflussabweichungen, da sich ab einem bestimmten Nadelhub ($h_N > 120 \mu\text{m}$), die Hauptdrosselung der Strömung in die Nähe der Spritzlocheinlaufkanten verlagert. Die Durchflußabweichungen infolge der Nadelexzentrizität betragen bei einem Hub von $h_N = 210 \mu\text{m}$ am Spritzloch 5 ca. + 2 % und am Spritzloch 3 ca. - 2 %.

Die ab einem Hub von $h_N > 120 \mu\text{m}$ entstehenden Durchflussabweichungen resultieren indes nicht allein aus der Drosselung sondern auch aus geometrischen Parametern wie Höhenwinkel und Spritzlochlänge.

Nachfolgend wird an der Zusammenhänge von Düsengeometrie und Einzelstrahlmengen detailliert untersucht:

- Höhenwinkelanzordnung
- schräge und zentrale Einbaulage der Düse
- Spritzlochdurchmesser
- unterschiedliche Düsenbauform
- mit und ohne doppelter Nadelführung

5. 1 Höhenwinkelanzordnung (Θ)

Bei DI - Motoren wird die Düse möglichst zentrisch zur Brennraummulde angeordnet. Für DI - Motoren mit 4 - Ventiltechnik ergibt dies in der Regel gleiche Höhenwinkel Θ (zylindermittig und senkrechte Einbaulage der Düse) für alle Strahlen, um eine gleichmäßige Strahlverteilung im Brennraum zu erzielen (siehe Bild 1. 1). Bei 2 - Ventil - Dieselmotoren sind aus Platzgründen die Einspritzdüsen schräg eingebaut. Deshalb müssen die Höhenwinkel an die Brennraumgeometrie angepasst werden. Die Größe des Höhenwinkels Θ hängt dabei vor allem von der Kolbenmulde und den konstruktiven Merkmalen des Motors ab.

Durch die Lage des Spritzloches zum symmetrischen Strömungsquerschnitt wird die Strömung plötzlich und stark umgelenkt. Diese Umlenkung bedingt Energieverluste und führt zu einer unterschiedlichen Geschwindigkeitsverteilung in der Spritzlochbohrung, Bild 5. 4.

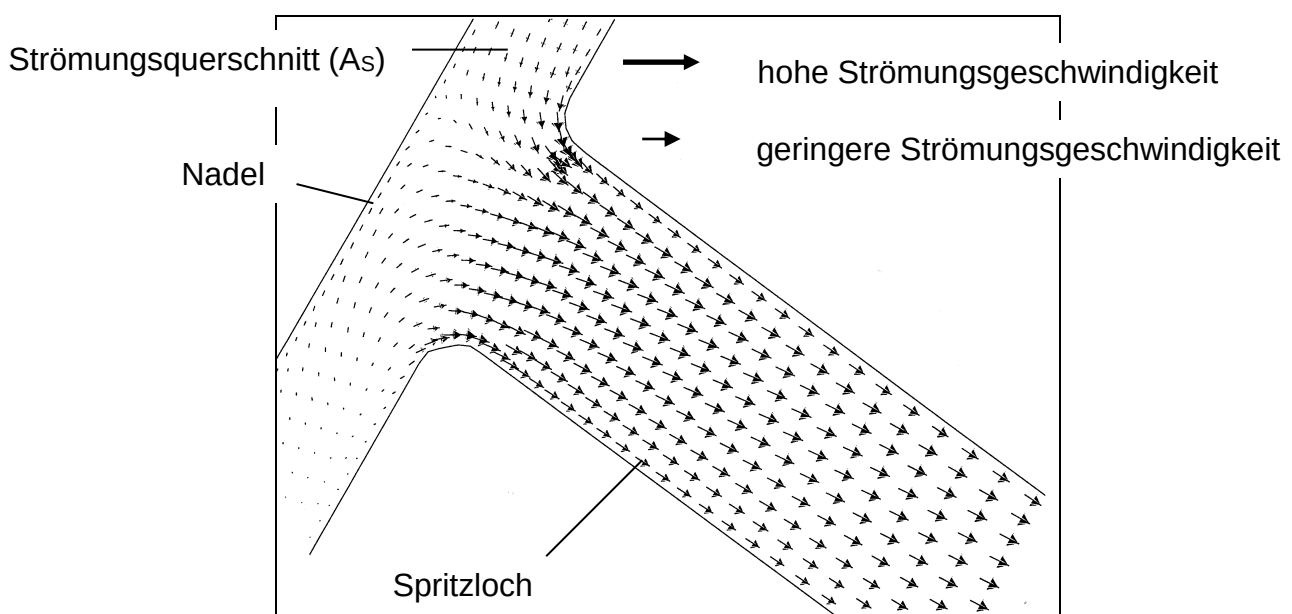


Bild 5. 4: Strömungsumlenkung in der Düse

Der bei der Strömungsumlenkung infolge Reibungseinfluss eintretende Verlust an Energie entsteht aus der Änderung der Wandschubspannung als Folge der nicht mehr achsensymmetrischen Geschwindigkeitsverteilung aus den Strömungsablösungen in der Spritzlochbohrung, sowie aus dem Auftreten von Sekundärströmungen /111/.

Die Einflüsse der Strömungsumlenkung hängen hauptsächlich von der Stärke der Verrundung der Spritzlochbohrung und vom Höhenwinkel ab.

In der Spritzlochbohrung wird nur eine geringe oder möglichst gar keine Strömungsablösung und eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung über den gesamten Spritzlochquerschnitt angestrebt.

Um die Einflüsse der Strömung aufgrund unterschiedlicher Höhenwinkel (Θ) auf die Durchflussmenge zu untersuchen, wird hier eine schräge Einbaulage der Düse gewählt, d.h. die Düse ist für einen 2 - Ventil - Dieselmotor mit verschiedenen Höhenwinkeln der Spritzlöcher (53° , 66° und 90°) ausgelegt. Die Messung erfolgt bei einem Raildruck von $p_R = 100$ bar und einem Nadelhub von $h_N = 150 \mu\text{m}$.

Zur Überprüfung der Messergebnisse wurde die Berechnung der Strömung mit dem Programm FIRE[®] durchgeführt. Damit ist es möglich, die Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit in der Spritzlochbohrung zu betrachten. Das Berechnungsnetz berücksichtigt die gleichen Abmessungen (Höhenwinkel, Spritzlochdurchmesser und –länge), wie in den verwendeten Düsen. Die Mess- und Berechnungsergebnisse des Massendurchsatzes (für ein Loch einer Sitzlochdüse) in Abhängigkeit des Höhenwinkels sind in Bild 5. 5 dargestellt.

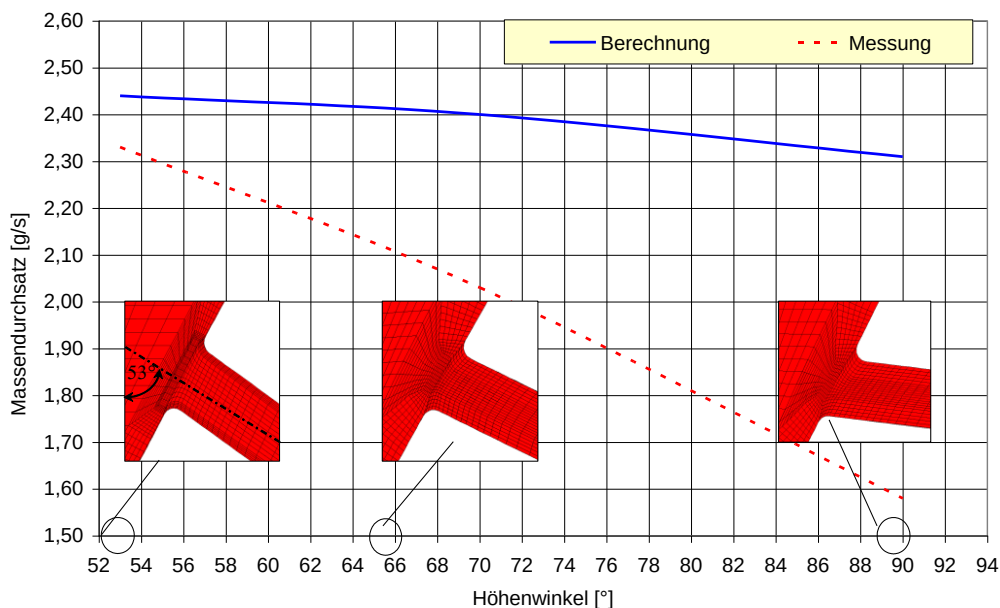


Bild 5. 5: Massendurchsatz eines Loches von einer Sitzlochdüse in Abhängigkeit des Höhenwinkels bei $p_R = 100$ bar und $h_N = 150 \mu\text{m}$

Messungen und Berechnung ergeben übereinstimmend, dass eine Zunahme des Höhenwinkels und damit der Strömungsumlenkung zur Verringerung der Durchflussmenge führt. Hierbei wurde festgestellt, dass die Änderung des Höhenwinkels von 53° auf 90° zu einer Durchflussabnahme von 32 % bei der Messung und von 6 % bei der Berechnung führt.

Die Abweichung zwischen Messung und Berechnung nimmt mit steigendem Höhenwinkel zu. Dies liegt in der verstärkt auftretenden Kavitation. Im Rahmen dieser Untersuchungen konnte jedoch die Kavitation bei den Berechnungen nicht berücksichtigt werden, da hierfür keine Softwarelizenz vorhanden war.

Um die Einflüsse des Höhenwinkels auf die Kavitation mittels hydraulischer Durchflussmessung (mit konstantem Vordruck und Gegendruckvariation) zu bestimmen, wurden zwei Düsen (eine mit Düsenlöcher unter Höhenwinkel = 53° und die andere mit Düsenlöcher unter Höhenwinkel = 90°) gefertigt und vermessen. Beide Düsen besitzen nominal gleiche Spritzlochanzahl (mit 5 - Löchern), Durchfluss und Verrundungsgrad. Durch die Messung wurde festgestellt, dass je größer der Höhenwinkel oder je schärfer die Umlenkung ist, umso größer wird die Gefahr der Kavitationsbildung, Bild 5. 6.

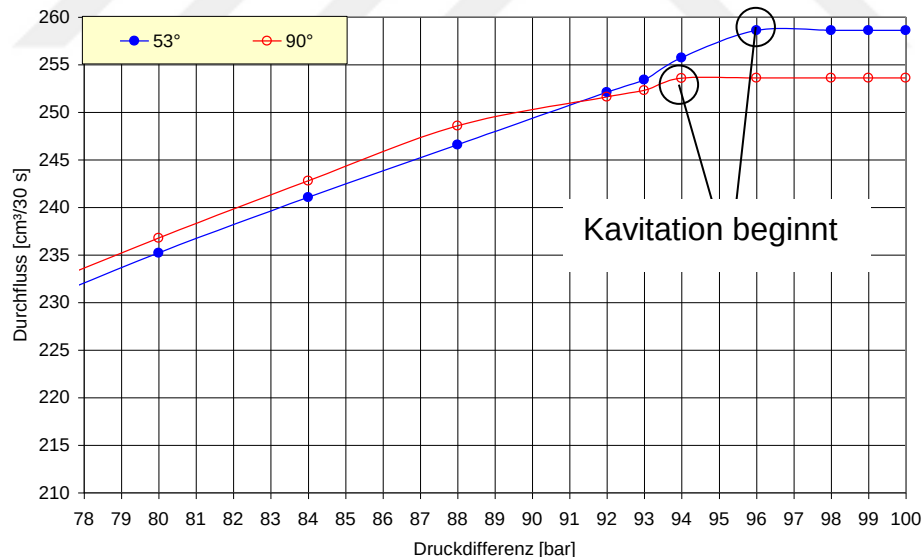


Bild 5. 6: Einfluss des Höhenwinkels auf die Kavitation (Messung für zwei Sitzlochdüsen ($\Theta = 53^\circ$ und 90°) mit 5 Löchern, $d_D = 128 \mu\text{m}$; bei konstantem Vordruck = 100 bar und variablem Gegendruck)

Bei einer scharfen Umlenkung (großer Höhenwinkel, $\Theta = 90^\circ$) löst sich die Strömung stärker ab, woraus sich ein größerer Strömungswiderstand ergibt, Bild 5. 7. Solche Strömungen führen in Wandnähe zu verminderten Strömungsgeschwindigkeiten, Bild 5. 8.

Bei einem kleineren Höhenwinkel (z.B. $\Theta = 53^\circ$) bildet sich die Geschwindigkeitsverteilung gleichmäßiger aus. Wegen des günstigeren Verlaufs der Strömung, bezogen auf die geringeren Umlenkverluste, vermindert sich die Strömungsablösung.

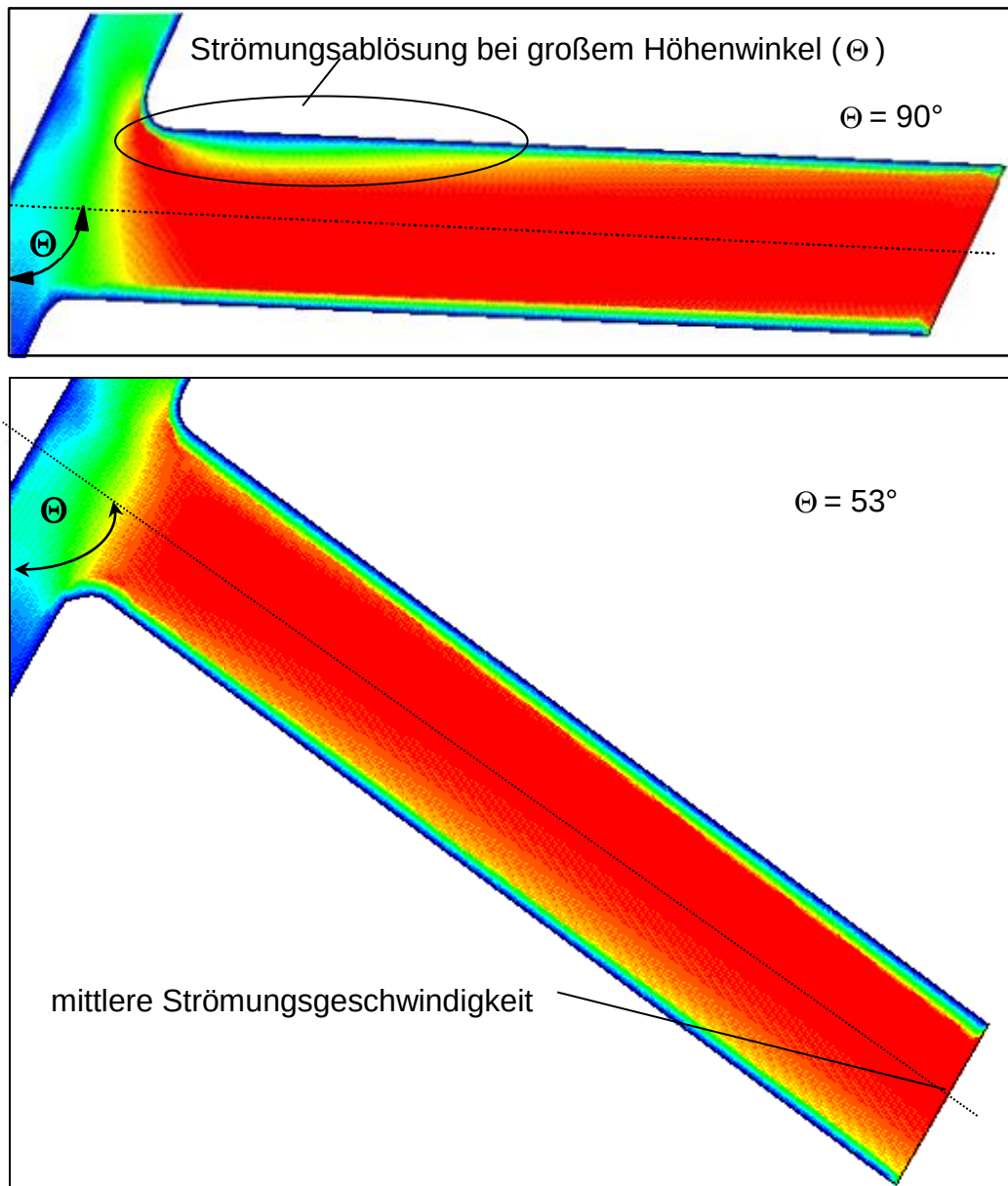


Bild 5. 7: Geschwindigkeitsverteilung entlang der Spritzlochbohrung (Berechnung für Sitzlochdüse mit 5 - Löchern und $d_D = 128 \mu\text{m}$ bei $p_R = 400 \text{ bar}$ und $h_N = 150 \mu\text{m}$)

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit (v_m) ist die Geschwindigkeit, die in der Mitte des Spritzloch vorherrscht (siehe Bild 5. 7).

$$v_m = \frac{Q}{A_D} \quad /111, 113/ \quad (5. 17)$$

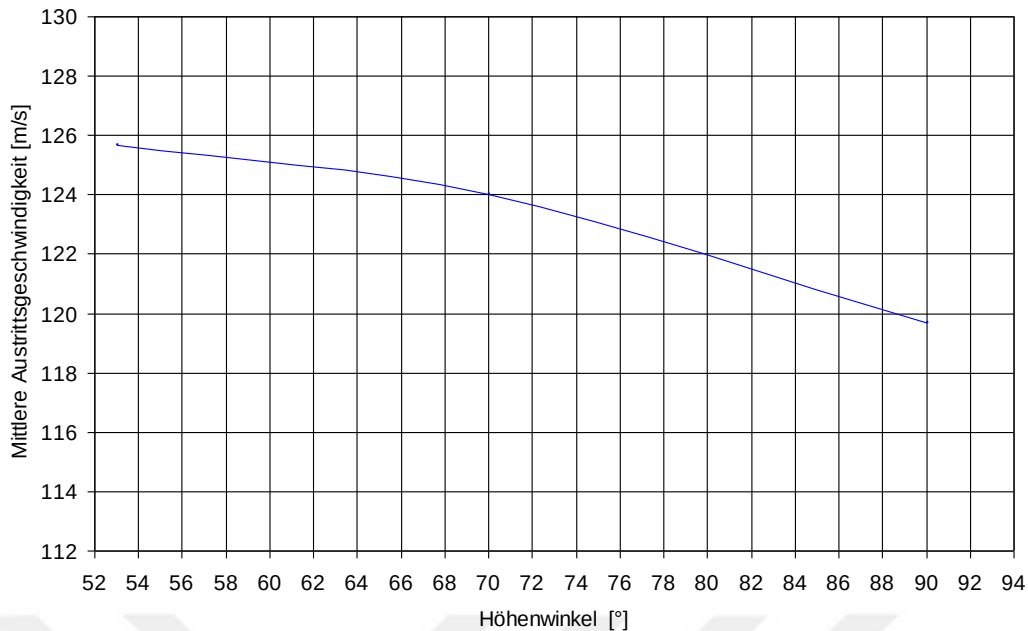


Bild 5. 8: Berechnung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit am Spritzlochaustritt für unterschiedliche Höhenwinkel (Θ) (Berechnung für Sitzlochdüse mit 5 - Löchern und $d_D = 128 \mu\text{m}$ bei $p_R = 400 \text{ bar}$ und $h_N = 150 \mu\text{m}$)

Zusammenfassung

- Mit zunehmendem Höhenwinkel (Θ) verringern sich die Durchflussmenge und die mittlere Austrittsgeschwindigkeit aufgrund der Erhöhung der Strömungsverluste.
- Die schräge Einbaulage der Düse bzw. 2 - Ventil - Dieselmotordüsen führen zu unterschiedlichen Durchflussmengen zwischen den Spritzlöchern aufgrund unterschiedlicher Höhenwinkel und der damit verbunden Umlenkverluste.
- Eine Verringerung der Höhenwinkel bewirkt, dass die Kavitation erst bei höherer Druckdifferenz bzw. niedrigerem Gegendruck auftritt.
- Die Berechnungen und Messungen haben ergeben, dass der Höhenwinkel eine entscheidende Größe einer Düse für die Durchflussmenge ist. Außerdem spielen grundsätzlich die Oberflächenqualität der Spritzlöcher, die Verrundung der Spritzlochbohrung und die Kavitation in der Spritzlochbohrung eine wichtige Rolle, welche bei der Berechnung im Rahmen dieser Untersuchung nicht berücksichtigt werden konnten.

5. 2 Vergleich der Messung und Berechnung für stationäre Durchflussmessung bei schräger Einbaulage der Düse

Es wurde der stationäre Einzelstrahl betrachtet. Durchflussmengenmessung und Berechnung erfassten für eine Sitzlochdüse (5 Löcher und schräger Einbaulage).

Die stationäre Einzelstrahl - Durchflussmengenmessung (Detailbetrachtung für die Messung siehe Kapitel 5. 3) wurde bei unterschiedlichen Nadelhüben durchgeführt.

Die 5 Spritzlöcher der Düse lassen sich in drei Gruppen einteilen:

Gruppe 1: Spritzloch 1 und 5 (Höhenwinkel = 90°),

Gruppe 2: Spritzloch 2 und 4 (Höhenwinkel = 66°),

Gruppe 3: Spritzloch 3 (Höhenwinkel = 53°)

Die zu einer Gruppe gehörenden Spritzlöcher besitzen jeweils die gleichen Spritzlochgeometrien (Höhenwinkel, Spritzlochlänge und A - Maß siehe Bild 5. 1). Bei der Berechnung (mit dem Programm FIRE[®]) wurde ein dreidimensionales Berechnungsnetz verwendet. Die Berechnung wurde bei unterschiedlichen Nadelhüben durchgeführt, die den bei der Messung eingestellten Nadelhüben entsprachen. Außerdem wurde eine zentrische Lage der Nadel simuliert. Somit ergeben sich für die Spritzlöcher, wenn sie in der gleichen Gruppe sind, die gleichen Ergebnisse. Für jedes Spritzloch wurden die Berechnungsergebnisse mit den Messergebnissen verglichen.

• Vergleich der Messergebnisse und Berechnungen für Gruppe 1: Spritzloch 1 und 5

Die für die Spritzlöcher 1 und 5 berechneten Ergebnisse wurden mit den Messergebnissen in Bild 5. 9 für unterschiedliche Nadelhübe verglichen.

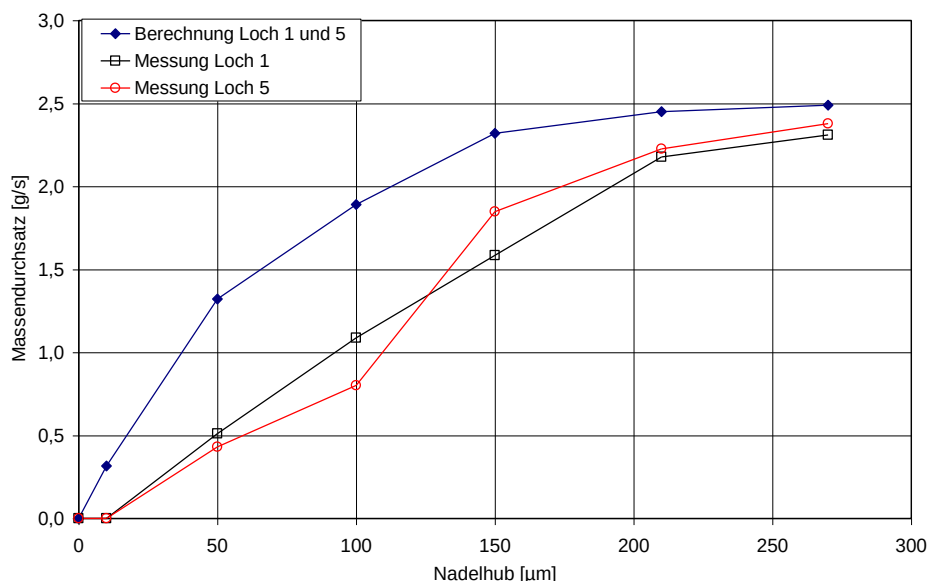


Bild 5. 9: Vergleich zwischen Berechnung und Messung für Spritzloch 1 bzw. 5

Die Durchflussabweichung zwischen Berechnung und Messung nimmt mit zunehmendem Nadelhub ab. Bei kleinen Nadelhüben ist zwischen dem Düsenkörpersitz und dem Nadelsitz nur ein kleiner Abstand, welcher den Strömungsquerschnitt bestimmt. Es wird angenommen, dass die tatsächliche Lage der Nadel exzentrisch ist, Bild 5. 10.

Wegen dieser exzentrischen Nadellage ergibt sich für die Spritzlöcher 1 und 5 ein geringerer Strömungsquerschnitt und somit eine geringere Durchflussmenge. Entsprechend sind die gemessenen Durchflüsse kleiner als die berechneten, die von einer zentrischen Lage der Nadel ausgehen.

Die Spritzlöcher 1 und 5 besitzen den größten Höhenwinkel. Bei diesem großen Höhenwinkel tritt die Kavitation früher (bei kleinen Druckdifferenzen) auf, was bei der Berechnung nicht berücksichtigt werden konnte.

Mit steigendem Nadelhub (ab ca. $h_N = 120 \mu\text{m}$) nimmt die Abweichung zwischen der Berechnung und der Messung ab, weil bei großem Nadelhub der Einfluss des Nadelsitzes auf den Durchflussmenge geringer wird. Hier wird die Durchflussmenge durch den Querschnitt der Spritzlöcher begrenzt (die mittlere Abweichung beträgt ca. 12% für Spritzloch 5 ab ca. $h_N = 120 \mu\text{m}$).

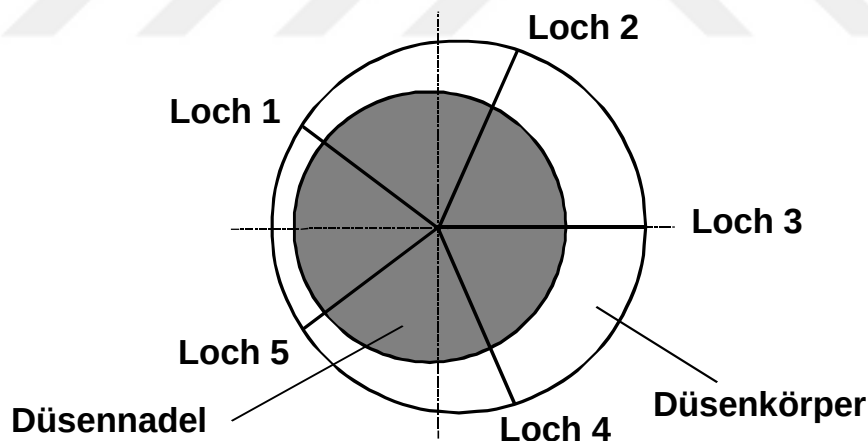


Bild 5. 10: Vermutete Lage der Düsennadel für die vorgegebene Düsengeometrie

- **Vergleich der Messergebnisse und Berechnungen für Gruppe 2: Spritzloch 2 und 4**

Die Ergebnisse der Berechnungen und Messungen für diese Spritzlöcher wurden in Bild 5. 11 verglichen. Hier ist nur eine gute Übereinstimmung der Berechnungs- und Messergebnisse für Spritzloch 2 zu erkennen.

Für das Spritzloch 2 stimmt die Berechnung mit der Messung überein, da in diesem Fall die Strömungsquerschnitte gleich groß sind (siehe Bild 5. 10). Wie in Bild 5. 11 zu sehen ist, stimmen die hier berechneten und gemessenen Durchflussmengen bei Nadelhuben $h_N \geq 100 \mu\text{m}$ gut überein (z.B. mittlere Abweichung ca. 6%. Im Gegensatz dazu entsteht jedoch eine hohe Durchflussabweichung zwischen Berechnung und Messung für das Spritzloch 4 aufgrund einer vermuteten Abweichung der Fertigungsqualität für dieses Spritzloch. Diese Abweichungen könnten unter anderem sein: kleinerer Spritzlochdurchmesser, höhere Rauheit und geringerer Verrundungsgrad der Spritzlochbohrung.

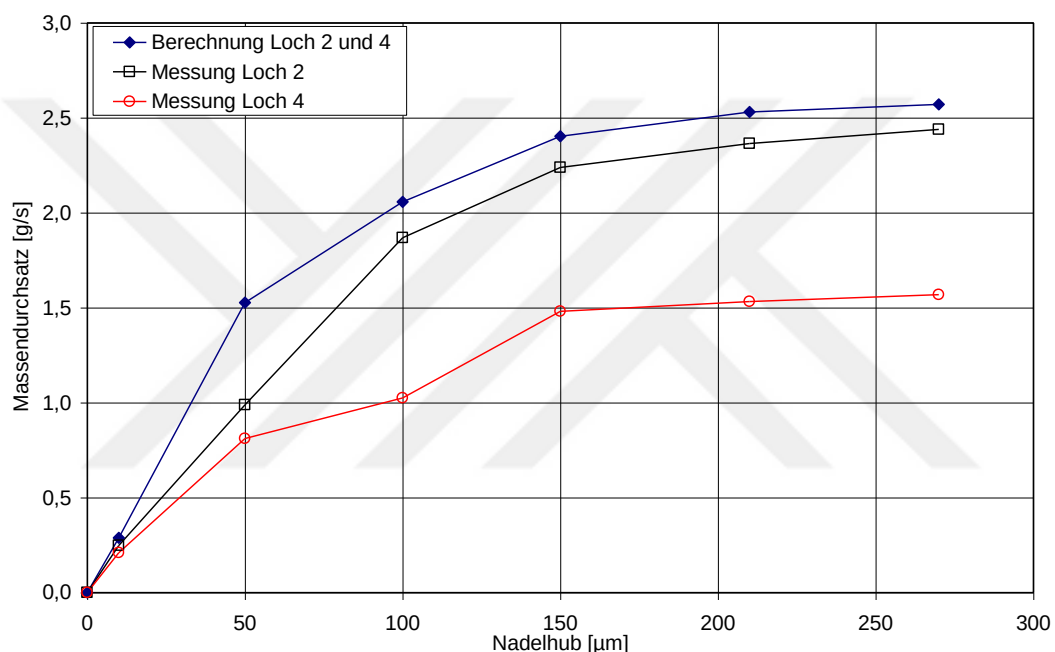


Bild 5. 11: Vergleich zwischen Berechnung und Messung für Spritzloch 2 und 4

• Vergleich der Messergebnisse und Berechnungen für Gruppe 3: Spritzloch 3

Die Ergebnisse der Berechnungen und der Messungen sind in Bild 5. 12 dargestellt. Für das Spritzloch 3 liegt im Vergleich mit den Spritzlöchern 1 und 5 der gegenteilige Fall vor, d.h. bis zu einem Nadelhub von ca. $100 \mu\text{m}$ sind die gemessenen Durchflüsse größer als die berechneten. Bis zu diesem Nadelhub ist aufgrund der Nadel-exzentrizität der Abstand zwischen Düsensitz und Nadelsitz für das Spritzloch 3 größer als bei der angenommenen zentrischen Lage für die Berechnung (siehe Bild 5. 12). Ab einem Nadelhub $> 100 \mu\text{m}$ ist wiederum die gemessene Durchflussmenge kleiner als die berechnete, weil bei größerem Nadelhub der Spritzlochquer-

schnitt dominiert. Hier entstehende Unterschiede zwischen Rechnung und Messung resultieren aus Abweichungen bei der Fertigung (z.B. Abweichungen von Spritzlochdurchmesser, Verrundungsgrad, Höhenwinkel sowie Oberflächenqualität), welche bei der Berechnung gleichfalls nicht berücksichtigt werden konnten.

Es wurde eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und Messung für den Vergleich des Spritzloches 3 bei fast allen Nadelhubbereichen nachgewiesen, die ermittelte mittlere Abweichung beträgt ca. 4%.

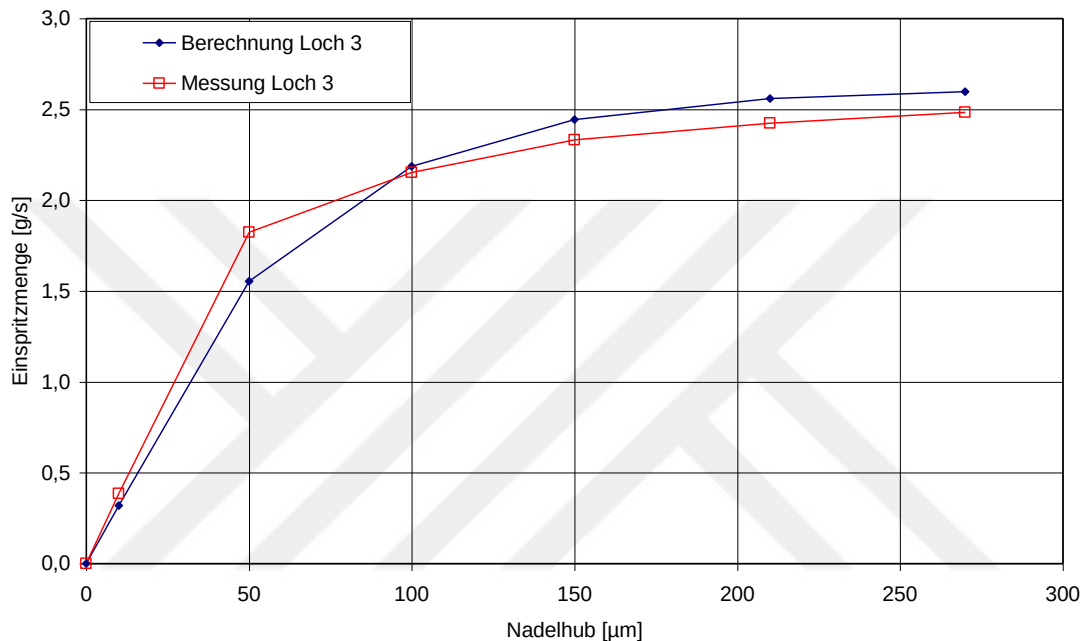


Bild 5. 12: Vergleich zwischen Berechnung und Messung für Spritzloch 3

Beim Vergleich zwischen Berechnung und Messung ist festzustellen:

- Für Spritzloch 1 bzw. 5 und Spritzloch 3 ergibt sich, dass die gemessene Durchflussmenge größer (für Spritzloch 3), bzw. kleiner (für Spritzloch 1 bzw. 5) ist, als die jeweils berechnete. Die vermutete exzentrische Nadellage führt zu ungleichmäßigen Strömungsquerschnitten zwischen den einzelnen Spritzlöchern und verursacht diese Abweichungen zwischen Messung und Berechnung.
- Die mit dem Simulationsprogramm berechneten stationären Durchflüsse stimmen bei einigen Spritzlöchern sehr gut mit den experimentellen Daten überein; z.B. wurde eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und Messung insbesondere für die Spritzlöcher 2 und 3 nachgewiesen.

- Eine weiterer Grund für die Abweichungen zwischen Messung und Berechnung (z.B. für Spritzloch 4) sind Schwankungen in der Fertigung. Derartige Fertigungsabweichungen sind unterschiedliche Oberflächenqualität, Verrundungsgrad und Durchmesser der Spritzlöcher, welche bei der Berechnung nicht berücksichtigt werden konnten.
- Die ungleichmäßige Spritzlochgeometrie bzw. die schräge Einbaulage der Düse führen zu unterschiedlichen Strömungsbedingungen für die Spritzlöcher. Dadurch erhöhen sich die Durchflussabweichungen zwischen den einzelnen Spritzlöchern.
- Die einfache CFD - Berechnung (Kavitation nicht berücksichtigt und Durchflussbeiwert nicht variiert) reicht nicht aus, um die exakten Durchflussskennlinien zu bestimmen, sie gibt lediglich Tendenzen wieder.

5. 3 Stationäre Durchflussmessung bei schräger und zentraler Einbaulage der Düse

Die Einspritzdüse wird bei der Fertigung über zwei wichtige Kriterien ausgewertet. Dies sind:

- die Spritzlochform und
- die Durchflussmessung

Die Spritzlochgeometrie, ist eine definierte und festgesetzte Form (z.B. tonnenförmig oder konisch, usw.) und wird entweder mechanisch mit einem Fasertaster oder optisch mit einem Lichtleiter vermessen. Die Form unterliegt bestimmten Toleranzgrenzen.

Der Durchfluss wird bei einem Raildruck von $p_R = 100$ bar gemessen und muss genau wie die Spritzlochform in einem festgelegten Bereich mit entsprechender Toleranz (derzeitige Durchflusstoleranz zwischen den Düsen $\pm 1\%$ nach Verrundung der Spritzlochbohrung) liegen. Mit dem gemessenen Durchfluss kann man theoretisch erkennen, ob die Spritzlochgeometrie der einzelnen Spritzlöcher annähernd die gleiche Form besitzt, denn bei einem abweichenden Durchfluss, z.B. oberhalb der zulässigen Toleranz, kann man von einer Abweichung der Spritzlochgeometrie (größere Spritzlöcher, veränderte Spritzlochkonizität) ausgehen (siehe Tabelle 2. 1, S. 33).

Zur Analyse der Einspritzqualität des Einzelloches wird die stationäre Einzelstrahl - Durchflussmessung für eine Sitzlochdüse mit

- schräger (unterschiedlichen Höhenwinkel) Einbaulage der Düse und
- zentraler (gleicher Höhenwinkel) Einbaulage der Düse durchgeführt.

Bei schräger Einbaulage besitzt die Düse eine unsymmetrische Spritzlochgeometrie, d.h., sie besitzt Einspritzlöcher mit unterschiedlichem Höhenwinkel Θ , Spritzlochlängen und A - Maße. Das A - Maß beschreibt die Lage des Spritzloches relativ zum Nadelsitz (siehe Bild 5. 1).

• Einzelstrahl - Durchflussmessung bei schräger Einbaulage der Düse

Es wurde eine stationäre Durchflussmessung für eine Sitzlochdüse mit schräger Einbaulage (unterschiedliche Höhenwinkel für 2 - Ventil - Motoren) und 5 Löchern untersucht (siehe in Kapitel 5. 2 beschriebene Düse).

Die Spritzlöcher 1 und 5,
 Spritzlöcher 2 und 4 und
 Spritzloch 3

besitzen eine jeweils gleiche Spritzlochgeometrie (Höhenwinkel, A - Maß und Spritzlochlänge, usw.). In folgendem erfolgt eine Detailbetrachtung gegenüber Kapitel 5. 2. Die Messergebnisse der einzelnen Spritzlöcher sind in Bild 5. 13 dargestellt. Im Diagramm werden zwei Phasen, d.h. zwei unterschiedliche Hubbereiche definiert, um die Ursachen für die Unterschiede der Einzelstrahl - Durchflussmengen beurteilen zu können.

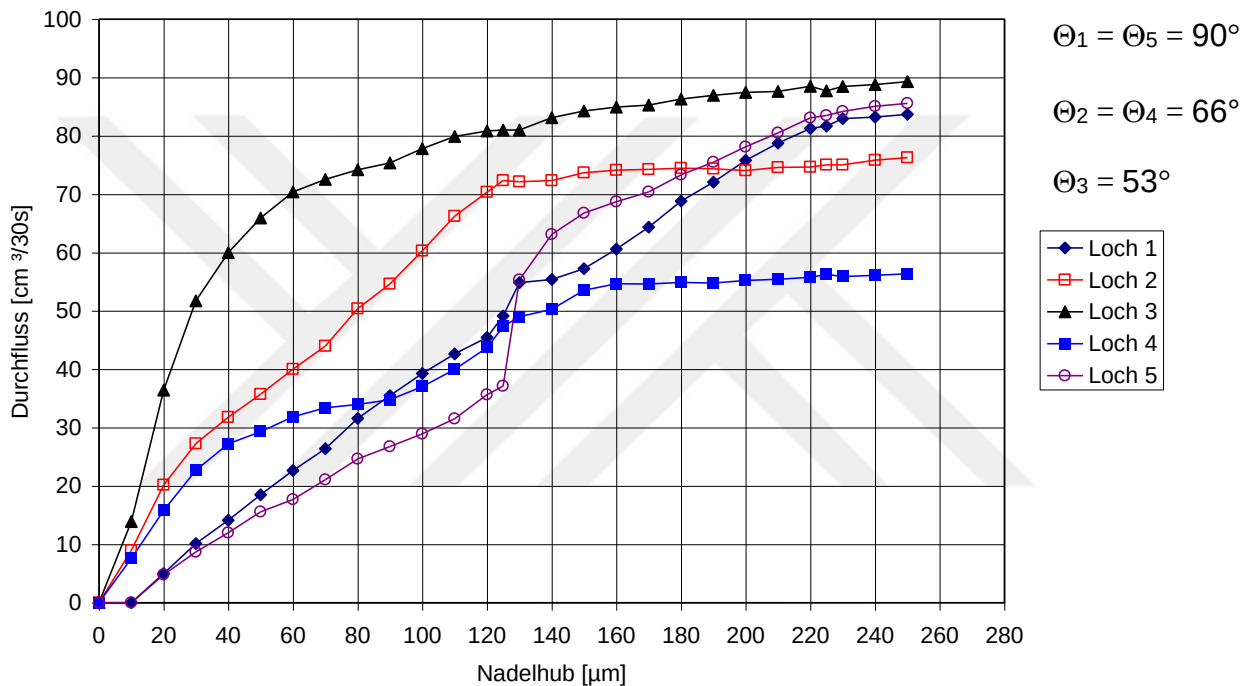


Bild 5. 13: Einzelstrahl - Durchflussmenge bei $p_R = 100$ bar für schräge Einbaulage der Düse (unterschiedliche Höhenwinkel)

1. Phase Nadelhub zwischen 0 - 120 μm :

Bis zu einem Nadelhub von ca. 120 μm ist der Spritzlochquerschnitt (A_D) größer als der Strömungsquerschnitt (A_S). Bereits bei kleinem Nadelhub tritt eine Durchflussabweichung zwischen den Spritzlöchern auf. Ursache dafür ist bei sehr kleinem Hub die Dominanz der Drosselwirkung der Spaltströmung im Nadelsitz gegenüber den Spritzlochbohrungen.

- Der Einfluss der Höhenwinkel ist hier erkennbar, Bild 5. 14. Aufgrund des geringeren Höhenwinkels von Loch 3 ist hier auch die größte Durchflussmenge (höhere und gleichmäßigere Geschwindigkeit).

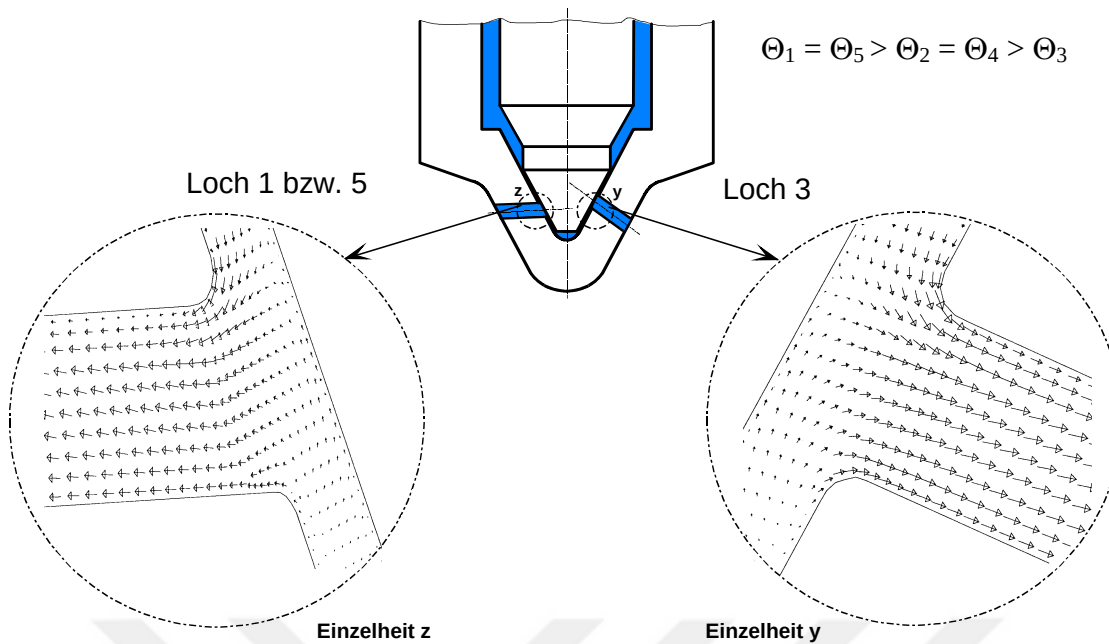


Bild 5. 14: Einflüsse der unterschiedlichen Höhenwinkel auf die Strömung

- Die Ursache der entstehenden Durchflussabweichung in diesem Nadelhubbereich zwischen den einzelnen Strahlen resultiert u.a. aus der unterschiedlichen Spritzlochlänge (L_D), Bild 5. 15. Die maximale Durchflussmenge ist in Spritzloch 3 aufgrund geringerer Verluste gemessen worden, weil das Spritzloch 3 die kleinste Spritzlochlänge hat. Im Gegensatz dazu haben die Spritzlöcher 1 und 5 die geringsten Durchflussmengen aufgrund der größeren Spritzlochlänge (siehe Bild 5. 15).

$$L_{D1} = L_{D5} > L_{D2} = L_{D4} > L_{D3}$$

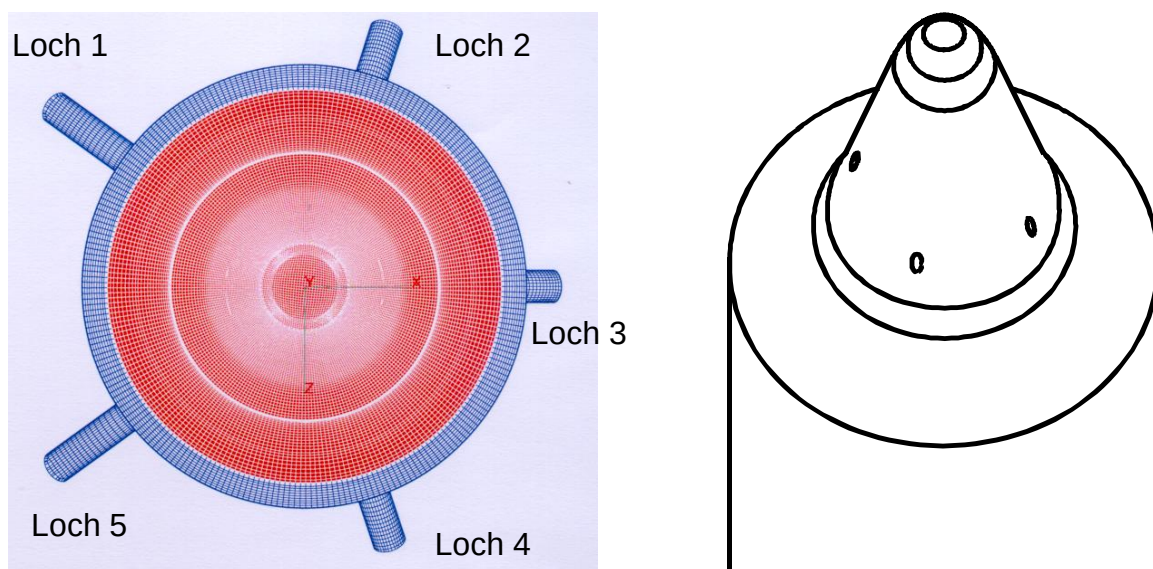


Bild 5. 15: Schräge Einbaulage der Düse (untere Ansicht) mit Spritzlochlänge

- Die Durchflussabweichungen können zwischen den einzelnen Strahlen z.B. durch die Nadelexzentrizität entstehen (siehe Kapitel 5. 2). Spritzloch 1 und Spritzloch 5 ($\Theta_1 = \Theta_5$) liefern bei sehr kleinem Nadelhub noch keine Durchflussmenge, d.h. diese Spritzlöcher sind noch verschlossen.

In diesem Bereich des Düsenöffnungsvorganges, ist die Durchflussabweichung zwischen den Spritzlöchern extrem groß, die Durchflussmenge ist durch den Strömungsquerschnitt (A_s) bestimmt. Es wird vermutet, dass durch die Nadelexzentrizität ungleichmäßige Drosselung bzw. Strömungsquerschnitte zwischen den Spritzlöchern entstehen. In Bild 5. 16 kann man sehen, dass wenn sich die Nadel an die Spritzlöcher 1 und 5 anlegt, auf der anderen Seite (Spritzlöcher 2 und 4) der Öffnungsquerschnitt größer wird, vergleiche auch Bild 5.10.

- Ein anderer Grund für die Durchflussabweichung kann Kavitation sein, weil Kavitation bei sehr kleinen Nadelhuben auftritt. Die Druckdifferenz zwischen Düsenraum und äußerer Umgebung fällt im wesentlichen an den Spritzlöchern ab. Wenn die Druckdifferenz zu groß ist, kann Kavitation zu Durchflussabweichungen führen.

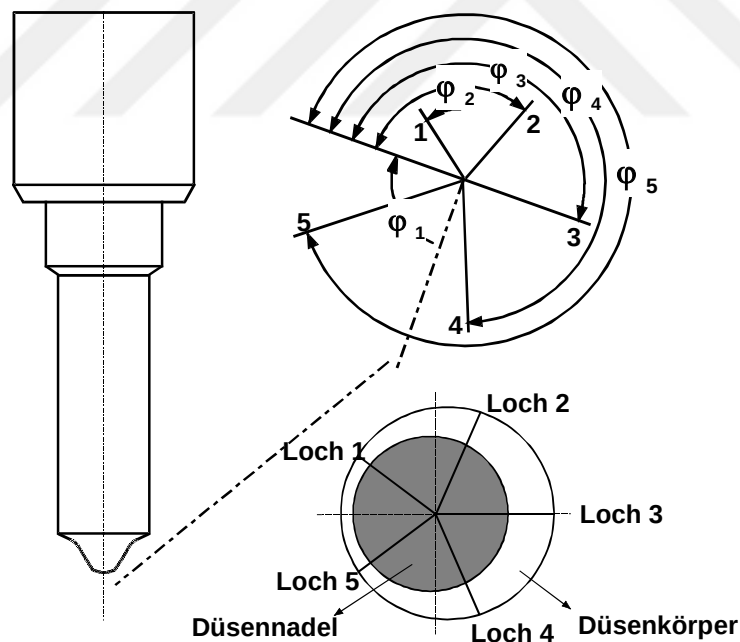


Bild 5. 16: Spritzloch - Anordnung der Versuchsdüse

2. Phase Nadelhub >120 µm

Es wird angenommen, dass sich die Exzentrizität der Düsennadel im Übergangsbereich von Phase 1 nach Phase 2 verringert, d.h. die Düsennadel bewegt sich aus einer exzentrischen Lage in die zentrische Lage bzw. der Einfluss einer exzentri-

schen Lage der Nadel geht zurück und damit ergeben sich gleiche Zuströmungsbedingungen für alle Spritzlöcher. Die Einzelstrahl - Durchflussmengen werden dadurch im Wesentlichen durch die Spritzlochgeometrie (Höhenwinkel, Spritzlochlänge) und die Fertigung (Oberflächenqualität der Spritzlöcher oder Abweichung der Spritzlochform) bestimmt.

- In der 2. Phase erreicht die Nadel den maximalen Hub. Bei vollem Nadelhub spielt die Nadelexzentrizität eine geringere Rolle als im Vergleich zu den kleinen Nadelhuben, weil hier der Strömungsquerschnitt im Sitzquerschnitt deutlich größer als der Spritzlochquerschnitt ist. Die gemessenen Abweichungen im Durchfluss der einzelnen Strahlen sind durch Strömungsumlenkungen und Fertigungsabweichungen bestimmt, d.h. die Durchflussabweichungen resultieren aus den Fertigungstoleranzen (Verrundungsgrade der Spritzlochbohrungen, Bild 5. 17, Oberflächenqualität von Spritzloch und Nadelsitz, Düsenverschleiß und Abweichungen von Spritzlochdurchmesser, usw.).

Als Grund für den überproportional starken Anstieg des Durchflusses der Spritzlöcher 1 und 5 wird eine stärkere Verrundung der Spritzlochbohrung angenommen.

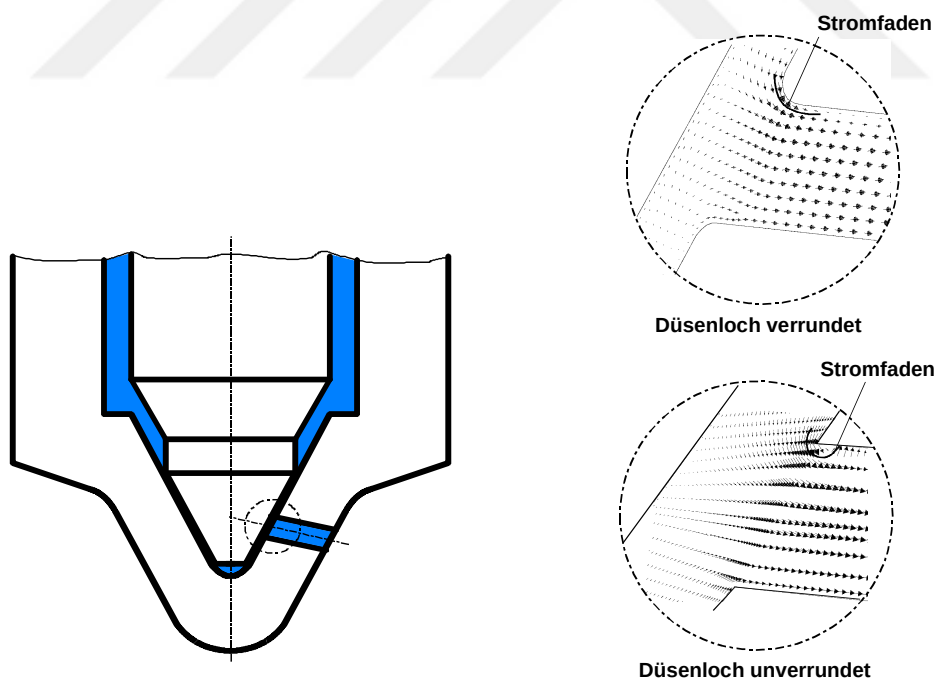


Bild 5. 17: Einflüsse der Verrundung der Spritzlochbohrung auf die Strömungsbildung

- Ein weiterer Grund für die unterschiedlichen Durchflussmengen kann die Oberflächenqualität des Nadelsitzes, Bild 5. 18, oder der Spritzlochbohrung sein. Zum Beispiel kann ein Schaden am Dichtkegel (z.B. durch Verunreinigung), ungleichmäßigen

Verschleiß infolge einer unsymmetrischen Verteilung der Belastung und damit zu einem zu spitzen Nadelsitz im Düsenkörpersitz führen. Wenn die Oberflächenqualität (Nadelsitz und Spritzlochbohrung) zu ungleichmäßig bzw. zu rau ist, oder die Spritzlöcher eine unterschiedliche Oberflächenqualität besitzen, entstehen negative Einflüsse auf die Durchflussmenge. Aufgrund hoher Turbulenzen erhöhen sich die Durchflussabweichungen zwischen den Spritzlöchern.

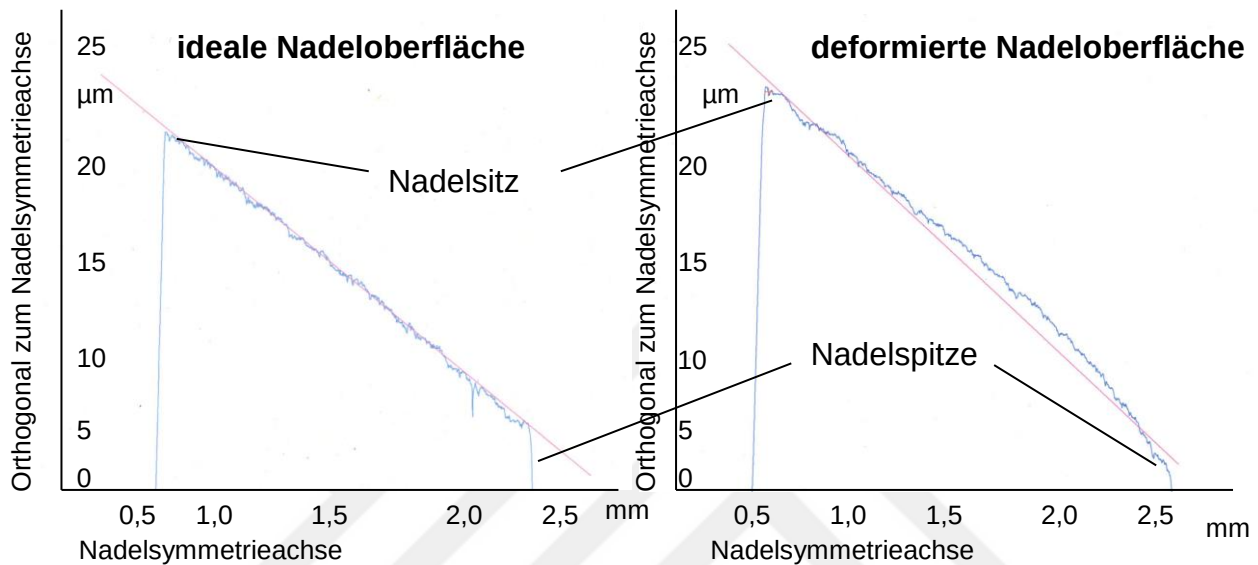


Bild 5. 18: Oberflächenqualität der Düsennadel

- Ebenfalls zu Durchflussunterschieden können Abweichungen (Formtoleranzen) der Nut der Düsennadel, Bild 5. 19, führen. Hier wurde z.B. festgestellt, dass eine kleine Änderung der Nut der Düsennadel (Vergrößerung der Nutbreite) von 0,07 mm, einen Durchflussunterschied 40 cm³/30 s ergibt.

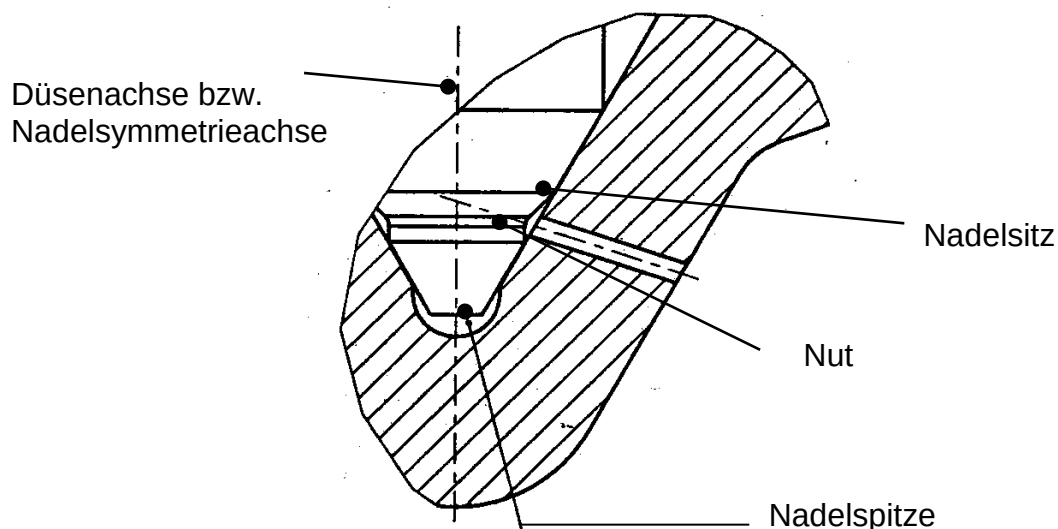


Bild 5. 19: Ausschnitt Düsenkörper - Düsennadel mit Nut

• Einzelstrahl - Durchflussmessung bei zentraler Einbaulage der Düse

Hier wurde die stationäre Einzelstrahl - Durchflussmessung für die zentrale Einbaulage der Düse durchgeführt. Zentrale Einbaulage der Düse bedeutet, dass alle Düsenpritzlöcher einen gleichen Höhenwinkel, gleiches A - Maß und gleiche Spritzlochlänge besitzen.

Die Einzelstrahl - Durchflussmessung ist in Abhängigkeit des Nadelhubs für $p_R = 100$ bar in Bild 5. 20 dargestellt und wird ebenfalls in zwei Hubbereiche der Düsennadel aufgeteilt.

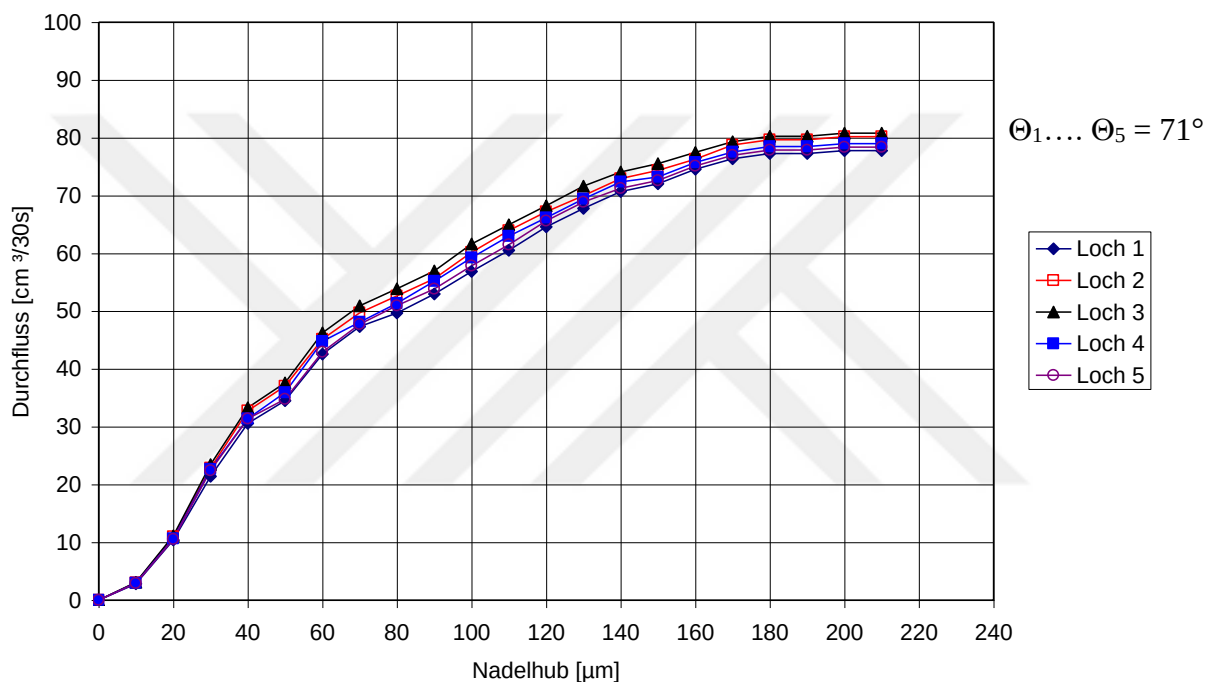


Bild 5. 20: Einzelstrahl - Durchflussmenge bei $p_R = 100$ bar für zentrale Einbaulage der Düse

1. Phase Nadelhub zwischen 0 - 120 µm :

- Es ist festzustellen, dass alle Spritzlöcher der Düse auch bei sehr kleinen Nadelhüben gleichmäßig einspritzen, d.h. der Ausfluss aus den einzelnen Spritzlöchern beginnt hubbezogen aufgrund des gleichmäßigen Strömungszustandes für alle Spritzlöcher. Die maximale Durchflussabweichung beträgt bei Nadelhüben von 0 bis 120 µm ca. 8%.

2. Phase Nadelhub > 120 µm

Die Zunahme des Nadelhubs führt zu einer Reduzierung der Drosselverluste und der Totraumzone an der Einlaufkante sowie zu einer Erhöhung der Strömungsgeschwin-

digkeit, Bild 5. 21. In dieser Phase hat die Düsennadel nahezu den vollen Hub erreicht. Es ergeben sich geringe Durchflussabweichungen zwischen den Spritzlöchern. In diesem Bereich entsteht die Durchflussabweichung vor allem durch fertigungstechnische Abweichungen, wie die Oberflächenqualität der Spritzlöcher der Düse. Die maximale Durchflussabweichungen betragen hier ca. 4 %.

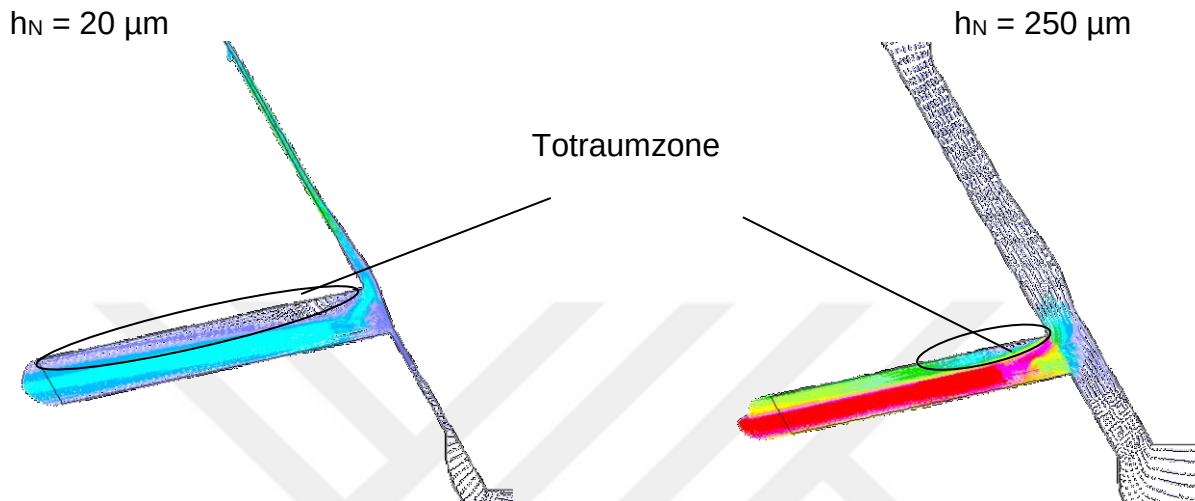


Bild 5. 21: Einfluss des Nadelhubs auf die Strömungsgeschwindigkeit im Spritzloch

Zusammenfassung der stationären Durchflussmessung bei schräger und zentraler Einbaulage der Düse

Es wurde die Einzelstrahl - Durchflussmessung, bei gleicher Spritzlochanzahl, gleichem Spritzlochdurchmesser unter gleichen Bedingungen (Raildruck und Nadelhub) für schräge und zentrale Einbaulage der Düse untersucht.

Zur Durchführung dieser Einzelstrahl - Durchflussmessung an einer Düse wurde eine Vorrichtung entwickelt, welche es gestattet den Düsennadelhub reproduzierbar mit hoher Genauigkeit einzustellen und den statischen Durchfluss durch die Düsen in Abhängigkeit vom Nadelhub zu bestimmen. Aus den Messungen kann gefolgert werden:

- Für die Düse mit schräger Einbaulage ergibt sich eine insgesamt hohe Durchflussabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern im Vergleich zur zentralen Einbaulage der Düse aufgrund der unterschiedlichen Spritzlochgeometrie.
- Bei schräger Einbaulage und niedrigem Nadelhub, erhöht sich die Durchflussabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern und die Durchflussmenge wird durch den Strömungsquerschnitt und die Spritzlochgeometrie (Höhenwinkel und

Spritzlochlänge) bestimmt. Die Lage der Nadel bzw. die Nadelexzentrizität bestimmt den Strömungsquerschnitt und dadurch die Durchflussmengen.

- Bei vollem Nadelhub sind für die Durchflussabweichungen zwischen den einzelnen Strahlen folgende Faktoren entscheidend: die Spritzlochgeometrie und die Fertigungsabweichungen (z.B. Spritzlochdurchmesser, Kanten an der Spritzlochbohrung, Oberflächenqualität der Spritzlöcher und des Nadelsitzes).
- Um einen möglichst gleichverteilten Durchfluss aus den einzelnen Spritzlöchern zu erreichen, müssen folgende Ziele angestrebt werden:
 - gleichmäßige Höhenwinkelanordnung, und damit gleicher Strömungszustand für alle Spritzlöcher
 - Verhinderung der Nadelexzentrizität
 - gleichmäßige Oberflächenqualität der Spritzlöcher und der Nadel.

5. 4 Instationäre Einspritzmengenmessung bei schräger und zentraler Einbaulage der Düse

Die Einzelstrahl - Mengenmessung wurde mit einer Sitzlochdüse, für eine schräge Einbaulage und mit einer anderen, für zentrale Einbaulage mit je 5 Spritzlöchern, in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer durchgeführt.

Die Einzelstrahlmengen der beiden Düsen wurden für unterschiedliche Raildrücke ($p_R = 400$ und 1250 bar) und Ansteuerdauern ($AD = 0,6 - 1,3$) am Prüfstand gemessen und die Ergebnisse in den Bildern 5. 22 und 5. 23 dargestellt.

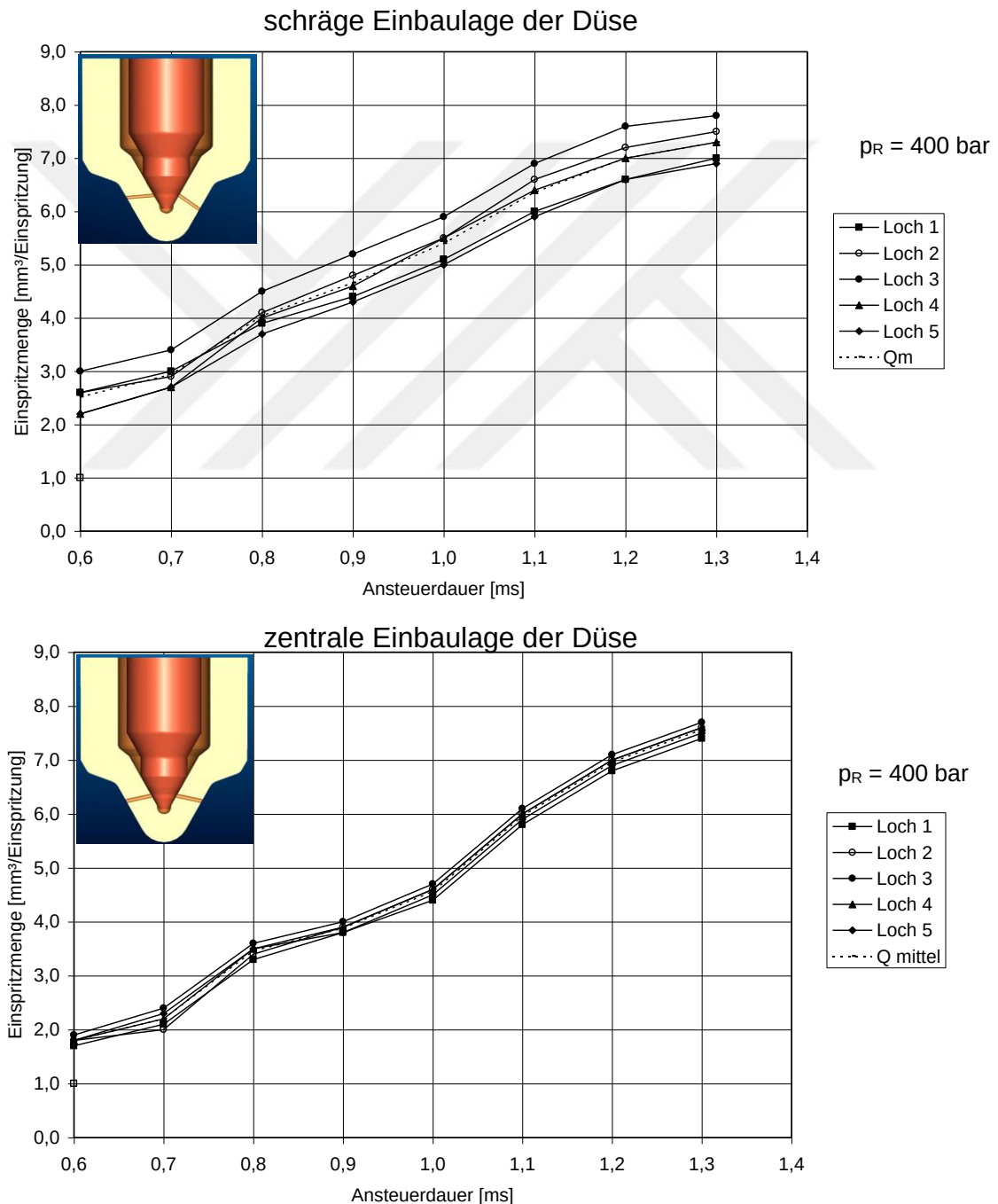


Bild 5. 22: Einzelstrahlmengen für zwei Düsen mit schräger und zentraler Einbaulage bei $p_R = 400$ bar

Für die Auswertung der Messergebnisse wird als Bezugsgröße die mittlere Einspritzmenge (Q_m) als arithmetischer Mittelwert der Einspritzmenge der 5 Spritzlöcher gewählt.

Die Messung ergab, dass sich auch bei zunehmendem Raildruck und steigender Ansteuerdauer die Einzelstrahlmenge annähernd linear erhöht, weil mit steigendem Raildruck (p_R) die Kraftstoffgeschwindigkeit (v) und damit die Einspritzmenge (Q) sowie der Strömungsimpuls entsprechend der Gleichung von Bernoulli nach Gl. 5. 12 (S. 67) zunehmen. Es gilt:

$$v^2 = \frac{2 \cdot \Delta p_R}{\rho} \quad (5. 18)$$

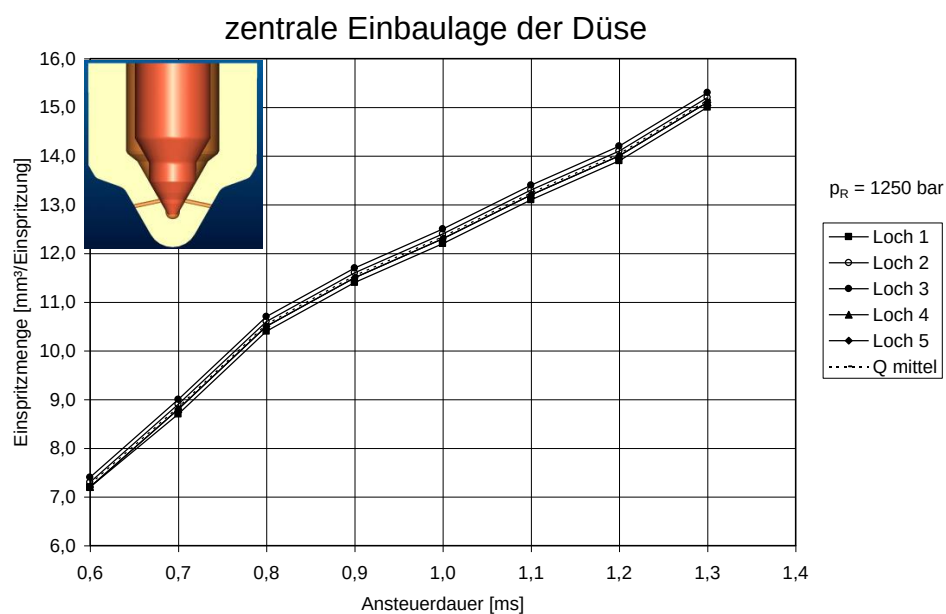
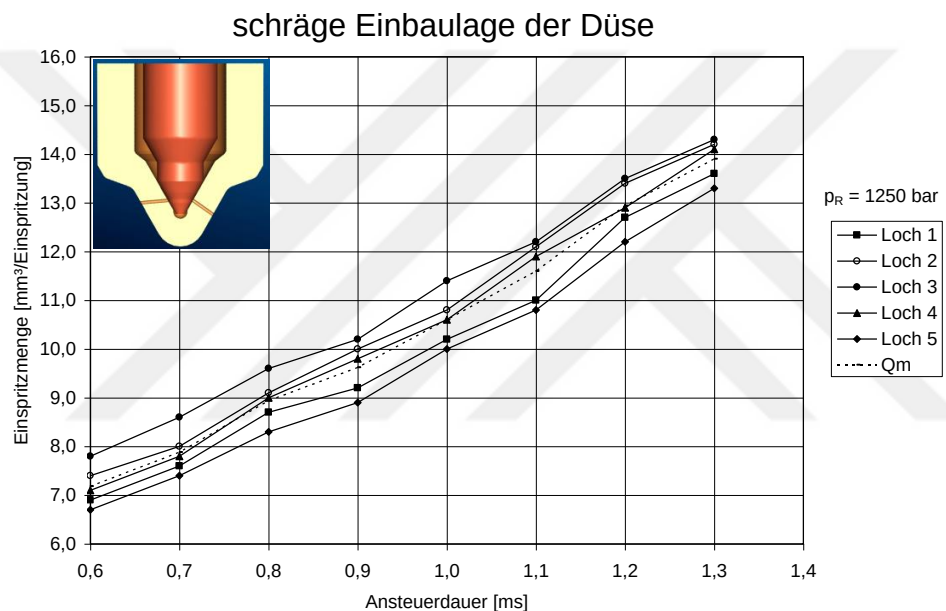


Bild 5. 23: Einzelstrahlmengen für zwei Düsen mit schräger und zentraler Einbaulage bei $p_R = 1250 \text{ bar}$

Vergleich der Einzelstrahlmengen bei konstantem Raildruck für schräge und zentrale Einbaulage der Düse

In Bild 5. 24 werden die Messergebnisse für $p_R = 1250$ bar und drei verschiedenen Ansteuerdauern dargestellt, um die Einzelstrahlmenge bei konstantem Raildruck und unterschiedlicher Ansteuerdauer deutlicher erläutern zu können.

- Die Messung der Einzelstrahlmengen liefert bei fast allen Versuchsbedingungen (Ansteuerdauer) tendenziell gleiche Ergebnisse. Das Maximum der Einspritzmenge trat bei schräger Einbaulage der Düse jeweils am Spritzloch 3 und das Minimum am Spritzloch 5 auf. Das Maximum der Einzelstrahlmenge bei zentraler Einbaulage der Düse ist an Spritzloch 3 und das Minimum der Einzelstrahlmenge an Spritzloch 1 und 5 gemessen worden.
- Die Spritzlochgeometrie der Düse für die schräge Einbaulage führt zu einer stärkeren ungleichmäßigen Verteilung der Einzelstrahlmengen zwischen den einzelnen Spritzlöchern; z.B. bei $AD = 1,0$ ms beträgt die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 3 und 5 ca. 13,2 %.
- Die Spritzlochgeometrie der Düse für die zentrale Einbaulage zeigt, dass die Einspritzmengen der Spritzlöcher nahezu gleich sind, es wurde z.B. eine Mengenabweichung zwischen der Einspritzmenge von Spritzloch 3 und der mittleren Einspritzmenge (Q_m) von ca. 1,8 % (bei $AD = 0,7$ ms) festgestellt. Die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 3 und Spritzloch 1 beträgt ca. 3,4 % (bei $AD = 0,7$ ms).
- Bei kleinerer Ansteuerdauer ist die Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern groß, weil bei einer kleineren Ansteuerdauer auch der Nadelhub klein ist bzw. die Nadel den Anschlag nicht erreicht hat, Bild 5. 25. Bei größeren Ansteuerdauern verringert sich die maximale Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern,

Tabelle 5. 1.

Tabelle 5. 1: Maximale Mengenabweichung bei unterschiedlichen Betriebspunkten bei $p_R = 1250$ bar

Einbaulage der Düse	$AD = 0,7$ ms	$AD = 1,0$ ms	$AD = 1,3$ ms
schräg	15,2 %	13,2 %	7,2 %
zentral	3,4 %	2,4 %	2 %

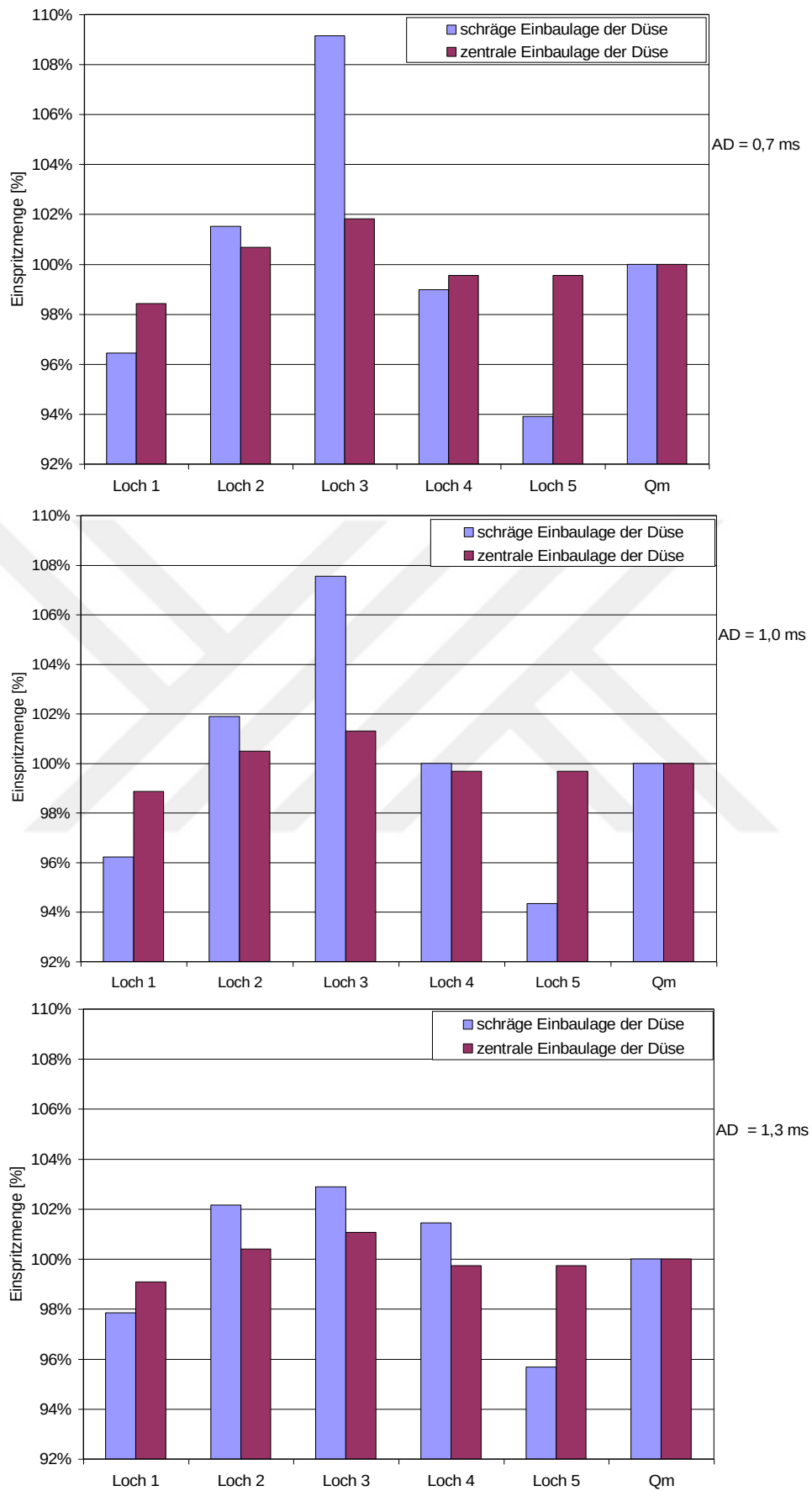


Bild 5. 24: Einzelstrahlmenge bei konstantem Raildruck ($p_R = 1250$ bar)

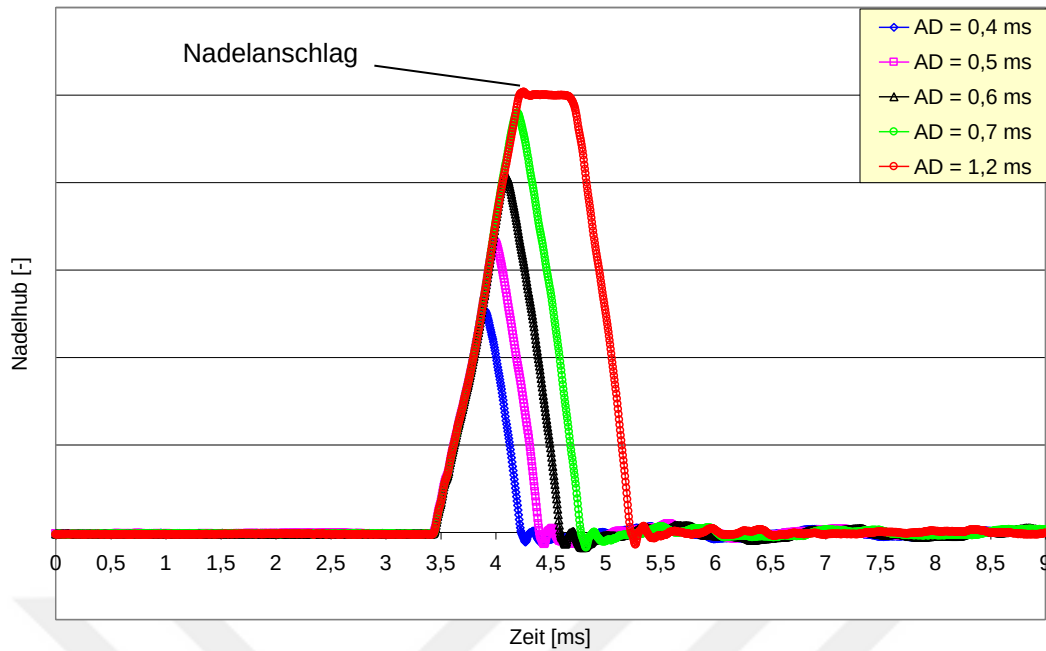


Bild 5. 25: Zusammenhang zwischen Ansteuerdauer und Nadelhub bei $p_R = 400$ bar

Vergleich der Einzelstrahlmengen bei verschiedenem Raildruck und konstantem Ansteuerdauern

Mit steigendem Raildruck verringert sich die Mengenabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern, Bild 5. 26. Eine mögliche Erklärung ist, dass der Nadelhub und die Nadelöffnungsgeschwindigkeit vom Raildruck abhängig sind /121/, Bild 5. 27, und die Zunahme des Raildrucks zu schnellerem Öffnen und Schließen der Düsen-nadel führt. Dadurch verringern sich die negativen Einflüsse der Nadel (geringere Drosselverluste und Verhinderung der Nadelexzentrizität) auf die Verteilung der Einzelstrahlmenge. Damit wird ein gleichmäßigerer Strömungszustand für alle Spritzlöcher erreicht.

Beispiel für schräge Einbaulage der Düse: Die Erhöhung des Raildrucks von $p_R = 400$ bar auf 1250 bar bei einer Ansteuerdauer $AD = 1,1$ ms führt zu einer Reduzierung der Mengenabweichung zwischen Spritzloch 3 und 5 um 3,6 % (die Mengenabweichung zwischen Spritzloch 3 und Spritzloch 5 beträgt 15,7 % bei 400 bar, 12,1 % bei 1250 bar, siehe Bild 5. 26).

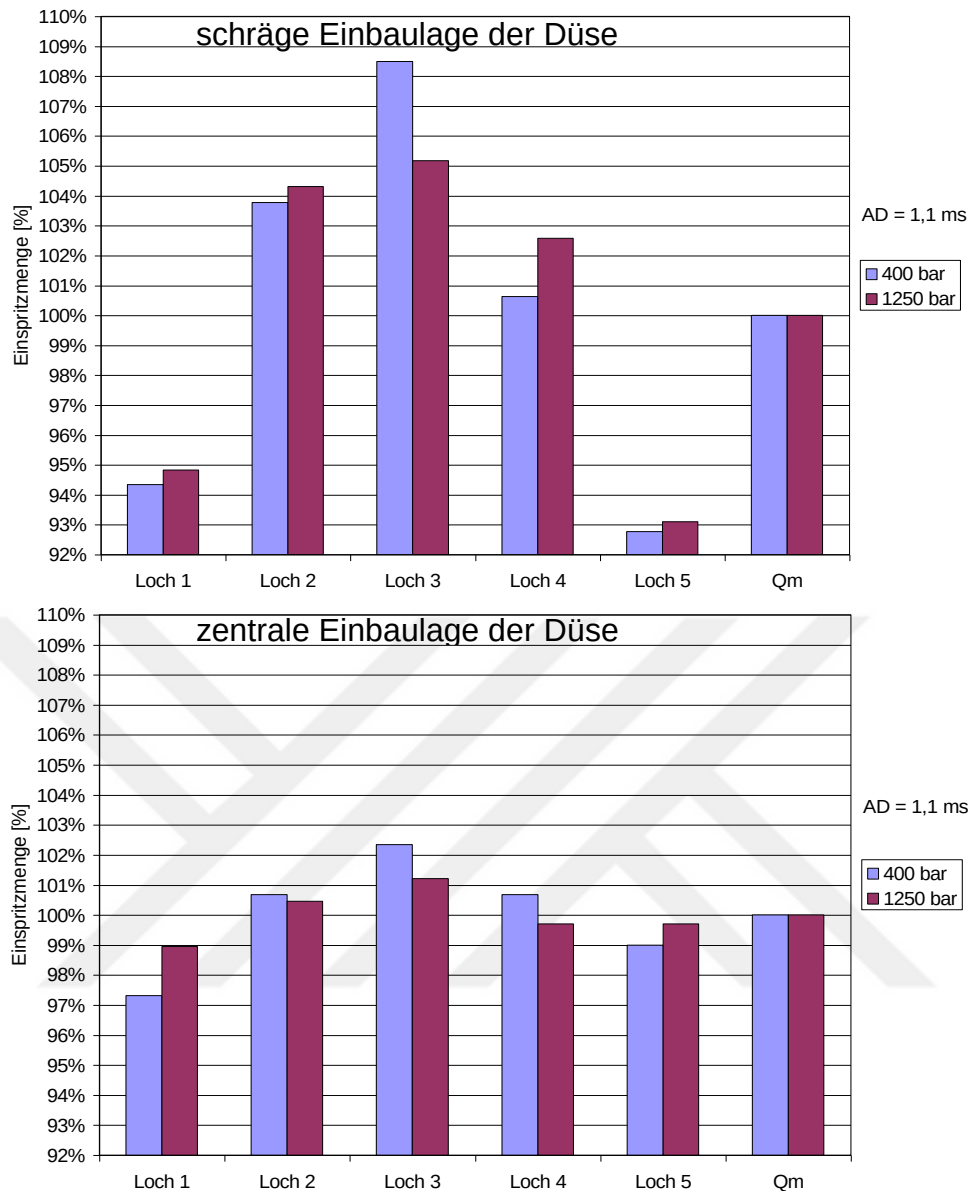


Bild 5. 26: Einzelstrahlmenge bei unterschiedlichem Raildruck für zwei Düsen mit schräger und zentraler Einbaulage

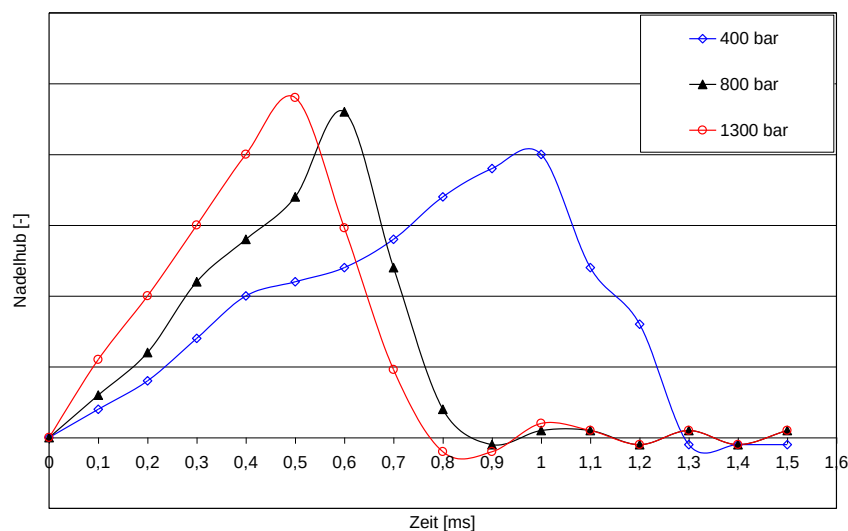


Bild 5. 27: Abhängigkeit des Nadelhubes vom Raildruck /121/

Zusammenfassung

- Die Einzelstrahl - Mengenmessung für eine Düse für schräge Einbaulage hat ergeben, dass hohe Mengenabweichungen zwischen den einzelnen Spritzlöchern der Düsen vorhanden sind, welche durch unterschiedliche Strömungszustände in der Spritzlochbohrung und durch Fertigungstoleranzen hervorgerufen werden.
- Mit zunehmendem Raildruck und steigender Ansteuerdauer wurde eine Abnahme der Mengenabweichungen zwischen den Spritzlöchern für beide Düsen festgestellt, weil der Nadelhub vom Raildruck abhängig ist. Zunehmender Raildruck führt zu geringeren Drosselverlusten (Druckverluste) und geringeren negativen Einflüssen der Düsennadel durch das schnellere Öffnen und Schließen der Nadel.



5. 5 Spritzlochdurchmesser

Ein wichtiger Einflussparameter des Einspritzsystems, der wesentlich die Gemischbildung bestimmt, ist der Durchmesser der Einspritzlöcher. Aus diesem Grunde wurden Untersuchungen an Düsen mit Spritzlochdurchmessern von 0,161 mm und 0,141 mm durchgeführt. Beide Düsen sind Sitzlochdüsen mit zentraler Einbaulage der Düsen und 6 Spritzlöchern.

Der Strömungsquerschnitt nach Gl. 5. 7 (S. 66) und der Spritzlochquerschnitt nach Gl. 5. 8 (S. 67) der verwendeten Düsen sind berechnet und in Bild 5. 28 dargestellt.

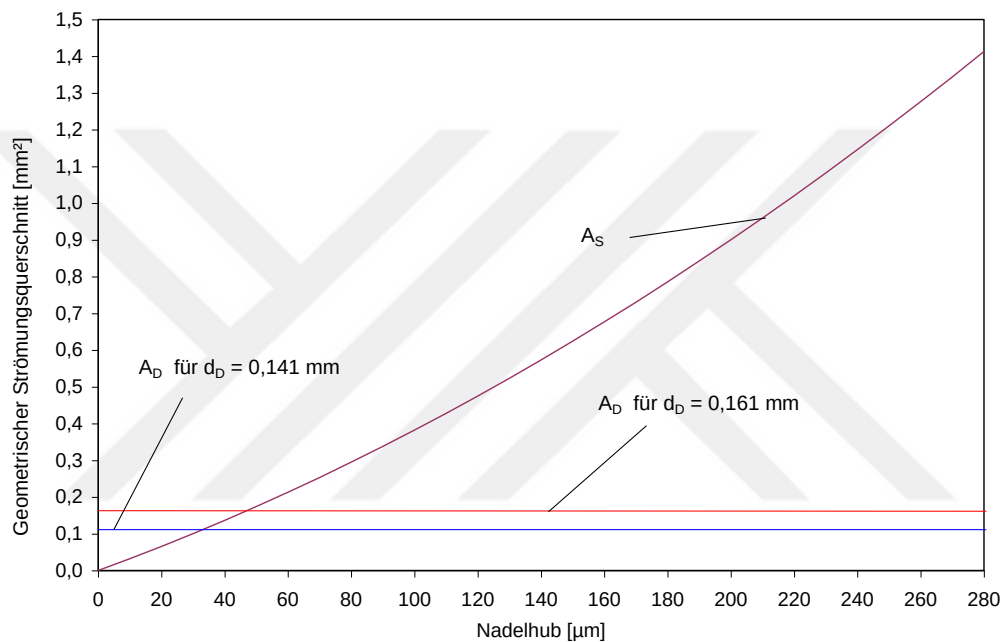


Bild 5. 28: Geometrischer Strömungsquerschnitt (A_S) zwischen Düsenkörpersitz und Nadelsitz und Spritzlochquerschnitt (A_D) in Abhängigkeit vom Nadelhub

Der wirksame Düsenöffnungsquerschnitt ($\mu_D A_D$) der Düsen ist nach Gl. 5. 12 (S. 67) berechnet und in Bild 5. 29 dargestellt. Bis zu einem Nadelhub von $h_N = 40$ µm ist die Durchflussmenge für beide Düsen nahezu gleich (siehe Bild 5. 29), weil in diesem Bereich der Spritzlochquerschnitt (A_D) grösser als der Strömungsquerschnitt (A_S) ist (siehe Bild 5. 28). Damit bestimmt in diesem Bereich der momentan freigegebene Querschnitt zwischen Düsenkörpersitz und Nadelsitz (A_S) der Durchflussmenge. Ab einem Nadelhub von $h_N > 40$ µm liefert die Düse mit einem Spritzlochdurchmesser = 0,161 mm eine höhere Durchflussmenge gegenüber der Düse mit einem Spritzlochdurchmesser = 0,141 mm aufgrund des größeren Spritzlochquerschnitts, weil ab einem Nadelhub von $h_N > 40$ µm der Strömungsquerschnitt grösser als der Spritzlochquerschnitt ist (siehe Bild 5. 28). In diesem Bereich wird die Durchflussmenge

durch den Spritzlochquerschnitt (A_D) bestimmt. Mit zunehmendem Nadelhub nimmt die Durchflussabweichungen zwischen den Düsen zu. Ab einem Nadelhub von ca. $h_N = 180 \mu\text{m}$ bleibt die Durchflussabweichung annähernd konstant.

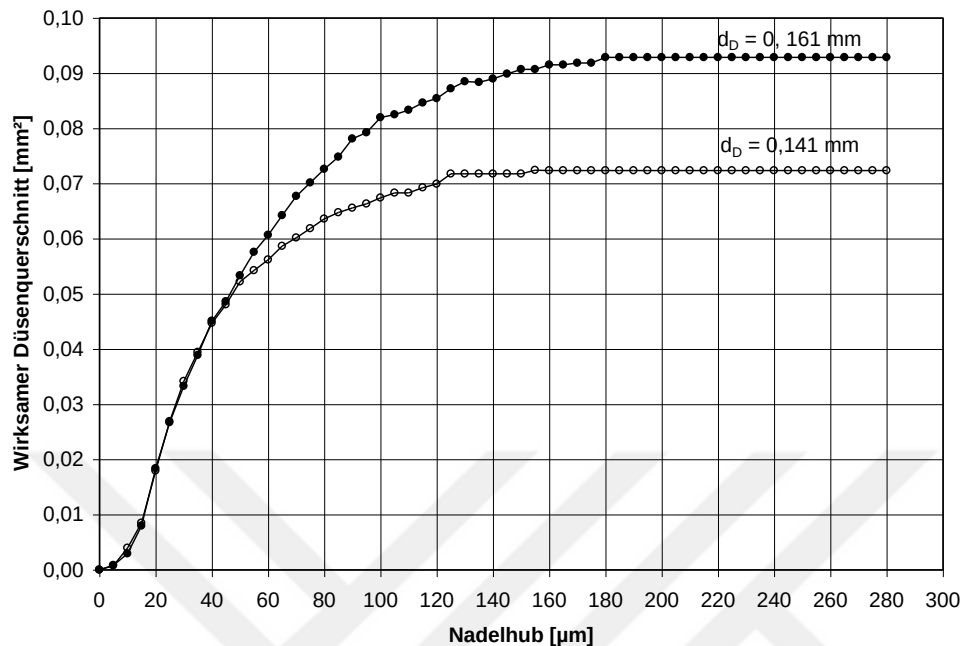


Bild 5. 29: Wirksamer Düsenöffnungsquerschnitt in Abhängigkeit vom Nadelhub

Messung der gesamten Durchflussmenge für die verwendeten Düsen

Die gesamten Durchflussmengen der beiden Düsen sind für unterschiedliche Raildrücke in Bild 5. 30 abgebildet. Bei kleinem Nadelhub erhöht sich der Durchfluss nahezu linear für alle Raildrücke. Durch die begrenzte Förderleistung der Pumpe wird bei höherem Raildruck der erreichbare maximale Nadelhub geringer.

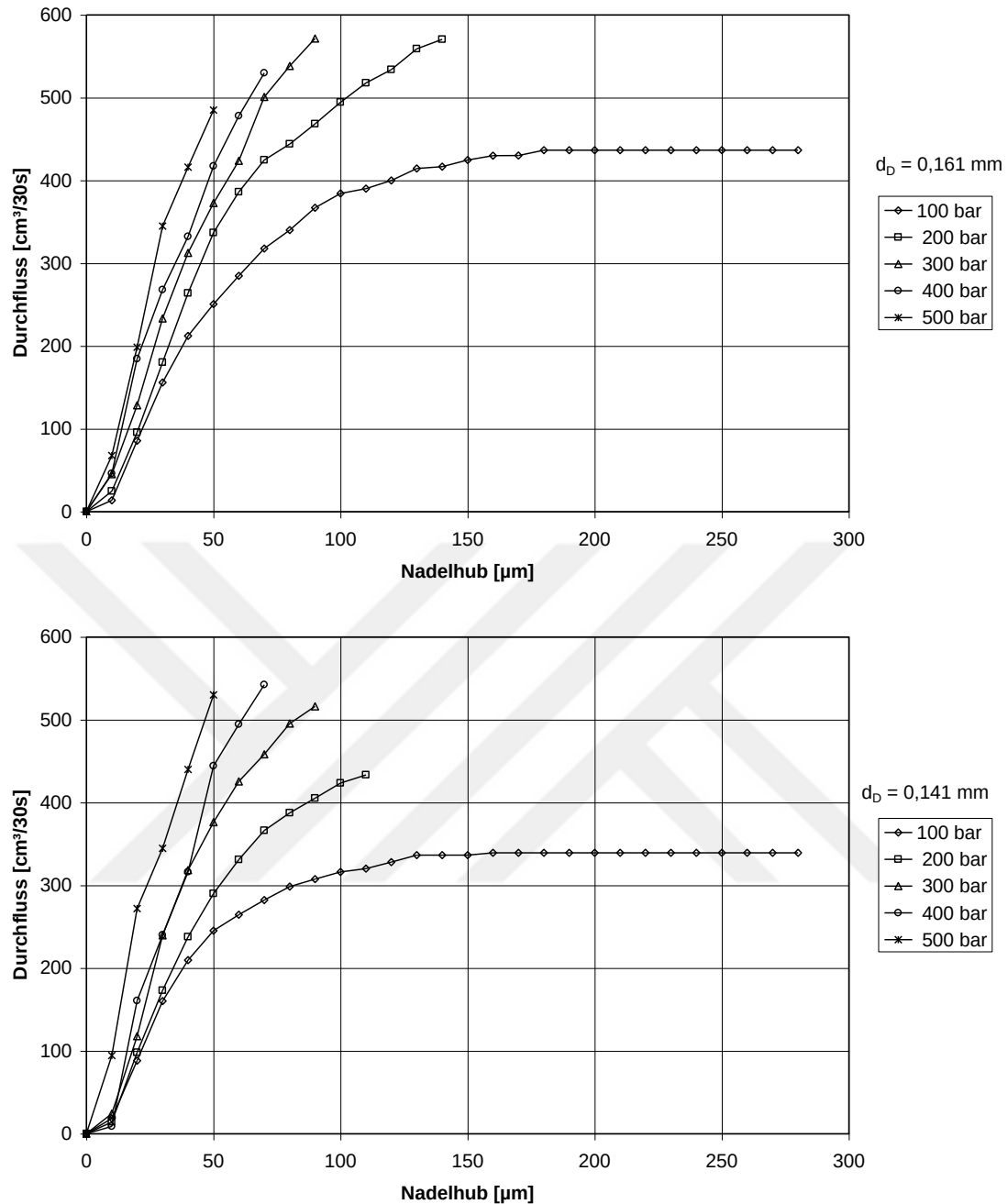


Bild 5. 30: Durchflüsse der Düsen bei unterschiedlichen Raildrücken

Einzelstrahl - Durchflussmessung

Das Ergebnis der Einzelstrahl - Durchflussmessung der Düsen mit den Spritzlochdurchmessern von 0,161 mm und 0,141 mm ist in Abhängigkeit vom Nadelhub für einen Raildruck von $p_R = 100 \text{ bar}$ in Bild 5. 31 dargestellt.

Die Einzelstrahl - Durchflussmessungen für jedes Spritzloch der beiden Düsen ergaben insgesamt geringe Abweichungen zwischen den einzelnen Spritzlöchern bei unterschiedlichen Nadelhüben. Bei der Düse mit dem grösserem Spritzlochdurchmesser (0,161 mm) ergab sich eine geringere Durchflussabweichung zwischen den

einzelnen Spritzlöchern als bei der Düse mit dem Spritzlochdurchmesser von 0,141 mm. Es ist festzustellen, dass sich mit abnehmendem Spritzlochdurchmesser die Durchflussabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern vergrößert. Die Ursachen dafür sind in fertigungstechnischen Abweichungen zu suchen. Bei der Fertigung ist es beispielsweise schwieriger, die Fertigungstoleranzen bei kleineren Spritzlochdurchmesser zu halten, da der Verschleiß dort an den Elektroden beim Erodierprozess relativ höher ist, als bei Elektroden für einen größeren Spritzlochdurchmesser. Dies führt zu hohen Abweichungen bei Spritzlochform und -durchmesser zwischen den einzelnen Spritzlöchern. Die zulässige Fertigungstoleranz für die Spritzlochdurchmesser liegt bei $\pm 2 \mu\text{m}$ (festgestellt durch Motortest bezogen auf Abgasschadstoffbildung).

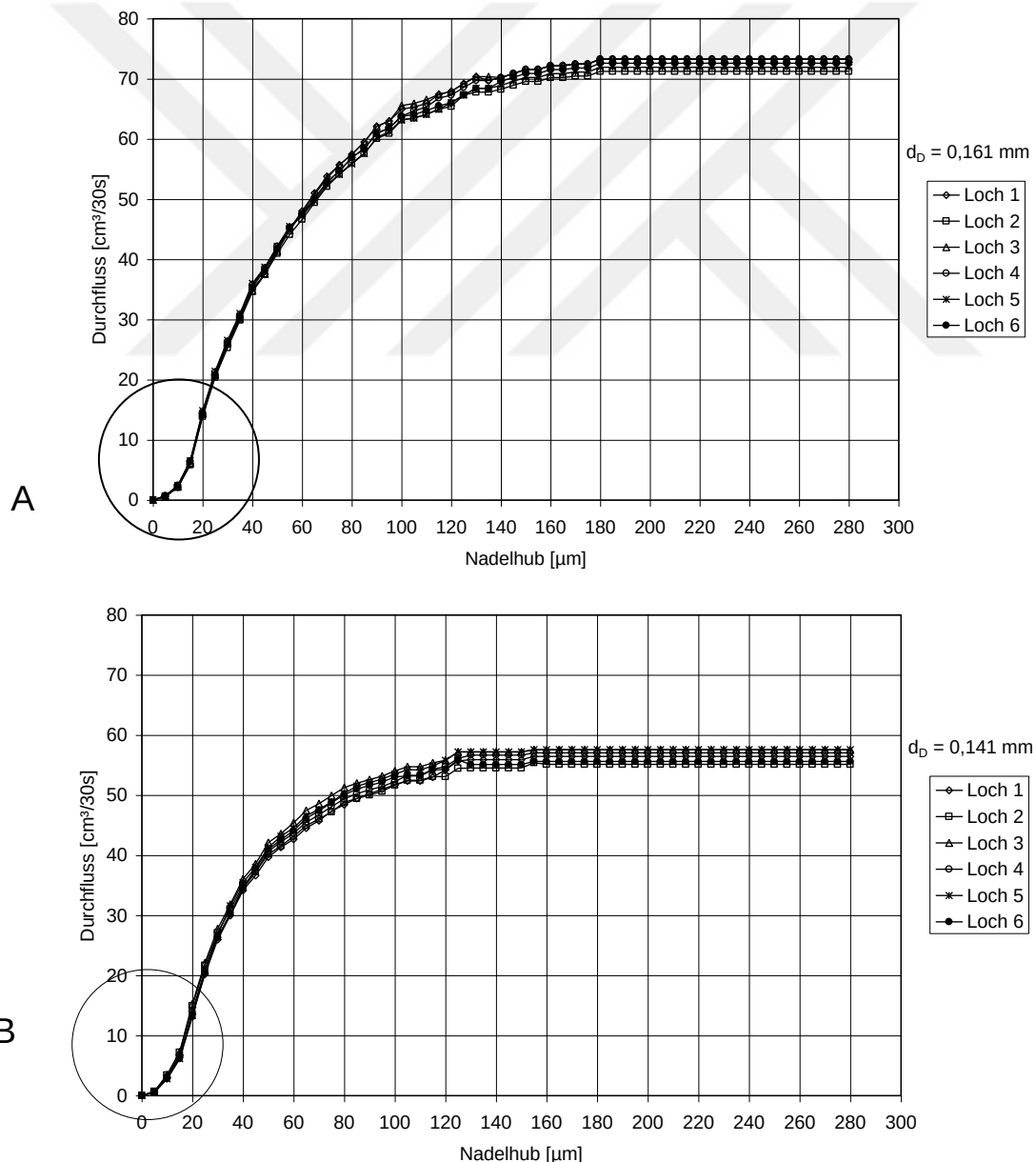


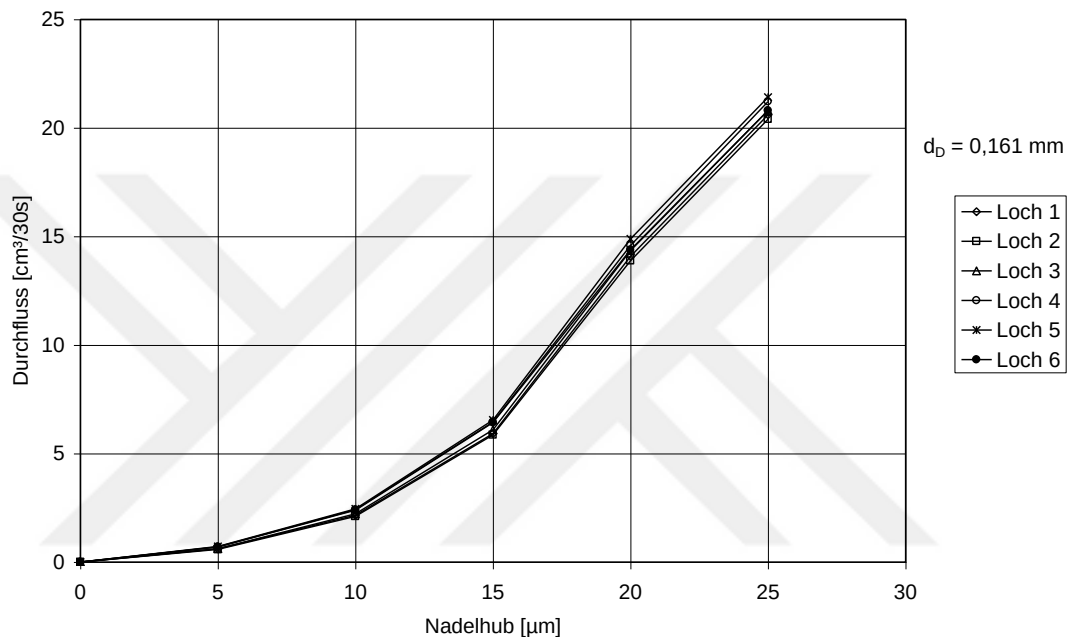
Bild 5. 31: Die Verteilung der Einzelstrahl - Durchflusses bei $p_R = 100 \text{ bar}$

Für die Auswertung der Ergebnisse wird der Hubbereich in zwei Phasen unterteilt:

1. Phase Nadelhub 0-40 μm :

- Bei kleineren Nadelhüben besteht die Möglichkeit, dass einzelne Spritzlöcher durch die Nadelexzentrizität abgedeckt werden (bei Sitzlochdüsen). Bei den verwendeten Düsen wurde allerdings festgestellt, dass schon bei kleinsten Nadelhüben die Einzelstrahl - Durchflussmessung möglich war, da der Durchfluss aus den einzelnen Spritzlöchern gleichzeitig begann, Bild 5. 32.

Einzelheit A
aus Bild 5. 31



Einzelheit B
aus Bild 5. 31

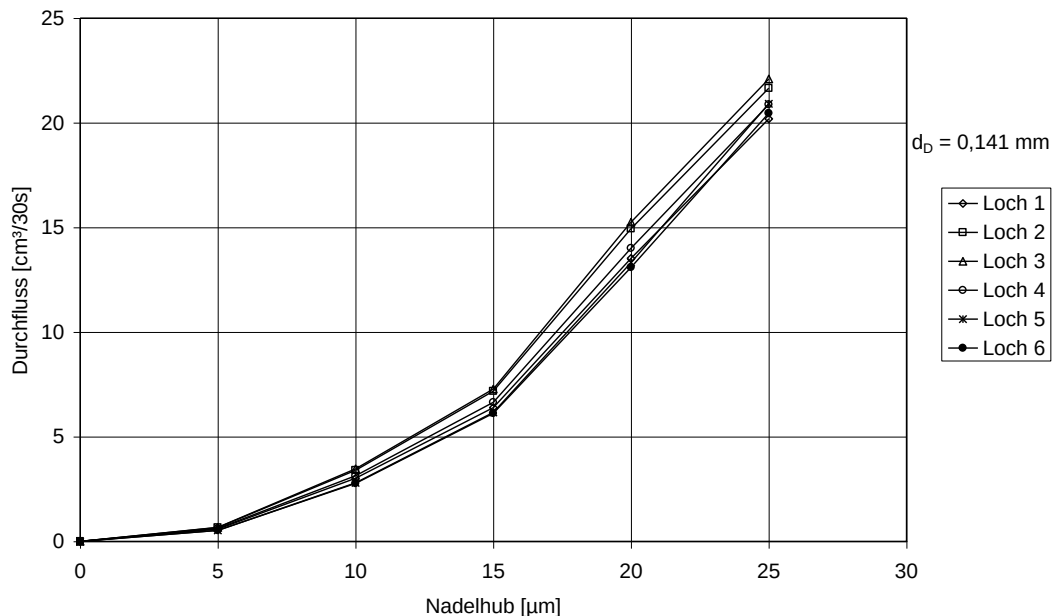


Bild 5. 32: Öffnungsphase der Spritzlöcher

- Mit abnehmendem Spritzlochdurchmesser nimmt die Durchflussabweichung zwischen den Spritzlöchern zu, die Kavitation tritt aber erst später (aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeit), d.h. bei einer höheren Druckdifferenz, Bild 5. 33, auf.
- Die mittlere Durchflussabweichung beträgt ca. 8,6 % für $d_D = 0,161 \text{ mm}$ und 12 % $d_D = 0,141 \text{ mm}$ bei $A_D \geq A_S$.

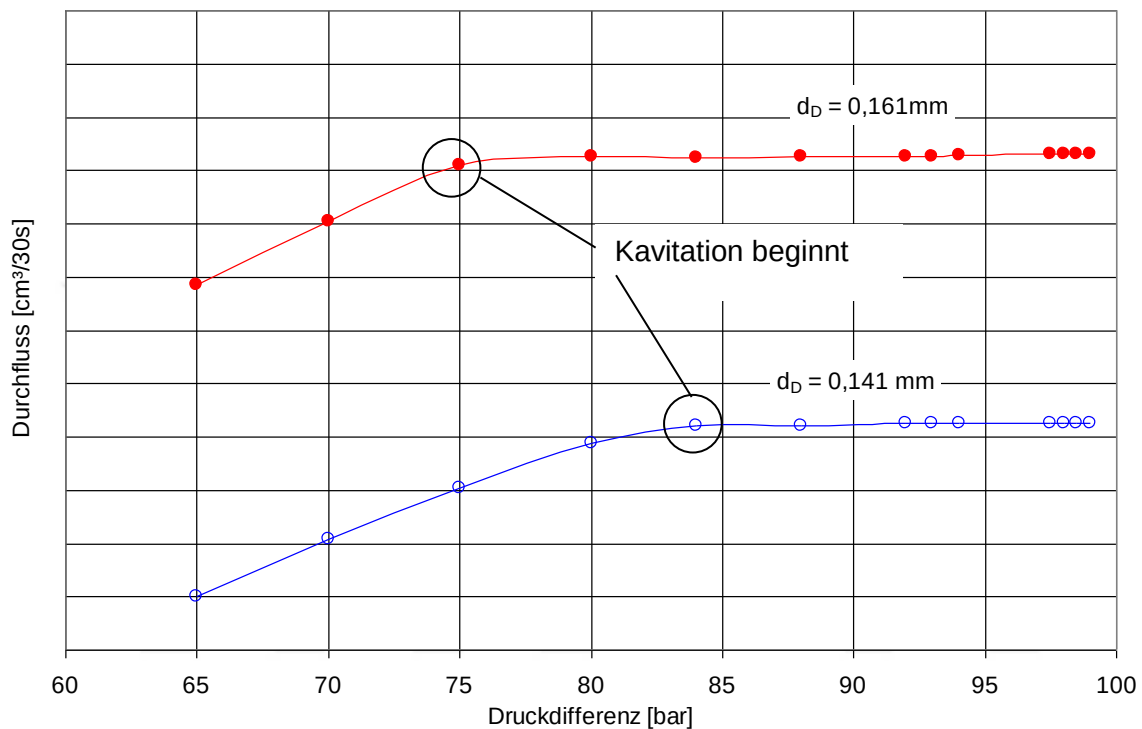


Bild 5. 33: Einflüsse der Spritzlochdurchmessern auf die Kavitation

2. Phase Nadelhub 40-285 μm :

- In diesem Bereich wird der maximale Hub der Nadel erreicht. Bei vollem Nadelhub spielt die Nadelexzentrizität keine so wichtige Rolle wie bei den kleineren Nadelhuben. Die gemessenen Abweichungen im Durchfluss der einzelnen Spritzlöcher sind allein durch die bereits erwähnten Fertigungsabweichungen bestimmt.
- Ab einem Nadelhub von etwa $h_N > 40 \mu\text{m}$ für $d_D = 0,161 \text{ mm}$ und $h_N > 30 \mu\text{m}$ für $d_D = 0,141 \text{ mm}$ nimmt die Durchflussabweichung ab und es ändert sich die prozentuale Durchflussabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern fast nicht mehr, Bild 5. 34, weil bei grossen Nadelhuben das Durchflussverhalten der Spritzlöcher durch den Spritzlochquerschnitt bestimmt wird. Oben erwähnte Abweichungen sind daher nur durch fertigungstechnische Abweichungen der Düse zu begründen.

- Insgesamt gibt es eine geringere Durchflussabweichung in diesem Nadelhubbereich für beide Düsen. Die mittlere Durchflussabweichung beträgt ca. 3 % für $d_D = 0,161$ mm und 5 % für $d_D = 0,141$ mm.

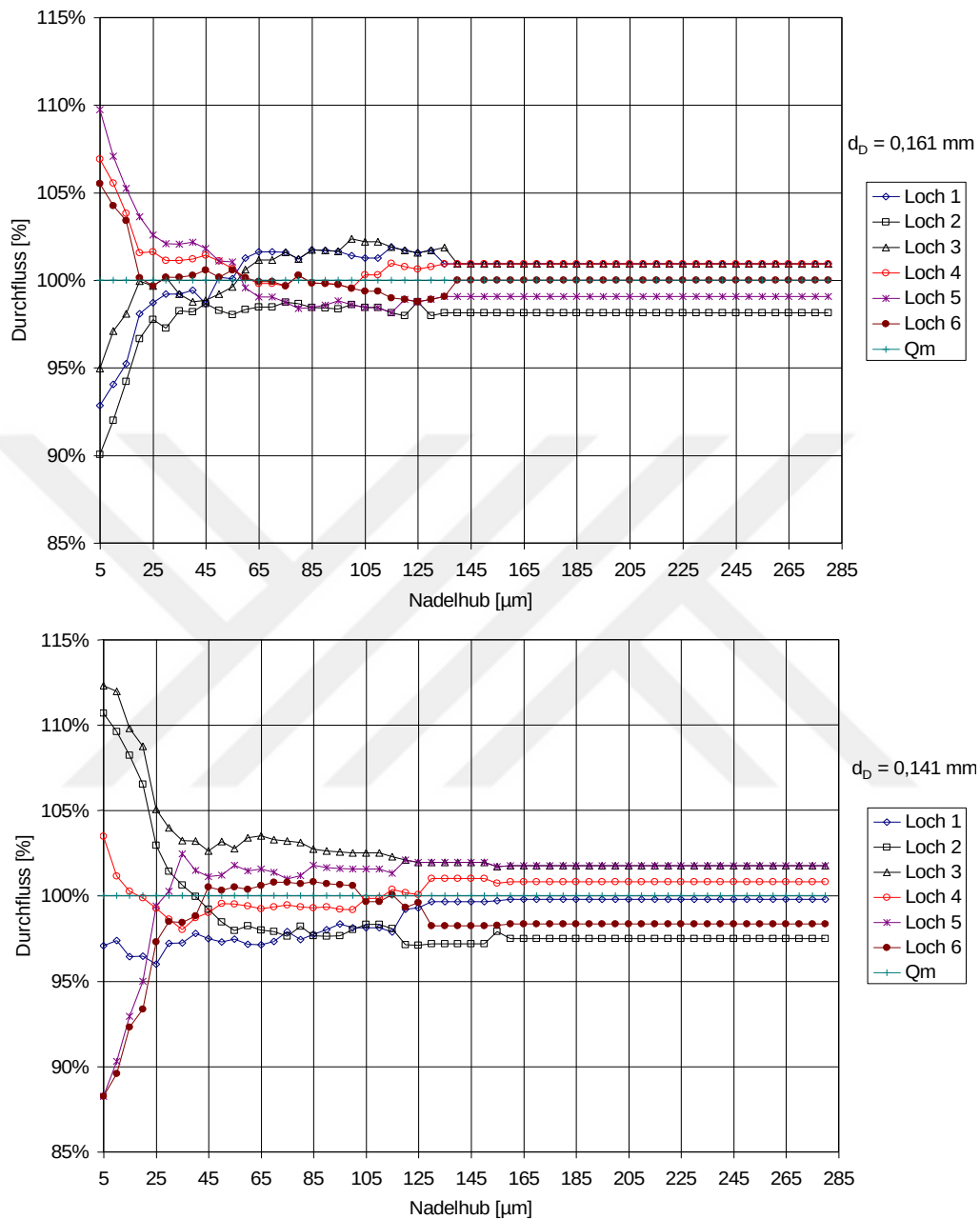


Bild 5. 34: Einflüsse der Spritzlochdurchmesser auf der Durchflussabweichung

Zusammenfassung

- Die Einzelstrahl - Durchflussmenge wurde an Düsen mit zwei verschiedenen Spritzlochdurchmessern (0,161 mm und 0,141 mm) gemessen und dabei festgestellt, dass insgesamt eine geringe Durchflussabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern für beide Spritzlochdurchmesser auftritt (ca. 3 % für $d_D = 0,161$ mm und 5 % für $d_D = 0,141$ mm bei $A_S > A_D$).

- Die Einzelstrahl - Durchflussmessung ergab, dass bei kleinerem Spritzlochdurchmesser die Durchflussabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern größer ist. Der Grund für die hohe Durchflussabweichung bei kleineren Spritzlochdurchmessern sind vermutlich größere Schwankungen in den Fertigungstoleranzen. Es ist schwieriger die Fertigungstoleranzen bei kleineren Spritzlochdurchmessern aufgrund des hohen Elektrodenverschleißes beim Erodierprozess zu halten.
- Die Kavitation tritt bei größerem Spritzlochdurchmesser (0,161 mm) bei kleinerer Druckdifferenz auf, was zu einer unerwünschten Durchflußbegrenzung führt. Der kleinere Spritzlochdurchmesser (0,141 mm) hat hohe Strömungsgeschwindigkeit. Diese hohe Strömungsgeschwindigkeit führt zu einem späterem Auftritt der Kavitation.
- Bei kleinen Nadelhuben entstehen größere Durchflussabweichungen als bei größeren Nadelhuben. Die im untersten Nadelhubbereich entstehenden Durchflussabweichungen resultieren aus der Exzentrizität der Nadel, weil bei kleinem Nadelhub die Durchflussmenge durch den freigegebenen Öffnungsquerschnitt zwischen Düsenkörpersitz und Nadelsitz bestimmt wird.

5. 6 Vergleich der Düsenbauformen

Die Düsenbauformen haben einen entscheidenden Einfluss auf die Verteilung der Einzelstrahlmenge im Verbrennungsraum. Um die Einflüsse der Düsenbauformen auf die Einzelstrahlqualität zu untersuchen, wurden zwei Düsen bei gleichen Versuchsbedingungen gemessen (p_R und h_N). Beide Düsen haben den gleichen Spritzlochdurchmesser und die gleiche Spritzlochanzahl, sowie den gleichen Höhenwinkel. Es handelt sich dabei um je eine Sitzloch- und eine Sacklochdüse mit zentraler Einbaulage der Düse. Beide wurden bis zu einem Nadelhub von 280 μm untersucht. Die prozentualen Durchflussskurven sind in Bild 5. 35 dargestellt.

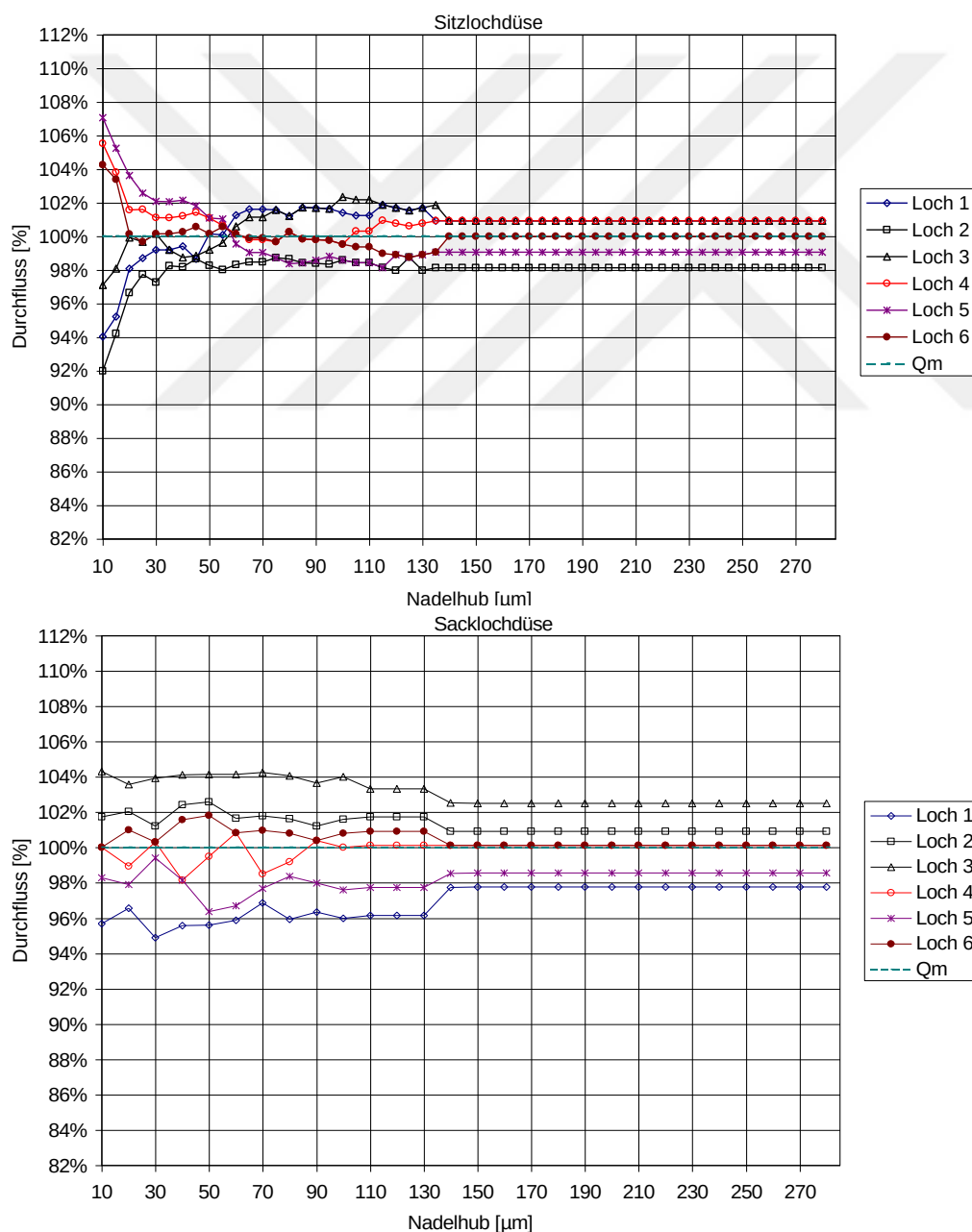


Bild 5. 35: Vergleich der Düsenbauformen Sitzloch und Sachloch

- Bei kleineren Nadelhüben gibt es eine große Durchflussabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern, insbesondere bei der Sitzlochdüse. Bei dieser Sitzlochdüse wird der Strömungsquerschnitt und die Verteilung der Durchflussmengen durch die Nadel bestimmt. Dies wird bei der Sacklochdüse durch die im wesentlichen ungestört ausgebildete Strömung in den Spritzlöchern erreicht. Ursächlich hierfür sind das größere Ausgleichsvolumen am Spritzlocheintritt, Bild 5. 36, und der fehlende negative Einfluss des Nadelsitzes in der Spritzlochnähe. Eine Vergrößerung des Sacklochvolumens wäre aber mit einer erhöhten Emission an unverbrannten Kohlenwasserstoffen verbunden.

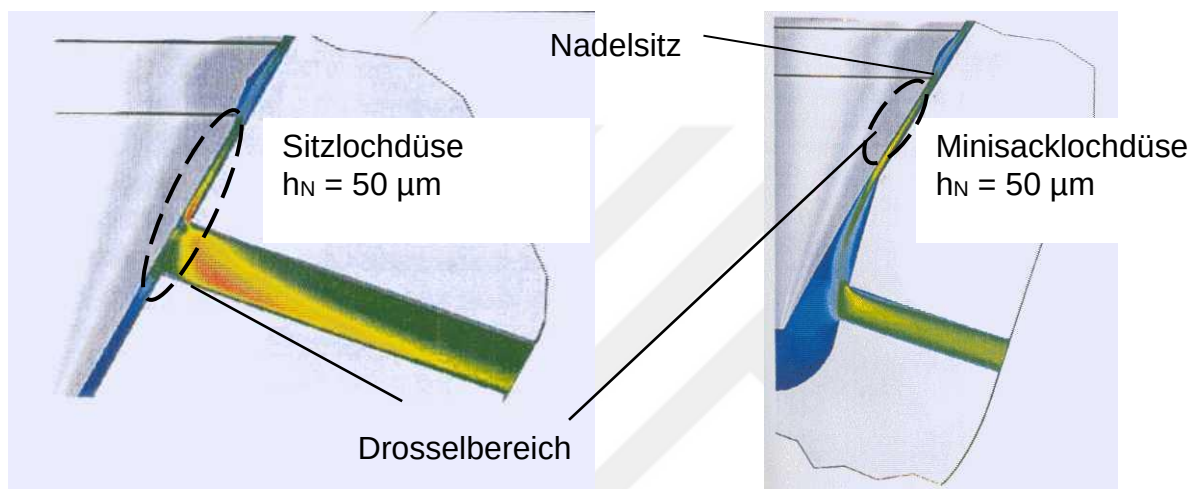


Bild 5. 36: Geometrischer Sitzquerschnitt in den Düsenbauformen /137/

- Die Kavitation, tritt bei der Sitzlochdüse bei einer niedrigeren Druckdifferenz (höherer Gegendruck) auf, Bild 5. 37, und führt zu einer Begrenzung des Durchflusses. Bei der Sitzlochdüse entstehen gegenüber der Sacklochdüse hohe Drosselverluste. Bei geringen Nadelhüben, wie sie bei Einspritzbeginn und -ende oder bei der Einspritzung von Kleinstmengen auftreten, entsteht eine Spaltströmung zwischen Nadelsitz und Düsenkörpersitz (siehe Bild 5. 36). Diese verursacht eine vom Nadelhub abhängige Drosselung der Strömung und einen damit verbundenen Druckverlust vor dem Spritzloch, Bild 5. 38.
- Im Einzelnen sind die Strömungsvorgänge bei der Sacklochdüse folgendermaßen erklärbar: Aus dem Raum um die Düsennadel wird der Kraftstoff in den Ringspalt zwischen Nadel und Sitz beschleunigt, anschliessend beim Eintritt in das Sackloch unter Stossverlust verzögert und dann wieder in das Spritzloch beschleunigt. Bei kleinerem Nadelhub ist der Ringspalt sehr klein und es entsteht ein hoher Stossverlust der Strömung zwischen Nadelsitz und Sackloch. Dies führt zu einer

geringeren Beschleunigung der Strömung in das Spritzloch. Diese Beschleunigung der Strömung ist von Spritzloch zu Spritzloch unterschiedlich. Aufgrund der Exzentrizität des Sackloches gegenüber der Düsennadelführung und des Nadelsitzes kommt es zu unterschiedlichen Anströmungsbedingungen zwischen den Spritzlöchern. Dadurch entstehen Durchflussabweichungen zwischen den Spritzlöchern.

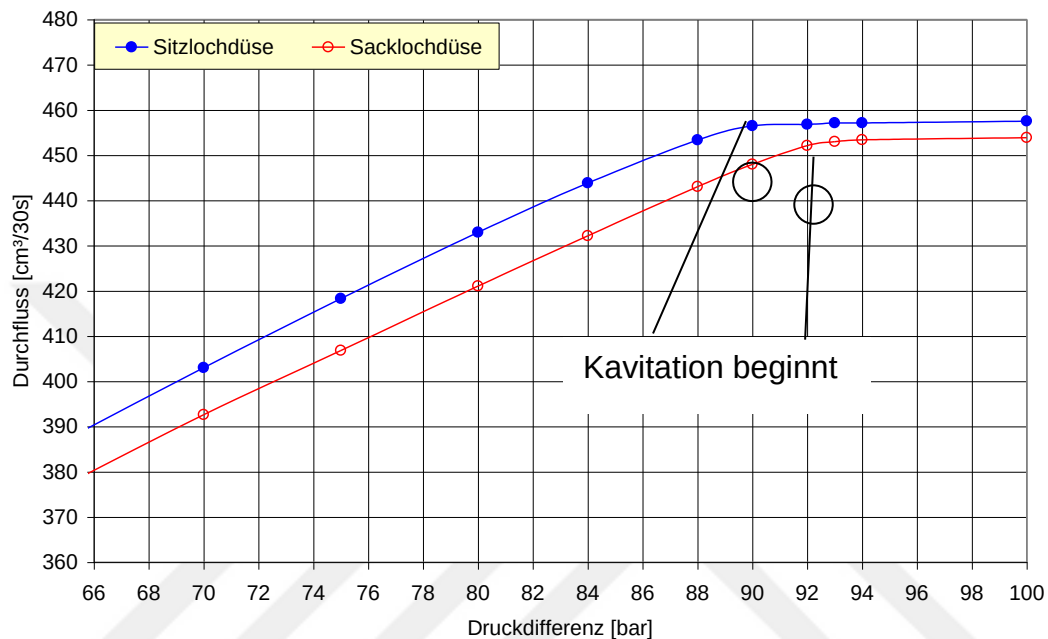


Bild 5. 37: Einflüsse der Düsenbauform auf die Kavitation (ohne Nadel)

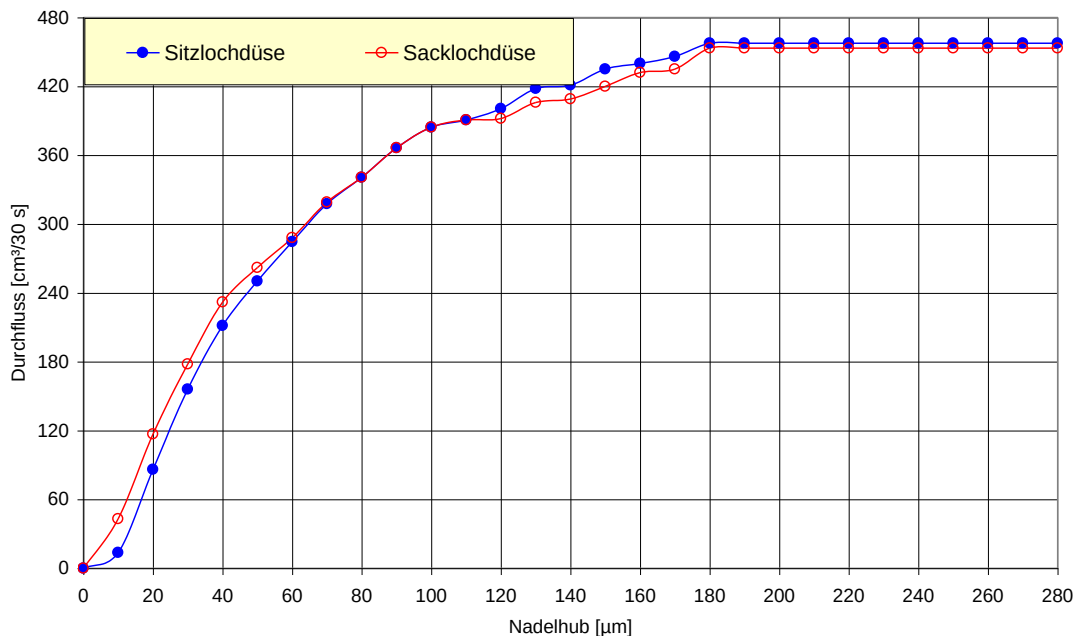


Bild 5. 38: Einflüsse der Düsenbauform auf die Drosselverluste

- Die Kennlinien der Einzelstrahl - Durchflüsse verlaufen bei der Sacklochdüse parallel zueinander, d. h. es gibt keine wesentlichen Durchflussverschiebungen zwischen den einzelnen Spritzlöchern, weil ein ungleichmäßiges Verdecken der Spritzlöcher durch ein exzentrisches Ausweichen der Düsennadel im Sitz bei dieser Düse prinzipiell nicht möglich ist. Die Beeinflussung der Strömung bleibt gering. Damit wird eine gute Strahlqualität und fast gleichmäßige Durchflussverteilung zwischen den Spritzlöchern bei der Sacklochdüse erreicht (siehe Bild 2. 15).
- Bei der Sacklochdüse ist für die Durchflussabweichung zwischen den Spritzlöchern nicht die Nadelexzentrizität entscheidend, sondern in erster Linie die Fertigungsqualität, wie die Oberflächenqualität der Spritzlöcher und der Nadel und die Verrundung der Spritzlochbohrung der Spritzlöcher, sowie die Exzentrizität des Sackloches gegenüber der Düsennadelführung und des Nadelsitzes (geringfügig ungleiche Spritzlochlängen für die einzelnen Spritzlöcher). Bei der Sitzlochdüse ist für die Durchflussabweichung, besonders bei kleineren Nadelhüben die Lage und Führung der Nadel entscheidend.
- Bei grossen Nadelhüben ergeben sich für beide Düsenbauformen grössere Strömungsquerschnitte am Nadelsitz und damit geringere Durchflussabweichungen zwischen den einzelnen Spritzlöchern aufgrund des verringerten Stossverlustes der Strömung zwischen Nadelsitz und Sackloch und damit geringere Drosselverluste.
- Die Durchflussabweichung verringert sich zwischen den Spritzlöchern mit zunehmendem Nadelhub, Tabelle 5. 2. Die Durchflussabweichungen bilden sich ab $A_D < A_S$ weniger aus. Die Durchflussabweichungen sind daher nur durch fertigungstechnische Abweichungen der Düse zu begründen.

Tabelle 5. 2: Maximale Durchflussabweichung zwischen den Spritzlöchern bei unterschiedlichen Düsenbauformen

Düsenbauformen	Maximale Durchflussabweichung	
	$h_N = 10 \mu\text{m} (A_D > A_S)$	$h_N = 170 \mu\text{m} (A_D < A_S)$
Sacklochdüse (Loch 1 und 3)	8 %	4,0 %
Sitzlochdüse (Loch 2 und 5)	15 %	3,0 %

5. 7 Vergleich von Düsen mit und ohne doppelter Nadelführung

Um die Einflüsse der doppelten Nadelführung (siehe Bild 2. 16) auf die Einzelstrahlmengen zu untersuchen, wurde bei einer Sitzlochdüse für die zentrale Einbaulage der Düse einmal mit und einmal ohne doppelte Nadelführung (DNF) gemessen. Die Messergebnisse sind in Bild 5. 39 dargestellt.

Die Messungen haben folgendes ergeben:

- Bei der Düse ohne DNF kommt es zu einer Änderung der Verteilung der Einzelstrahlmengen aufgrund der Exzentrizität der Düsenadel und damit des unterschiedlichen Strömungsquerschnitts für die Spritzlöcher.

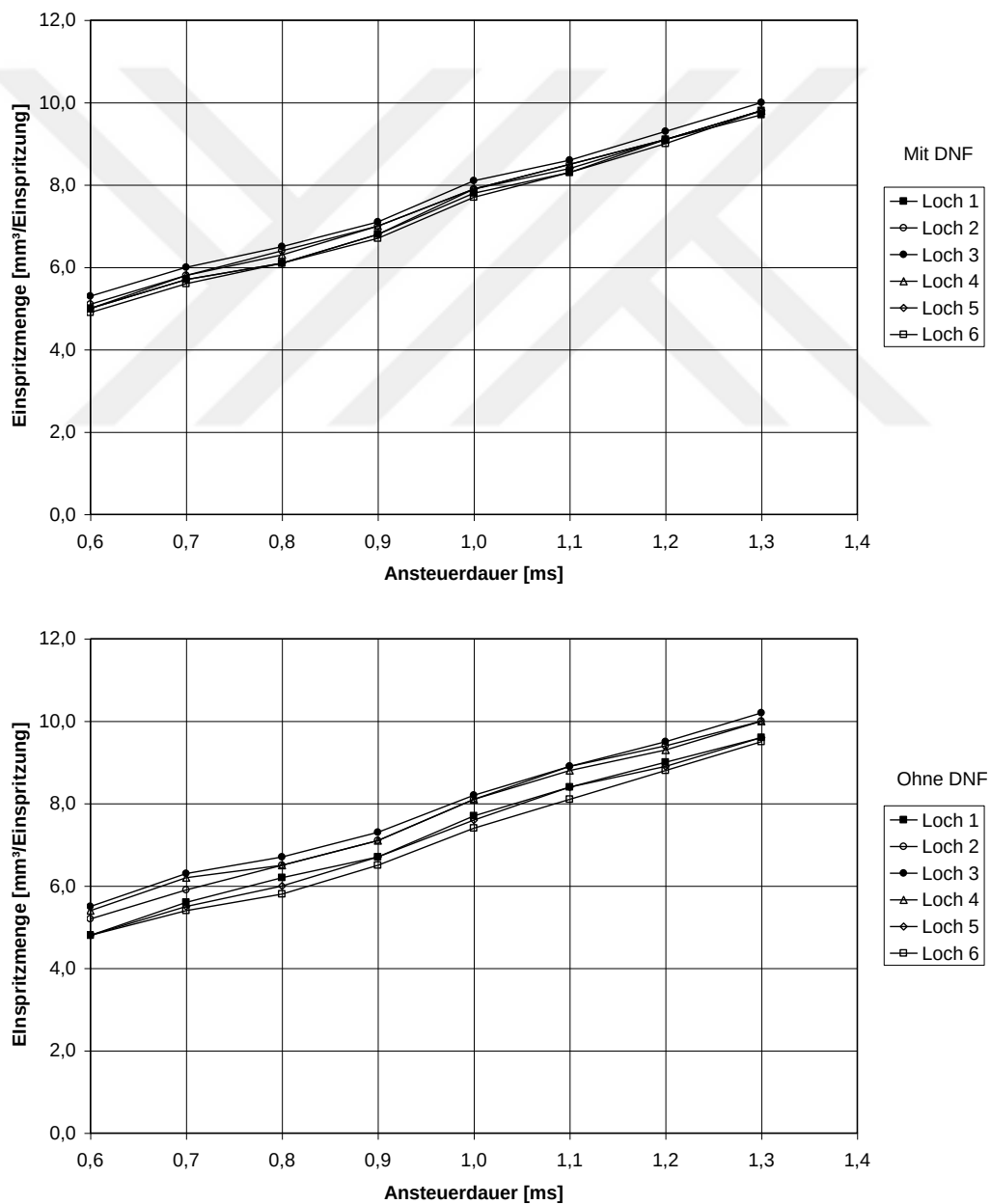


Bild 5. 39: Einflüsse der Nadelführung auf die Einzelstrahlmengen bei $p_R = 1250$ bar

Die Vergleiche der Einzelstrahlmengen für die Düsen mit und ohne doppelter Nadelführung sind in den Bildern 5. 40 und 5. 41 dargestellt. Die Mengenabweichung wird im Vergleich zur arithmetisch ermittelten mittleren Einspritzmenge der sechs Spritzlöcher der Düse ausgewertet ($Q_m = 100 \%$).

- Die maximale Mengenabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern ergibt sich bei kleiner Ansteuerdauer, bei welcher der Nadelhub gering ist. Bei dieser kleinen Ansteuerdauer bzw. kleinem Nadelhub wird die Einspritzmenge durch die Lage der Nadel bestimmt. Mit einer DNF wird die maximale Mengenabweichung bei einer Ansteuerdauer von z.B. $AD = 0,6 \text{ ms}$ von $13,8 \%$ auf $7,9 \%$ reduziert.
- Bei der Düse mit DNF ist die Nadel in der Düse in einer fast zentrischen Lage. Dies führt für alle Spritzlöcher zu einem annähernd gleichmäßigen Strömungsquerschnitt zwischen Düsenkörpersitz und Nadelsitz. Dadurch ergibt sich erwartungsgemäß eine geringere Mengenabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern, z.B. beträgt die maximale Mengenabweichung zwischen Loch 3 und 6 bei einer Ansteuerdauer von $AD = 0,9 \text{ ms}$ ca. $5,8 \%$, Tabelle 5. 3.

Tabelle 5. 3: Einflüsse der DNF bei unterschiedlichen Betriebspunkten

	die maximale Mengenabweichung zwischen Loch 3 und 6		
	$AD = 0,6 \text{ ms}$	$AD = 0,9 \text{ ms}$	$AD = 1,2 \text{ ms}$
Mit DNF	$7,9 \%$	$5,8 \%$	$3,3 \%$
Ohne DNF	$13,8 \%$	$11,6 \%$	$7,7 \%$

Zusammenfassung

- Die doppelte Nadelführung bewirkt eine bessere Zentrierung der Düsennadel in der Düse. Dadurch wird eine gleichmäßigere Verteilung der Einzelstrahlmengen zwischen den Spritzlöchern erreicht.
- Besonders deutlich wird die Verbesserung der Verteilung der Einzelstrahlmengen im Bereich kleinerer Ansteuerdauern. Das beruht auf der Tatsache, dass bei einer kleineren Ansteuerdauer kleine Nadelhübe realisiert werden. Der damit verbundene geringere Strömungsquerschnitt zwischen Düsenkörpersitz und Nadelsitz wird sehr stark von der Exzentrizität der Nadel beeinflusst. Da bei grösseren Nadelhüben (große Ansteuerdauern) der Einfluss des Strömungsquerschnitts gegenüber dem Spritzlochquerschnitt vernachlässigbar ist, ist dieser Einfluss bei grossen Mengen nicht relevant.

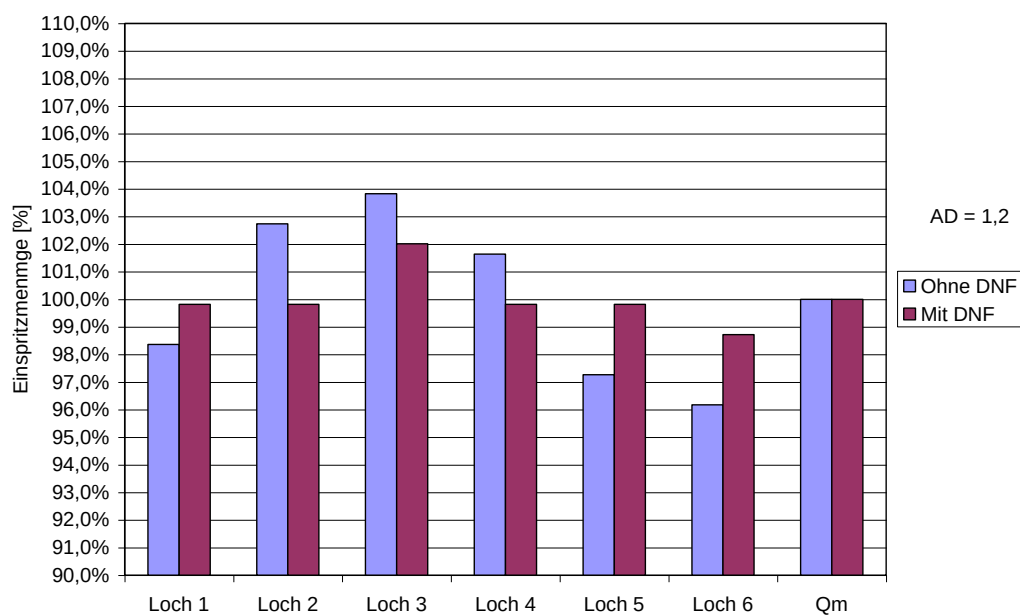
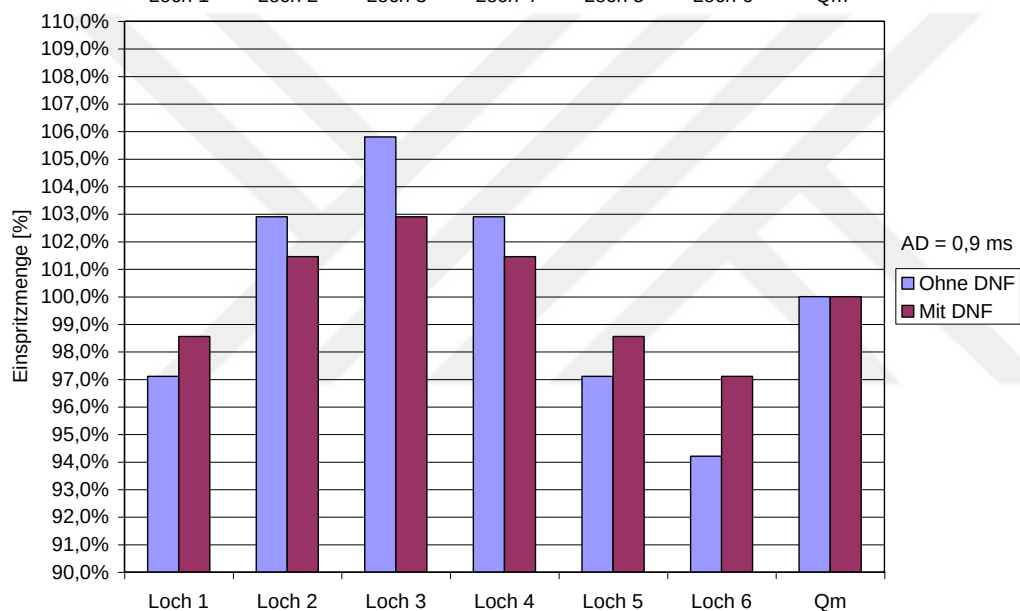
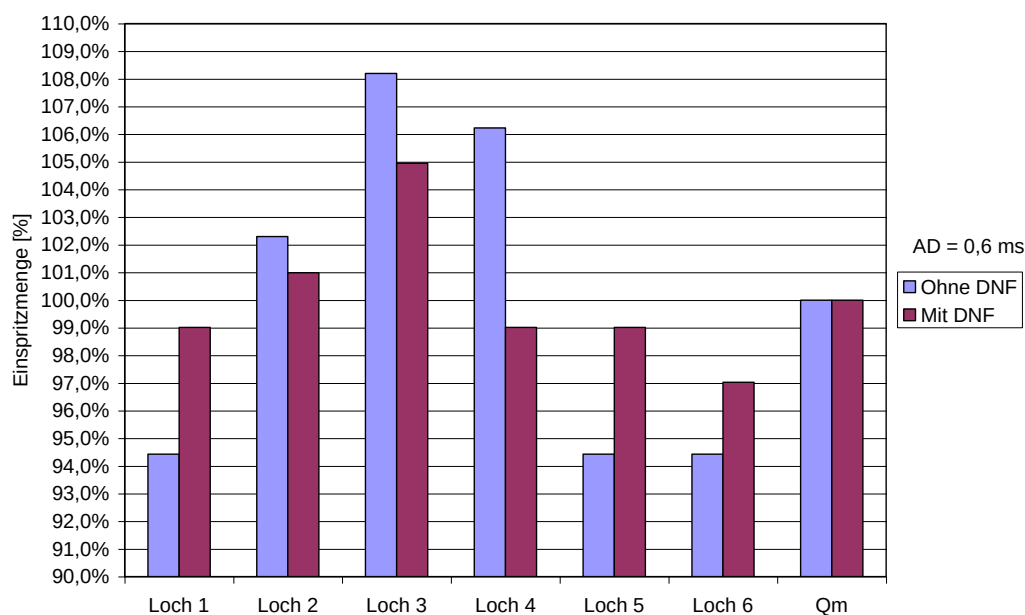


Bild 5. 40: Einflüsse der DNF auf die Einzelstrahlmengen bei $p_R = 1250$ bar

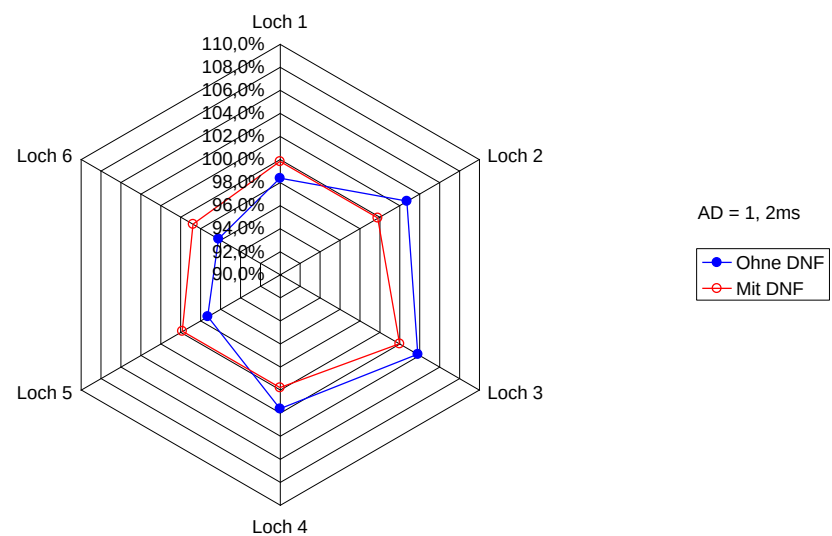
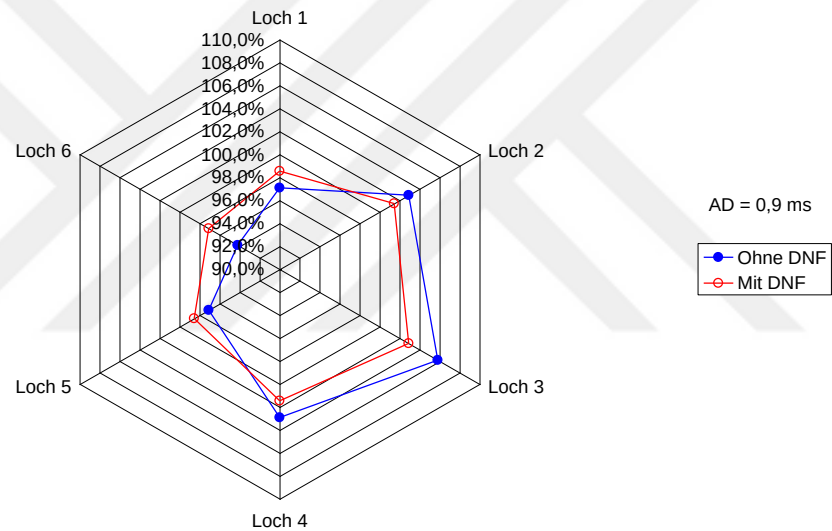
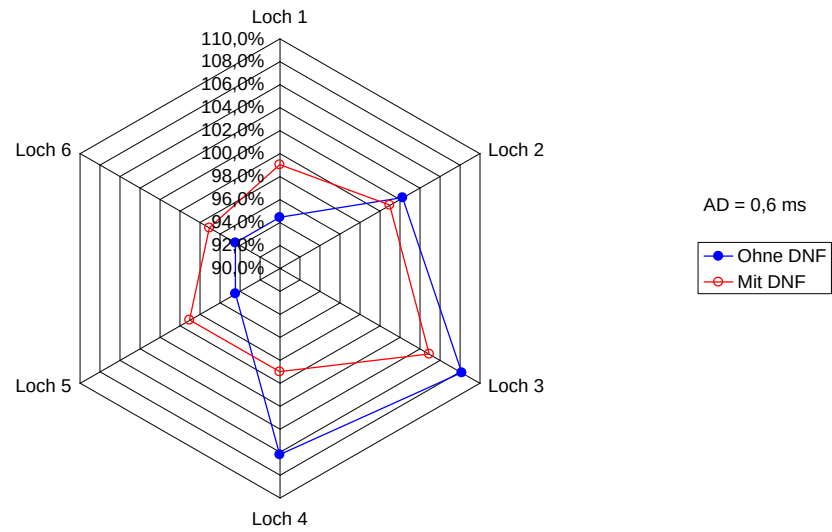


Bild 5. 41: Einflüsse der DNF auf die Einzelstrahlmengen bei $p_R = 1250$ bar

6. Weitere Einflüsse auf die Einzelstrahlmengen

6.1 Einfluss der Montage

Während der Montage in der Serienfertigung (in der Prüflinie) wird bei jedem Injektor in unterschiedlichen Betriebspunkten (Raildruck und Ansteuerdauer) die Einspritzmengenqualität getestet. Vor der Serienfertigung ist bei jedem Injektortyp für unterschiedliche Montagebedingungen zu prüfen, welche negativen Einflüsse die Montageparameter auf die Einspritzmengenqualität haben und wie sie zu vermeiden sind. Nachfolgend werden die Einflüsse der unterschiedlichen Montageparameter auf die Einspritzmengenqualität untersucht. Diese Parameter können wie folgt unterschieden werden:

- Anzugsdrehmoment
- Äußere Querkräfte am Injektor bzw. Einflüsse der Leitungskraft
- Querkraft an der Nadel und Nadeldrehung

6. 1. 1 Anzugsdrehmoment

Beim Einbau des Injektors in den Zylinderkopf kann sich wegen der eingeleiteten Schraubkräfte bzw. Vorspannkräfte eine elastische Verformung des Injektors ergeben.

Um die Einflüsse der Anzugsdrehmomente (AM) bzw. die Einflüsse beim Wechseln der Düse (Montage und Demontage, Anzugsdrehmoment) auf die Einzelstrahlmengen untersuchen zu können, wurde die Düsenspannmutter einer Sacklochdüse mit verschiedenen Drehmomenten angezogen, Bild 6. 1.

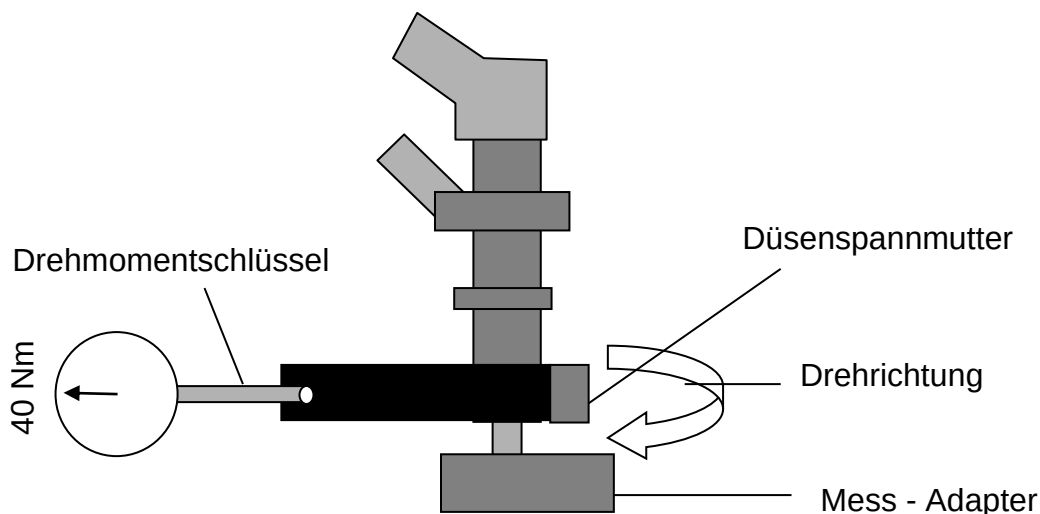


Bild 6. 1: Ansicht der Realisierung der Anzugsdrehmoment

Für die Montage oder Demontage der Düsen gibt es bestimmte Vorschriften vom Düsenhersteller. Das vorgegebene korrekte Anzugsdrehmoment für die untersuchte Düse ist 40 Nm. Es ist aus der Literatur nicht bekannt, wie sich die Einzelstrahlmenge bei abweichenden Anzugsdrehmomenten bzw. falschen Anzugsdrehmomenten ändert.

Messungen ergaben, dass ein erhöhtes Anzugsdrehmoment zu einer geringen Abnahme der Einspritzmenge führte. Um die Auswirkung der Anzugsdrehmomente auf die Einspritzmengenabnahme zu dokumentieren, ist in Bild 6. 2 zunächst die gesamte Einspritz- und Rücklaufmenge dargestellt. Die Einspritz- und Rücklaufmenge zeigen einen gegensinnigen Verlauf in Abhängigkeit vom Anzugsdrehmoment. Mit zunehmendem Anzugsdrehmoment der Düsenspannmutter verringert sich die Einspritzmenge und die Rücklaufmenge erhöht sich.

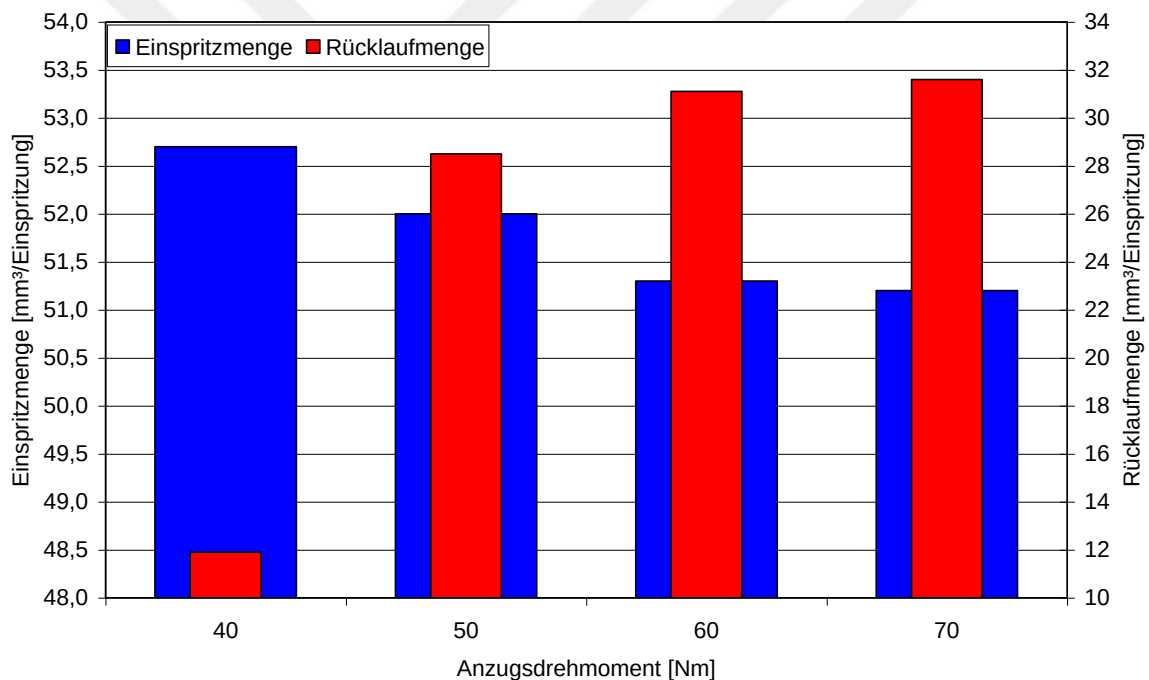


Bild 6. 2: Einflüsse der Anzugsdrehmomente auf die gesamte Einspritzmenge und Rücklaufmenge bei $p_R = 1250$ bar und $AD = 0,8$ ms, Sacklochdüse mit 5 - Löchern

Um die Ursache der Abnahme der Einspritzmenge und Zunahme der Rücklaufmenge durch die Anzugsdrehmomente zu untersuchen, wurde eine FEM - Berechnung durchgeführt. Die FEM - Berechnungen wurden mit dem Programm Ansys® realisiert (für weitere Information zur Berechnung siehe Anhang S. 189). Diese Berechnungen wurden bei Siemens VDO im Rahmen einer internen Untersuchung durchgeführt. Die Düsengeometrie der Berechnung entsprach der vermessenen Düse. Der Raildruck ($p_R = 1250$ bar) war konstant, während die Anzugsdrehmomente variiert wurden.

den. Ausgewählt wurde das korrekte Anzugsdrehmomente ($AM = 40 \text{ Nm}$) sowie zwei erhöhte Anzugsdrehmoment ($AM = 50$ und 60 Nm), die außerhalb der vorgegebenen Montagegrenzen lagen.

In Bild 6. 3 wurden die Berechnungsergebnisse für die Anzugsdrehmomente $AM = 40$ und 60 Nm für Z-Richtung dargestellt (für $AM = 50 \text{ Nm}$ siehe Anhang Bild A2).

Berechnungsergebnisse:

Die Berechnung ergab, dass bei falschen Anzugsdrehmomenten aus den eingeleiteten Schraubkräften bzw. Vorspannkräften eine elastische Verformung der Düse resultiert (siehe Bild 6. 3). Änderungen bzw. Verformungen der Düse sind hier mit Hilfe eines farbigen Maßstabs erklärt. Blaue Flächen zeigen keine bzw. geringe Verformungen.

- Verformungen der Düsenlänge aus Bild 6. 3:

- Eine erhöhtes Anzugsdrehmoment der Düsenspannmutter führt zur Abnahme der Düsenlänge ($L_{\text{Düse}}$) bzw. des Nadelhubs aufgrund der Stauchung des Düsenkörpers.

Um die Verformung der Düsenlänge zu zeigen, wurden bei der Düse willkürlich zwei Punkte ausgewählt (siehe Bild 6. 3). Dies sind die Nadelführung (Punkt 1) und die Düsen Spitze bzw. Düsenkuppe (Punkt 2). Die Farbunterschiede geben die Verformung der Düsenlänge bzw. Änderung des Nadelhubs in Z-Richtung an.

- Es wurde die Verformung der Düse für ein zu hohes Anzugsdrehmoment ($AM = 60 \text{ Nm}$) errechnet und festgestellt, dass die Abnahme der Düsenlänge bzw. des Nadelhubs ca. $12,5 \mu\text{m}$ in Z-Richtung beträgt.

- Beim korrekten Anzugsdrehmoment ($AM = 40 \text{ Nm}$) entsteht eine geringere Abnahme der Düsenlänge bzw. des Nadelhubs (ca. $2,4 \mu\text{m}$ in Z-Richtung).

- Verformung der Leckspaltgeometrie aus Bild 6. 3:

Als Bezugsgrößen für die Leckspaltgeometrie wurden der Führungsdurchmesser der Düsen nadel (d_F) und die Rücklaufbohrung festgelegt.

- Beim hohen Anzugsdrehmoment der Düsenspannmutter zeigt sich eine deutliche Verformung der Rücklauf- und Zulaufbohrung.

- Beim hohen Anzugsdrehmoment ergibt sich eine Änderung bzw. Verformung des Führungsdurchmessers der Düsennadel in Y-Richtung in den gelben Bereichen.
- Beim korrekten Anzugsdrehmoment (AM = 40 Nm) ist keine signifikante Änderung bzw. Verformung der Rücklauf- und Zulaufbohrung sowie des Führungsdurchmessers der Düsennadel erkennbar (blau gezeichnet).

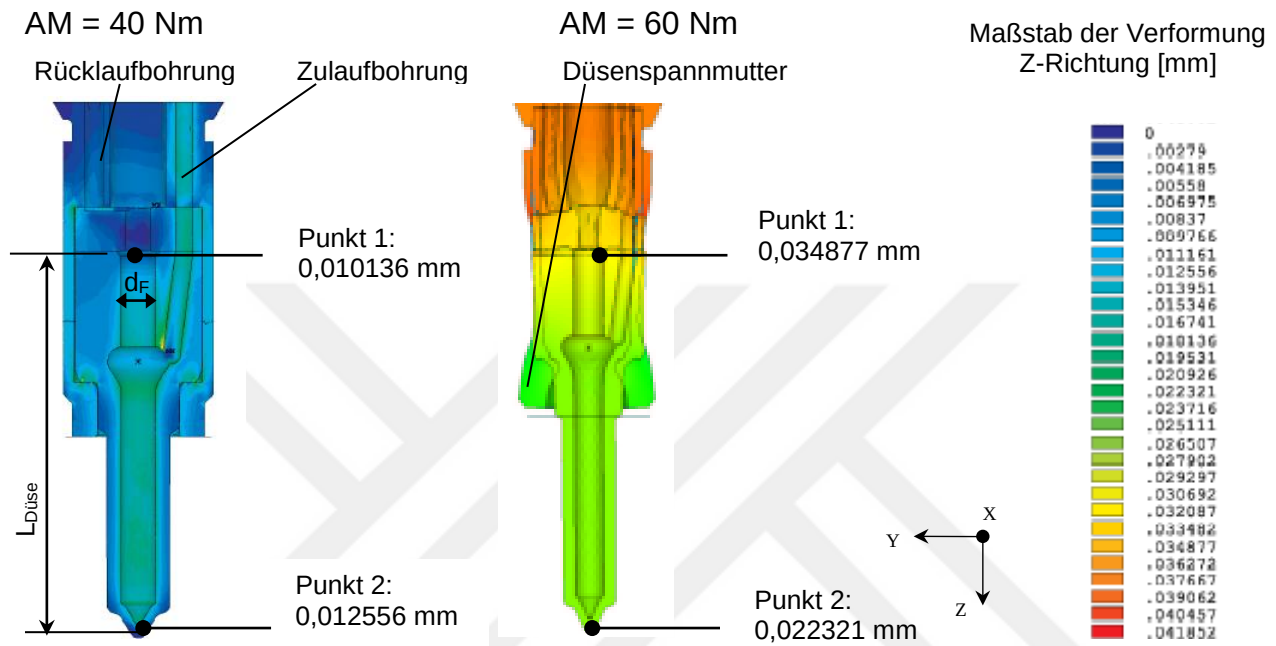


Bild 6. 3: Einflüsse der Schraubenkräfte bzw. des Anzugsdrehmomentes der Düsen- spannmutter auf die Verformung der Düsen bei $p_R = 1250$ bar für AM = 40 Nm und 60 Nm (dargestellt: Z-Richtung)

Um dadurch entstehende Hubänderungen der Düsennadel, die beim Motor zu unerwünschten Mengenveränderungen führen, zu vermeiden, geht die Injektorentwicklung z.B. in Richtung hydraulischem Ausgleich des Systems, d.h. hydraulische Kraftübertragung /145, 146/.

Einfluss der Anzugsdrehmomente auf die Einzelstrahlmengen

Die Einflüsse der Anzugsdrehmomente auf die Einzelstrahlmengen sind in Bild 6. 4 dargestellt. Die Messungen haben folgende Ergebnisse geliefert:

- Die Einzelstrahlmengen nehmen mit zunehmendem Anzugsdrehmoment ab. Die Abnahme der Einspritzmenge kann durch die Verkürzung des Nadelhubs (die Abnahme des Nadelhubs führt zur einer Verkürzung des Einspritzendes bzw. schnellerer Schließphase der Nadel, siehe Bild 5. 25; dies ergibt eine Verkürzung der Ein-

spritzdauer) und die Erhöhung der Rücklaufmenge durch die Änderung der Leckspaltgeometrie der Düse begründet werden (siehe Bild 6. 3).

- Die unterschiedlichen Montagebedingungen bzw. Anzugsdrehmomente führen zu einer Erhöhung der Mengenabweichungen zwischen den Spritzlöchern. Die Ursache der Mengenabweichung kann die Verformung der Düse sein. Die maximale Mengenabweichung beträgt bei $AD = 1,0$ ms zwischen Spritzloch 1 und 3 ca. 2,4 % für $AM = 40$ Nm und ca. 4,1 % für $AM = 70$ Nm, siehe Tabelle 6. 1.

Tabelle 6. 1: Einfluss der Anzugsdrehmomente auf die Einzelstrahlmengen bei $AD = 1,0$ ms

Anzugsdrehmoment AM [Nm]	Maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 1 und 3 [%]
40	2,4
50	2,5
60	5,0
70	4,1

- Jedoch hat sich die Relation der Einzelstrahlmengen bei unterschiedlichen Montagebedingungen bzw. Anzugsdrehmomenten nicht geändert, d.h. das Maximum der Einspritzmenge wurde bei jeden untersuchten Anzugsdrehmoment an Spritzloch 3 und das Minimum der Einspritzmenge an Spritzloch 1 gemessen.
- Die Mengenabweichung bei einem Anzugsdrehmoment ist von der Ansteuerdauer abhängig, z.B. beträgt die maximale Mengenabweichung bei $AM = 70$ Nm zwischen Spritzloch 1 und 3 $0,7 \text{ mm}^3/\text{E}$ für $AD = 0,8$ ms und $0,3 \text{ mm}^3/\text{E}$ für $AD = 1,3$ ms (siehe Bild 6. 4).

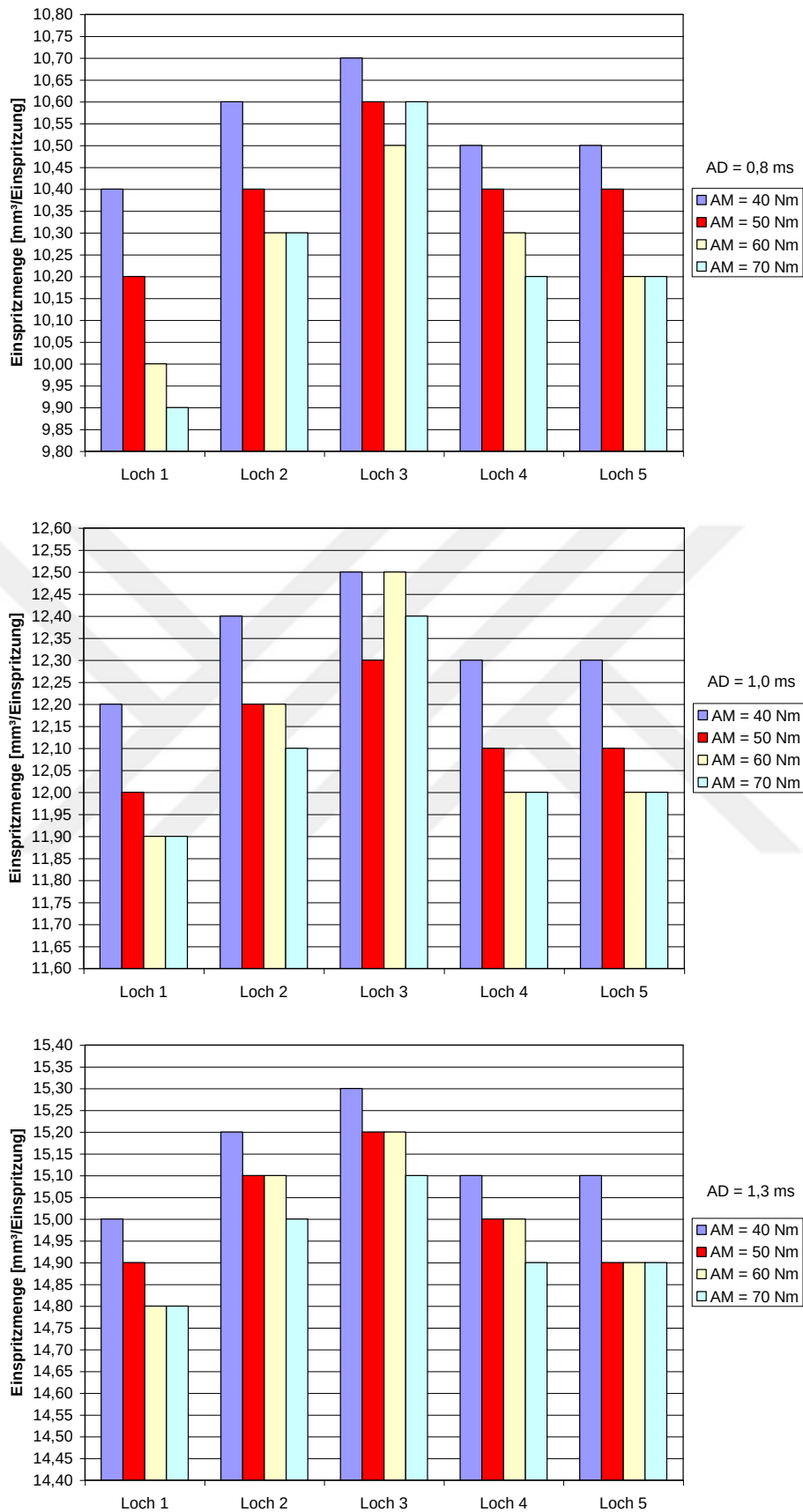


Bild 6. 4: Einflüsse der Anzugsdrehmomente auf Einzelstrahlmengen bei $p_R = 1250 \text{ bar}$, Sacklochdüse

Zusammenfassung

- Eine Zunahme der Anzugsdrehmomente der Düsenspannmutter führt zu einer Abnahme der Einspritzmenge aufgrund Verkürzung des Nadelhubs und zu einer Zunahme der Rücklaufmenge aufgrund Vergrößerung der Leckspalte.
- Die Zunahme der Anzugsdrehmomente der Düsenspannmutter führt zu einer Verformung der Düsenkörper und anschließend zu einer Zunahme der Mengenabweichungen zwischen den Spritzlöchern und Abnahme der Einspritzmengen. Die Ursachen der Mengenabweichung und Mengenabnahme in Abhängigkeit der Anzugsdrehmomente der Düsenspannmutter kann wie folgt erklärt werden:
 - Abnahme der Düsenlänge bzw. Verkürzung des Nadelhubs
 - unterschiedliche Dichtheit zwischen Injektorkörper und Düsenkörper
 - Änderung der Leckspaltgeometrie der Düse

6. 1. 2 Äußere Querkräfte am Injektor

Es wird vermutet, dass Querkräfte an einem eingespannten Injektor Einfluss auf die Verteilung der Einzelstrahlmengen haben. Um die Wirkung von Verformungen des Injektors durch Querkräfte (F), sowie Leitungskrafteinflüsse auf die Einzelstrahlmenge zu untersuchen, wurden verschiedene Injektoren in zwei 90° zueinander liegenden Achsen belastet. Die Richtung in der sich die Zulaufbohrung befindet wird als X-Richtung bezeichnet. Die Y-Richtung liegt senkrecht dazu. Die Richtungen sind in Bild 6. 5 dargestellt.

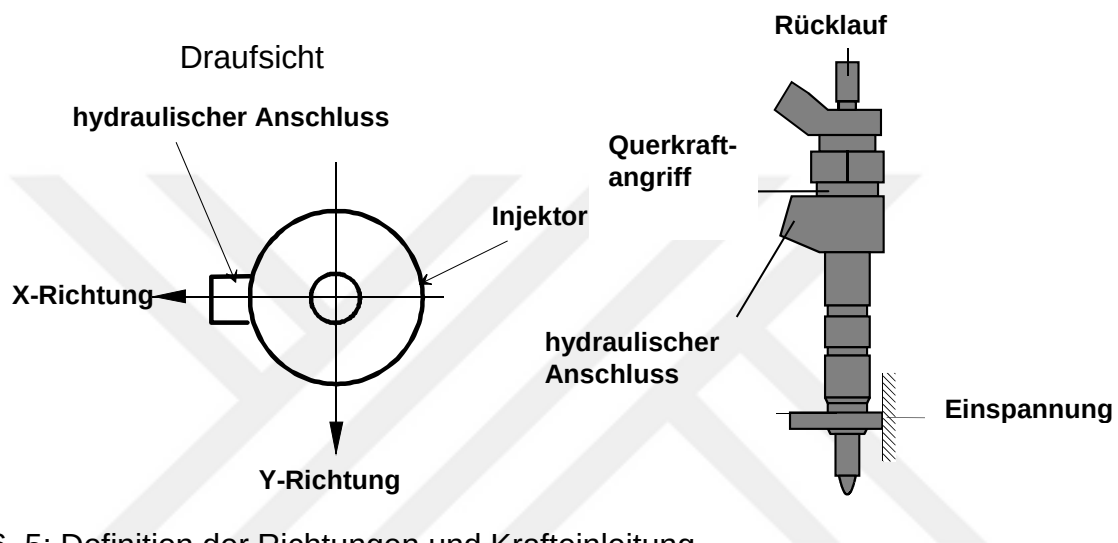


Bild 6. 5: Definition der Richtungen und Krafteinleitung

Um den Injektor zu verspannen, wurde am Prüfstand eine Vorrichtung angebracht, Bild 6. 6, mit der eine Biegekraft an den Injektor in jeweils eine der beiden gekennzeichneten Richtungen eingeleitet wird. Dies erfolgte durch ein Stahlseil, welches mit einer Federwaage gespannt wurde.

Zur Belastung wurden mit der Federwaage verschiedene Kräfte eingestellt. Es wurden Einspritzmengenkennlinien bei einer Kraftstofftemperatur von 40°C aufgenommen. Folgende Versuchsbedingungen wurden realisiert, vgl. Tabelle 6. 2.

Tabelle 6. 2: Versuchsbedingungen für die Querkräfte an den Injektoren

Injektoren	Düsentyp	Querkräfte	Richtung	Ansteuerdauer	Raildruck
025	Sitzloch, DNF	F = 0 N	X und Y	0,8 ms	p _R = 450 bar
047	Sackloch	F = 50 N	(nicht		p _R = 800 bar
096	Sackloch	F = 500 N	gleichzeitig)		p _R = 1350 bar
035	Sackloch				

Die Belastungen sind so ausgewählt, dass keine plastische Verformung des Injektors durch die eingeleiteten Biegekräfte entsteht; es kommt nur zu einer elastischen Verformung.

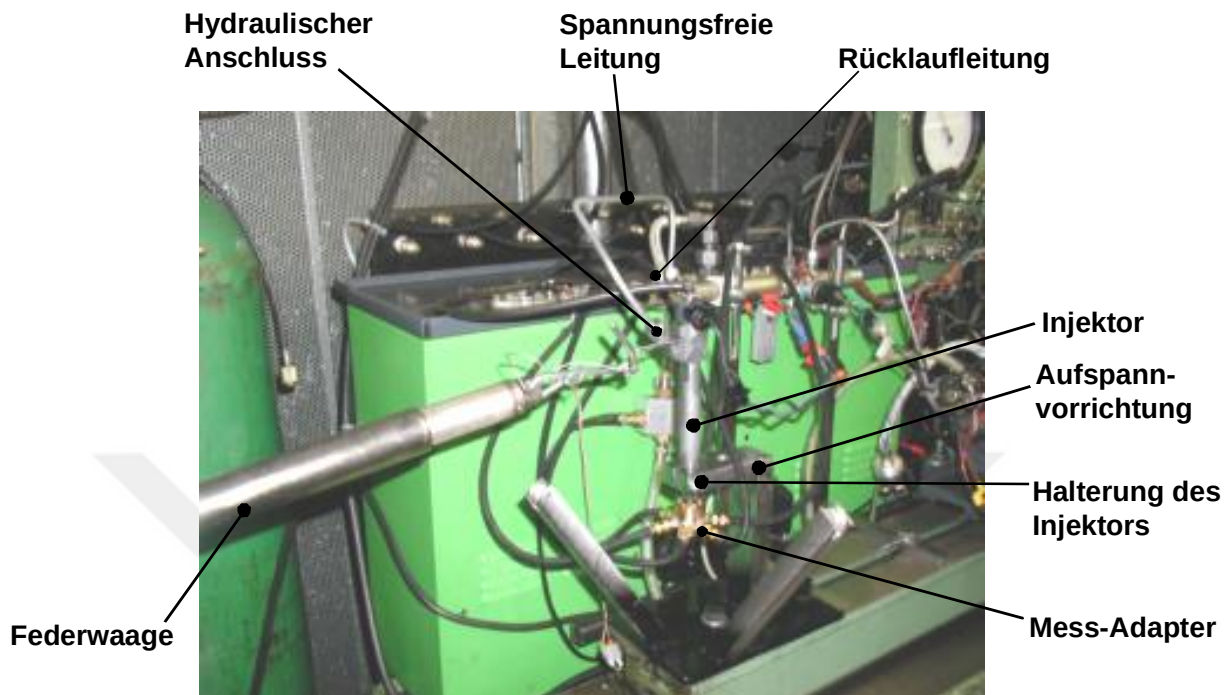


Bild 6. 6: Einleitung der Biegekräfte am Injektor

Messungen und Ergebnisse

Gesamte Einspritzmenge (X- oder Y-Richtung)

Die Einflüsse der Querkraft in X-Richtung auf die gesamte Einspritzmenge sind in Bild 6. 7 für die untersuchten Injektoren dargestellt.

- Die gesamte Einspritzmenge für Injektor 025 ist bei $F = 0$ und 500 N nahezu gleich geblieben und beträgt $50,0\text{ mm}^3/\text{E}$. Bei der geringeren Querkraft $F = 50\text{ N}$ wurde eine maximale Mengenabnahme auf $49,64\text{ mm}^3/\text{E}$, d.h. um $0,36\text{ mm}^3/\text{E}$ festgestellt.
- Für den Injektor 047 nimmt die gesamte Einspritzmenge ebenfalls um $0,36\text{ mm}^3/\text{E}$ bei Änderung der Querkraft von $F = 0\text{ N}$ auf $F = 50\text{ N}$ ab und um $0,75\text{ mm}^3/\text{E}$ (1,4 %) bei einer Änderung der Querkraft von $F = 0\text{ N}$ auf $F = 500\text{ N}$ ab.
- Bei Einleitung der Querkraft verhalten sich die Injektoren 096 und 035 gleich, d.h. die gesamte Einspritzmenge ist bei $F = 0\text{ N}$ und $F = 500\text{ N}$ fast gleich ($56,05\text{ mm}^3/\text{E}$) und bei der $F = 50\text{ N}$ wurde eine leichte Mengenzunahme um $0,27\text{ mm}^3/\text{E}$ ($56,32\text{ mm}^3/\text{E}$) festgestellt.
- Durch Einleiten von Querkraften am Injektor ändert sich die gesamte Einspritzmenge nur geringfügig um ca. $0,2\text{-}0,5\text{ mm}^3/\text{E}$, d.h. $< 1\%$ für alle untersuchten Injektoren.

Diese Unterschiede liegen in der Größenordnung der Messgenauigkeit des Meßsystems KMM. Es konnten keine wesentlichen und eindeutig systematischen Einflüsse der Querkraft in X-Richtung auf die gesamte Einspritzmenge für die untersuchten 4 Injektoren festgestellt werden.

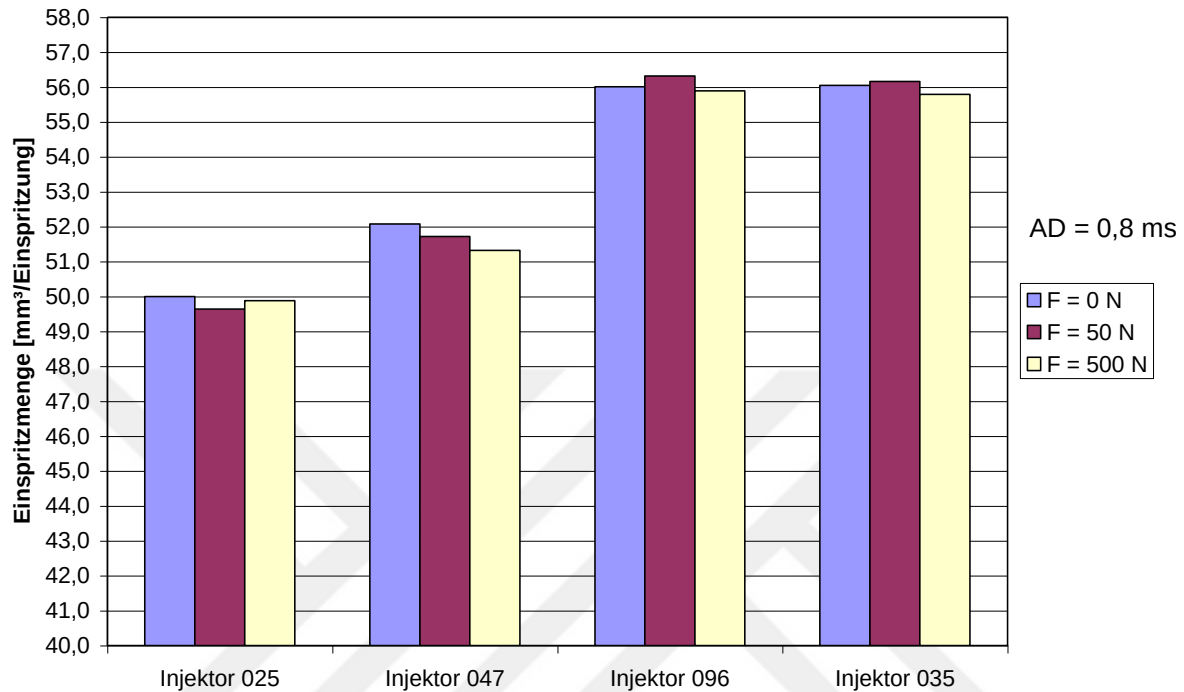


Bild 6. 7: Einflüsse der Querkraft auf die gesamte Einspritzmenge bei $p_R = 1350$ bar (gemittelt über 30-Messungen, Querkraft in X-Richtung)

Die gesamte Einspritzmenge zeigt bei Belastung in Y-Richtung das gleiche Verhalten (siehe Anhang [Bild A3](#)).

Einzelstrahlmenge (X-Richtung)

Am Injektor 047 wurden die Einzelstrahlmengen für die Querkraft $F = 0, 50, 500$ N bei $p_R = 1350$ bar jeweils 30 - mal gemessen. Die Messergebnisse der Einzelstrahlmenge sind am Beispiel für das Spritzloch 5 in [Bild 6. 8](#) dargestellt. Die Ergebnisse der anderen Spritzlöcher 1-4 (Anhang [Bilder A4 und A5](#)) und der drei Injektoren (025, 096, 035, Anhang [Tabelle A1](#)) sind denen des Spritzloches 5 ähnlich. Aus den Messwerten wurden die $\pm 3s$ -Werte ermittelt und als Streubreite eingetragen.

In [Bild 6. 9](#) wurden am Beispiel des Spritzloches 5 die Mittelwerte Q_{m_0} , $Q_{m_{50}}$, $Q_{m_{500}}$ und die zugehörigen Vertrauensbereiche (Wahrscheinlichkeit 95 %) der drei Messreihen dargestellt. Wie daraus hervorgeht, ist kein signifikanter Unterschied durch Querkrafteinfluss bei den Einzelstrahlmengen erkennbar.

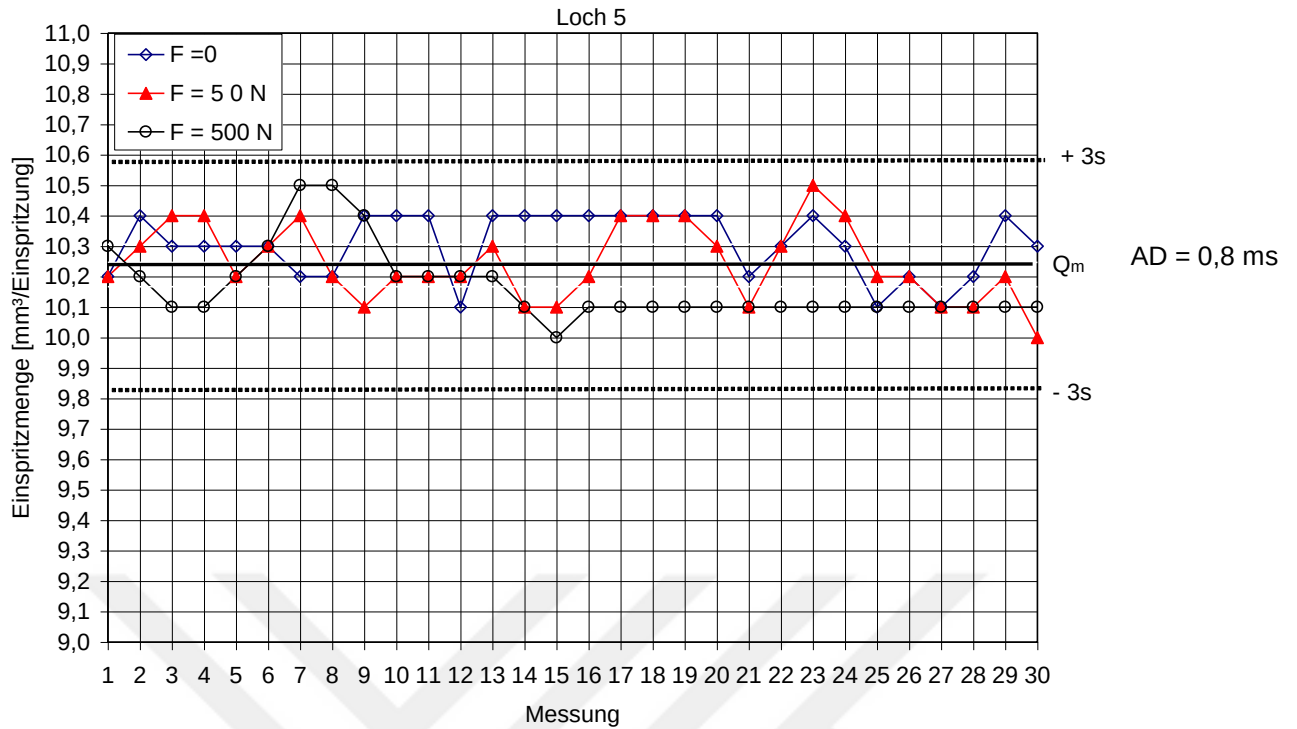


Bild 6. 8: Wiederholgenauigkeit und Streuung der Einzelstrahlmenge für unterschiedliche Querkkräfte bei $p_R = 1350 \text{ bar}$ für Injektor 047

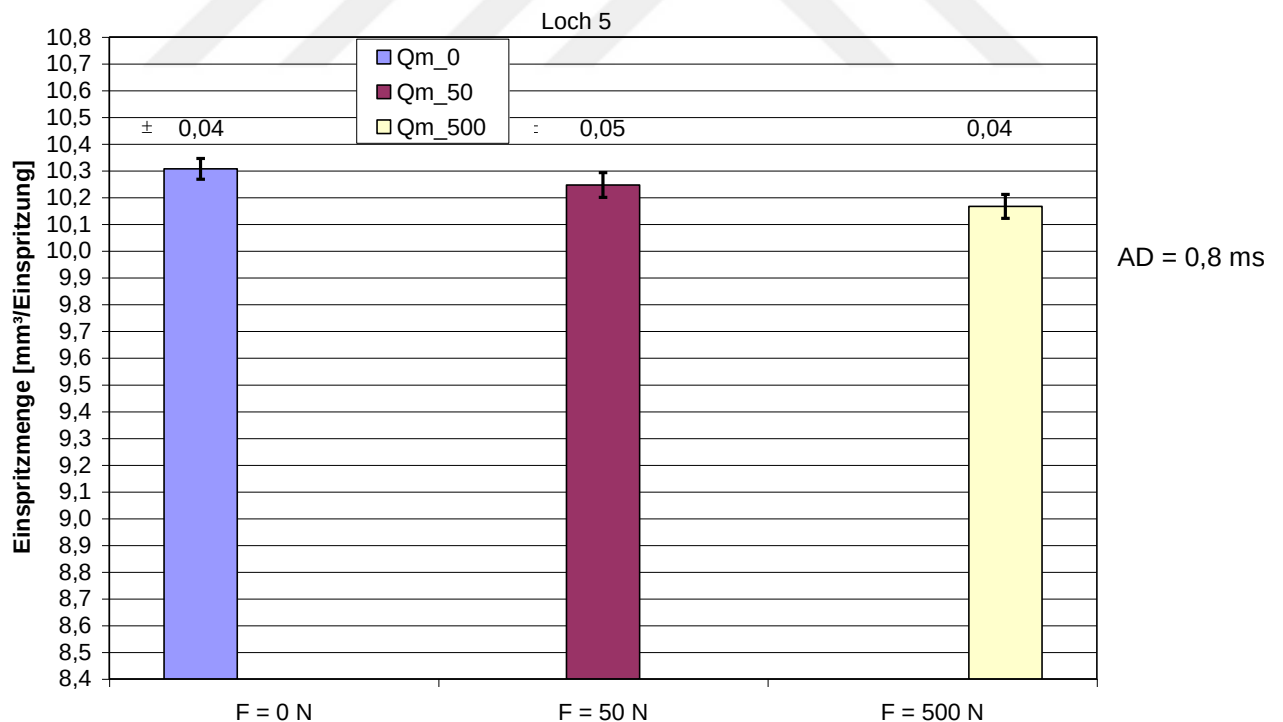


Bild 6. 9: Mittelwert (Q_m) und Vertrauensbereich der Einzelstrahlmenge für unterschiedliche Querkkräfte bei $p_R = 1350 \text{ bar}$ für Injektor 047

Die Messergebnisse der Einzelstrahlmengen aller Spritzlöcher für Injektor 047 mit und ohne Querkraft sind in Tabelle 6. 3 zusammengefasst. Das Maximum der Ein-

spritzmenge tritt bei unterschiedlicher Querkraft immer am Spritzloch 2 und das Minimum der Einspritzmenge immer am Spritzloch 5 auf. Die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 2 und 5 beträgt $0,22 \text{ mm}^3/\text{E}$ ohne Querkraft ($F = 0 \text{ N}$). Mit Querkraft ist die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 2 und 5 praktisch gleich mit $0,23 \text{ mm}^3/\text{E}$ (50 N) bzw. $0,22 \text{ mm}^3/\text{E}$ (500 N), Bild 6. 10, d.h. die Verteilung der Einzelstrahlmenge ändert sich bei unterschiedlichen Querkraften nicht.

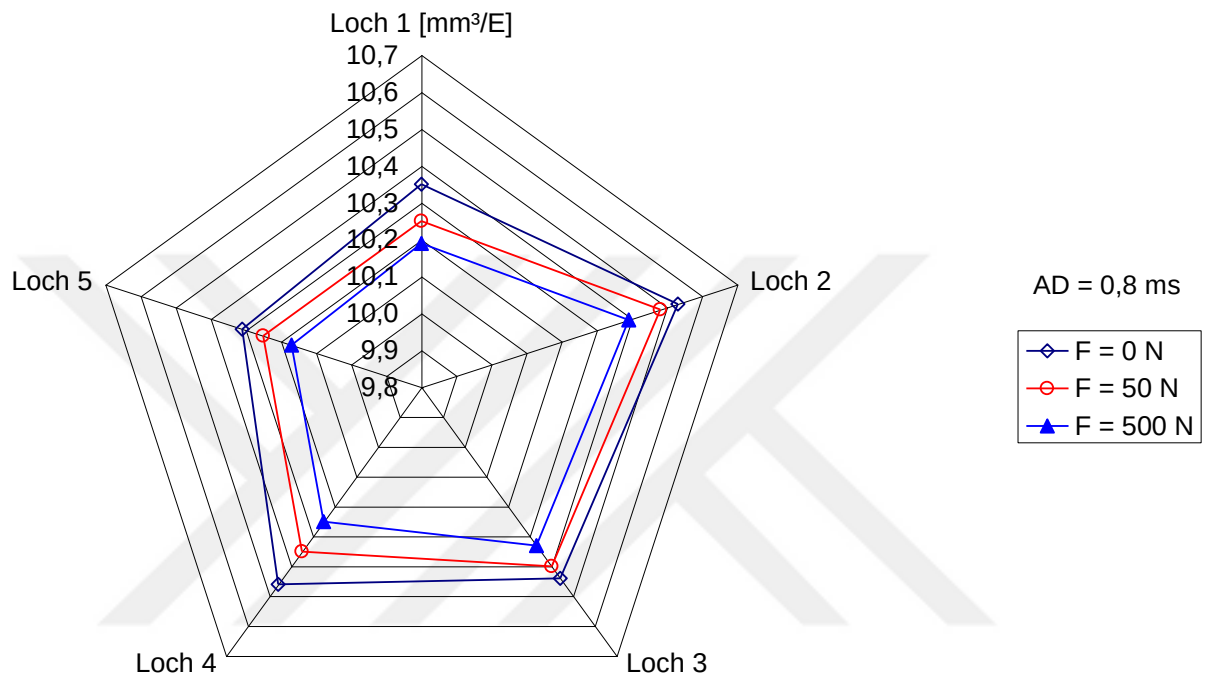


Bild 6. 10: Die Verteilung der Einzelstrahlmenge bei $p_R = 1350 \text{ bar}$ für Injektor 047

Tabelle 6. 3: Einzelstrahlmenge bei unterschiedlichen Querkraften bei $p_R = 1350 \text{ bar}$ und $AD = 0,8 \text{ ms}$ für Injektor 047 (gemittelt über 30-Messungen)

	Loch 1 [mm^3/E]	Loch 2 [mm^3/E]	Loch 3 [mm^3/E]	Loch 4 [mm^3/E]	Loch 5 [mm^3/E]	Rücklaufmenge [mm^3/E]
$F = 0 \text{ N}$	10,35	10,53	10,43	10,46	10,31	37,48
$F = 50 \text{ N}$	10,25	10,48	10,40	10,35	10,25	41,54
$F = 500 \text{ N}$	10,20	10,39	10,33	10,25	10,17	42,53

Die Rücklaufmenge (QRLM) hängt von der Rücklaufmengentemperatur (TRLM) ab, dabei steigt, bezogen auf einen Injektor mit zunehmender Rücklaufmengentemperatur, die Rücklaufmenge. Der Absolutwert der Rücklaufmengentemperatur bei den einzelnen Injektoren ist jedoch unterschiedlich. Die Einflüsse der Querkraften auf die Rücklaufmenge und Rücklaufmengentemperatur sind in den Bildern 6. 11 bis 13 für

die 4 untersuchten Injektoren dargestellt. So tritt z.B. bei $p_R = 800$ bar mit Einleitung der Querkraft eine maximale Rücklauf - Mengenabweichung von $1,38 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei Injektor 025 (500 N) und $1,0 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei Injektor 035 (50 N) aufgrund der Zunahme der Rücklaufmengentemperatur auf (siehe Bild 6. 11). Für die anderen Injektoren beträgt die Mengenabweichung ca. $0,2\text{-}0,5 \text{ mm}^3/\text{E}$. Insgesamt wurde keine systematische Abhängigkeit der Rücklaufmengen (QRLM) von der Querkraft festgestellt. Die Änderungen der Rücklaufmenge bei der Einleitung von Querkraften resultieren aus dem Anstieg der Rücklaufmengentemperatur. Für die Berechnung des Einflusses der Temperaturzunahme auf die Rücklaufmenge (QRLM) gilt:

$$QRLM = \frac{\Delta p_R \cdot s_L^3 \cdot \pi \cdot d_m}{12 \cdot \eta_L \cdot l} \quad \text{nach /143/} \quad (6. 1)$$

Δp_R Raildruck

l Spaltlänge

d_m mittlere Durchmesser bei einer Spaltströmung

η_L dynamische Viskosität, wobei η_L wiederum Temperaturabhängig ist
(Anhang Bild A6)

s_L Spaltbreite

Für Injektor 025 bei $p_R = 800$ bar ist:

Bei $F = 0$ (TRLM = $36,5^\circ\text{C}$) $\eta_{36,5^\circ\text{C}} = 2,5 \text{ mm}^2/\text{s}$ (siehe Anhang Bild A6)
(QRLM = $24,5 \text{ mm}^3/\text{E}$)

Bei $F = 500 \text{ N}$ (TRLM = $34,7^\circ\text{C}$) $\eta_{34,7^\circ\text{C}} = 2,7 \text{ mm}^2/\text{s}$ (siehe Anhang Bild A6)
(QRLM = $23 \text{ mm}^3/\text{E}$)

Dabei ist

$$\frac{QRLM_{36,5^\circ\text{C}}}{QRLM_{34,7^\circ\text{C}}} = \frac{\eta_{34,7^\circ\text{C}}}{\eta_{36,5^\circ\text{C}}} = \frac{2,7}{2,5} = 1,08 \quad (6. 2)$$

da die andere Parameter konstant bleiben.

Zunahme der Rücklaufmenge (aus Bild 6. 12) gilt:

$$\frac{QRLM_{F=0}}{QRLM_{F=500\text{N}}} = \frac{24,5}{23} \approx 1,07 \quad (6. 3)$$

Man erkennt aus Gl. 6. 1, dass die Zunahme der Rücklaufmengentemperatur zu einer Zunahme der Rücklaufmenge aufgrund der Abnahme der Dichte führt. Steigt die Temperatur wird das Öl dünnflüssiger und die Reibkräfte sinken, somit kann mehr Öl durch den Spalt fließen.

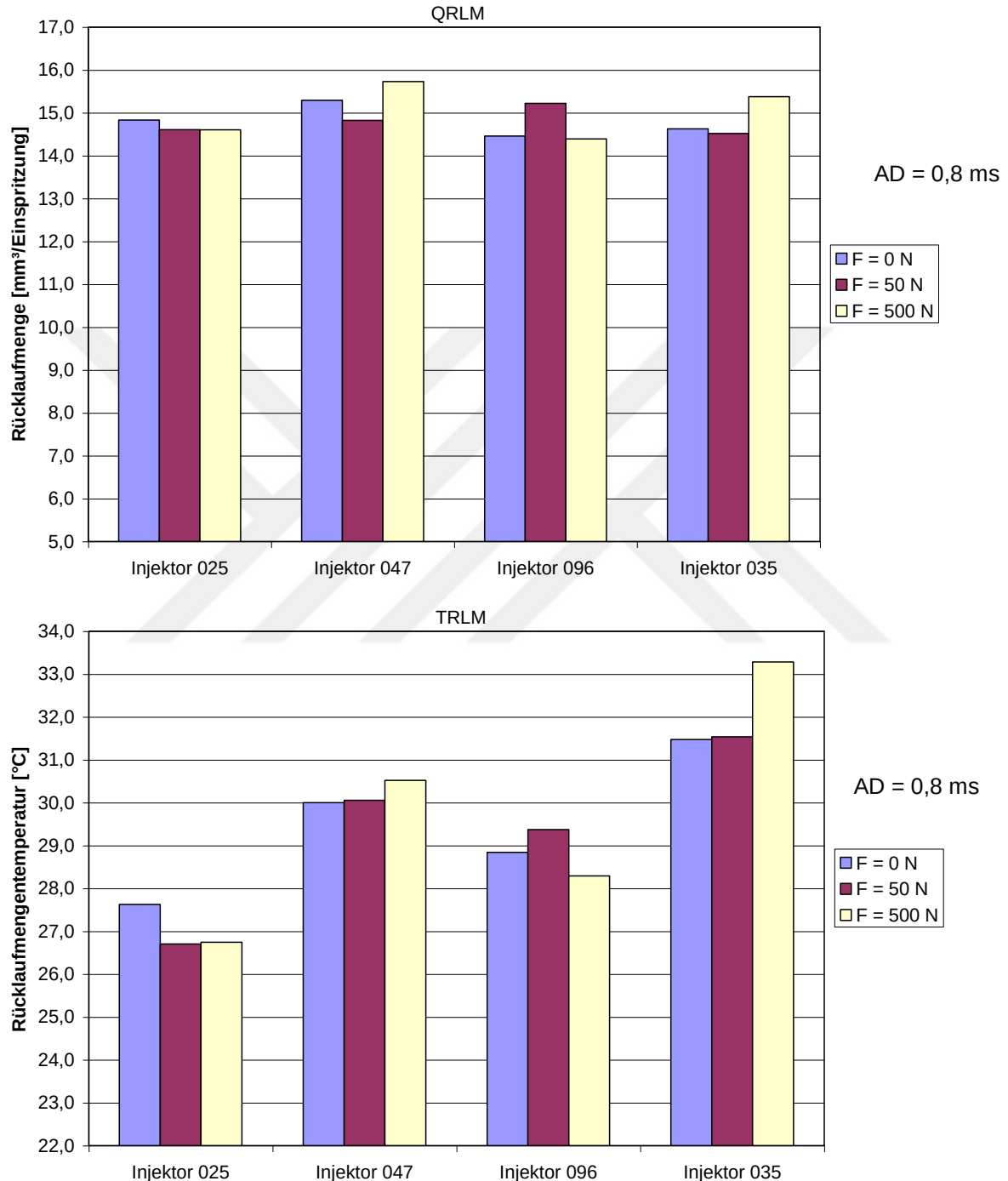


Bild 6. 11: Einflüsse der Querkraft auf die Rücklaufmenge bei $p_R = 450$ bar

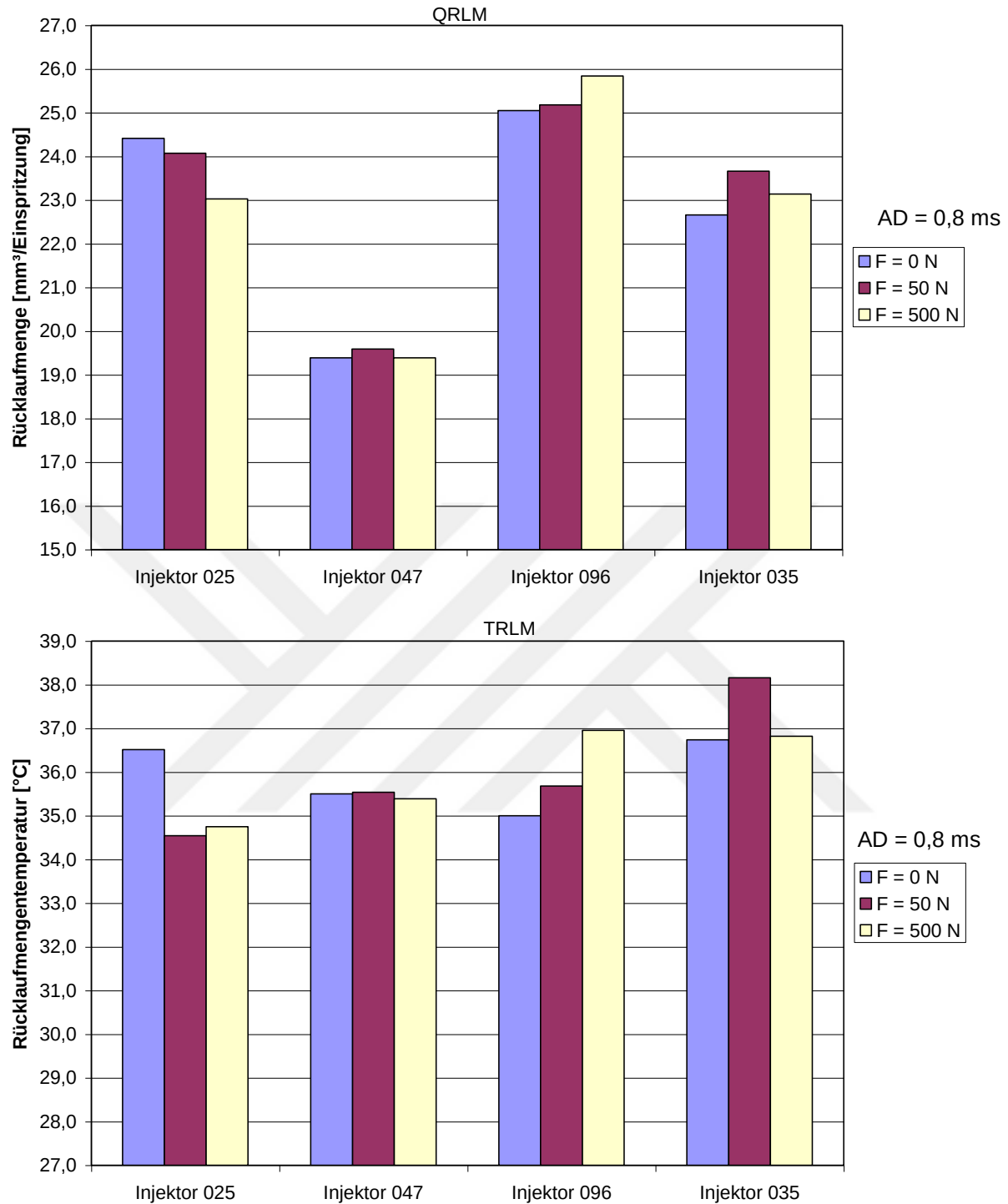


Bild 6. 12: Einflüsse der Querkraft auf die Rücklaufmenge bei $p_R = 800$ bar

Eine Ausnahme bildet der Injektor 047 bei $p_R = 1350$ bar. Hier tritt eine Mengenzunahme um $4,0 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei $F = 50 \text{ N}$ gegenüber $F = 0 \text{ N}$ auf (siehe Bild 6. 13). Die Erhöhung der Rücklaufmenge resultiert ebenfalls aus der Temperaturänderung (siehe Bild 6. 13).

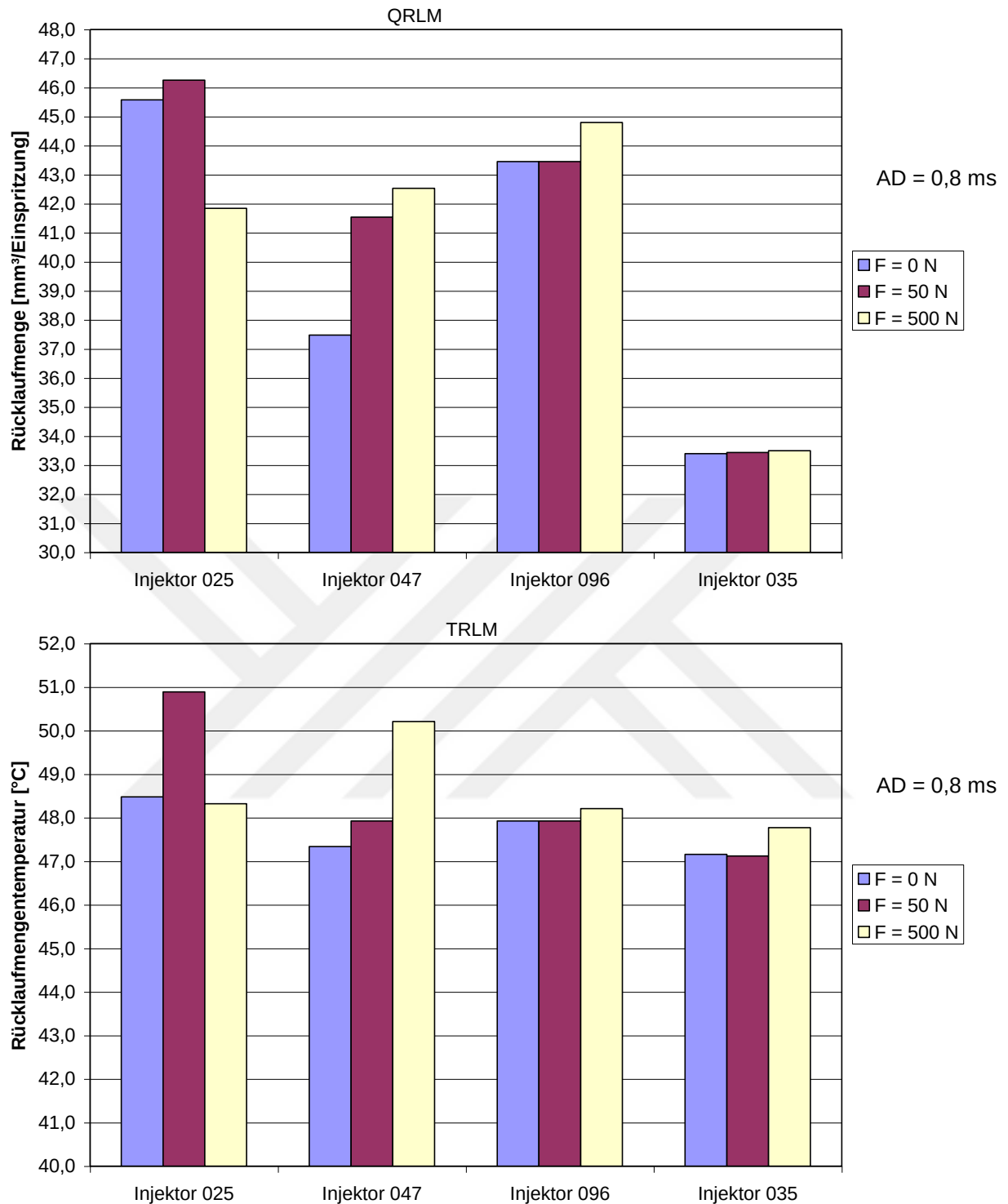


Bild 6. 13: Einflüsse der Querkraft auf die Rücklaufmenge bei $p_R = 1350$ bar

Die Messergebnisse der Einzelstrahlmengen und Rücklaufmengen bei Querkrafteinleitung wurden für die 4 Injektoren im Anhang in den Bildern A7 - 10 mit den $\pm 3s$ -Werten dargestellt. Aus diesen Diagrammen können folgende Ergebnisse abgeleitet werden:

- Die Querkraft ändert die Reihenfolge der Minima und Maxima der Mengenverteilung pro Spritzloch nicht. Siehe Tabelle 6. 4.

Tabelle 6. 4: Reihenfolge der Mengenverteilung bei allen drei Querkraftbelastungen

	Maximum	Minimum
Injektor 025	Loch 5	Loch 2
Injektor 047	Loch 2	Loch 5
Injektor 096	Loch 3	Loch 1
Injektor 035	Loch 4	Loch 1

- Die maximale Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern ändert sich mit Einleitung der Querkraft nicht wesentlich. So beträgt z. B. für Injektor 035 bei $p_R = 800$ bar die maximale Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern 4 und 1 $0,25 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei $F = 0 \text{ N}$ und $0,24 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei $F = 500 \text{ N}$. Siehe Tabelle 6. 5.
- Bei konstantem Raildruck ändert sich die Verteilung der Einzelstrahlmenge bei allen untersuchten Injektoren mit und ohne Querkraft nur geringfügig. Für Injektor 096 bei $p_R = 800$ bar beträgt die Einzelstrahlmenge $Q_{L5} = 6,68 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei $F = 0 \text{ N}$ und $Q_{L5} = 6,56 \text{ mm}^3/\text{E}$ bei $F = 500 \text{ N}$. In Tabelle 6. 5 sind die Einspritzmengen bei Querkraft 0 und 500 N für die unterschiedlichen Injektoren für alle Spritzlöcher dargestellt.

Tabelle 6. 5: Einflüsse der Querkraft auf die Einzelstrahlmenge und Rücklaufmenge (QRLM) für alle untersuchten Injektoren bei $p_R = 800$ bar (gemittelt über 30 Messungen)

		Loch 1 [mm ³ /E]	Loch 2 [mm ³ /E]	Loch 3 [mm ³ /E]	Loch 4 [mm ³ /E]	Loch 5 [mm ³ /E]	Loch 6 [mm ³ /E]	QRLM [mm ³ /E]
Injektor 025 Sitzloch	F = 0 N	4,11	4,01	4,11	4,16	4,24	4,20	24,41
	F = 500 N	4,08	3,99	4,09	4,12	4,20	4,18	23,03
Injektor 047 Sackloch	F = 0 N	6,89	7,00	6,90	6,79	6,75	-	19,39
	F = 500 N	6,95	6,99	6,92	6,84	6,77	-	19,39
Injektor 096 Sackloch	F = 0 N	6,56	6,72	6,78	6,70	6,68	6,65	25,05
	F = 500 N	6,41	6,67	6,74	6,62	6,56	6,52	25,84
Injektor 035 Sackloch	F = 0 N	6,22	6,27	6,36	6,47	6,36	6,27	22,66
	F = 500 N	6,15	6,31	6,38	6,39	6,37	6,30	23,14

- Bei Einleitung der Querkraft wird für alle untersuchten Injektoren keine Mengenänderung ($< \pm 0,1 \text{ mm}^3/\text{E}$) der Einzelstrahlmengen der Spritzlöcher beobachtet.
- Unter dem Einfluss der Querkraft ändert sich die Rücklaufmenge nur unwesentlich.
- Für alle untersuchten Injektoren gilt, dass sich mit zunehmendem Raildruck gleichzeitig die Rücklaufmenge erhöht. Dieser Einfluss ist unabhängig von der Wirkung einer Querkraft.

Einflüsse der Belastungsrichtung auf die Einzelstrahlmenge

Die Einflüsse der Belastungsrichtung auf die Einzelstrahlmenge sind in Bild 6. 14 am Beispiel des Injektors 047 dargestellt. Es ist unerheblich, ob die Kraft in X- oder Y-Richtung aufgebracht wird. Die Änderung der Belastungsrichtung hat die Reihenfolge der Mengenverteilung nicht geändert, d.h. Spritzloch 2 liefert in beiden Belastungsrichtungen die höchste und Spritzloch 5 die geringste Menge. Die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 2 und 5 beträgt $0,22 \text{ mm}^3/\text{E}$ für die X-Richtung und $0,20 \text{ mm}^3/\text{E}$ für die Y-Richtung.

Die anderen 3 Injektoren zeigten bezüglich der Richtung der Querkraft das gleiche Verhalten.

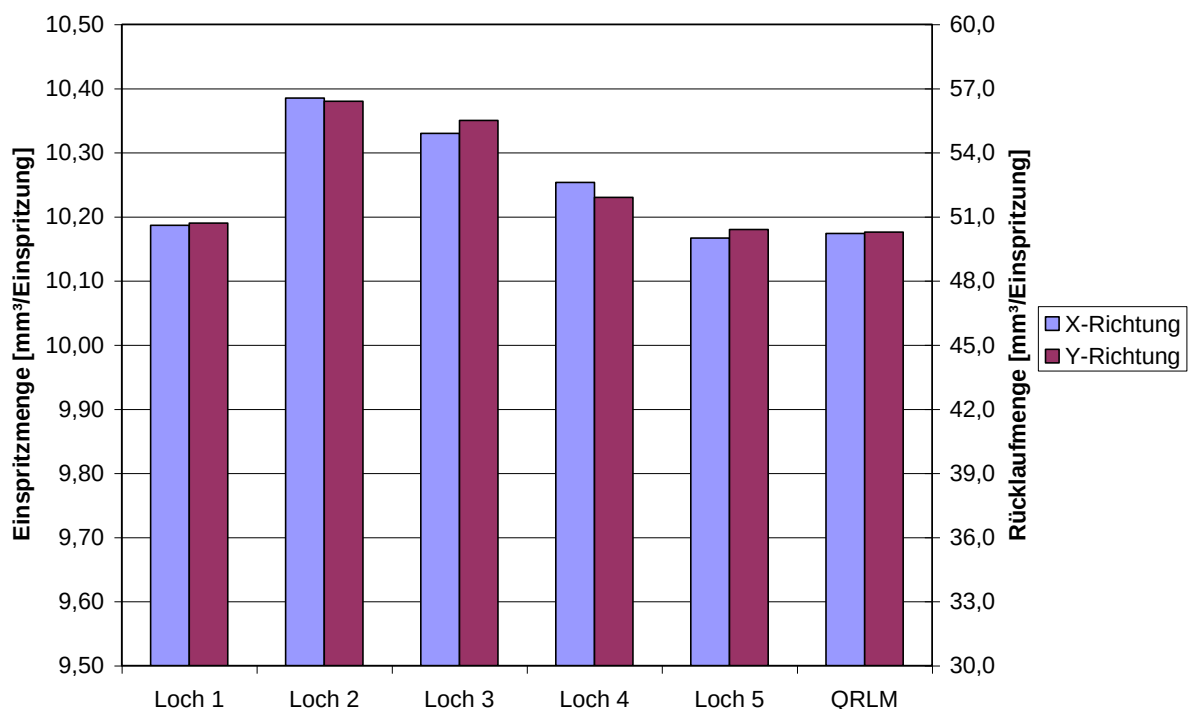


Bild 6. 14: Einflüsse der Querkraft (F) auf die Einspritzmenge und Rücklaufmenge bei $p_R = 1350 \text{ bar}$, $F = 500 \text{ N}$ und $AD = 0,8 \text{ ms}$ für Injektor 047 (gemittelt über 30 Messungen)

Zusammenfassung

Die Einflüsse der Querkkräfte am Injektor auf die Verteilung der Einzelstrahlmengen wurden an 4 Common - Rail - Injektoren untersucht. Davon waren drei Injektoren mit Sacklochdüsen, sowie ein Injektor (025) mit Sitzlochdüse und doppelter Nadelführung ausgerüstet. An den eingespannten Injektoren wurden Querkkräfte in zwei 90° zueinander liegenden Achsen eingeleitet.

- Die Belastung zeigte keinen systematischen Einfluss auf die Verteilung der Einzelstrahlmenge zwischen den einzelnen Spritzlöchern, z.B. ist für Injektor 047 ohne Querkraft die Mengenabweichung zwischen Spritzloch 2 und 5 0,25 mm³/E. Die Mengenabweichung zwischen Spritzloch 2 und 5 beträgt 0,22 mm³/E bei einer Querkraft von 500 N.
- Die Mengenabweichungen der Einzelstrahlmengen der Spritzlöcher bei Belastung mit einer Querkraft liegen (Ausnahme: Injektor 047 bei $p_R = 1350$ bar ca. 1,4 %) jeweils in der Größe der Messgenauigkeit des Mengenmeßsystems (< 1 %) und sind somit nicht signifikant.
- Der Zusammenhang zwischen Rücklaufmengen und Rücklaufmengentemperatur zeigt bei allen Injektoren eine gleiche Tendenz, jedoch ist das Temperaturniveau der einzelnen Injektoren unterschiedlich.
- Die Verteilung der Einzelstrahlmenge ist unabhängig von der Querkraftbelastung von Injektor zu Injektor verschieden.
- Die Richtung der Injektorbelastung (X-Richtung / Y-Richtung) hat keinen Einfluss auf die Einspritzmenge der einzelnen Spritzlöcher. So ist z.B. für Injektor 047 bei $F = 500$ N und $p_R = 1350$ bar die maximale Einzelstrahlmenge $Q_{L2} = 10,39$ mm³/E für X-Richtung und $Q_{L2} = 10,38$ mm³/E für die Y-Richtung.

6. 1. 3 Querkraft an der Düsennadel

Die Düse und ihre Nadel haben einen entscheidenden Einfluss auf die Verteilung der Einzelstrahlmenge (insbesondere bei sehr kleinen Nadelhuben). Die Nadel sollte im Düsenkörper für alle Spritzlöcher den gleichen Strömungsquerschnitt freigeben und sich nicht an die Spritzlöcher einer Seite anlegen.

Die konkrete Wirkung von Querkraften auf die Düsennadel als Einflussfaktor auf die Einspritzmenge des Einzelstrahles ist derzeit nicht bekannt. Deshalb wurden die Einflüsse der Querkraft auf die Einspritzmenge untersucht.

Um die Einflüsse der Querkraft auf die Nadel zu untersuchen, wurden jeweils ein Düsenhalter und ein Druckstück entsprechend vorbereitet, Bild 6. 15.

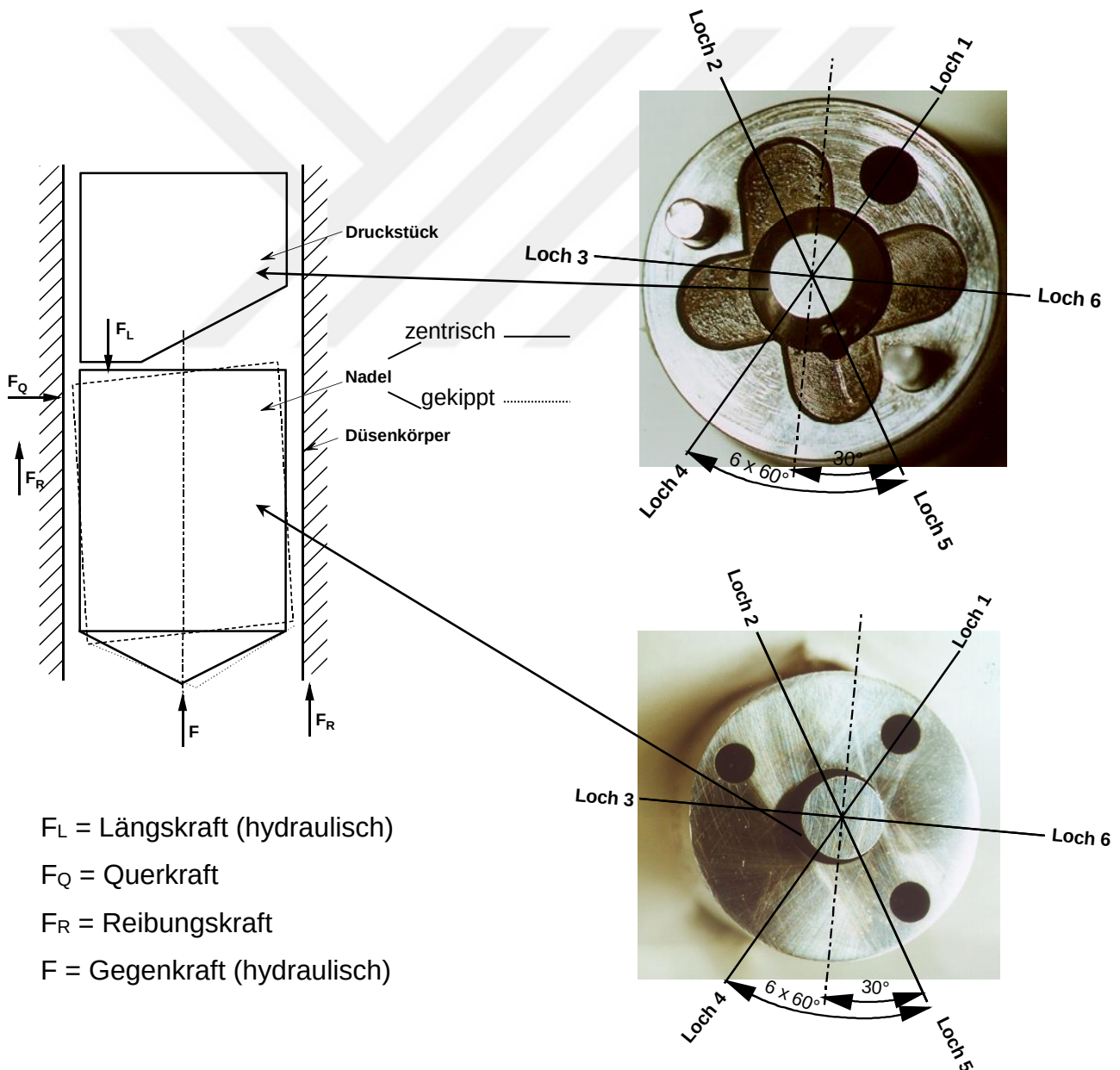


Bild 6. 15: Düse und Düsenhalter

Dazu wurde das Druckstück an einer Stirnfläche unter einem Winkel (in diesem Versuch ca. 12°) angeschrägt (geschliffen). Bild 6. 16 zeigt zwei geschliffene Druckstücke. Durch den Winkel wirkt die hydraulische Kraft einseitig auf die Nadel und erzeugt somit eine Querkraftkomponente (F_Q).



Bild 6. 16: Druckstücke geschliffen

Damit sich das Druckstück nicht innerhalb des Düsenhalters um die eigene Achse dreht bzw. die Querkraft immer auf die gleiche Fläche wirkt, werden Druckstück und Düsenhalter mit einer Verdrehsicherung durch einen Stift versehen (Fixierpunkt), wie in Bild 6. 17 gezeigt.

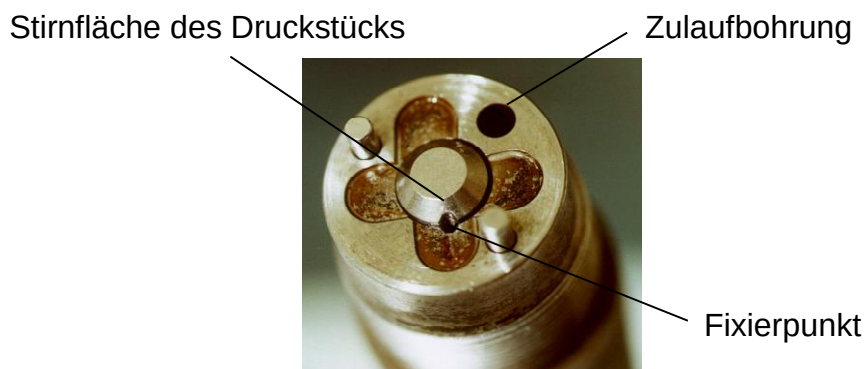
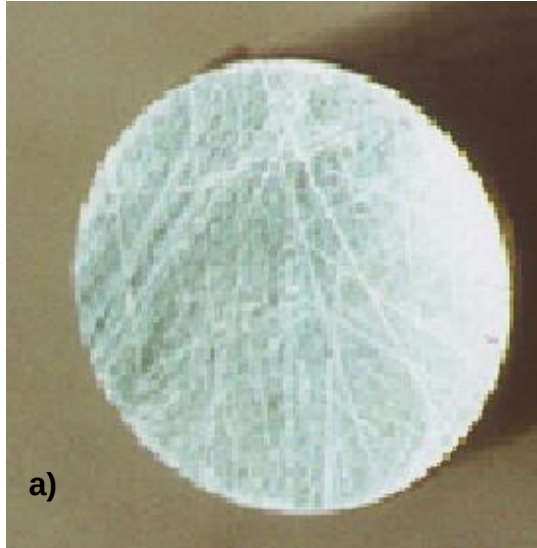


Bild 6. 17: Ansicht von Düsenhalter und Druckstück

Es wurden Untersuchungen mit Druckstücken in Serienausführung und speziell bearbeiteten Druckstücken mit abgeschrägter Druckfläche durchgeführt. Die Auswirkungen auf die Kontaktfläche dieser beiden Versuchskonfigurationen sind in Bild 6. 18 dargestellt. In Bild 6. 18a ist die mit dem Druckstück in Verbindung stehende Fläche der Düsennadel nach Einsatz eines Seriendruckstückes dargestellt. In Bild 6. 18b ist die äquivalente Aufnahme für das abgeschrägte Druckstück darge-

stellt. Es ist zu erkennen, dass die über das Druckstück eingeleitete Kraft nur auf einen sehr kleinen Teil der Düsennadel (exzentrisch) wirkt und einen Abdruck hinterlässt.

Ausgangszustand der Nadel



Belastete Nadel

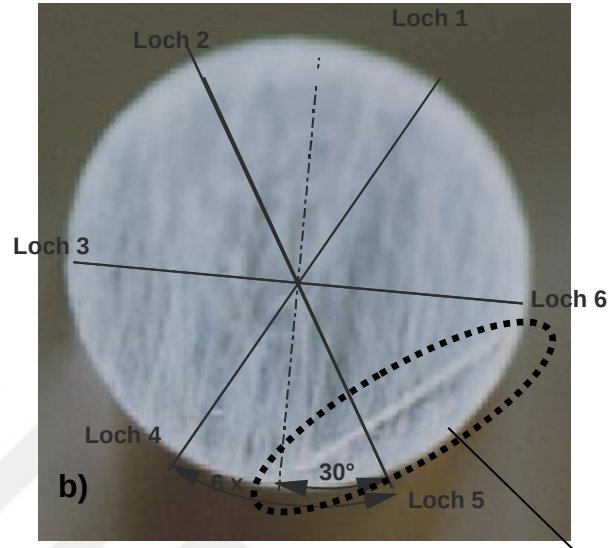


Bild 6. 18: Ansicht der Nadel

Einwirkung der Querkraft

Die maximal mögliche Größe der Kraft an der Düsennadel wird ermittelt (für weitere Information zur Berechnung siehe Anhang S. 199):

Annahme:

$p_R = 400 \text{ bar}$ und $\mu = 0,65$ (Reibungswert)

$$F_L = p_R \cdot A_{\text{Druckstück}}$$

Längskraft (6. 4)

$$F = F_L = 723 \text{ N}$$

$$F_Q = 36,54 \text{ N}$$

Querkraft

$$F_R = 21,92 \text{ N}$$

Reibungskraft

Messergebnisse

Die Messungen wurden einmal mit und einmal ohne Querkraft jeweils an fixierten Druckstücken durchgeführt. Die Einflüsse der Querkraft auf die Nadel und damit auf die Einzelstrahlmenge wurden bei unterschiedlicher Ansteuerdauern gemessen und die Ergebnisse in den nachfolgenden Bildern dargestellt. Die Messungen wurden 5 - mal wiederholt. Bei den Versuchen wurde eine Sitzlochdüse mit doppelter Nadelführung verwendet.

Die Messergebnisse zeigen:

Mit Einwirkung der Querkraft auf die Nadel ändert sich die Verteilung der Einzelstrahlmenge zwischen den Spritzlöchern. Die Ursache dafür ist eine ungleichmäßige Belastungsverteilung auf die Nadel, vgl. Bild 6. 19. Dies führt offensichtlich zur Änderung des Spiels der Nadel in der Führung.

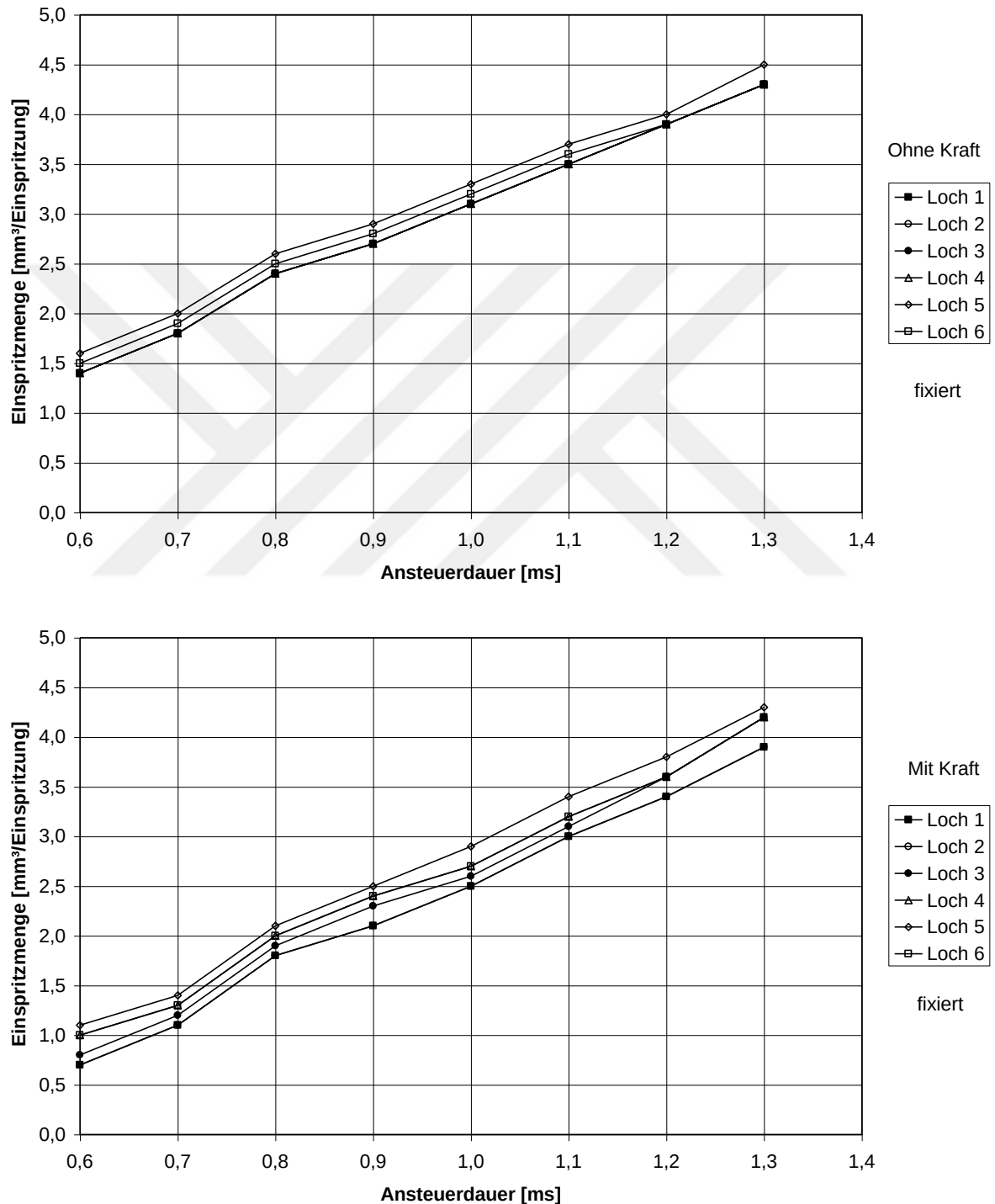


Bild 6. 19: Einflüsse der Querkraft auf die Einzelstrahlmengen bei $p_R = 400$ bar, Sitzlochdüse mit DNF

Der Vergleich der Einzelstrahlmengen mit und ohne Querkraft auf die Nadel bei verschiedenen Ansteuerdauern ist in Bild 6. 20 dargestellt:

- Ohne Einwirkung der Querkraft auf die Nadel liefern alle Spritzlöcher (1, 2, 3, 4) nahezu gleichmäßige Einzelstrahlmengen. Nur bei Spritzloch 5 und 6 sind die Einzelstrahlmengen etwas höher (Bild 6. 20). Es besteht eine geringe Mengenabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern, z.B. die maximale Mengenabweichung beträgt zwischen Spritzloch 5 und 2 ca. 6,4 % bei AD = 1,0 ms.
- Mit Einwirkung der Querkraft auf die Nadel ändert sich die Verteilung der Einzelstrahlmengen. Die Spritzlöcher 1, 2 und 3 haben geringere Einspritzmengen gegenüber den Spritzlöchern 4, 5 und 6, weil die Querkraft auf die angeschrägte Seite des Druckstückes (auf der Seite der Spritzlöcher 4, 5 und 6) wirkt (siehe Bild 6. 15 und 6. 18b). Damit ändert sich die Lage der Nadel in der Düse aufgrund ungleichmäßiger Verteilung der Belastung auf die Nadel.
- Die Einwirkung der Querkraft auf die Nadel führt zur Erhöhung der Mengenabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern, z.B. beträgt die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 5 und 2 ca. 15 % bei AD = 1,0 ms.
- Mit zunehmender Ansteuerdauer nimmt die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzlöchern für beide Fälle (mit und ohne Querkraft auf der Nadel) ab, Tabelle 6. 6.

Tabelle 6. 6: maximale Mengenabweichung bei unterschiedlichen Betriebspunkten

	die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 5 und 2		
	AD = 0,8 ms	AD = 1,0 ms	AD = 1,2 ms
Mit Querkraft	15,5 %	15 %	11,2 %
Ohne Querkraft	8,1 %	6,4 %	2,5 %

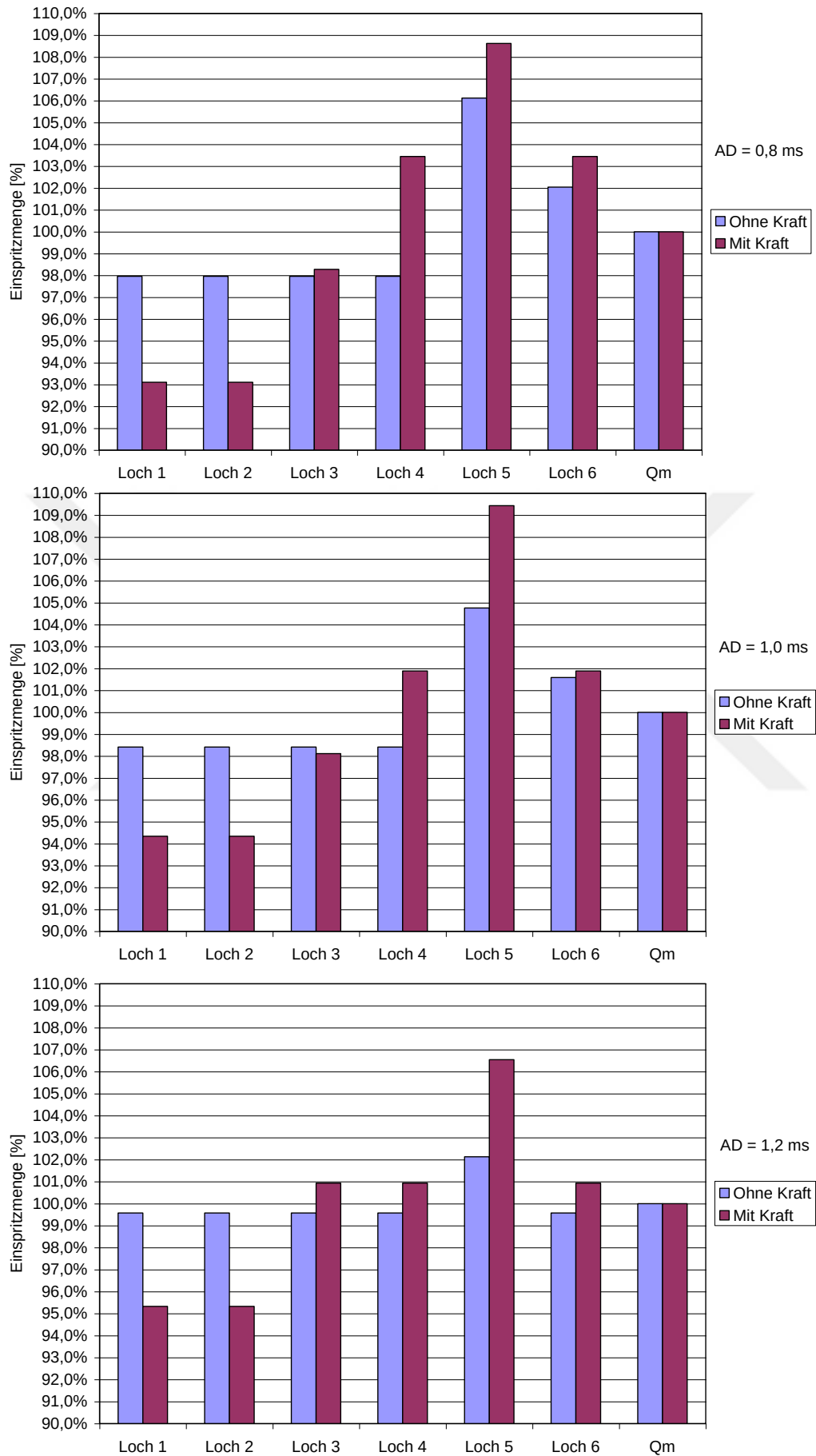


Bild 6. 20: Einflüsse der Querkraft auf die Einzelstrahlmengen bei $p_R = 400$ bar, Sitzlochdüse mit DNF

- Bei anliegender Querkraft und $p_R = 400$ bar sinkt die Einspritzmenge und gleichzeitig die Rücklaufmenge. Im Gegensatz dazu steigt die Einspritzmenge bei anliegender Querkraft bei $p_R = 1250$ bar gleichzeitig mit dem Anstieg der Rücklaufmenge, Bild 6. 21. Die Ursache dafür kann die Änderung der Leckspaltgeometrie sein. Durch die Einwirkung der Querkraft wurde offensichtlich die Düsenadel in dem Düsenkörper verkantet. Die Leckspaltgeometrie wird dadurch verändert und führt zu anderen Leckmengenströmen.

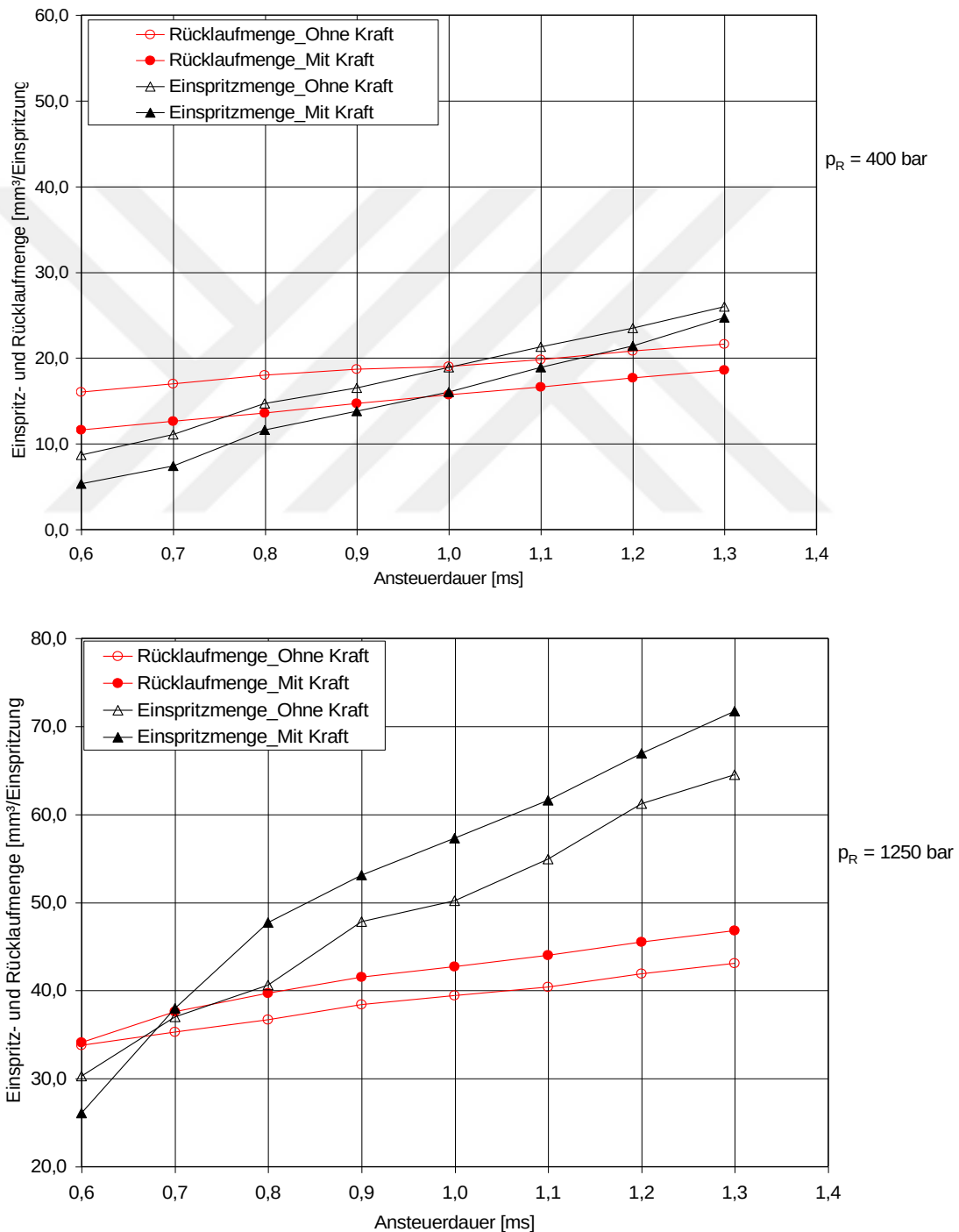


Bild 6. 21: Einflüsse der Querkraft auf die gesamte Einspritz- und Rücklaufmenge, Sitzlochdüse mit DNF

Zusammenfassung

- Die Querkraft auf die Nadel verändert die Lage der Nadel in der Düse. Dies führt zur Änderung der Verteilung der Einzelstrahlmengen und zur Erhöhung der Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern.
- Mit Einwirkung der Querkraft ändern sich Einspritz- und Rücklaufmenge. Bei hohem Raildruck ist die mit Querkraft eingespritzte Menge höher als die ohne Querkraft. Dies kann durch die Änderung der Leckspaltgeometrie begründet werden.
- Bei einer einfachen Nadelführung kann dieser Effekt noch deutlicher ausfallen. Dieses wurde hier nicht betrachtet.



6. 1. 4 Nadeldrehung

Die bisherigen Ergebnisse der Einzelstrahl - Mengenmessungen ergaben, dass von Betriebspunkt zu Betriebspunkt die Verteilung der Einzelstrahlmengen nicht konstant ist, sondern sich ständig ändert (insbesondere bei der Sitzlochdüse). Die Ursache hierfür kann in der Nadeldrehung liegen.

Um die Einflüsse der Nadeldrehung (entsteht vermutlich durch die Düsenfederbetätigung) auf die Verteilung der Einzelstrahlmenge zu untersuchen, wurde die Einzelstrahlmenge zuerst mit der originalen Ausführung des Druckstückes (ohne Fixierung) für eine Sitzlochdüse mit doppelter Nadelführung gemessen. Danach wurde die Einzelstrahlmenge mit einem durch einen Stift fixierten Druckstück noch einmal bei den gleichen Betriebspunkten gemessen, um eine mögliche Drehung der Nadel zu verhindern (vgl. Bild 6. 17). Die Druckstücke sind jeweils identisch, gleich ob fixiert oder nicht fixiert.

Messergebnisse

Bild 6.22 zeigt die Verteilung der Einzelstrahlmengen bei Verwendung eines nicht fixierten und eines fixierten Druckstückes. Im oberen Teil des Bildes sieht man, dass die Einzelstrahlmengen der Spritzlöcher infolge der Drehung der Düsennadel stark schwanken. Diese Schwankungen können durch die Verwendung eines fixierten Druckstückes ausgeglichen werden, Bild 6. 22 unten, und damit wird ein gleichmäßiger Anstieg der Einzelstrahlmengen erreicht.

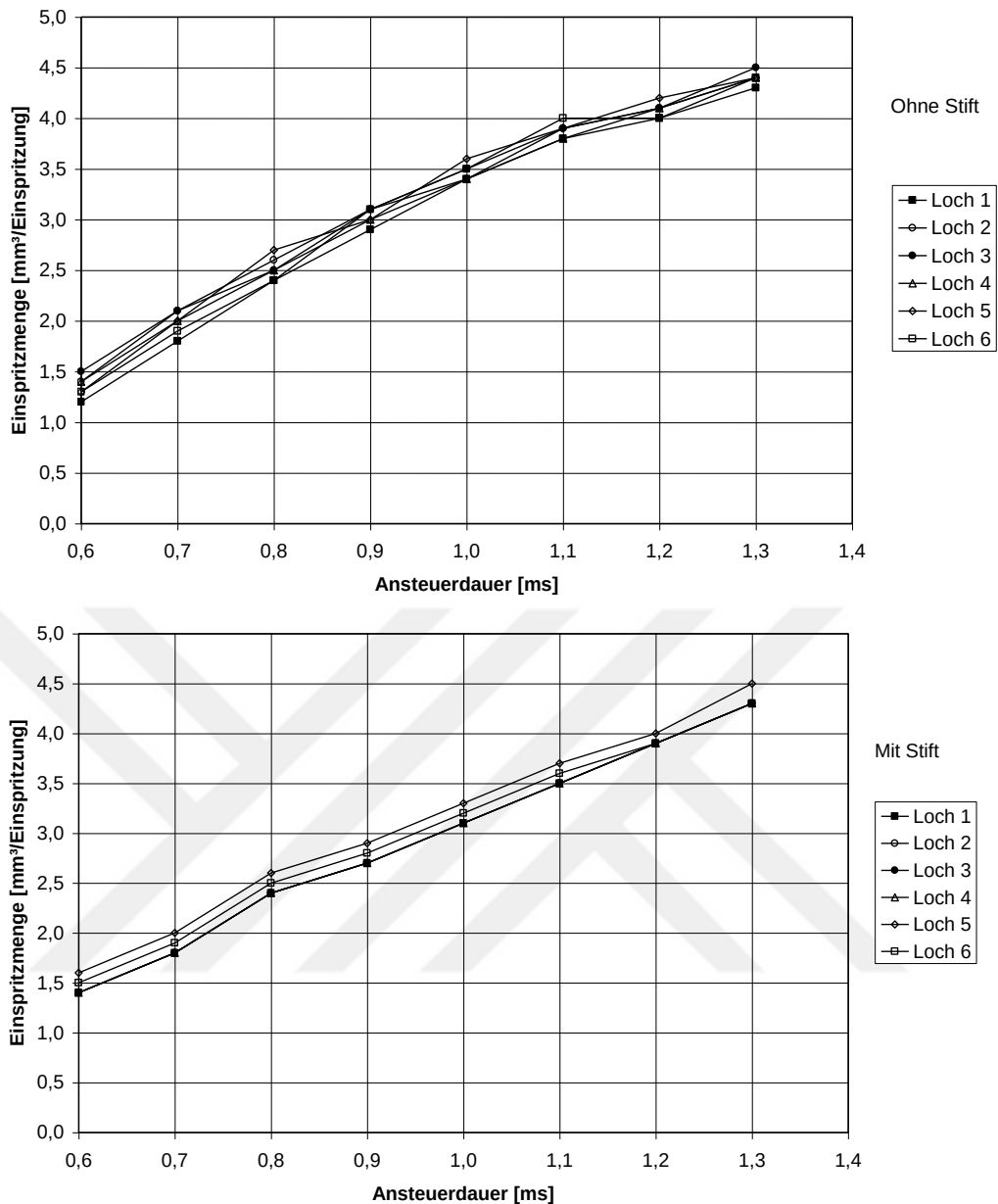


Bild 6. 22: Einflüsse der Fixierung der Druckstücke bei $p_R = 400$ bar, Sitzlochdüse mit DNF

Die prozentuale Gegenüberstellung der Einzelstrahlmenge mit und ohne Stift zur Fixierung ist im [Bild 6. 23](#) dargestellt.

- Ohne Fixierung der Druckstücke ergibt sich eine unterschiedliche Verteilung der Einzelstrahlmengen bei unterschiedlichen Ansteuerdauern, d. h. bei jeder Ansteuerdauer hat sich die Folge der Mengenverteilung geändert.
- Mit fixiertem Druckstück liegen die Kurven der Einzelstrahlmengen bei unterschiedlicher Ansteuerdauer parallel zueinander (siehe Bild 6. 22). Die Fixierung des Druckstücks führt zur Verbesserung der Verteilung der Einzelstrahlmengen zwischen den Spritzlöchern.



Bild 6. 23: Einflüsse der Fixierung der Druckstück Einzelstrahlmengen bei $p_R = 400 \text{ bar}$, Sitzlochdüse mit DNF

Zusammenfassung

- Es wird angenommen, dass die sich die Nadel im Düsenkörper dreht (vermutet durch Düsenfederbetätigung). Damit ergibt sich ein jeweils unterschiedlicher Strömungszustand (z.B. Strömungsquerschnitte) für die Spritzlöcher. Dies führt zur Änderung der Einspritzmenge zwischen den Spritzlöchern von Ansteuerdauer zu Ansteuerdauer.
- Durch die Arretierung des Druckstücks wurde die Drehbewegung der Nadel verhindert. Damit wird eine wesentliche Verbesserung der Linearität der Einzelstrahlmengen erreicht. Die Verteilung der Einzelstrahlmengen zwischen den einzelnen Spritzlöchern ist über dem gemessenen Betriebspunktes konstant.



6. 2 Einfluss von ausgewählten Fertigungsparametern

Die Einspritzmengenqualität ist nicht nur von den Montageparametern am Düsenhalter oder Injektor abhängig, sondern auch von den Fertigungsparametern der Düse. Die Serienfertigung verlangt, dass alle Düsen eine möglichst gleichmäßig hohe Qualität und geringe Maßtoleranzen aufweisen, damit zwischen den Düsen der geringstmögliche Unterschied besteht.

Nachfolgend werden die Einflüsse einiger ausgewählter Fertigungsparameter dargestellt, wie:

- Untersuchung unterschiedlicher Seriendüsen
- Verrundung der Spritzlochbohrung
- Nadelversatz

6. 2. 1 Untersuchung unterschiedlicher Seriendüsen

Bei einer Serienfertigung sollten keine fertigungsbedingten Unterschiede, wie z.B. Spritzlochdurchmesser, Durchfluss, usw.) zwischen den einzelnen Spritzlöchern einer Düse bzw. zwischen den Düsen untereinander bestehen. Wichtige Kriterien sind dabei eine gleichmäßige Düsengeometrie, ein gleichmäßiger Einlauf in die Spritzlöcher und damit eine gleichmäßige Verteilung der Einspritzmengen auf die einzelnen Spritzlöcher.

Um die Einflüsse einer Serienfertigung auf die Düsenqualität zu bestimmen, wurden 2 Lose (A und B) zu je 10 Exemplaren untersucht. Die Düsen sind Sitzlochdüsen mit 6-Spritzlöchern, zentraler Einbaulage der Düse und doppelter Nadelführung. Die Messergebnisse sind nachfolgend zusammengefasst dargestellt:

Messergebnisse der Lose A und B

Um Unterschiede der Düsen der Lose A und B zu bestimmen, wurde jede Düse pro Los bei $AD = 1,0 \text{ ms}$ und $p_R = 1250 \text{ bar}$ gemessen und die arithmetisch ermittelten mittleren Einspritzmengen (Q_m) aus den Spritzlöchern 1-6, sowie der Streubereich für jede Düse (Lose A und B) in Bild 6. 24 dargestellt. Es ist eine geringe Mengenabweichung zwischen den Düsen für beide Lose A und B festgestellt worden. Innerhalb des Loses A tritt eine maximale Mengenabweichung von $0,13 \text{ mm}^3/\text{E}$ (zwischen A1 und A4) und im Los B von $0,18 \text{ mm}^3/\text{E}$ (zwischen B1 und B3) auf.

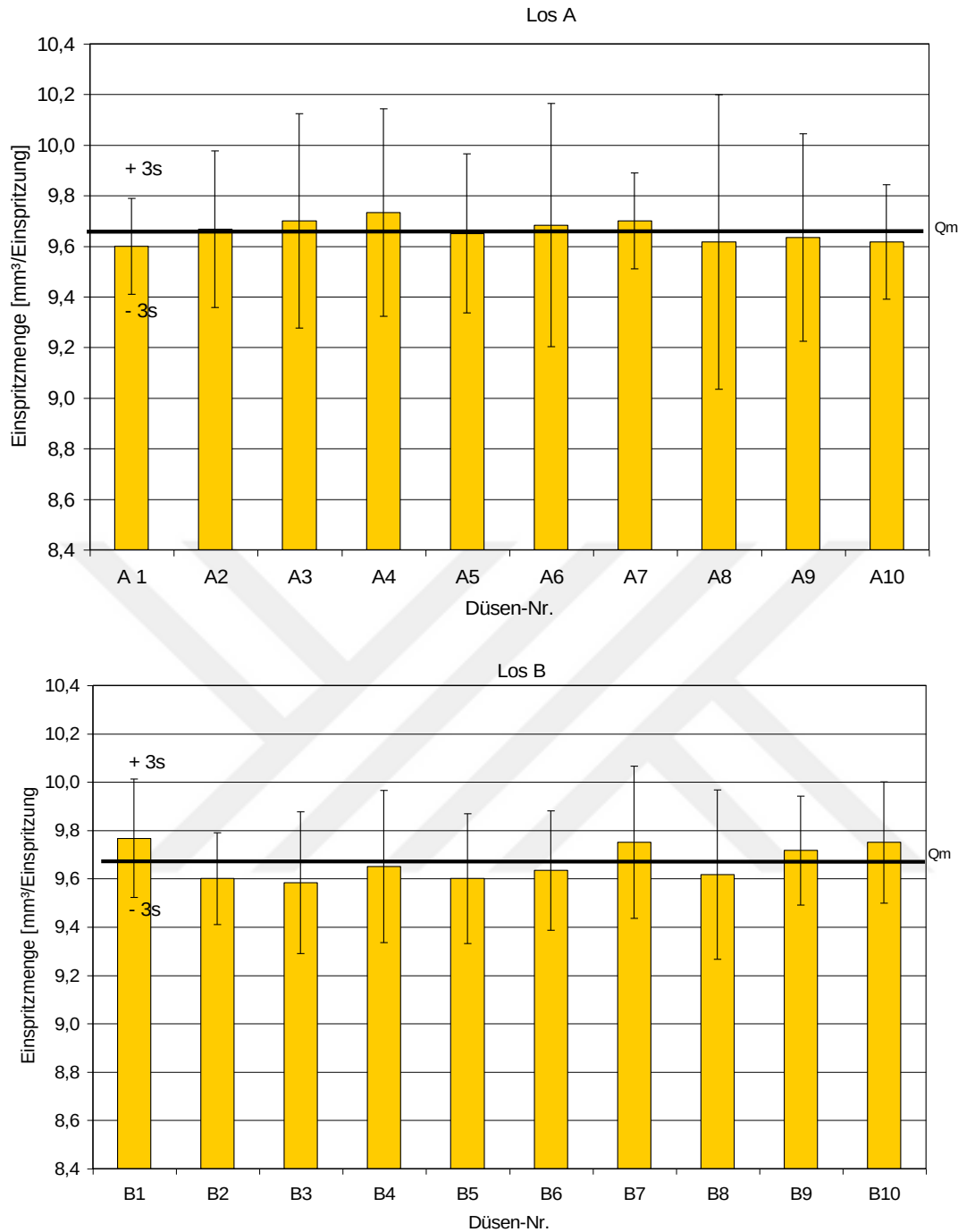


Bild 6. 24: Mittlere Einspritzmenge aus 6 Einzelstrahlmengen und Streubereich für alle 10 Düsen der Lose A und B bei $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$, $AD = 1,0 \text{ ms}$ und $p_R = 1250 \text{ bar}$, Sitzlochdüse mit DNF

Um die Streuung der Einspritzmenge aller Spritzlöcher zu ermitteln, wurde die mittlere Menge je Spritzloch aus den Einzelstrahlmengen des jeweiligen Spritzloches der 10 Düsen je Los gebildet und jeweils zehnmal gemessen und in Bild 6. 25 prozentual dargestellt. Darüber hinaus wurde der Mittelwert aus allen Mengen je Spritzloch und Düse ermittelt und für die normierte Darstellung als 100 %-Bezug ($Q_m = 100 \%$) herangezogen.

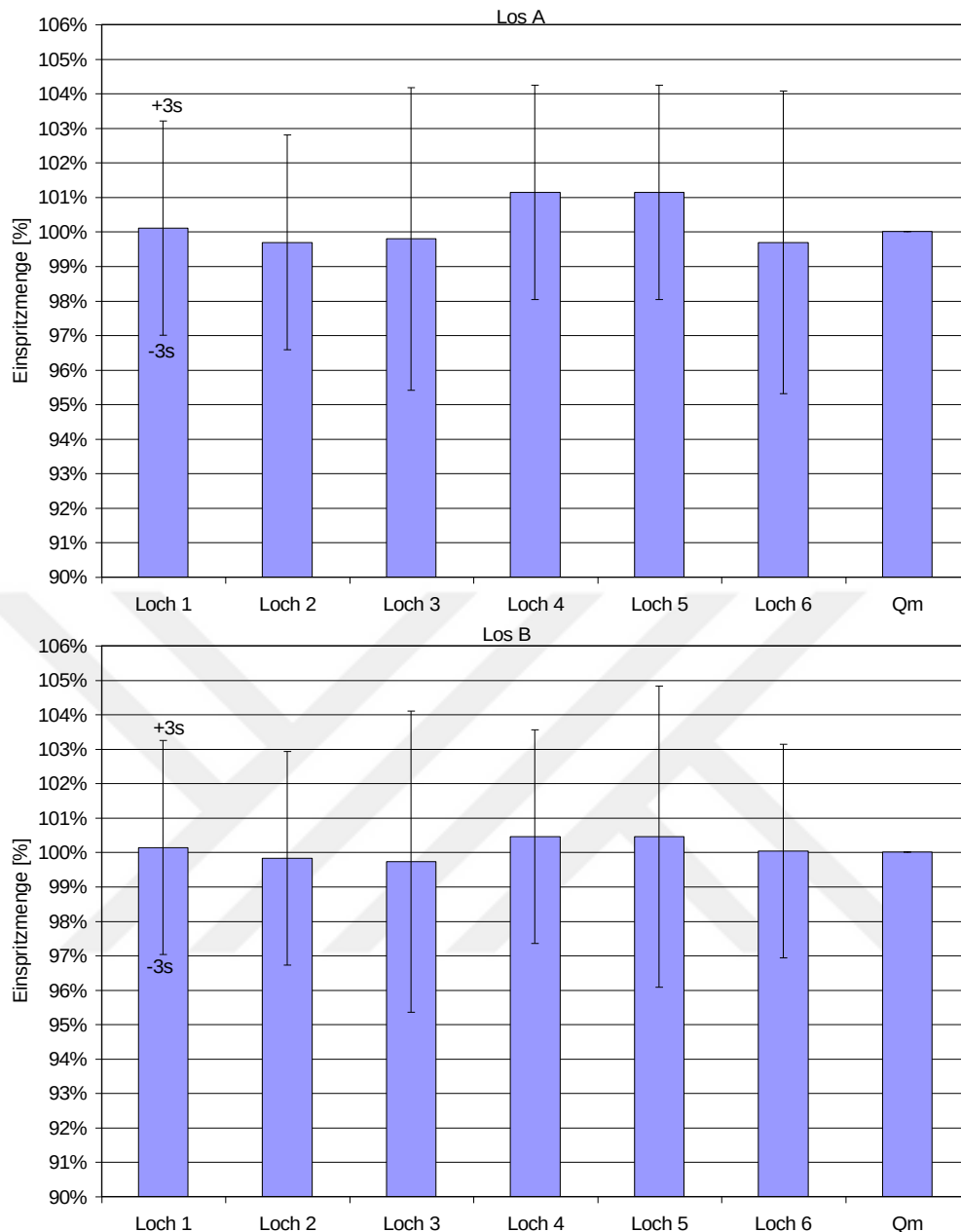


Bild 6. 25: Streuung der Einspritzmenge pro Spritzloch für alle 10 Düsen der Lose A und B (gemittelt bei $p_R = 1250$ bar, $n_P = 725$ min⁻¹ und $AD = 1,0$ ms, für 3s-Werte, jeweils zehnmal gemessen), Sitzlochdüse mit DNF

Die Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern innerhalb eines Loses ist gering, z.B. beträgt die maximale Mengenabweichung ca. 1,3 % zwischen Spritzloch 2 und Spritzloch 5 für Los A und ca. 0,7 % zwischen Spritzloch 3 und Spritzloch 5 für Los B.

Der maximale Streubereich der gemittelten Einzelstrahlmengen beträgt ca.

$\pm 3s = \pm 4,5$ % für Spritzloch 3 und 6 (Los A) und für Spritzloch 3 und 5 (Los B) (Bild 6. 25). Die Fertigungsqualität der Lose A und B ist demzufolge nicht signifikant unterschiedlich.

Messergebnisse für jeweils eine Düse

Die folgenden Auswertungen der Messergebnisse beziehen sich auf die Düsen A1 und B1. Sie repräsentieren jeweils die Düsen der Lose A und B. Die Messergebnisse sind in den Bildern 6. 26 und 27 dargestellt.

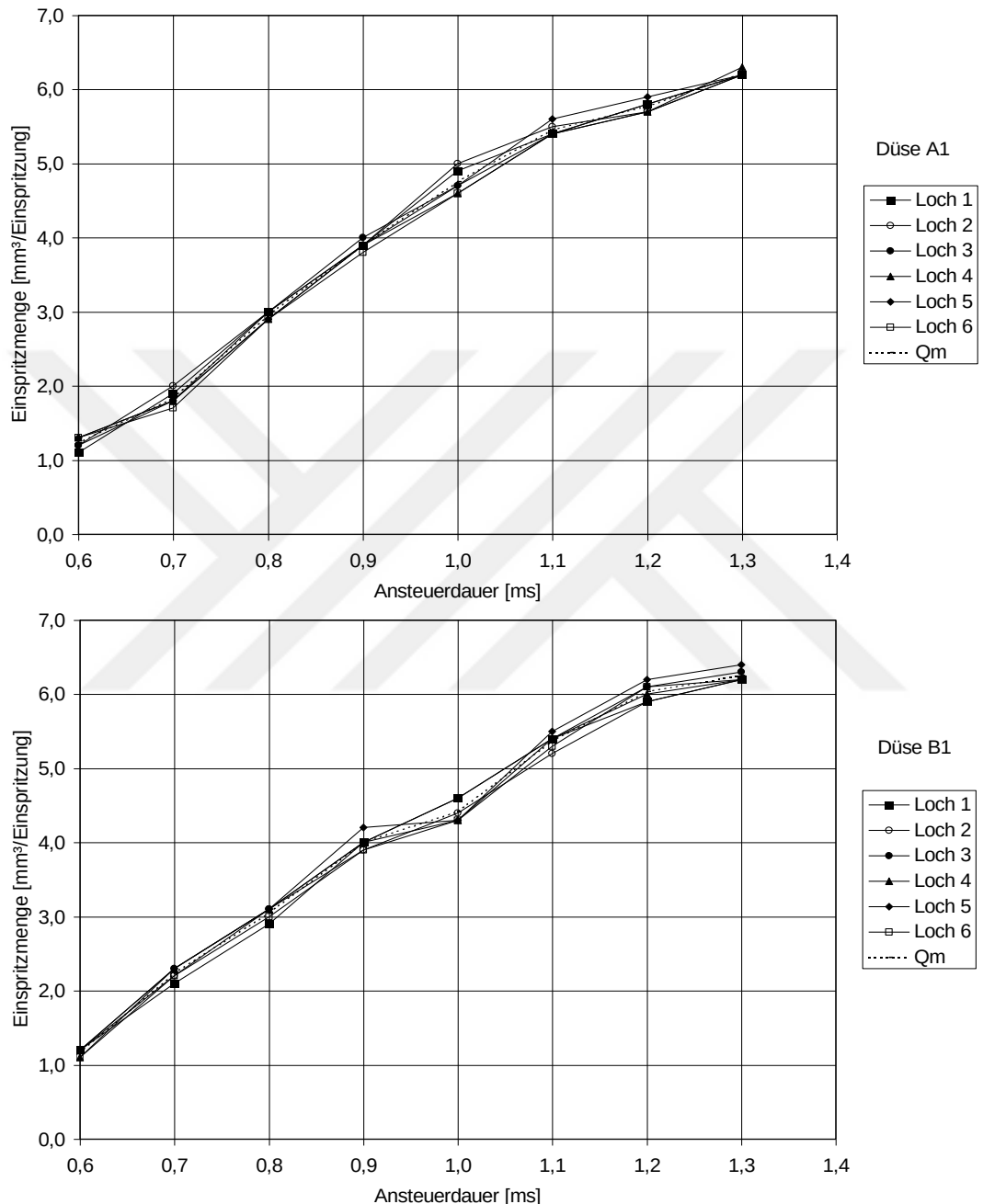


Bild 6. 26: Einspritzmengenverteilung pro Spritzloch bei $p_R = 400$ bar für Düsen A1 und B1, Sitzlochdüse mit DNF

Die Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern ist von Ansteuerdauer zu Ansteuerdauer unterschiedlich (siehe Bilder 6. 26 und 27). Für beide Raildrücke ($p_R = 400$ bar und 1250 bar) erhöht sich die Einspritzmenge mit zunehmender Ansteuerdauer annähernd linear.

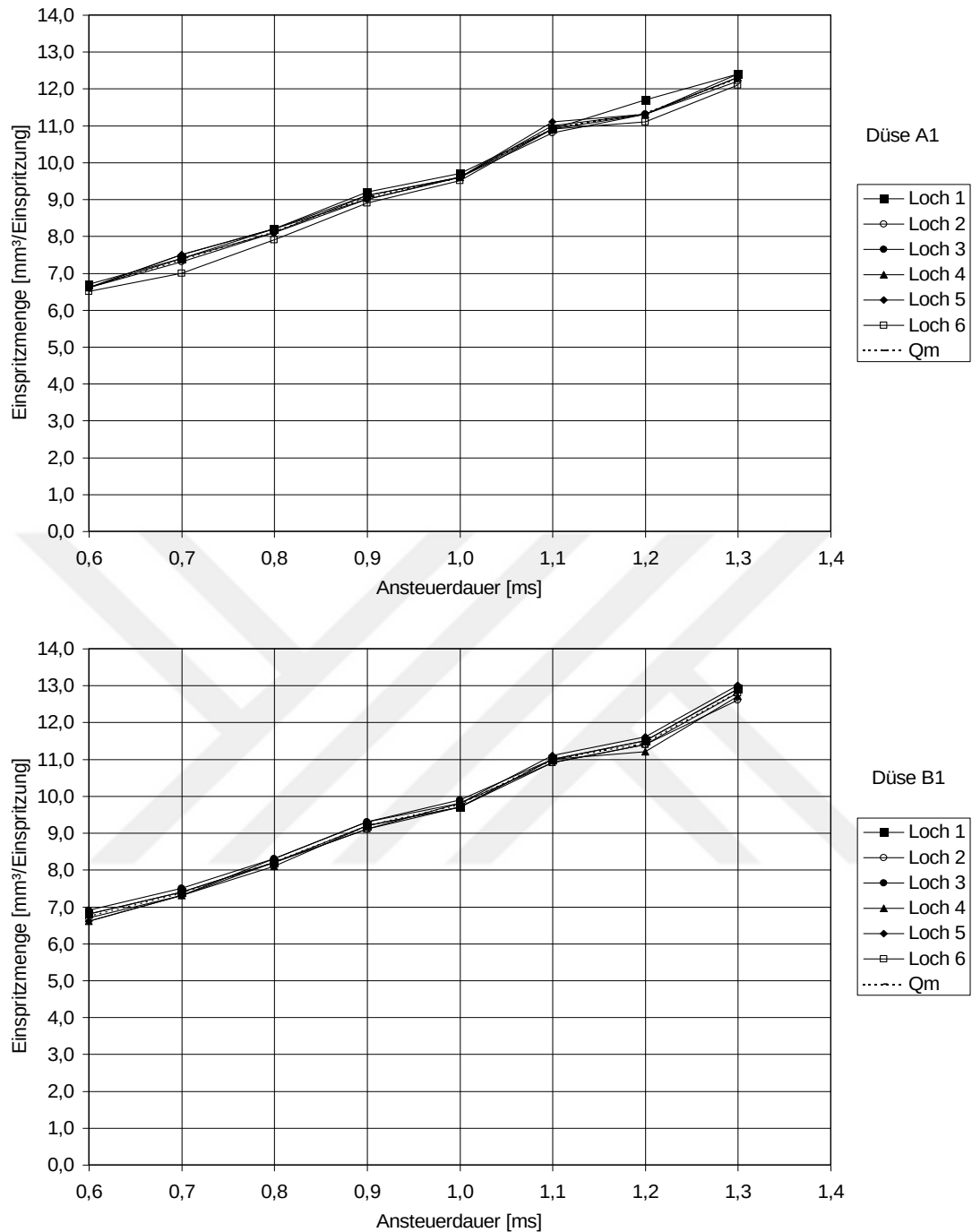


Bild 6. 27: Einspritzmengenverteilung pro Spritzloch bei $p_R = 1250$ bar für Düsen A1 und B1, Sitzlochdüse mit DNF

Für die entsprechende Düse (A1 und B1) werden folgende Betriebsparameter erläutert und ausgewertet:

- Mengenverteilung bei konstanten Betriebsbedingungen, Bilder 6. 28 und 29
- Einflüsse unterschiedlicher Ansteuerdauern, Bild 6. 30
- Einflüsse des Raildrucks, Bild 6. 31

Mengenverteilung bei konstanten Betriebsbedingungen

In Bild 6. 28 wurden die Mengenabweichungen bei konstanter Ansteuerdauer $AD = 1,2 \text{ ms}$ und $p_R = 400 \text{ bar}$ für die Düsen A1 und B1 normiert dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass nur geringe Mengenabweichungen zwischen den einzelnen Spritzlöchern auftreten. So beträgt z.B. bei einer $AD = 1,2 \text{ ms}$ die Mengenabweichung zwischen Spritzloch 5 und der mittleren Einspritzmenge Q_m ca. 2,3 % für Düse A1 und ca. 2,8 % für Düse B1. Der maximale Mengenabweichung tritt bei beiden Düsen zwischen den Spritzlöchern 5 und 2 auf und beträgt ca. 3,6 % (Düse A1) und ca. 5 % (Düse B1).

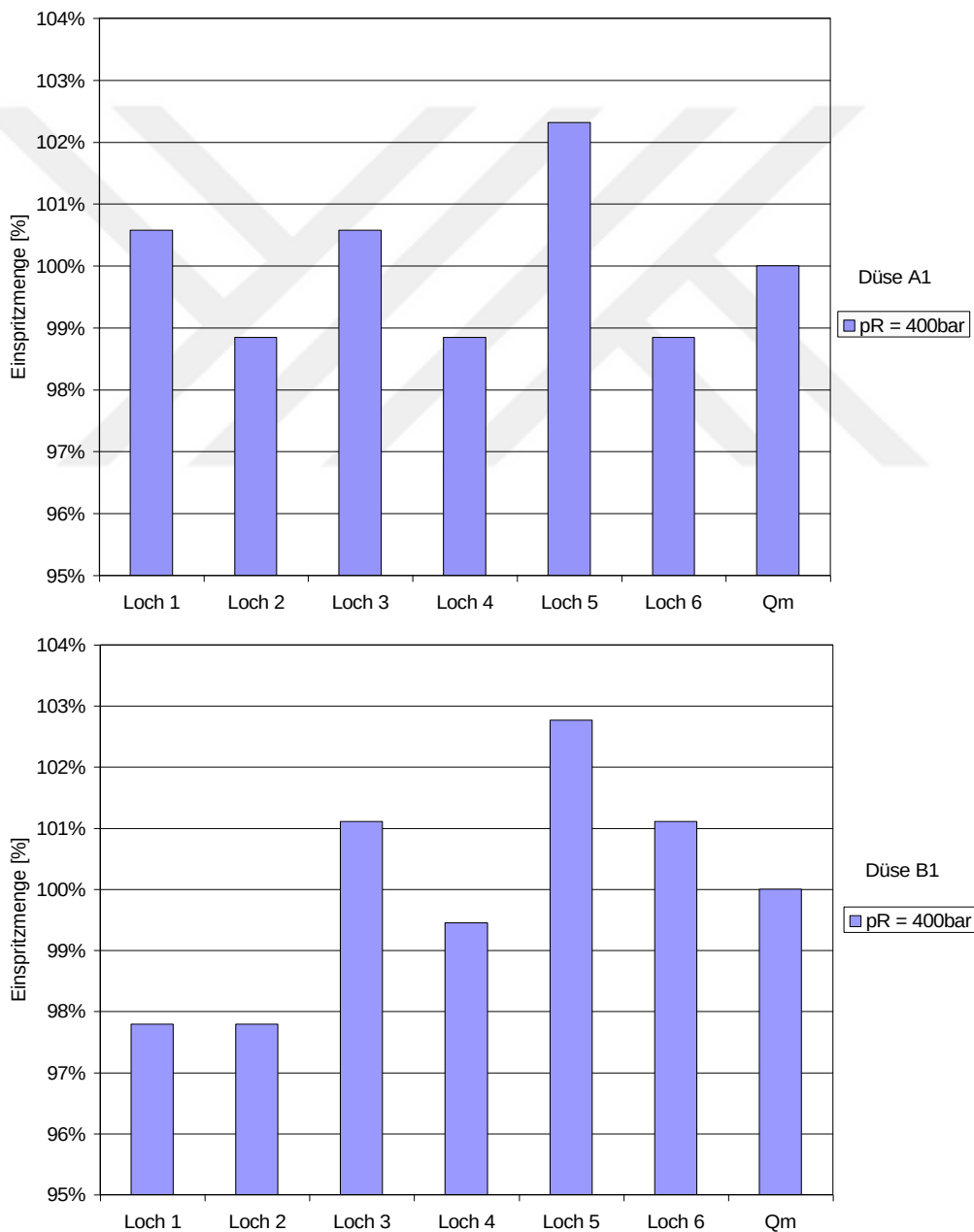


Bild 6. 28: Vergleich des Einspritz-Mengenunterschiedes bei konstanter Ansteuerdauer $AD = 1,2 \text{ ms}$ und $p_R = 400 \text{ bar}$ für Düsen A1 und B1, Sitzlochdüse mit DNF

Die Versuchsdüsen A1 und B1 haben außerdem eine doppelte Nadelführung, durch die eine symmetrische Strömung zwischen Nadelsitz und Spritzlocheinlauf erreicht wird (siehe Bild 6. 29). Ein seitliches Verschieben der Düsennadel, das eine ungünstige Strahlabbildung zur Folge hat, wird dadurch weitgehend verhindert und eine gleichmäßige Mengenverteilung erreicht.

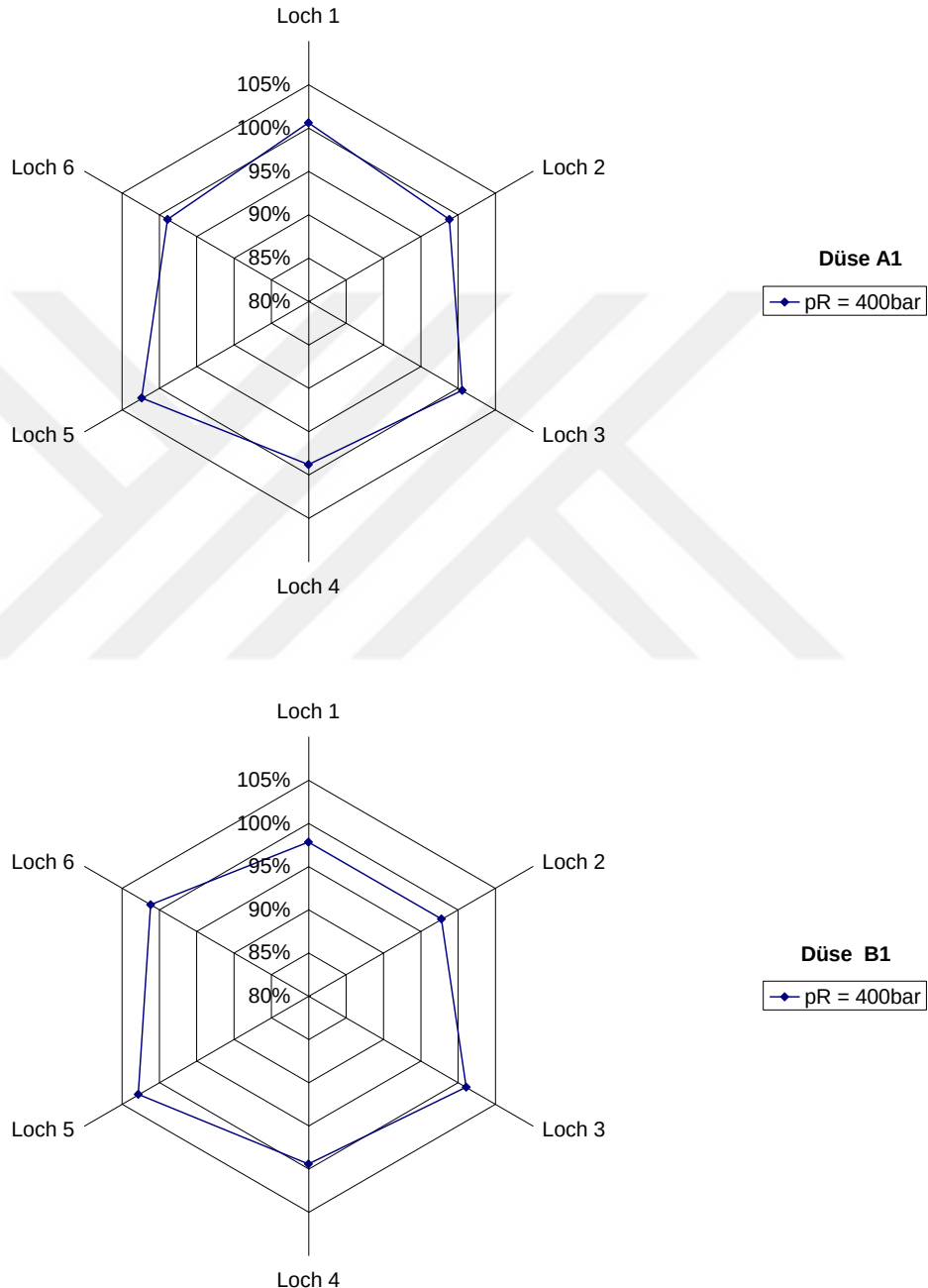


Bild 6. 29: Vergleich der Einzelstrahleinspritzmenge bei konstanter Ansteuerdauer $AD = 1,2 \text{ ms}$ und $p_R = 400 \text{ bar}$ für Düsen A1 und B1, Sitzlochdüse mit DNF

Einflüsse unterschiedlicher Ansteuerdauern

Mit Änderung der Ansteuerdauer von 0,6 ms auf 1,3 ms bei einem konstantem Raildruck ($p_R = 1250$ bar) ändert sich die Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern. Am Beispiel der Düse A1 beträgt die maximale Mengenabweichung zwischen Spritzloch 1 und 6 ca. 3 % bei AD = 0,6 ms und 2,4 % bei AD = 1,3 ms. Bei der Düse B1 liegt die maximale Mengenabweichung bei ca. 4,5 % zwischen Spritzloch 3 und 5 bei AD = 0,6 ms und ca. 3,1 % zwischen Spritzloch 5 und 2 bei AD = 1,3 ms (siehe Bild 6. 30).

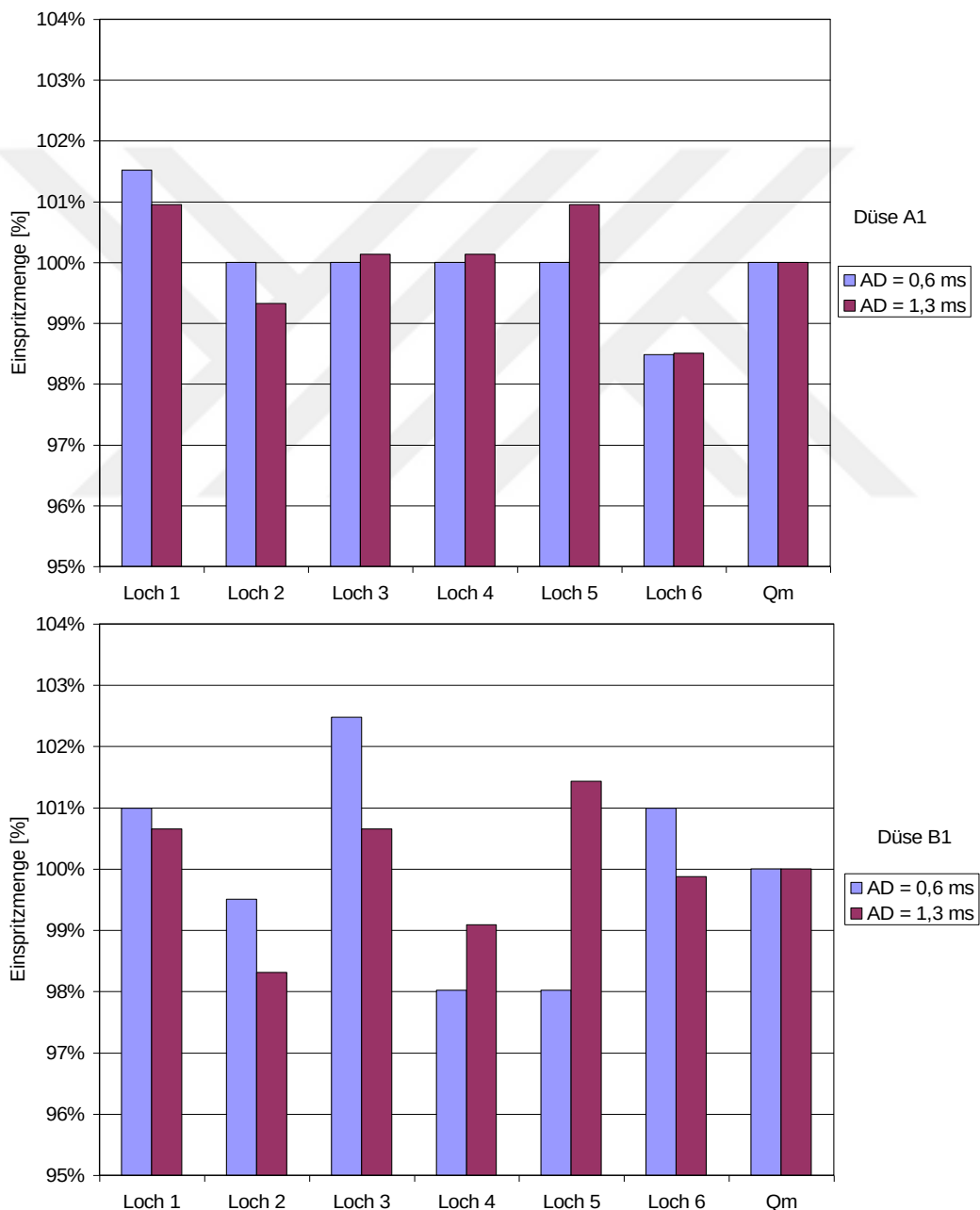


Bild 6. 30: Einflüsse der unterschiedlichen Ansteuerdauer auf die Düsen A1 und B1 bei $p_R = 1250$ bar, Sitzlochdüse mit DNF

Einflüsse des Raildrucks

Der Einfluss des Raildrucks auf die Einspritzung der Düse A1 und B1 wird in Bild 6. 31 dargestellt. Mit Änderung des Raildrucks von 400 bar auf 1250 bar bei einer konstanten Ansteuerdauer von 0,9 ms verringert sich die maximale Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern der Düse A1 von ca. 5,5 % (zwischen Spritzloch 3 und 6) auf 3,5 % (zwischen Spritzloch 1 und 6) und bei der Düse B1 von ca. 7,5 % (zwischen Spritzloch 5 und 2) auf 2 % (zwischen Spritzloch 3 und 2). Diese Verringerung der Mengenabweichung könnte auf die Zunahme der Ausflussgeschwindigkeit zurückzuführen sein, da vermutlich ein gleichmäßigerer Strömungszustand bei höherem Raildruck für alle Spritzlöcher erreicht wird.

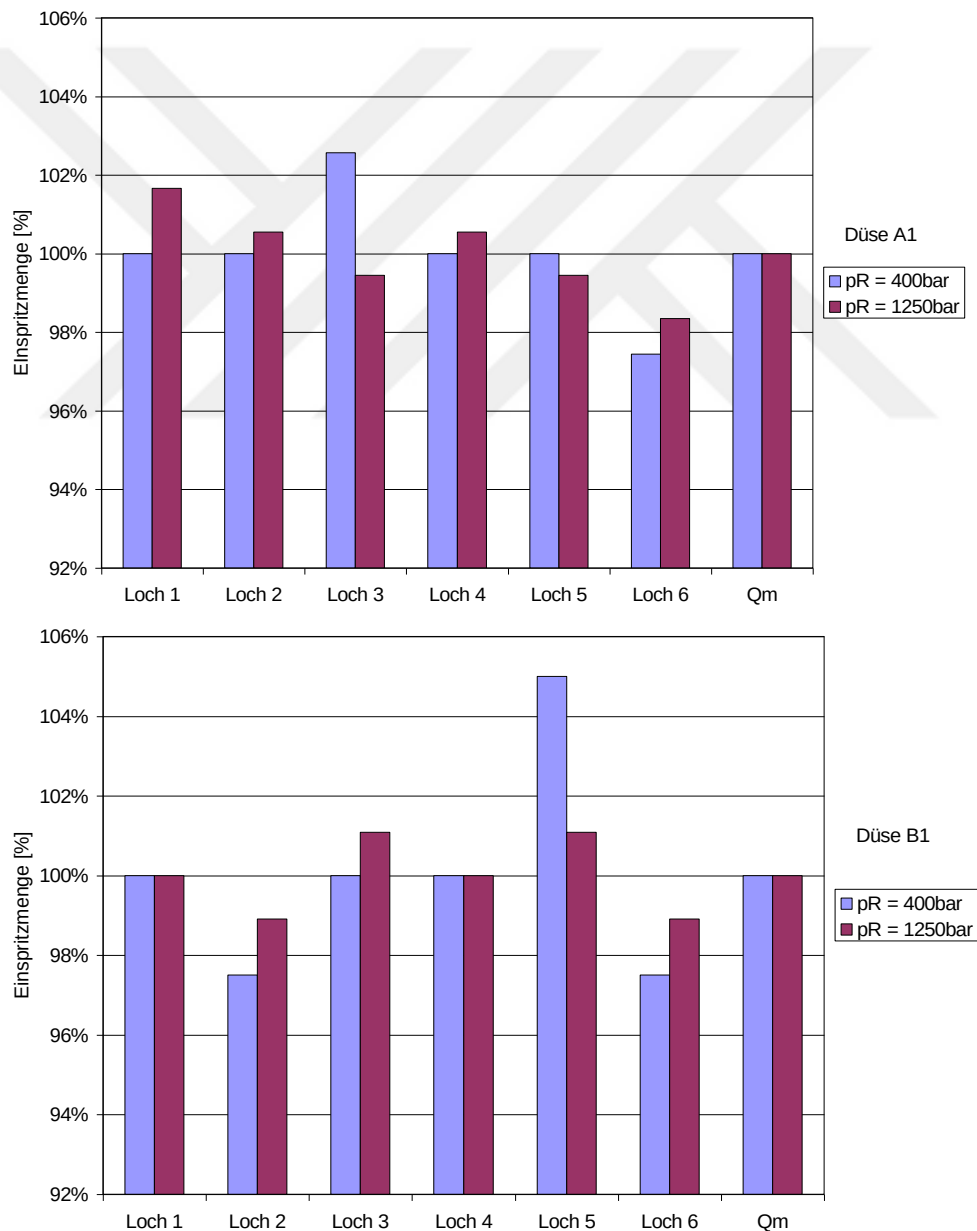


Bild 6. 31: Einflüsse des Raildrucks auf die Düsen A1 und B1 bei AD = 0,9 ms, Sitzlochdüse mit DNF

Zusammenfassung

- Die Einzelstrahl - Mengenmessungen von Serienlosen lassen Rückschlüsse auf die Fertigungsqualität und somit auf das Einspritzverhalten der Düse zu.
- Bei der Messung der Einzelstrahlmengen der beiden Lose A und B mit je 10 Düsen wurde festgestellt, dass es von Los zu Los und auch von Düse zu Düse Mengenabweichungen gibt.
- Die Mengenabweichung zwischen Düsen der Lose A und B sind gering. Innerhalb des Loses A tritt eine maximale Mengenabweichung von 0,13 mm³/E (zwischen A1 und A4) und im Los B von 0,18 mm³/E (zwischen B1 und B3) auf.
- Bei konstanter Ansteuerdauer und mit steigendem Raildruck wurde eine Verringerung der Mengenabweichung von 5,5 % auf 3,5 % für Los A und von 7,5 % auf 2 % für Los B gemessen.

6. 2. 2 Verrundung der Spritzlochbohrung

Ein anderer wichtiger Fertigungsparameter ist die Verrundung der Spritzlochbohrungen. Die Düse wird bei der Fertigung nach dem Erodieren der Spritzlöcher HE - verrundet (HE - hydroerosives Verrunden).

Durch das Verrunden der einzelnen Spritzlöcher mit einem Schleifmedium wird erreicht, dass eine vorzeitige, definierte Alterung eintritt, d.h. ein künstlich erzeugter Abnutzungsprozess vollzogen wird. Dieser bietet den Vorteil, daß ein durch HE - Verrunden erzeugter Enddurchfluss in der Düse später im Motor über lange Zeit konstant bleibt, ohne das sich die Geometrie der Spritzlöcher und damit die Durchflussmenge ändert.

Dieser Prozess wird überwacht, indem man den Verrundungsgrad einer Düse bestimmt und kontrolliert. Der Verrundungsgrad einer Düse wird über die Durchflussmessungen definiert:

$$\text{Verrundungsgrad}[\%] = \frac{(\text{Durchfluss nach HE}) - (\text{Durchfluss vor HE})}{\text{Durchfluss vor HE}} \cdot 100 \quad (6.5)$$

HE - Schleifmittel beinhalten z.B. folgende Stoffe:

- | | |
|-------------------------------------|--|
| 1. Trägermedium | (Prüföl Wintershall, Prüföl Shell, Morlina - Öl) |
| 2. Schleifkorund | (Borcarbid F800 oder F1000) |
| 3. Trägersubstanz für Schleifkorund | (Tixogel MP) |
| 4. Aktivator | (Wasser + Propylenkarbonat) |

Die Realisierung eines bestimmten Verrundungsgrades ist vom Trägermedium (Öl) abhängig. Bei der Auswahl des Schleifmittels ist das Material, die Konzentration und Korngröße wichtig.

Die verschiedenen Schleifmittel eignen sich für unterschiedliche Verrundungsgrade, z.B. wird mit dünnflüssigeren Schleifmitteln (Prüföl Wintershall, Prüföl Shell) ein kleinerer Verrundungsgrad und mit dickflüssigeren Schleifmitteln (Morlina - Öl) ein höherer Verrundungsgrad erreicht. Prinzipiell können folgende Aussagen getroffen werden:

- dünnflüssige Schleifmittel (Prüföl Wintershall, Prüföl Shell):

Vorteile: - gute Korrelation zwischen Schleifmittel und Messmedium
 - eignen sich für Verrundungsgrade kleiner als 15 %

Nachteile: - bei Verrundungsgraden größer 15% können Auswaschungen
 (ungleichmäßige Verrundung), Bild 6. 32, die Spritzlochgeometrie

negativ verändern

- dickflüssigere Schleifmittel (Trägermedium Morlina - Öl z.B. Morlina 46):

Vorteile:

- eignen sich für Verrundungsgrade größer als 15%
- Auswaschungen treten erst bei Verrundungsgraden über 30% auf
- Spritzlochwandfläche wird noch besser geglättet

Nachteile:

- Korrelation zwischen Schleif- und Messmedium ist nicht eindeutig
- kontinuierliche manuelle Nachregulierung der Schleifeinstellwerte
- höhere Verstopfungsgefahr bei kleinen Spritzlochdurchmessern

Die dickflüssiger Konsistenz der Morlina - Öle wirkt der Wirbelbildung, während der Verrundung der Spritzlochbohrungen entgegen. Kavitationserscheinungen treten nicht, beziehungsweise in erheblich abgeschwächter Intensität, auf.

Diese Faktoren ermöglichen eine gleichmäßigere Durchströmung des Schleifmittels durch die Spritzlochbohrungen und eine damit einhergehende gleichförmigere Verrundung (keine Auswaschungen).

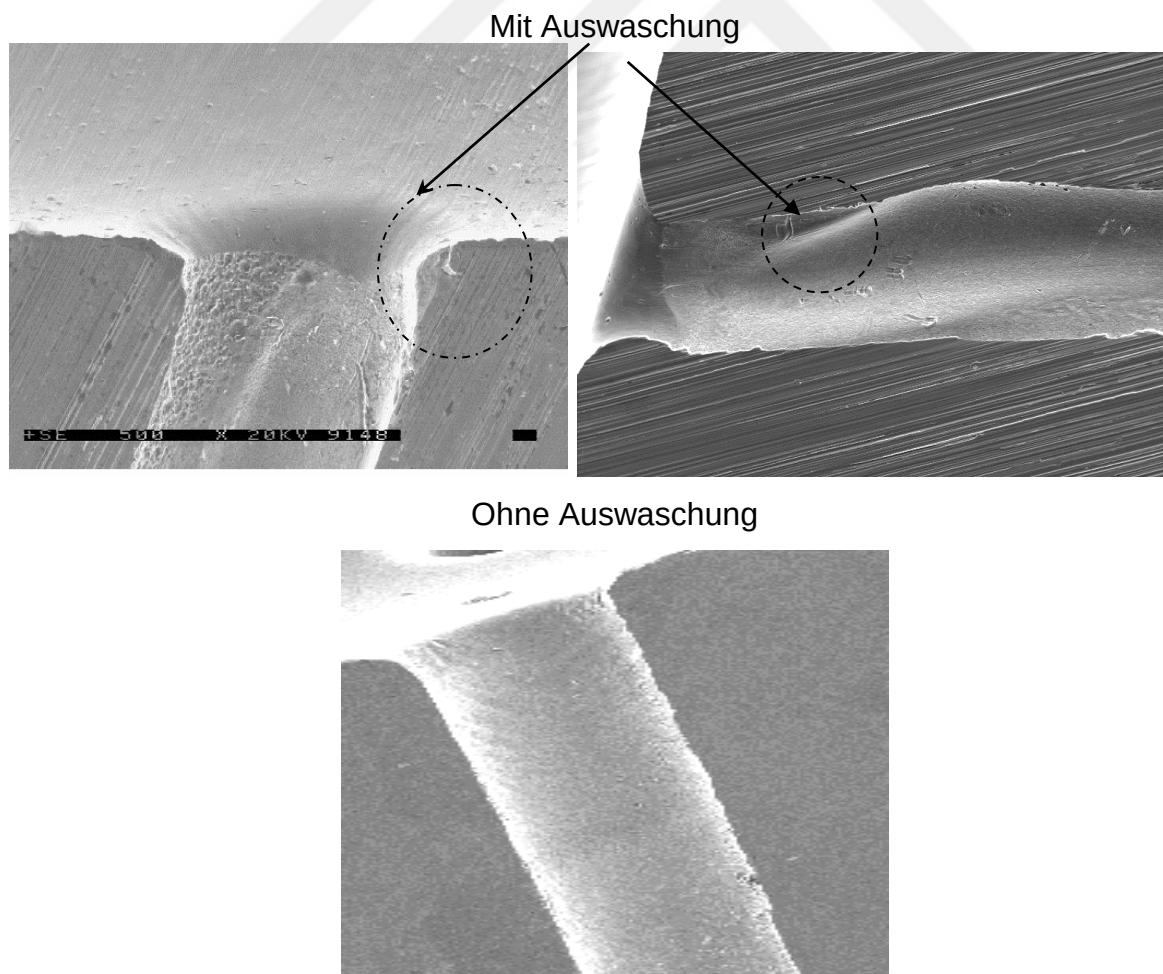


Bild 6. 32: Fehler beim Verrundungsprozess

Um einen bestimmten Verrundungsgrad zu erhalten, spielen bei diesem Prozeß neben dem spezifischen Schleifmittel noch weitere Kriterien eine wichtige Rolle:

- Schleifzeit (Mindestzeit sollte wegen der Gefahr eines zu niedrigen Verrundungsgrades nicht unterschritten werden)
- Temperatur des Mediums (40°C)
- Form der Spritzlöcher (konisch, zylindrisch, usw.)
- Schleifmitteldruck (100 bar)

Die Schleifzeit ist von der Korngröße, der Konzentration des Schleifmittels und dem angestrebten Verrundungsgrad der Düse abhängig. Je feiner die Korngröße und geringer die Konzentration ist, desto länger ist die Schleifzeit. In Bild 6. 33 sind unterschiedliche verrundete Spritzlocheinlaufkanten dargestellt.

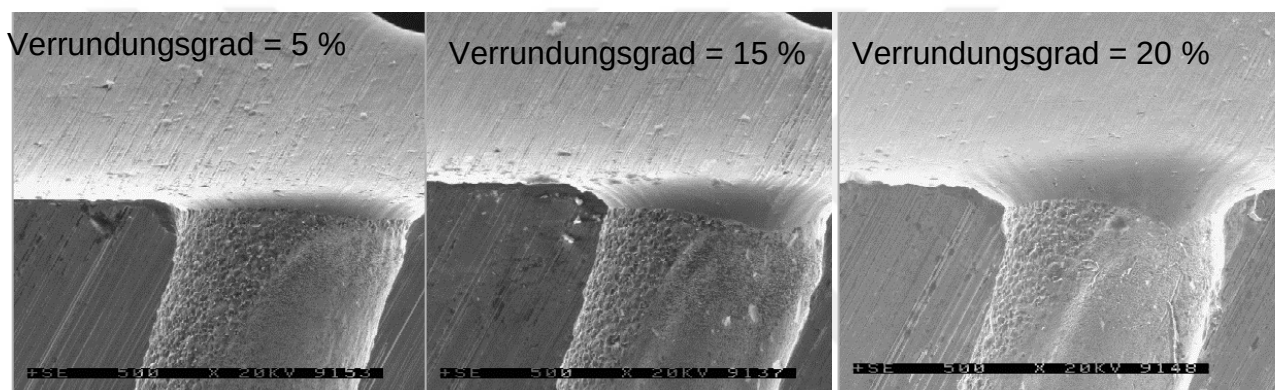


Bild 6. 33: Ansichten von unterschiedlich verrundeten Spritzlochbohrungen

Der HE - Prozess ist entscheidend für:

- Durchflusskonstanz von Düse zu Düse und von Spritzloch zu Spritzloch
- Oberflächenqualität der Spritzlöcher
- Kavitation in der Spritzlochbohrung
- Strömungsbildung in der Spritzlochbohrung

• Vergleich der Durchflusskonstanz vor und nach Verrundung

Um die Einflüsse der Verrundung der Spritzlochbohrung auf die Durchflussschwankungen zu untersuchen, wurde der Durchfluss der Düsen vor und nach der Verrundung gemessen. Die Messungen ergaben, dass vor der Verrundung hohe Durchflussschwankungen von ca. $\pm 3,5$ % zwischen den Düsen vorhanden waren. Durch die Verrundung der Spritzlochbohrungen wurden die Durchflussschwankungen auf ± 1 % reduziert, Bild 6. 34.

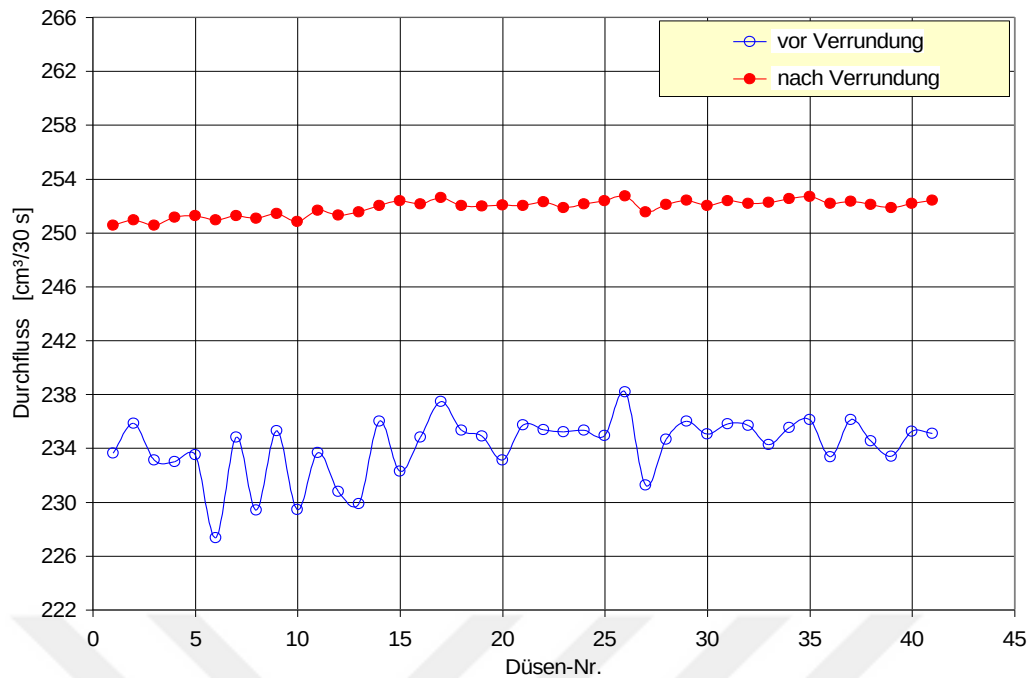


Bild 6. 34: Gesamtdurchfluss vor und nach Verrundung, Sitzlochdüse mit 5 - Löchern und $d_D = 126 \mu\text{m}$

• Vergleich der Oberflächenqualität der Spritzlöcher vor und nach Verrundung

Die Oberflächenqualität der Spritzlöcher beeinflusst die Strömungsbildung in den Spritzlochbohrungen. Die Spritzlochbohrungen werden beim Erodierprozess mit unterschiedlicher Oberflächenqualität, auf Grund des ungleichmäßigen Verschleißes der Erodier Elektroden und durch die Wirkung des Erodierschlammes gefertigt. Mit der Verrundung der Spritzlöcher wird die Oberflächenqualität der Spritzlöcher entscheidend verbessert, [Bild 6. 35](#).

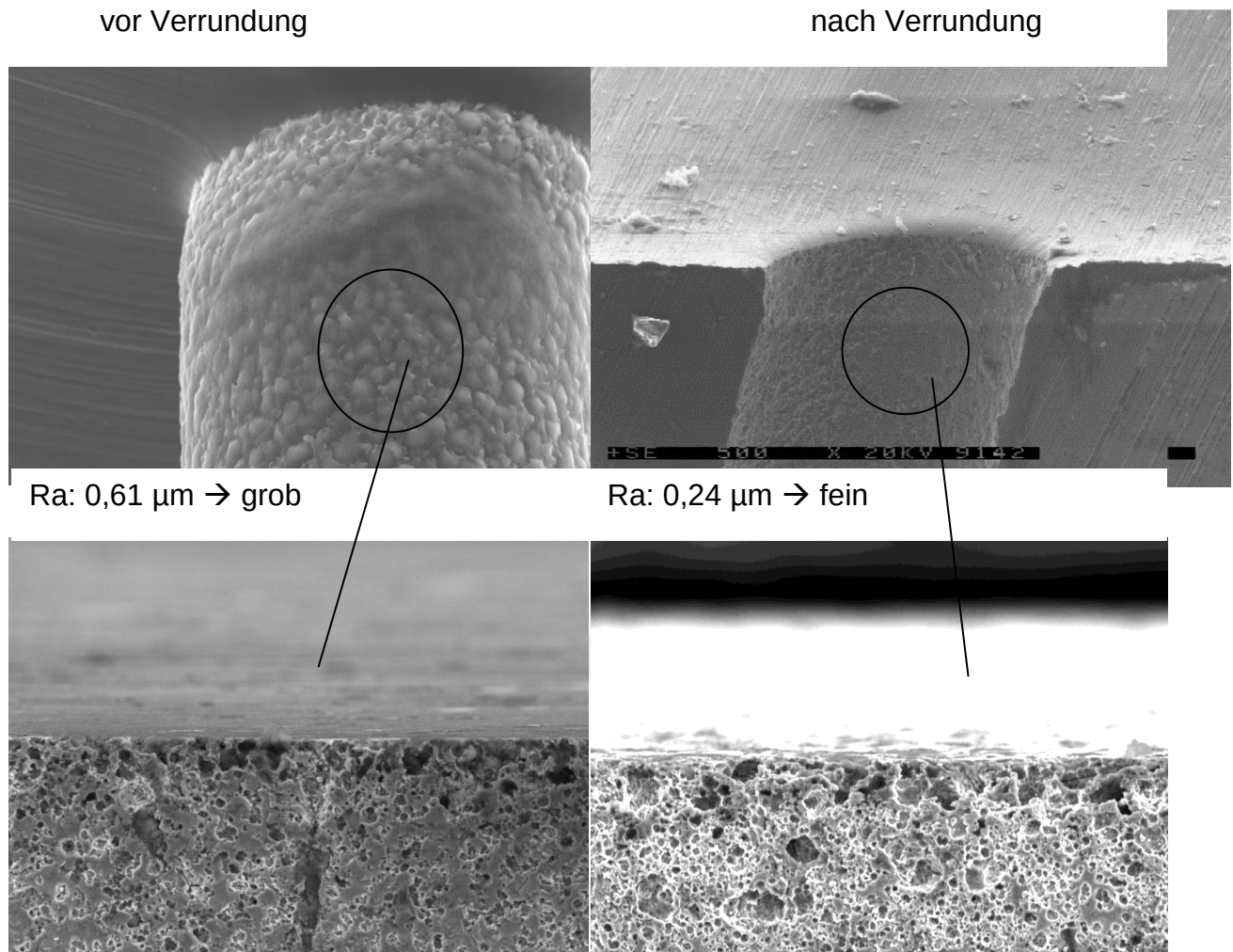


Bild 6. 35: Vergleich der Oberflächenqualität vor und nach Verrundung

• **Vergleich der Kavitation in der Spritzlochbohrung vor und nach Verrundung**

Die Verrundung der Spritzlochbohrung ist entscheidend für die Kavitation. Um die Einflüsse der Verrundung auf die Kavitation zu untersuchen, wurde eine Düse vor Verrundung und nach Verrundung gemessen. Die Messung ergab, dass die Kavitation bei verrundeten Spritzlochbohrungen erst bei einer höheren Druckdifferenz (niedrigerem Gegendruck) auftritt, Bild 6. 36. Dadurch ergeben sich bessere Einstrombedingungen an der Spritzlocheinlaufkante, welche wiederum die Kavitationsneigung verringern.

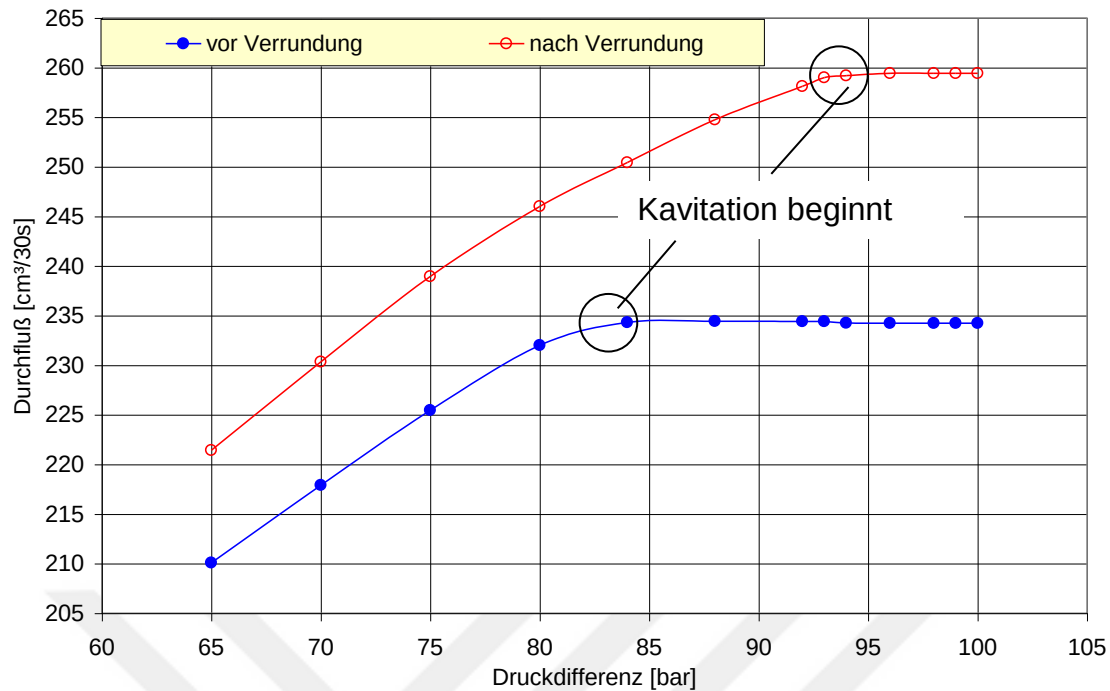


Bild 6. 36: Einflüsse der (vor und nach) Verrundung auf Kavitation, Sitzlochdüse mit 5 - Löchern und $d_D = 128 \mu\text{m}$

• Vergleich der Strömungsbildung in der Spritzlochbohrung vor und nach Verrundung

Um die Einflüsse der Verrundung auf die Strömungsgeschwindigkeit in der Spritzlochbohrung zu untersuchen, wurde für jeden entsprechenden Fall ein Berechnungsnetz generiert und bei $p_R = 500 \text{ bar}$ und $h_N = 0,25 \text{ mm}$ mit FIRE® berechnet. Die Berechnungsergebnisse für vor Verrundung der Spritzlochbohrung sind in Bild 6. 37 dargestellt. Darin ist zu sehen, dass im Kantenbereich eine unerwünschte Strömungstauzone entsteht, die im Düsenspritzloch Strömungsablösung, Energieverluste und eine geringere mittlere Austrittsgeschwindigkeit verursacht.

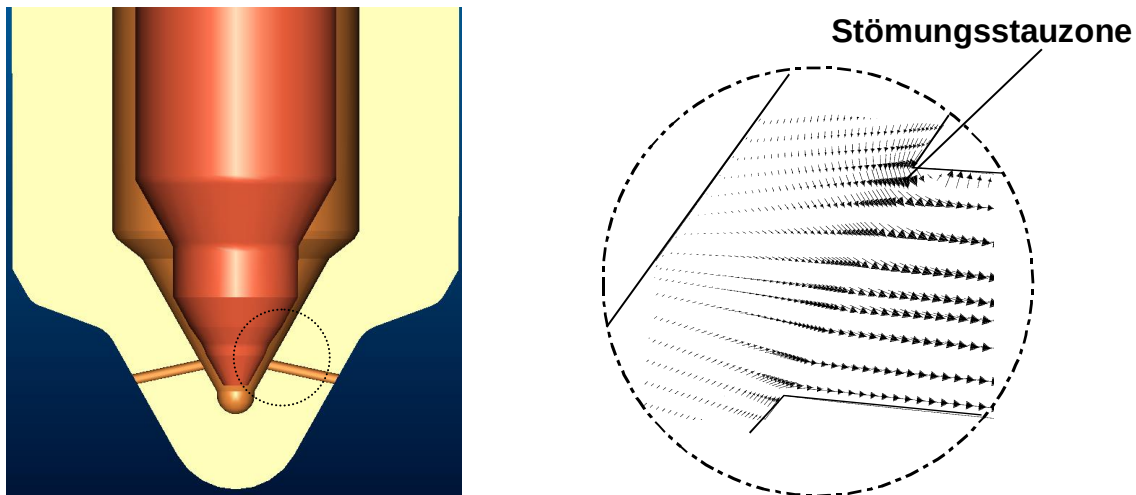


Bild 6. 37: Geschwindigkeitsfeld vor Verrundung der Spritzlochbohrung

Vor Verrundung der Spritzlochbohrung, Bild 6. 38a, entsteht eine große Totraumzone (links blau und grün). In Bild 6. 38a (rechts) ist die ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung infolge Strömungsausstoß am Kantenbereich im Spritzloch dargestellt.

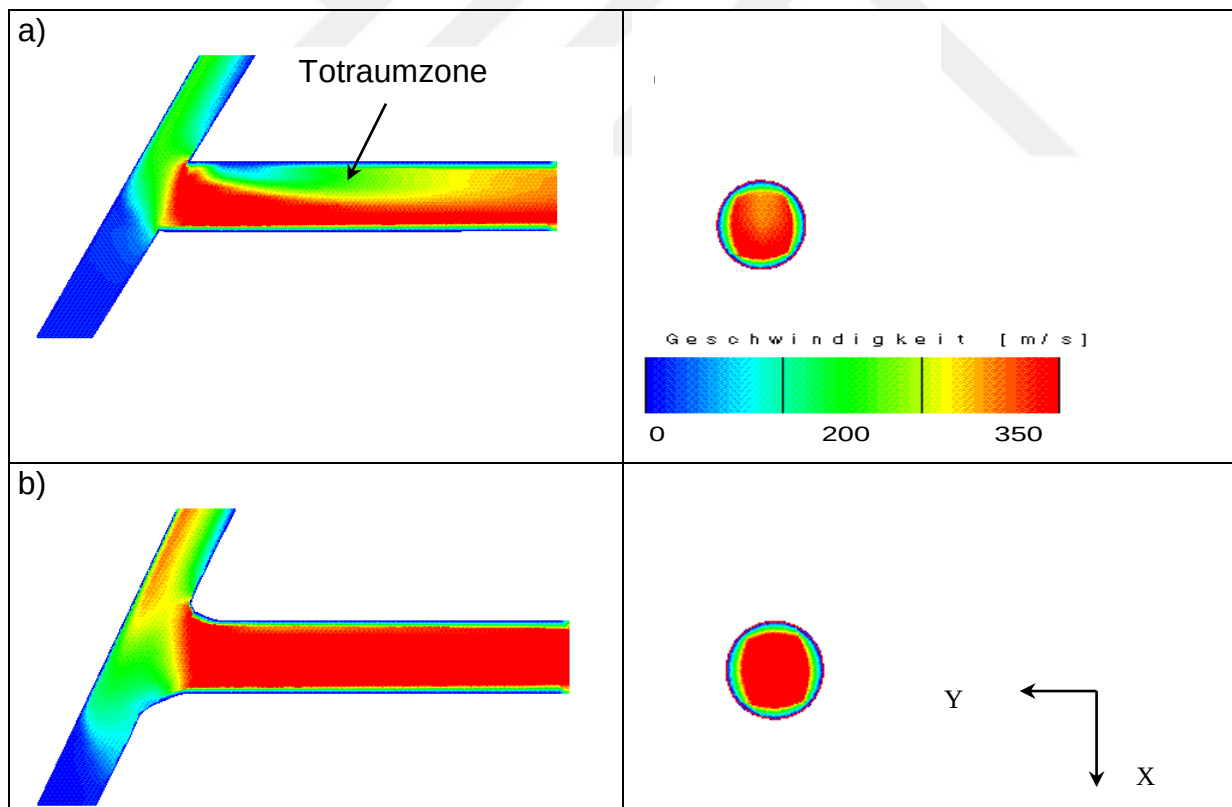


Bild 6. 38: Geschwindigkeitsverteilung bei a) vor und b) nach Verrundung der Spritzlochbohrung bei $p_R = 500$ bar und $h_N = 250$ μm (Sitzlochdüse mit 5 - Löchern und $d_D = 128$ μm)

Bei verrundeter Spritzlochbohrung nach Bild 6. 38b (rechts) ist die Geschwindigkeitsverteilung gleichmäßig über den gesamten Spritzlochquerschnitt verteilt. Mit der Verrundung der Spritzlochbohrung verringert sich die Totraumzone (siehe Bild 6. 38b links) infolge guter Strömungsbildung.

Die mittlere Austrittsgeschwindigkeit ist am Spritzlochaustritt ein Maß für eine gute Strahlbildung, die wiederum eine gute Gemischbildung bewirkt. Die in Bild 6. 39 dargestellten Berechnungsergebnisse zeigen, dass sich mit der Verrundung der Spritzlochbohrung die mittlere Austrittsgeschwindigkeit am Spritzlochaustritt infolge einer besseren Strömungsbildung und eines geringeren Energieverlustes für die Düseninnenströmung erhöht.

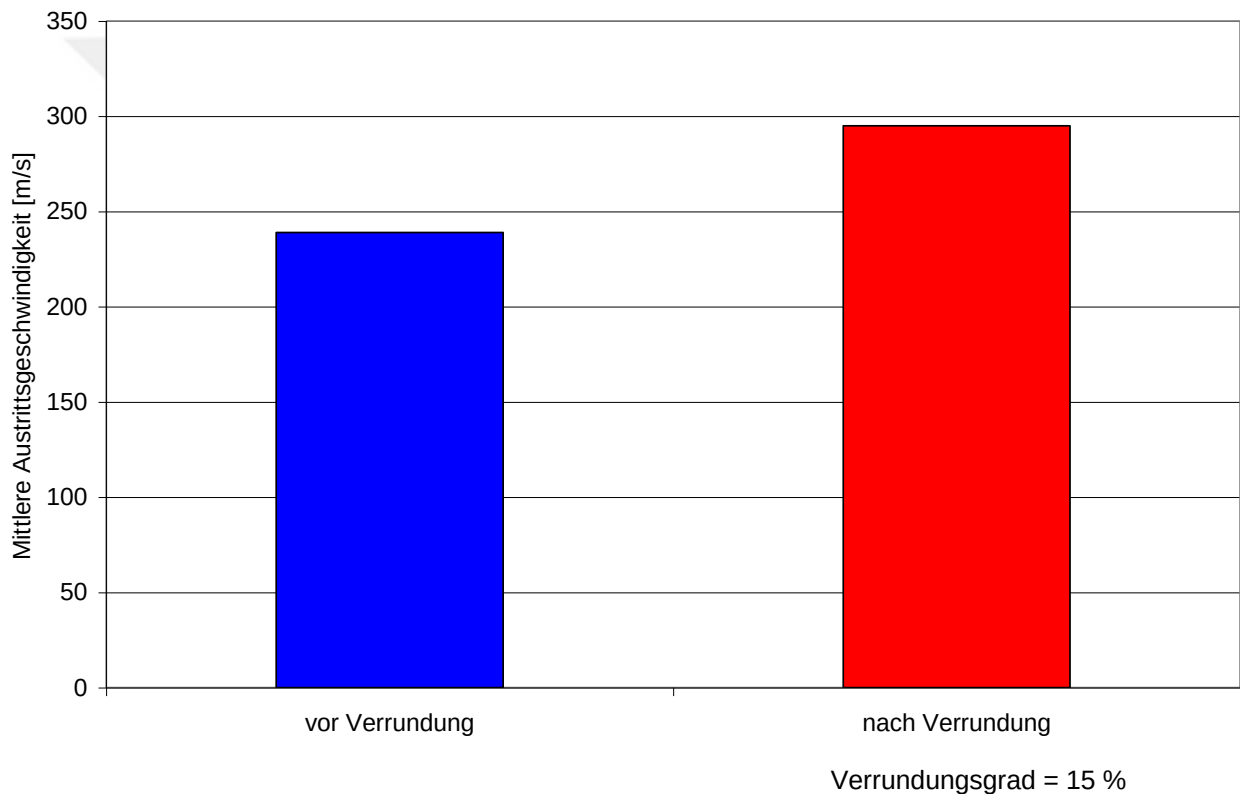


Bild 6. 39: Mittlere Austrittsgeschwindigkeit (v_m) am Spritzlochaustritt bei $p_R = 500$ bar, $h_N = 250$ μm und Sitzlochdüse mit 5 - Löchern und $d_D = 128$ μm

Zusammenfassung

Die Messergebnisse zeigen, dass kleine Unterschiede der Fertigungsqualität oder Toleranzunterschiede an der Spritzlochbohrung unterschiedliche Durchflussmengen verursachen. Die Berechnungs- und Messungsergebnisse ermöglichen folgende weitere Aussagen:

- Durch den Verrundungsprozess werden Durchflussschwankungen reduziert und die Oberflächenqualität der Spritzlochbohrungen verbessert sich.
- Die Verrundung der Spritzlochbohrung bewirkt, dass die Kavitation bei höherer Druckdifferenz, d. h. später auftritt.
- Bei der Verrundung der Spritzlochbohrung, nimmt die Strömungsgeschwindigkeit infolge eines besseren Strömungszustandes der Düseninnenströmung zu und die Geschwindigkeit verteilt sich gleichmäßig im ganzen Spritzloch infolge geringerer Strömungsablösung sowie Verringerung der Stossverluste.
- Die Verrundung muss an allen Spritzlochbohrungen einer Mehrlochdüse gleichmäßig und mit geringen Toleranzen ausgeführt werden. Damit kann die Durchflussabweichung für die Einzelstrahlen einer Mehrlochdüse minimiert werden.

6. 2. 3 Nadelversatz

Der Nadelversatz (x) ist der Abstand zwischen der Düsenachse und der Nadelachse, Bild 6. 40. Die Lage der Nadel bestimmt insbesondere bei der Sitzlochdüse die Verteilung der Durchflussmengen auf die Spritzlöcher. Für eine gleichmäßige Verteilung der Durchflussmenge sollte die Nadel in der Düse möglichst zentrisch liegen (gleichmäßiger Öffnungsquerschnitt für die Strömung in allen Spritzlöchern).

Die Einflüsse des Nadelversatzes auf die Durchflussmenge wurden, hier für eine Sitzlochdüse mit schräger Einbaulage der Düse, rechnerisch mit dem Berechnungsprogramm FIRE[®] ermittelt.

Um die Einflüsse des Nadelversatzes auf die Durchflussmengen über die einzelnen Düsenlöcher zu verdeutlichen, wird die Nadel von einer zentrischen (ohne Nadelversatz) in eine exzentrische Lage versetzt (z.B. in Richtung des Spritzlochs 3, siehe Bild 6. 40).

Zentrische Lage der Nadel
(Ohne Nadelversatz)

exzentrische Lage der Nadel
(Mit Nadelversatz)

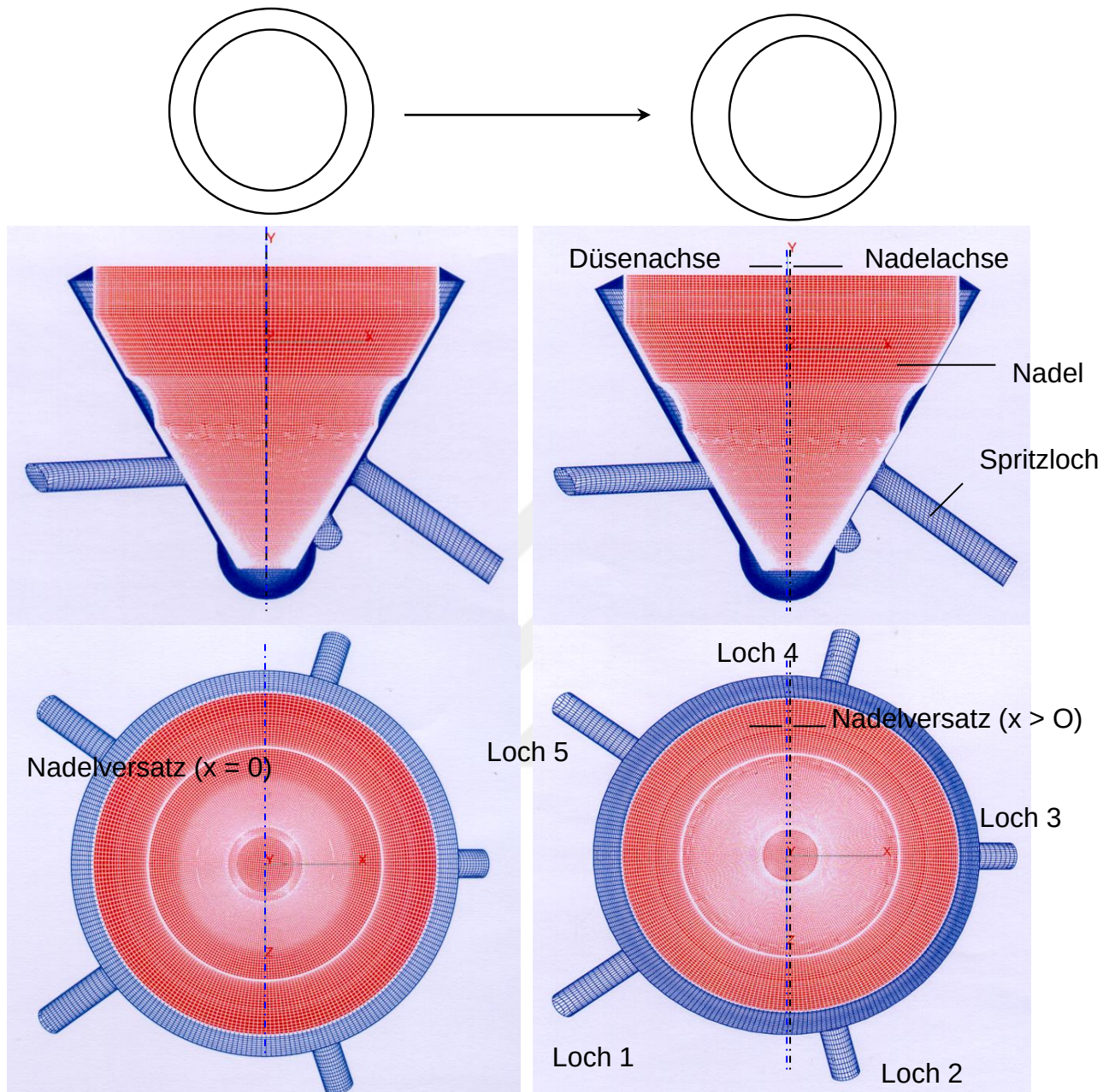


Bild 6. 40: Nadelversatz bei $h_N = 50 \mu\text{m}$, Sitzlochdüse mit 5 - Löchern

Bei sehr kleinen Nadelhüben bestimmen die Strömungsquerschnitte die Verteilung der Durchflussmenge zwischen den Spritzlöchern. Eine exzentrische Lage der Nadel führt zu unterschiedlichen Durchflussmengen für die einzelnen Spritzlöcher (siehe auch Kapitel 5. 3).

Die Spritzlöcher 2, 3 und 4 haben geringere Durchflussmengen. Im Gegensatz dazu wird für die Spritzlöcher 1 und 5 eine Zunahme der Durchflussmenge aufgrund größerer Strömungsquerschnitte festgestellt, Bild 6. 41.

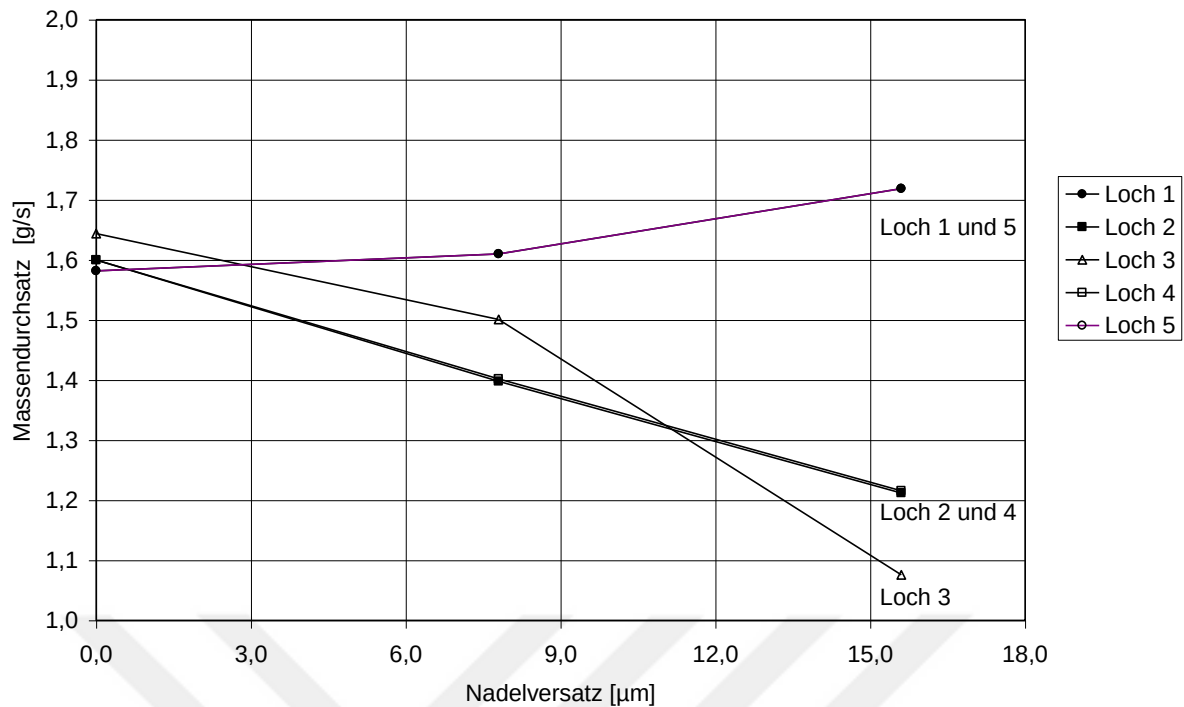


Bild 6. 41: Einfluss des Nadelversatzes auf die Durchflussmenge bei einem Nadelhub $h_N = 50 \mu\text{m}$ und $p_R = 100 \text{ bar}$, Sitzlochdüse mit 5 - Löchern

Die ohne Nadelversatz entstehende maximale Durchflussabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern ist sehr gering und beträgt ca. 4 %, Tabelle 6. 7. Sie resultiert aus der Strömungsumlenkung, weil die Spritzlöcher unterschiedliche Höhenwinkel haben. Ohne Nadelversatz ist die Durchflussmenge des Spritzlochs 3 ($\Theta = 53^\circ$) aufgrund geringerer Strömungsverluste höher als die der anderen Spritzlöcher. An Spritzloch 1 und 5 ($\Theta = 90^\circ$) treten die kleinsten Durchflussmengen aufgrund der scharfen Strömungsumlenkung auf. Die Durchflussmenge der Spritzlöcher 2 und 4 ($\Theta = 66^\circ$) liegt zwischen der der Spritzlöcher 1 und 3 (siehe auch Kapitel 5. 3).

Bei einer Düse mit gleichem Höhenwinkel für alle Spritzlöcher und ohne Nadelversatz (Nadelversatz 0) ist die Durchflussmenge theoretisch jeweils gleich.

Der Nadelversatz ändert die Lage der Strömung im Spritzloch (Änderung der Strömungsgeschwindigkeit entlang der Spritzlochbohrung) und den Querschnitt zwischen Düsensitz und Nadelsitz, Bild 6. 42. Dies führt zur Vergrößerung der Durchflussabweichung zwischen den Spritzlöchern. Bei einem Nadelversatz von $16 \mu\text{m}$ beträgt die maximale Durchflussabweichung zwischen den Spritzlöchern ca. 47 % (bei $h_N = 50 \mu\text{m}$).

Die zulässige Nadelversatz liegt je nach der Düse bei ca. $\pm 4 \mu\text{m}$. Hier beträgt die maximale Durchflussabweichung zwischen den Spritzlöchern ca. 7 % (bei $h_N = 50 \mu\text{m}$).

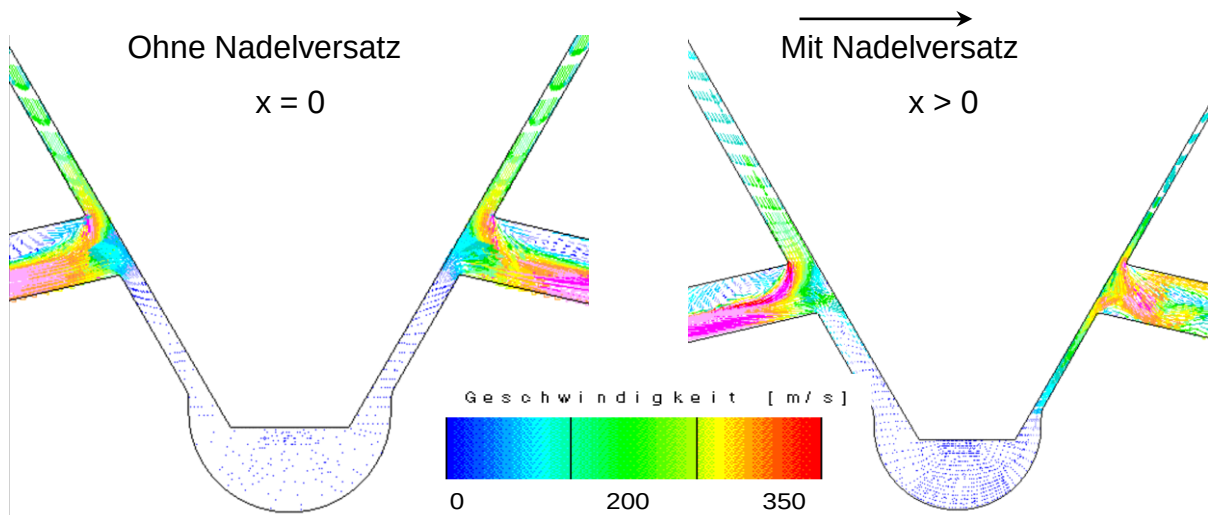


Bild 6. 42: Vergleich der Strömungsgeschwindigkeit in der Spritzlochbohrung ohne und mit Nadelversatz bei $p_R = 1250$ bar und $h_N = 100$ μm , Sitzlochdüse mit 5 - Löchern

Um die Einflüsse des Nadelversatzes bei einem größeren Nadelhubbereich zu untersuchen, wird die Nadel auf 210 μm angehoben, Bild 6. 43.

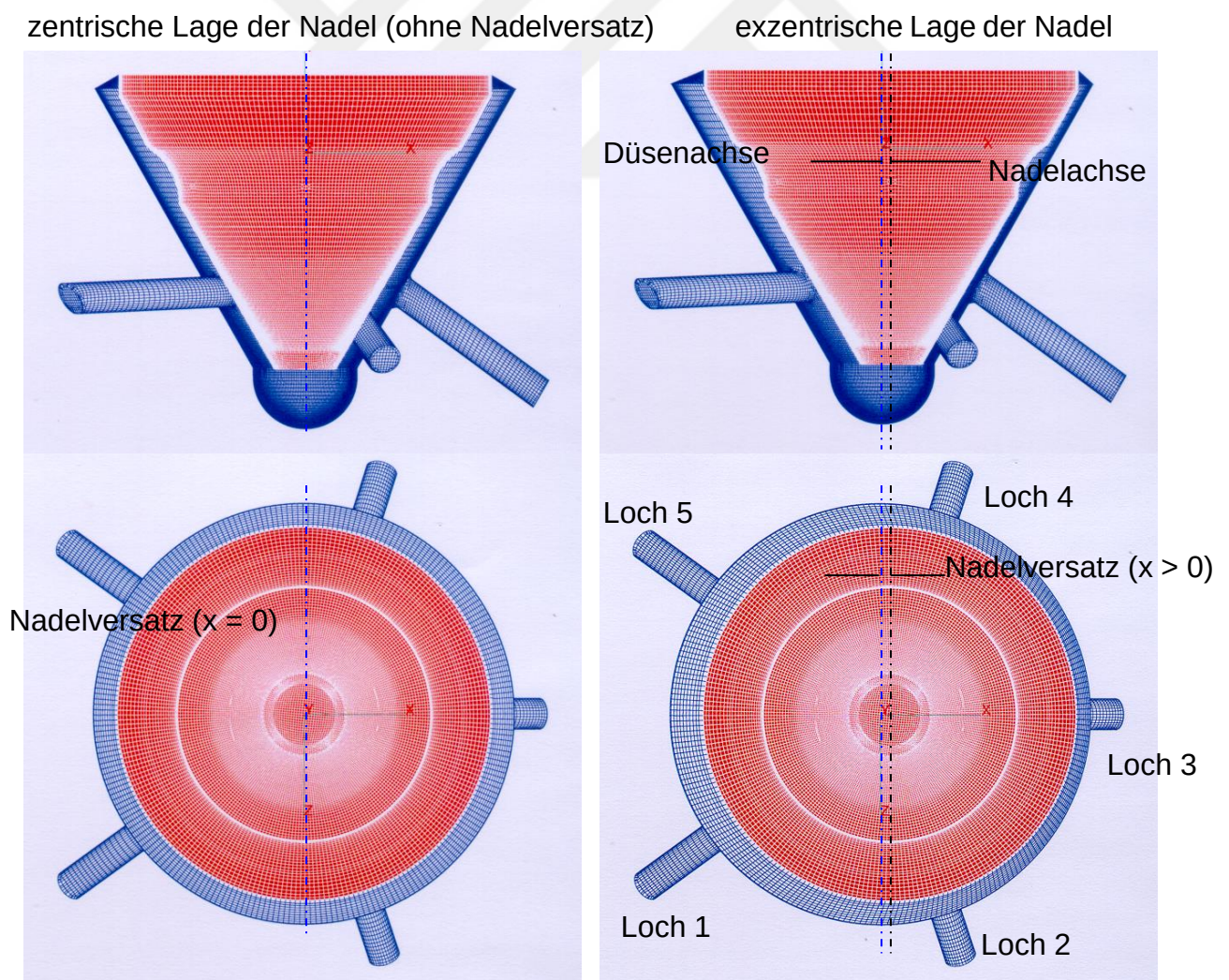


Bild 6. 43: Nadelversatz bei $h_N = 210$ μm , 5 - Löchern, Sitzlochdüse mit 5 - Löchern

Die Simulation zeigt, dass bei einem großem Nadelhub die Nadelexzentrizität keinen entscheidenden Einfluss mehr auf die Durchflussmenge hat, Bild 6. 44, weil der relativ große Strömungsquerschnitt im Ringspalt gegenüber der Einengung bei kleinem Nadelhub kaum zu einer Drosselung führt.

Bei grossem Nadelhub führt der Nadelversatz nur zu einer Erhöhung der Durchflussabweichung zwischen den Spritzlöchern von ca. 5 % (Bild 6. 44), welche hauptsächlich auf den Einfluß der unterschiedlichen Höhenwinkel zurück zuführen ist.

Die Einflüsse des Nadelversatzes bei unterschiedlichen Nadelhüben sind in Tabelle 6. 7 zusammengefasst.

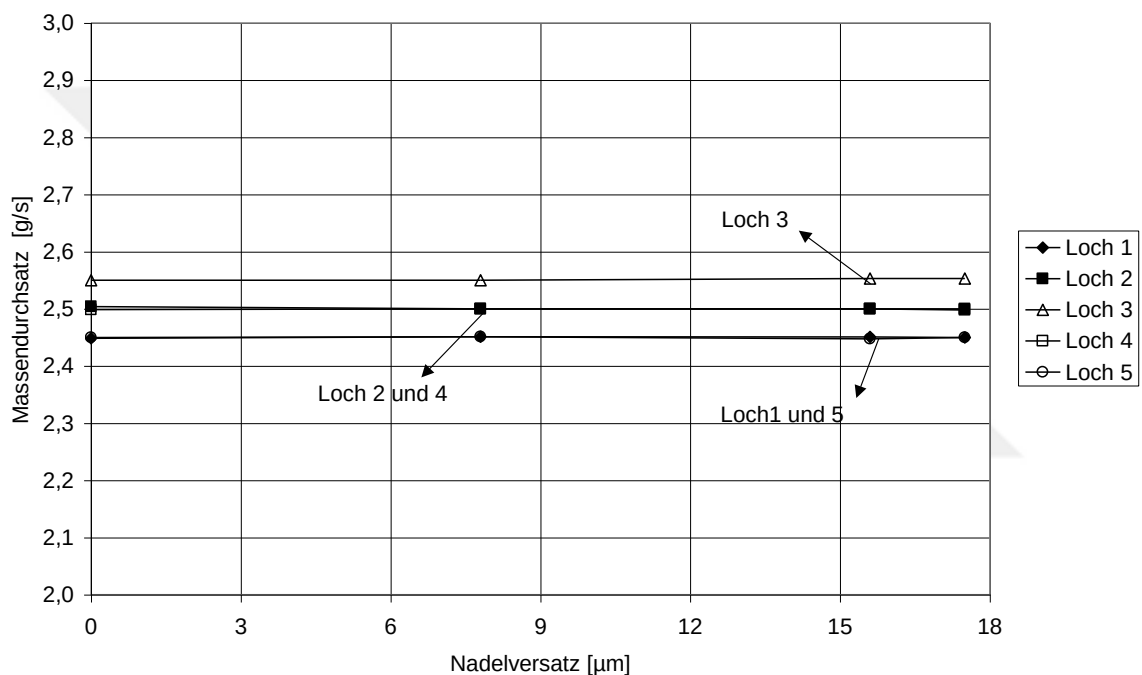


Bild 6. 44: Einfluss des Nadelversatzes auf die Durchflussmenge bei einem Nadelhub $h_N = 210 \mu\text{m}$ und $p_R = 100 \text{ bar}$, Sitzlochdüse mit 5 - Löchern

Tabelle 6. 7: Einflüsse des Nadelversatzes auf die Durchflussmenge bei unterschiedlichen Nadelhüben.

Nadelversatz (x) [μm]	Maximale Durchflussabweichung zwischen Spritzloch 1 und 3 [%]	
	$h_N = 50 \mu\text{m}$	$h_N = 210 \mu\text{m}$
0	4	5
8	14	5
16	47	5

Zusammenfassung

- Insbesondere bei der Sitzlochdüse und bei sehr kleinem Nadelhub wird die Durchflussmenge durch die Lage der Nadel bestimmt. Je kleiner der Nadelhub und je größer der Nadelversatz ist, desto mehr erhöht sich die Durchflussabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern.
- Bei großem Nadelhub hat der Nadelversatz kaum Einfluss auf die Durchflussmenge. Um Einflüsse der Nadellage im Düsenkörper auf die Durchflussmenge der Spritzlöcher zu vermeiden, muss das Nadelspiel so klein wie möglich gehalten werden und die Nadel sich selbständig im Körper zentrieren (z.B. doppelte Nadelführung oder Anwendung anderer Düsenbauformen z.B. Sacklochdüse)
- Der Nadelversatz ändert die Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit entlang der Spritzlochbohrung aufgrund der Querschnittsänderung zwischen Düsensitz und Nadelsitz.

7. Zusammenfassung

Die Verteilung der Einzelstrahlmengen einer Mehrloch - Diesel - Einspritzdüse im Brennraum ist entscheidend für die Gemischbildung. Für die direkte und einfache Einzelstrahl - Mengenmessung war bisher kein Verfahren bekannt.

Zur Untersuchung der Einzelstrahlmengen pro Spritzloch bei einer Mehrlochdüse mit Direkteinspritzung wurde ein Mess - Adapter entwickelt. Er ermöglicht es, die Einzelstrahlmenge bei unterschiedlichen Einspritzsystemen und Injektoren sowie Düsenbauformen und -geometrien zu bestimmen.

Es wurde die Einzelstrahlmenge an Common - Rail - Injektoren experimentell und durch Simulation mit dem Programmpaket FIRE® untersucht.

Eingesetzt wurden unterschiedliche Einspritzmengen - Messverfahren (gravimetrisch, volumetrisch) abhängig vom Raildruck und der Ansteuerdauer.

Hierbei wurden die Einflüsse von düsengeometrischen Größen (Höhenwinkel, Einbaulage der Düse, Spritzlochdurchmesser, Düsenbauformen und Nadelführung), Montageparameter (Anzugsdrehmoment, äußere Querkkräfte am Injektor, Querkraft an der Düsennadel und Nadeldrehung) und Fertigungsparameter (unterschiedliche Serienlose, Verrundung der Spritzlochbohrung und Nadelversatz) mit folgenden Ergebnissen untersucht:

- Symmetrische Geschwindigkeitsverteilung in der Spritzlochbohrung ist mit kleinerem Höhenwinkel möglich. Mit zunehmendem Höhenwinkel (Θ) verringern sich die Einspritzmenge und die mittlere Austrittsgeschwindigkeit aufgrund der Erhöhung der Strömungsverluste und die Kavitation tritt früher (bei kleinen Druckdifferenzen) auf. Die Änderung des Höhenwinkels von z.B. 53° auf 90° führt zu einer Abnahme der Einspritzmenge 32 %.
- Unterschiedliche Höhenwinkel für schräge Einbaulage der Düse (z.B. 2 - Ventil - Motor) führen zu hohen Mengenabweichungen zwischen den einzelnen Spritzlöchern infolge des unterschiedlichen Strömungszustandes in der Spritzlochbohrung. Diese Mengenabweichungen resultieren aus geometriebedingten Parametern (z.B. Höhenwinkel, A - Mass, usw.) und aus fertigungsbedingten Parametern (Nadelspiel, Verrundung der Spritzlochbohrung, usw.).

- Die Einzelstrahl - Mengenmessungen bei gleichem Höhenwinkel für zentrale Einbaulage der Düse (z.B. 4 - Ventil - Motor) ergaben eine hohe Mengengenauigkeit und eine geringere Mengenabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern der Düsen. Die entscheidenden Faktoren für die geringere Mengenabweichung sind neben der gleichmäßigen Spritzlochgeometrie der Düse die Fertigungsqualität, z.B. die Qualität des Düsenquerschnitts und die Durchflusstoleranzen durch Verrundung der Spritzlochbohrung.
- Bei kleinen Nadelhüben entstehen hohe Durchflussabweichungen zwischen den einzelnen Strahlen. Diese Abweichungen können aus Drosselverlusten und der Nadelexzentrizität resultieren, weil der Spritzlochquerschnitt größer als der Strömungsquerschnitt im Nadelsitzbereich ist und bei kleinem Nadelhub die Durchflussmenge durch diesen freigegebenen Öffnungsquerschnitt zwischen Düsenkörpersitz und Nadelsitz bestimmt wird.
- Mit zunehmendem Nadelhub nehmen die Durchflussabweichungen zwischen den Spritzlöchern ab. Bei vollem Nadelhub spielt die Nadelexzentrizität eine geringere Rolle als bei den kleineren Nadelhüben, weil hier der Strömungsquerschnitt im Nadelsitzbereich deutlich größer als der Spritzlochquerschnitt ist. Bei vollem Nadelhub sind für Durchflussabweichungen zwischen den einzelnen Strahlen, die Strömungsumlenkung und Fertigungsabweichungen entscheidend (z.B. Verrundung der Spritzlochbohrung, Oberflächenqualität der Spritzlöcher, Nadelsitz und Abweichung vom A - Maß und Spritzlochdurchmesser).
- Mit zunehmendem Raildruck wird bei konstanter Ansteuerdauer die Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern kleiner. Mit der Erhöhung des Einspritzdruckes nimmt die Austrittsgeschwindigkeit in der Spritzlochbohrung zu. Dies führt zu schnellerem Öffnen und Schließen der Düsennadel. Dadurch verringern sich die negativen Einflüsse der Nadel auf die Verteilung der Einzelstrahlmenge. Damit wird ein gleichmäßigerer Strömungszustand für alle Spritzlöcher erreicht.
- Die Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern sind von der Ansteuerdauer abhängig und nicht konstant. Bei kleinerer Ansteuerdauer entstehen die höchsten relativen Mengenabweichungen, wegen des ballistischen Betriebes des Steuerventils und der Nadel.

- Mit abnehmendem Spritzlochdurchmesser vergrößert sich die Mengenabweichung zwischen den einzelnen Spritzlöchern. Die Ursache dafür ist im hohen, ungleichmäßigen Elektrodenverschleiß beim Erodierprozess zu suchen. Dieser führt zu einer größeren Streuung der Fertigungstoleranzen bei der Serienfertigung. Die mittlere Mengenabweichung beträgt bei größeren Spritzlochdurchmessern (0, 161 mm) 8,6 % und bei kleineren Spritzlochdurchmessern (0, 141 mm) 12 % bei $A_D \geq A_S$. Die Kavitation tritt bei den kleineren Spritzlochdurchmessern erst bei größeren Druckdifferenzen auf.

- Bei der Sacklochdüse sind für die Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern allein die Fertigungsqualitäten bestimmend. Derartige Fertigungsqualitäten sind: die Oberflächenqualität der Spritzlöcher und der Nadel, unterschiedliche Spritzlochdurchmesser zwischen den einzelnen Spritzlöchern und die Verrundung der Spritzlochbohrung, sowie die Exzentrizität des Sackloches.

Die Kennlinien der Einzelstrahl - Durchflussmengen verlaufen bei der Sacklochdüse parallel zueinander, d.h. es gibt keine wesentlichen Mengenverschiebungen zwischen den einzelnen Spritzlöchern, weil ein ungleichmäßiges Verdecken der Spritzlöcher durch ein exzentrisches Ausweichen der Düsenadel bei dieser Düse prinzipiell nicht möglich ist. Die Beeinflussung der Strömung bleibt gering. Damit wird eine gute Strahlqualität und fast gleichmäßige Mengenverteilung zwischen den Spritzlöchern bei der Sacklochdüse erreicht.

- Bei der Sitzlochdüse ist für die Mengenabweichung die Fertigungsqualität und die Lage und Führung der Nadel entscheidend. Eine besonders hohe Mengenabweichung entsteht bei kleineren Nadelhüben, bei denen der Durchfluss durch den Nadelbereich bestimmt wird. Die Kavitation tritt bei niedrigerer Druckdifferenz auf.

- Die doppelte Nadelführung bewirkt eine bessere Zentrierung der Düsenadel im Düsenkörper. Dadurch wird eine gleichmäßigere Verteilung der Einzelstrahlmengen erreicht und die Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern reduziert. Besonders deutlich wird die Verbesserung der Verteilung der Einzelstrahlmengen im Bereich kleinerer Ansteuerdauern. Mit einer doppelten Nadelführung wird die maximale Mengenabweichung bei $A_D = 0,6 \text{ ms}$ von 13,8 % (bei Standardnadelführung) auf 7,9 % reduziert.

- Die Erhöhung des Anzugsdrehmomentes der Düsenspannmutter führt zur Verformung der Düse (Düsenlänge, Führungsdurchmesser der Düsenadel und Rück- und

Zulaufbohrung) und dadurch zur Änderung der Mengenverhältnisse zwischen den Spritzlöchern. Eine Änderung der Anzugsdrehmomente von 40 auf 60 Nm ergibt eine Vergrößerung der Mengenabweichung von 2,6 % und eine Verkürzung des Nadelhubs um 12,5 μm . Mit zunehmendem Anzugsdrehmoment nimmt die Einspritzmenge aufgrund der Verkürzung des Nadelhubes ab und die Rücklaufmenge nimmt aufgrund der Verformung bzw. Vergrößerung des Führungsdurchmessers der Düsennadel zu.

- Die Belastung durch äußere Querkräfte hat keine systematischen Einflüsse auf die Verteilung der Einzelstrahlmenge. Die Verteilung der Einzelstrahlmenge ist jedoch unterschiedlich von Injektortyp zu Injektortyp.
- Die Richtung der Injektorbelastung (X-Richtung, Y-Richtung) hat keinen Einfluss auf die Einspritzmenge der einzelnen Spritzlöcher.
- Mit Einwirkung der Querkraft auf die Nadel ändert sich die Lage der Nadel im Düsenkörper. Dies führt zu einer Erhöhung der Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern z.B. von 8,1 % auf 15,5 % bei $AD = 0,8 \text{ ms}$ aufgrund ungleichmäßiger Verteilung der Belastung auf die Nadel.
- Infolge einer Drehung der Nadel ergibt sich eine unterschiedliche Verteilung der Einzelstrahlmengen von Ansteuerdauer zu Ansteuerdauer. Die Durchfixierung des Druckstücks führt zur Verhinderung der Drehung der Nadel. Dadurch ergibt sich eine gleichmäßigere Verteilung der Einzelstrahlmengen bei unterschiedlichen Ansteuerdauern.
- Die Verrundung der Spritzlochbohrung bewirkt, dass die Durchflussabweichungen von $\pm 3,5 \%$ auf $\pm 1 \%$ reduziert werden können, da die Oberflächenqualität der Spritzlöcher verbessert wird. Die Kavitationsgefahr verringert sich und tritt erst bei größerer Druckdifferenz auf, außerdem erhöht sich die Strömungsgeschwindigkeit. Bei verrundeten Spritzlochbohrungen verteilt sich die Geschwindigkeit gleichmäßiger im gesamten Spritzlochquerschnitt infolge geringerer Strömungsablösung.
- Die Einzelstrahlmengen werden insbesondere bei sehr kleinem Nadelhub durch die Lage der Nadel bestimmt (insbesondere bei der Sitzlochdüse). Je kleiner der Nadelhub und je größer der Nadelversatz, desto mehr erhöht sich die Mengenabweichung zwischen den Spritzlöchern. Bei großem Nadelhub hat Nadelversatz kaum Einfluß auf die Einzelstrahlmengen. Die durch den Nadelversatz entstehende maximale

Mengenabweichung beträgt bei kleinerem Nadelhub 14 % ($h_N = 50 \mu\text{m}$) und bei größeren Nadelhub 5 % ($h_N = 210 \mu\text{m}$). Um Einflüsse der Nadellage im Düsenkörper auf die Einzelstrahlmengen der Spritzlöcher zu vermeiden, muss das Spiel so klein wie möglich gehalten werden und die Nadel sich selbständig im Körper zentrieren.



8. Literatur

- /1/ Tschöke, H.; Vorlesung Dieseleinspritztechnik. Otto - von - Guericke Universität Magdeburg 1997.
- /2/ Mollenhauer, K.; Handbuch Dieselmotoren. Springer - Verlag, 2. Auflage 2002.
- /3/ Fettes, C.; Wagner, V: Strahlbildung und -zerfall, Sprayzerfall und -verdampfung. Bayerische Forschungsstiftung geförderten Forschungsvorhaben, Teilprojekt 1; August 2000.
- /4/ Technische Beschreibung Bosch, Düsen und Düsenhalter, Februar 1995.
- /5/ Potz, D.; Lewentz, G.; Kreh, A.: Register - Düse Diesel - Einspritzung mit steuerbarem Spritzquerschnitt. Stuttgarter Symposium 1995.
- /6/ Robert Bosch GmbH, Vario - Register - Düse, Internes Informationsblatt, 1994.
- /7/ Schwartz, R.: Entwicklung von Dieseleinspritztechnik - eine technische und wirtschaftliche Herausforderung. 4. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik 1993.
- /8/ Stumpp, G.: Moderne Dieseleinspritztechnik. Technische Akademie Esslingen 07. und 08. Dezember 1995.
- /9/ Dietz, M.; Nester, U.; Lambert, L.; Lothar, H.: Der neue Common - Rail - Dieselmotor mit Direkteinspritzung für den Smart. Teil 2. MTZ 60 (1999) 12, S. 838-848.
- /10/ Eisele, E.; Binder, K.: Improvements with the high speed Direct Injection Diesel Engine by adaption of injection and air swirl to the ideal heat release diagram. Cimac 1979.
- /11/ Dürnholz, M; Herrmann, H.-O.; Endres, H.: Das Potential der Vierventiltechnik beim PKW-Dieselmotor mit direkter Kraftstoffeinspritzung. 4. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik 1993.

- /12/ Heinrichs, H. J.: Untersuchungen zur Strahlausbreitung und Gemischbildung bei kleinen direkteinspritzenden Dieselmotoren. Dissertation RWTH Aachen 1986.
- /13/ Prechtel, P.; Dorer, F.: Wasserstoff-Dieselmotor mit Direkteinspritzung, hoher Leistungsdichte und geringer Abgasemission. MTZ 60 (1999) 12, S. 830-837.
- /14/ Öing, H.; Koyanagi, K.; Maly, R. R.; Renner, G.; Stolz, M.: Einfluss von Einspritzverlauf und Düsenauslegung auf das Brennverhalten bei Pkw Common Rail Einspritzung. 14. Intern. Wiener Motorsymposium 1993.
- /15/ Gaschler, E.: Abgasbehandlung für Dieselmotoren. Technische Akademie Esslingen 7. und 8. Dezember 1989.
- /16/ Bauder, R.; Dorsch, W.; Enders, H.; Franzke, G.; Jablonski, J.; Reuss, T.; Stähle, H.: Der Audi V6 - TDI - Motor. MTZ Sonderausgabe 60 (1999), S. 48-56.
- /17/ Buschmann, G.; Hötger, M.: Optische Verbrennungsanalyse von Dieselmotoren mit Hochdruckeinspritzung. Technische Akademie Esslingen 7. und 8. Dezember 1995.
- /18/ Hiroyasu, H.; Arai, M.; Tabata, M.; Shimizu, M.: Disintegrating Procces and Spray Characterisation of Fuel Jet Injected by a Diesel Nozzle, SAE Paper 840275.
- /19/ Minami, T.; Yamaguchi, I.; Shintani, M.; Tsujimura, K.; Suzuki, T.: Analysis of fuel spray characteristics and combustion phenomena under high pressure fuel injection, SAE Paper 900438.
- /20/ Krämer, M.: Einfluss der Verdichtung auf das Motorverhalten eines hubraumkleinen Einzylinder - Dieselmotors. Dissertation RWTH Aachen 1985.
- /21/ Krüger, G.: Experimentelle Untersuchung zur Zerstäubung von Kraftstoffstrahlen unter dieselmotorischen Einspritzungen. Dissertation Universität Rostock 1998.
- /22/ Reuter, U.: Kammerversuche zur Strahlausbreitung und Zündung bei dieselmotorischer Einspritzung. Dissertation RWTH Aachen 1989.

- /23/ Shehata, M. A.-O.: Experimentelle Untersuchungen zur Strahlausbreitung und Zerstäubung beim Einspritzvorgang unter dieselähnlichen Bedingungen. Dissertation RWTH Aachen 1989.
- /24/ Gärtner, U.; Oberacker, H.; König, G.: Analyse der Brennverläufe moderne Nfz-Motoren durch Hochdruckindizierung und Verbrennungsfilmtechnik. 3.Internationales Indiziersymposium, 21. und 22. April 1998.
- /25/ Grügler, L.; Herzog, P.; Winklhofer, E.: The influence of injection system parameters on DI-diesel spray structure, spray ignition and combustion. ImechE Seminar, Birmingham 1992.
- /26/ Renner, G.: Optische Untersuchungen zum Strahlausbreitungs- und Gemischbildungsverhalten bei einem Common Rail Einspritzsystem für Pkw - Dieselmotoren. Haus der Technik, Essen 1997.
- /27/ Bauder, R.; Dorsch, W.; Pölzl, H.-W.; Reuss, T.: Die Möglichkeiten zur Emissionsreduzierung am Audi V6 TDI. 3. Stuttgarter Symposium 23. und 25. Februar 1999.
- /28/ Peters, A.: Das Common Rail - Einspritzsystem - Ein Potential für den Direkteinspritz-Dieselmotor. 3. Stuttgarter Symposium 23. und 25. Februar 1999.
- /29/ Hoffmann, K.-H.; Hummel, K.; Maderstein, T.; Peters, A.: Das Common - Rail - Einspritzsystem - ein neues Kapitel der Dieseleinspritztechnik. MTZ 58 (1997)10, S. 572-582.
- /30/ Zima, P.: Untersuchung von Einflussgrößen auf die Verbrennung im direkteinspritzenden Pkw - Dieselmotor. Dissertation RWTH Aachen 1984.
- /31/ Brüggemann, H.; Arbeiter, E.; Reifenrath, P.: Dieselmotoren mit Common - Rail Direkteinspritzung. 8. Aachener Kolloquium 1999.
- /32/ Naber, D.; Hoffmann, K.-H.; Peters, A.; Brüggemann, H.: Die neuen Common - Rail - Dieselmotoren mit Direkteinspritzung in der modellgepflegten E-Klasse. Teil 2: Verbrennung und Motormanagement. MTZ 60 (1999) 9, S. 578-588.

- /33/ List, H.; Cartellieri, W.- P.: Dieseltechnik: Grundlagen, Stand der Technik und Ausblick. MTZ Sonderausgabe 60 (1999), S. 10-19.
- /34/ Hiroyasu, H.; Kadota, T.: Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber, SAE 740715.
- /35/ Bauder, R.: TDI-Technik bei Audi - Stand und Ausblick. Technische Akademie Esslingen 07. und 08. Dezember 1995.
- /37/ Eifler, W.: Untersuchungen zur Struktur des einstationären Dieselöleinspritzstrahles im Düsennahbereich mit der Methode der Hochfrequenz - Kinematografie. Dissertation Kaiserslautern 1990.
- /38/ Prescher, K.; Astachow, A.; Krüger, G.: Dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung. . 3. Stuttgarter Symposium 23. und 25. Februar 1999.
- /39/ Alajbegowic, A.: Three-Dimensional Cavitation calculations in Nozzles. 2. Annual Meeting Institute for Multifluid Science and Technology. March 18-20, 1999, Santa Barbara, California, USA.
- /40/ Tillner, W.: Vermeidung von Kavitationsschäden. Kontakt & Studium Band 193 Expertverlag, 1990.
- /41/ Löffler-Mang, M.: Düseninnenströmung, Tropfenentstehung und Tropfenausbreitung bei rücklaufgeregelten Drall - Druckzerstäubern. Dissertation TH Karlsruhe 1992.
- /42/ Prescher, K.; Schaffitz, W.: Verschleiß von Kraftstoff-Einspritzdüsen für Dieselmotoren infolge Kraftstoffkavitation. MTZ 40 (1979) 9, S. 173-178.
- /43/ Busch, R.: Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen. Dissertation Universität Hannover 2001.
- /44/ Mennicken, M.; Wirth, R.: Einsatz der 3D Strömungssimulation bei der Entwicklung von Dieseleinspritzdüsen. Haus der Technik, Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin 9. und 10. Dezember 1999.

- /45/ Chaves, H.; Obermeier, F.; Schmidt, R.: Untersuchung hochfrequenter Druckpulsationen beim Anschlag der Nadel einer Dieseleinspritzdüse und deren Auswirkung auf die Zerstäubung. Spray`98. 13. und 14. 10. 1998 Essen.
- /46/ Bergwerk, W.: Flow plattern in diesel nozzle spray holes. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Vol. 173 Nr. 25 1959, S. 655-661.
- /47/ Kleinbreuer, W.: Untersuchung der Werkstoffzerstörung durch in ölhydraulischen Systemen. Dissertation RWTH Aachen 1979.
- /48/ Brüggemann, H.; Arbeiter, E.; Fausten, H.; Reifenrath, H. P.; Roth, H.; Weisbart, M.: Der neue V8-Pkw - Dieselmotor von Mercedes-Benz. MTZ 61 (2000) 9, S. 362-375.
- /49/ Pischinger, F.; Knoche, K. F.; Daams, H. J.; Hassel, E. P.; Reuter, U.; Scheide, E.: Spray Combustion Chamber with Optical Acces Ignition Air - Fuel Ratio, SAE Paper 861121.
- /50/ Laforgia, D.; Chehroudi, B.; Bracco, F. V.: Structure of Spray from Fuel Injectors - Part 2, The Ford DFI - 3 Fuel Injector, SAE Paper 890313.
- /51/ Matsuoka, S.: Creation of Image on Diesel Spray and Flame by Means of Rapid Compression Machine and D. I. Diesel Engine, SAE Paper 830447.
- /52/ Rokita, R.; Bandel, R.; Herzog, P.: Mixture preparation optimization for gasoline engines on a dynamic flow test rig, ImechE Seminar: Experimental and Predictive Methods in Engine Reserarch and Development November 1993.
- /53/ Fujimoto, H.; Sugihara, H.; Tanabe, H.; Sato, G. T.: Investigation on combustion in medium-speed marine diesel engines using model chambers. Cimac 14th Intenational congres on combustion engines, Helsinki 1981.
- /54/ Lakshminarayan, P. A.; Dent, J. C.: Interferometric Studies of Vapourising and Combusting Sprays, SAE Paper 830244.
- /55/ Xu, H.: Einfluss von Wänden auf Strahlausbreitung und Zündung und Zerstäubung beim Einspritzvorgang unter dieselähnlichen Bedingungen, Dissertation RWTH Aachen 1989.

- /56/ Wehlage, T.: Beitrag zur Schadensfrüherkennung bei Kavitationserosion. Fortschrittsberichte VDI, Reihe 5, Nr. 294, 1993.
- /57/ Reuter, W.: Vergleichende Untersuchung von Messverfahren zur Erfassung der Flammenausbreitung in Ottomotor. Dissertation RWTH Aachen 1989.
- /58/ Velji, A.: Laser - Doppler - Geschwindigkeitsmessungen in einem Einzylinder - Ottomotor. Dissertation RWTH Aachen 1985.
- /59/ Megahed, M.; Roosen, P.: Bestimmung der Kraftstoffgeschwindigkeit im düsennahen Bereich unter motorähnlichen Bedingungen. MTZ 545 (1993) 5, S. 526-531.
- /60/ Durst, F.; Melling, A.; Whitelaw, J. H.: Theorie und Praxis der Laser - Doppler - Anemometrie. Karlsruhe Braun 1987.
- /61/ Esser-Schmittmann, W.: Laser - Doppler - Messungen der Tropfen- und Geschwindigkeiten bei der Dieseleinspritzung. Dissertation RWTH Aachen 1989.
- /62/ Kruse, F.-E.: Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit mit der Laser - Doppler - Anemometrie und Ermittlung der Brenngeschwindigkeit in einem Ottomotor mit ausgelagertem Brennraum. Dissertation RWTH Aachen 1991.
- /63/ Xu, T.-H.; Tropea, C.: Improving the performance of two-component phase Doppler anemometers. Meas. Sci. Technol. 5 (1994), S. 969-975.
- /64/ Renz, U.; Breuer, A.; Klingsporn, M.: Strahlausbreitung und Tropfenverdampfung bei der dieselmotorischen Einspritzung. Kolloquium des Sonderforschungsbereichs 224 der RWTH Aachen 1993.
- /65/ Koß, H.-J.: Spektroskopische Untersuchungen zur Kraftstoffeinspritzung. Dissertation RWTH Aachen 1993.
- /66/ Knoche, K.-F.; Heinze, Th.; Hassel, E.: Spektroskopische Untersuchungen zur Gemischbildung in Einspritzstrahlen. Kolloquium des Sonderforschungsbereichs 224 der RWTH Aachen 1998.

- /67/ Daams, H.-J.: Spektroskopische Untersuchungen an Flammen-Wand-Grenzschichten. Dissertation RWTH Aachen 1985.
- /68/ Scheid, E.; Xu, H.; Reuter, U.: Orte der Selbstzündung bei der dieselmotorischen Einspritzung. Kolloquium des Sonderforschungsbereichs 224 der RWTH Aachen 1998.
- /69/ Bäcker, H.; Wiartalla, A.: Untersuchung zur Gemischbildung, Zündung und Russbildung beim dieselmotorischen Arbeitsverfahren. Kolloquium des Sonderforschungsbereichs 224 der RWTH Aachen 1993.
- /70/ Voß, H.: Streulichtmessverfahren zur Bestimmungen, Geschwindigkeiten sowie Flugvektoren von Flüssigkeitstropfen in Zweiphasenströmungen bei stationären und periodisch instationären Messbedingungen. Dissertation RWTH Aachen 1986.
- /71/ Ederhof, A.: Bestimmung der Flüssigkeitsbeladung mit Tropfen von Zweiphasenein- bzw.- mehrkomponentenströmungen mittels Streulichtmessung. Dissertation RWTH Aachen 1977.
- /72/ Roosen, P.: Entwicklung und Erprobung von Fluoreszenzmesstechniken zur Dieselstrahldiagnostik. Dissertation RWTH Aachen 1989.
- /73/ Eisele, G.: Diagnostik dieselmotorischer Einspritzstrahlen mittels laser-induzierter Fluoreszenz. Dissertation RWTH Aachen 1994.
- /74/ Haug, M.: Quantifizierbarkeit der Kraftstoffverteilung in Verbrennungsmotoren mit Hilfe der laser-induzierten Fluoreszenz. Dissertation RWTH Aachen 1993.
- /75/ Leipertz, A.; Will, S.: Moderne Methoden der Russdiagnostik. 2. Dresdner Motorkolloquium. 15. und 16. Mai 1997.
- /76/ Dong, Y. Q.; Yang, Z. J.; Zhu, X. M.: The Investigation on the Fuel Spray Characteristics for small Diesel Engine by Means Holographic Technique, Fuel Injection and Combustion 1990.
- /77/ Durrer, H.: Kavitationsesodion und Strömungsmechanik. Tech. Rundschau Sulzer 3, 1986.

- /78/ Wirth, R.; Mattes, P.; Kampmann, S.: Wirkketenanalyse der Dieselmischbildung - Einfluss der hydroerosiven Verrundung von Sitzlochdüsen auf das Motorverhalten schnelllaufender direkteinspritzender Dieselmotoren Haus der Technik 18. und 19.03.1998, Erlangen.
- /79/ Brüggemann, D.: Entwicklung der CARS - Spektroskopie zur Untersuchung der Verbrennung im Ottomotor. Dissertation RWTH Aachen 1989.
- /80/ Leipertz, A.; Blumenröder, K.; Schünemann, E.; Peter, F.; Potz, D.: Wandeinflüsse auf die Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren. MTZ 60 (1999) 6, S. 412-418.
- /81/ Peter, F.; Schünemann, E.: Wandeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren, FVV-Vorhaben Nr. 649 Heft R 495 (1997).
- /82/ Komaroff, I.; Melcher, K.: Messung der Strahlkraft und –bewegungsgrösse zur Beurteilung der Zerstäubungsgüte von Einspritzstrahlen. Bosch Technische Berichte 3, Heft 6, 1971.
- /83/ Goldlücke, J.: Einfluß von Geometrieschwankungen bei Einspritzdüsen auch die Strahlbildung. Diplomarbeit 2001, Robert Bosch GmbH.
- /84/ Gondermann, H.: Gesichtspunkte zum Einsatz von Dieseldieselkraftstoffen. Techn. Akad. Wuppertal 1983.
- /85/ Blodig, G.; Tschöke, H.; Ullrich, K.; Dorenkamp, R.; Röper, F.; Willmann, M.: Methodische Vorgehensweise bei der Weiterentwicklung des TDI - Brennverfahrens. 23. Intern. Wiener Motorsymposium 25. und 26.4.2002.
- /86/ Lange, W.; Krumm, H.; Reglitzky, A. A.: Möglichkeiten und Grenzen von Dieseldieselkraftstoffen zur Minderung von Abgasemissionen. 4. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, Aachen 1993.
- /87/ Keppeler, S.: Common - Rail - Einspritzsystem für den direkteinspritzenden Dieseldieselmotor. Dissertation RWTH-Aachen 1997.

- /88/ Dürnholz, M.; Diehl, P.; Enders, H.: Einspritzverlaufsformung als Massnahme zur Reduzierung der Schadstoffemissionen von direkteinspritzenden Dieselmotoren. Haus der Technik Essen Mai 1993.
- /89/ Berger, H.; Steinmayr, T.: Das EU-3 Abgaskonzept für den neuen Vierzylinder-Dieselmotor von BMW. MTZ 59 (1998) 5 S. 344-348.
- /90/ Wirth, R.: Entwicklung von kombinativen optischen Messtechniken zur Untersuchung der Strahlausbreitung, Gemischbildung und Zündung unter dieselmotorischen Temperaturen und Drücken. Dissertation Universität Stuttgart 1997.
- /91/ Binder, K.: Einfluss des Einspritzdruckes auf Strahlausbreitung, Gemischbildung und Motorkennwerte eines direkteinspritzenden Dieselmotors. Dissertation TU München 1992.
- /92/ Bauder, R.; Dorsch, W.; Mikulic, L.; Pölzl, H.-W.; Reuss, T. H. : Der neue V6-TDI - Motor von Audi. MTZ 58 (1997) 10, S. 620-626.
- /93/ Krieger, K.; Diesel-Einspritztechnik für Pkw-Motoren Überblick über Verfahren und Ergebnisse, MTZ 60 (1999) 5, S. 308-313.
- /94/ Bosch, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 23. Auflage Vieweg Verlag 1999.
- /95/ Tschöke, H.; Kilic, A.; Schulze, L.: Mess-Adapter für Mehrlochdüse. Deutsches Patent- und Markenamt Offenlegungsschrift DE 199 09 164 A1.
- /96/ Schraml, S.; Heimgärtner, C.: Rußbildung und –abbrand unter dieselmotorischen Bedingungen. Bayerische Forschungstiftung geförderten Forschungsvorhaben, Teilprojekt 10; August 2000.
- /97/ Graf, M.: Präzisionsmengenfertigung am Beispiel des Pumpenelementes der Diesel-Reiheneinspritzpumpe. Bosch Technischer Bericht, DK 621. Band 6 (1978) Heft 2.
- /98/ Tschöke, H.: Weiterentwicklungsschwerpunkt der Verteilereinspritzpumpe, Technische Akademie Esslingen 7. und 8. Dezember 1989.

- /99/ Tschöke, H.: Einspritzausrüstung für Pkw-Diesel-Direkteinspritzmotoren, Technische Akademie Esslingen 5. und 6. Dezember 1991.
- /100/ Egler, W.; Fuchs, W.; Schmidt, J.: Die simulationsgestützte Entwicklung von Hochdruckeinspritzsystemen für Dieselmotoren. MTZ 58 (1997) 11, S. 670-675.
- /101/ Schünemann, E.; Fettes, Ch.; Rabenstein, F.; Schraml, S.; Leipertz, A.: Analyse der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung mittels mehrdimensionaler Lasermesstechniken. Motorische Verbrennung – aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze, A. Leipertz (Hrsg.), Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik, Heft 99.1, Esytec, Erlangen 1999, S. 205-220.
- /102/ Bosch Technische Unterrichtung, Diesel - Radialkolben - Verteilereinspritzpumpen. Ausgabe 97/98.
- /103/ Schommers, J.; Panten, D.; Mikulic, L.; Möglichkeiten der Emissions- und Verbrauchsverbesserung bei einem direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotor mittels elektronisch gesteuerter Pumpe - Düse. Technische Akademie Esslingen 5. und 6. Dezember 1991.
- /104/ Dorenkamp, R.; Hadler, J.; Simon, B.; Neyer, D.: Der Vierzylinder - Pumpe-Düse-Motor von Volkswagen. MTZ Sonderausgabe 60 (1999), S. 58-64.
- /105/ Kammerdiener, T.; Brügger, L.: Ein Common - Rail - Konzept mit druckmodulierter Einspritzung. MTZ 61 (2000) 4, S. 230-238.
- /106/ Schuckert, M.; Schulze, L.; Tschöke, H.; Zur Auslegung von Common - Rail-Diesel - Einspritzsystemen. MTZ 59 (1998) 12, S. 800-806.
- /107/ Egger, K.; Reisenbichler, P.; Leonhard, R.: Common Rail Einspritzsystem für Dieselmotoren - Analyse, Potential, Zukunft. 15. Intern. Wiener Motorsymposium 28. und 29.4.1994.
- /108/ Härle, H.: Anwendung von Common Rail Einspritzsystemen für Nkw-Dieselmotoren. Haus der Technik, Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin 9. und 10. Dezember 1999.

- /109/ Peters, A.; Pütz, W.: Der neue Vierzylinder - Dieselmotor OM 611 mit Common - Rail - Einspritzung. MTZ 58 (1997) 12, S. 760-767.
- /110/ Velji, A.; Danckert, B.: Verbrennungsentwicklung mit einem Common - Rail - Einspritzsystem. MTZ Sonderausgabe 1997 S. 38-42.
- /111/ Truckenbrodt, E.: Lehrbuch der angewandten Fluidmechanik. 2. Auflage. Springer - Verlag, Berlin Heidelberg New York London Paris 1988.
- /112/ D. Baranowski, D.; Brunelli, M.C.P.; Taudt, C.; Zandler, E.: Theoretische und experimentelle Methoden der hydraulischen Auslegung von Common - Rail - Systemen. Haus der Technik, Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin 10. und 11. Dezember 2002.
- /113/ Becker, E.; Piltz, E.: Übungen zur Technische Strömungslehre. 4. Auflage. Teubner, Stuttgart 1991.
- /114/ Hopp, M.; Prescher, K.: Untersuchung der Strahlausbreitung bei gesteigerten Raildrücken von Common - Rail - Einspritzsystemen unter Einschluss von alternativen Kraftstoffen. Haus der Technik, Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin 10. und 11. Dezember 2002.
- /115/ Idelchik, I. E.: Handbook of hydraulic resistance. Boca Raton, Ann Arbor, London, Tokyo, CRC Press, 1994.
- /116/ Hardenberg, H.: Die Berechnung des freien Öffnungsquerschnittes von Kegelventilen. MTZ 30 (1969) 2, S. 59-63.
- /117/ Hardenberg, H.: Die geometrischen Strömungsquerschnitte von Lochdüsen für Direkteinspritzdieselmotoren. MTZ 45 (1969) 10, S. 427-429.
- /118/ Potz, D.; Christ, B.; Dittus, W.: Diesel Nozzle - the Determining Interface Between Injektion System and Combustion Chamber. Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines, Thiesel 2000, S. 249-258.
- /119/ Groen. D. v. O.; Kok, D.: Rechenprogramm zur Simulation von Hochdruck-einspritzsystemen für Nutzfahrzeug MTZ 57 (1996) 1, S. 6-15.

- /120/ Meyer, S.; Krause, A.; Krome, D.; Merker, G. P.: Ein flexibles Piezo - Common - Rail - System mit direktgesteuerter Düsennadel. MTZ 63 (2002) 12, S. 86-93.
- /121/ Ofner, B.: Strahlausbildung, Ausbreitung, Zerfall und Mischung des eingespritzten Dieselkraftstoffes mit der Brennraumluft. Bayerische Forschungsstiftung geförderten Forschungsvorhaben, Teilprojekt 3; 10. Juli 2000.
- /122/ Herrmann, H.-O.; Netterscheid, M.; Krüger, M.: Anforderungen an das Einspritzsystem für einen kleinen direkteinspritzenden Pkw Dieselmotor. Selected Publications 2000 FEV. Tagung Downsizingkonzepte für Otto- und Dieselmotoren 26. und 27. 6. 2000 München.
- /123/ Niebler, B.: Strahlimpulsmessungen an Mehrlocheinspritzdüsen. Diplomarbeit Fachhochschule Regensburg 2002.
- /124/ Egermann, J.; Leipertz, A.: Lokales Luft - Kraftstoff - Verhältnis während des Verdampfungsprozesses eines Einspritzstrahls unter dieselmotorischen Bedingungen. MTZ 62 (2001) 10, S. 846-854.
- /125/ Dürnholz, M.; Wintrich, T.; Polach, W.: Potenzial der Einspritzung zur Reduzierung der Schadstoffemission von Dieselmotoren. 22. Intern. Wiener Motorsymposium 26. und 27. April 2001.
- /126/ Peters, A.; Pütz, W.: Ein neuer Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung für die E-Klasse von Mercedes-Benz. MTZ 56 (1995) 7/8, S. 402-410.
- /127/ Huber, G.: Einfluß der zeitlichen Kraftstoffeinbringung auf Strahlausbreitung und Emissionabsenkung. Bayerische Forschungsstiftung geförderten Forschungsvorhaben, Teilprojekt 5; Juli 2000.
- /128/ Egermann, J.; Rabenstein, F.: Bestimmung der lokalen Stöchiometrie an einem verdampfenden Einspritzstrahl Bayerische Forschungsstiftung geförderten Forschungsvorhaben, Teilprojekt 6; August 2000.
- /129/ Pauer, T.: Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung - Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung. Dissertation Universität Stuttgart 2001.

- /130/ Kilic, A.; Haberland, H.; Schulze, L.: Einstellvorrichtung für Düsennadelhub, Anmeldung beim Deutschen Patent- und Markenamt München, 2000.
- /131/ Lommer, J.: Grundlegende Versuche und Aufbau eines Prüfstands zur Strahlimpulsmessung an Mehrlocheinspritzdüsen. Diplomarbeit Fachhochschule Regensburg 2002.
- /132/ FIRE User Manual, Fire Version 7.2a, AVL List GmbH (Graz) 2000.
- /133/ Wiesler, B.; Wigley, G.; Winklhofer, E.: Simulationsmodell zur Berechnung der Strahlausbreitung unter dieselmotorischen Bedingungen, MTZ 52(1991)2, S.66-75.
- /134/ Constien, M.: Bestimmung von Einspritz- und Brennverlauf eines direkt-einspritzenden Dieselmotors. Dissertation TU München 1991.
- /135/ Kammerdiener, T.; Bürgler, L.: Ein Common - Rail - Konzept mit druckmodulierter Einspritzung. MTZ 61 (2000) 4, S. 230-238.
- /136/ Eisen, S.: Brennstoffverdampfung, Flammenstruktur, Verteilung von Hot-Spots und NOx- bzw. Rußentstehung im Brennraum. Bayerische Forschungsförderung geförderten Forschungsvorhaben, Teilprojekt 3; 10. Juli 2000.
- /137/ Potz, D.; Christ, B.; Dittus, W.; Teschner, W.: Dieseldüse - die entscheidende Schnittstelle zwischen Einspritzsystem und Motor. Technische Akademie Esslingen 6. und 7. Dezember 2001.
- /138/ Brüggemann, H.; Klingmann, R.; Fick, W.; Naber, D.; Hoffmann, K-H.; Binz, R.: Dieselmotoren für die neue E-Klasse. MTZ 63 (2002) 4, S. 240-253.
- /139/ Badock, C., Untersuchungen zum Einfluss der Kavitation auf den primären Strahlzerfall bei der dieselmotorischen Einspritzung, Dissertation TU Darmstadt, 1999.
- /140/ Robert Bosch GmbH, Kontinuierlich arbeitendes Mengen - Meßsystem.
- /141/ Mahr, B.: Future and Potential of Diesel Injection Systems. Thermo- and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines, Thiesel 2002, S. 5-17.

- /142/ Bonse, B.; Dittus, B.; Giersch, J.; Kerst, A.; Kügler, T.; Schumacher, H.; Wintrich, T.: Innovationen Dieseleinspritzdüse - Chancen für Emissionen, Verbrauch und Geräusch. Stuttgarter Symposium 2003.
- /143/ Bohl, W.: Technische Strömungslehre. 5. Auflage. Vogel, Würzburg 1982.
- /144/ Urzua, G.; Dütsch, H.; Mittwollen, N.: Hydro - erosives Schleifen von Diesel - Einspritzdüsen. Haus der Technik, Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin 10. und 11. Dezember 2002.
- /145/ Sugg, B.; Stöcklein, W.; Boecking, F.: Entwicklung Common Rail Injektor mit Piezo. Haus der Technik, Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin 10. und 11. Dezember 2002.
- /146/ Freudenberg, H.; Wendelin, K.; Schuerz, W.; Warga, J.: PCR3, das Piezo Common Rail System der 3. Generation von Siemens VDO, Die innovative Weiterentwicklung des seit 2000 in Serie produzierten PCR2-Systems. 24. Intern. Wiener Motorsymposium 2003.
- /147/ Kilic, A.; Schulze, L.; Tschöke, H.: Mengenmessung von Einzel-Einspritzstrahlen an Mehrloch-Einspritzdüsen für Dieselmotoren. IGZ aktuell Journal für Firmen und Partner, 3 Quartal, 15. Ausgabe 2000, S. 6-7.
- /148/ Fritscher, T.; Zammert, W.-U.: FEM-Praxis mit ANSYS. Vieweg Verlag 1993.

9. Anhang

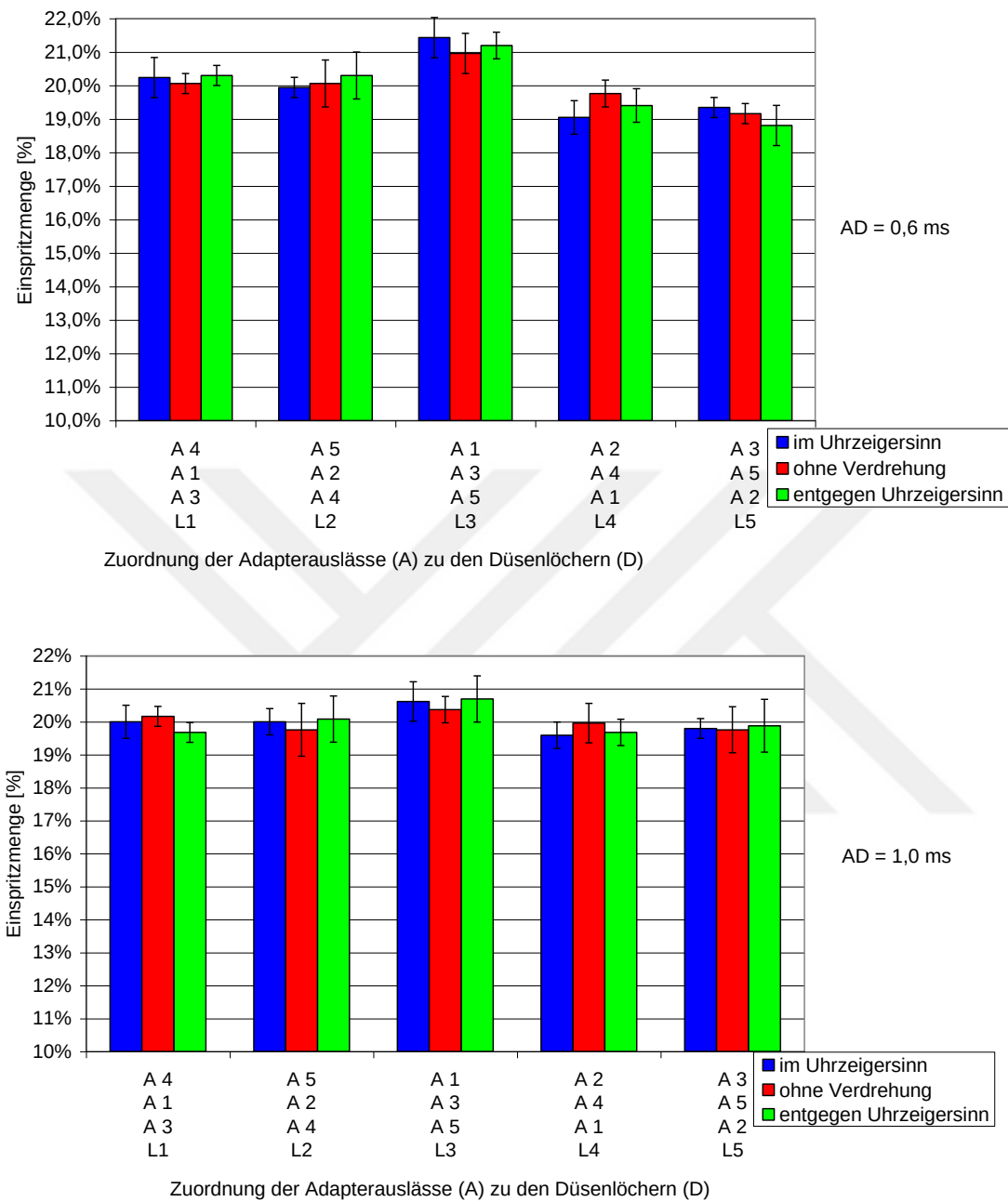


Bild A1: Gegenüberstellung der Meßergebnisse von 2 um 2 Löcher verdrehten Zuordnungen des Adapters bei unterschiedliche Ansteuerdauer ($p_R = 1250 \text{ bar}$ und $n_P = 725 \text{ min}^{-1}$)

Berechnung der Durchflussmenge

Die Durchflussmenge (Q) wird hauptsächlich durch die beiden Drosselstellen (A_S und A_D) beeinflusst. Man kann diese Drosselstellen zusammenfassen zu einer Gesamtdrosselung (A_{ges}):

$$Q = f(A_{ges}) \quad (5A.1)$$

$$A_{ges} = f(A_S, A_D) \quad (5A. 2)$$

$$Q_{ges} = Q_S = Q_D \quad (5A. 3)$$

allgemein gilt (Bernoulligleichung):

$$Q = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (5A. 4)$$

Für den Gesamtdurchfluss in der Düse gilt:

$$Q_{ges} = \mu_{ges} \cdot A_{ges} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_R - p_{Zylinder})}{\rho}} \quad (5A. 5)$$

Für den Durchfluss im Sitzquerschnitt bzw. Strömungsquerschnitt gilt:

$$Q_S = \mu_S \cdot A_S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_R - p_{Sackloch})}{\rho}} \quad (5A. 6)$$

Für den Durchfluss im Spritzlochquerschnitt gilt:

$$Q_D = \mu_D \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Sackloch} - p_{Zylinder})}{\rho}} \quad (5A. 7)$$

aus Gl. 5A. 3 (Kontinuitätsgleichung):

$$Q_S = Q_D = \mu_S \cdot A_S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_R - p_{Sackloch})}{\rho}} = \mu_D \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Sackloch} - p_{Zylinder})}{\rho}} = Q_{ges} \quad (5A. 8)$$

$$(p_R - p_{Sackloch}) = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_S^2}{(\mu_S \cdot A_S)^2} \quad (5A. 9)$$

$$(p_{Sackloch} - p_{Zylinder}) = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_D^2}{(\mu_D \cdot A_D)^2} \quad (5A. 10)$$

addiert:

$$(p_R - p_{Zylinder}) = \frac{\rho}{2} \cdot \left[\frac{Q_S^2}{(\mu_S \cdot A_S)^2} + \frac{Q_D^2}{(\mu_D \cdot A_D)^2} \right] \quad (5A. 11)$$

Q_{ges} aus Gl. 5A. 3 gilt:

$$(p_R - p_{Zylinder}) = \frac{\rho}{2} \cdot Q_{ges}^2 \left[\frac{1}{(\mu_S \cdot A_S)^2} + \frac{1}{(\mu_D \cdot A_D)^2} \right] \quad (5A. 12)$$

aus Gl. 5A. 5 gilt:

$$(p_R - p_{Zylinder}) = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_{ges}^2}{(\mu_{ges} \cdot A_{ges})^2} \quad (5A. 13)$$

aus Gl. 5A. 12 und 5A. 13 gilt:

$$\frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_{ges}^2}{(\mu_{ges} \cdot A_{ges})^2} = \frac{\rho}{2} \cdot Q_{ges}^2 \left[\frac{1}{(\mu_S \cdot A_S)^2} + \frac{1}{(\mu_D \cdot A_D)^2} \right] \quad (5A. 14)$$

$$\frac{1}{(\mu_{ges} \cdot A_{ges})^2} = \left[\frac{1}{(\mu_S \cdot A_S)^2} + \frac{1}{(\mu_D \cdot A_D)^2} \right] \quad (5A. 15)$$

$$(\mu_{ges} \cdot A_{ges}) = \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{1}{(\mu_S \cdot A_S)^2} + \frac{1}{(\mu_D \cdot A_D)^2} \right]}} \quad (5A. 16)$$

aus Gl. 5A. 5 gilt:

$$Q_{ges} = \mu_{ges} \cdot A_{ges} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_R - p_{Zylinder})}{\rho}} \quad (5A. 17)$$

$$Q_{ges} = \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{1}{(\mu_S \cdot A_S)^2} + \frac{1}{(\mu_D \cdot A_D)^2} \right]}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_R - p_{Zylinder})}{\rho}} \quad (5A. 18)$$

In diesem Zusammenhang (aus Gl. 5A. 18) bzw. aus den Berechnungen wird ersichtlich, dass die Durchflussmenge von A_S und A_D abhängig ist. Man kann mit der entsprechenden Gleichung die Durchflussmenge und nadelhubabhängige Durchflusskurve mit Hilfe von Gl. 5. 7 (S. 66) und Gl. 5. 8 (S. 67) für einen angenommenen Kraftstoff (ρ) und Druckdifferenzen ($p_R - p_{Zylinder}$) berechnen.

Anzugsdrehmoment

Die axiale Vorspannkraft der Düsenspannmutter wird durch so genannte "Pretension"- oder "Prestress"-Elemente aufgebracht. Diese erzeugen dort, wo das Düsenspannmuttervolumen aufgetrennt wird, eine Relativverschiebung, bis die gewünschte Vorspannkraft erreicht ist /148/.

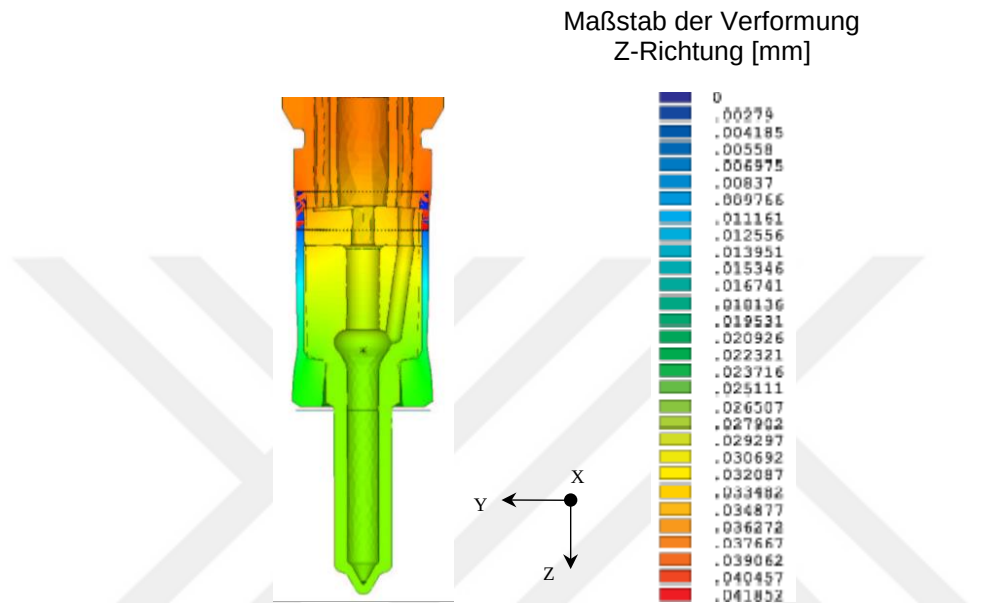


Bild A2: Einflüsse der Schraubenkräfte bzw. des Anzugsdrehmomentes der Düsenspannmutter auf die Verformung der Düsen bei $p_R = 1250$ bar für $AM = 50$ Nm (dargestellt: Z-Richtung)

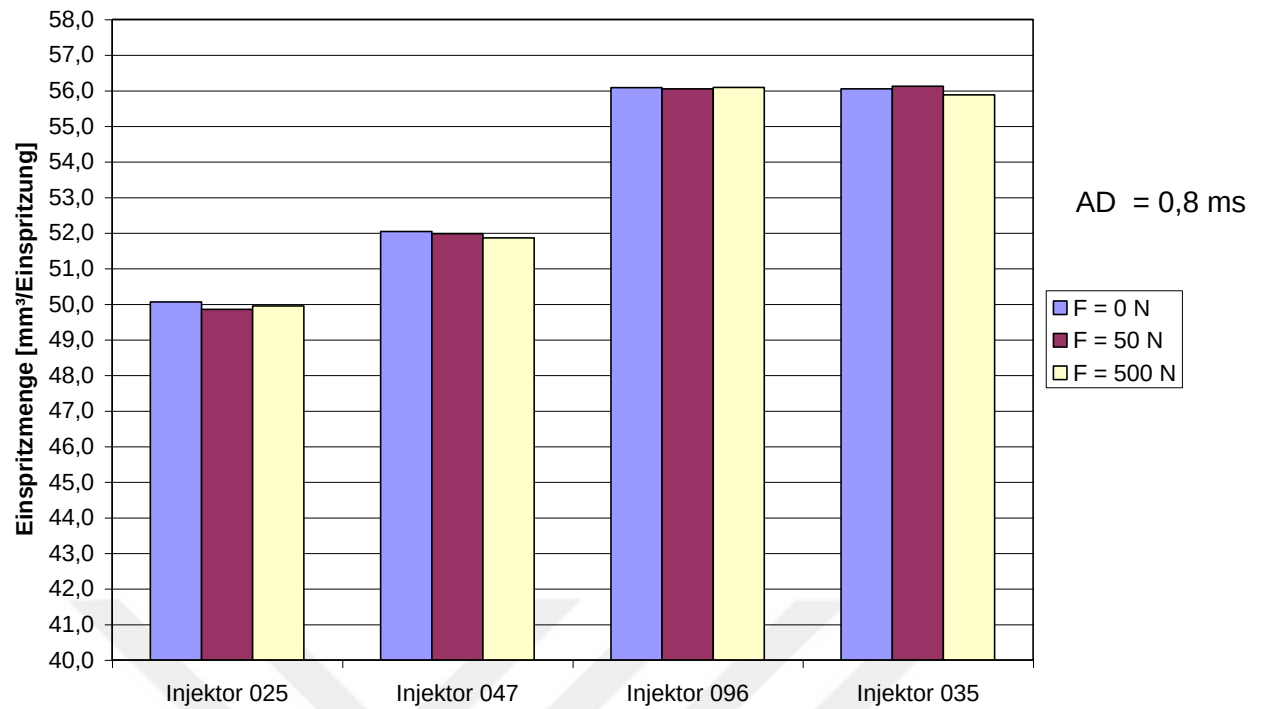


Bild A3: Einflüsse der Querkraft auf die gesamte Einspritzmenge bei $p_R = 1350$ bar (gemittelt über 30-Messungen, Querkraft in Y-Richtung)

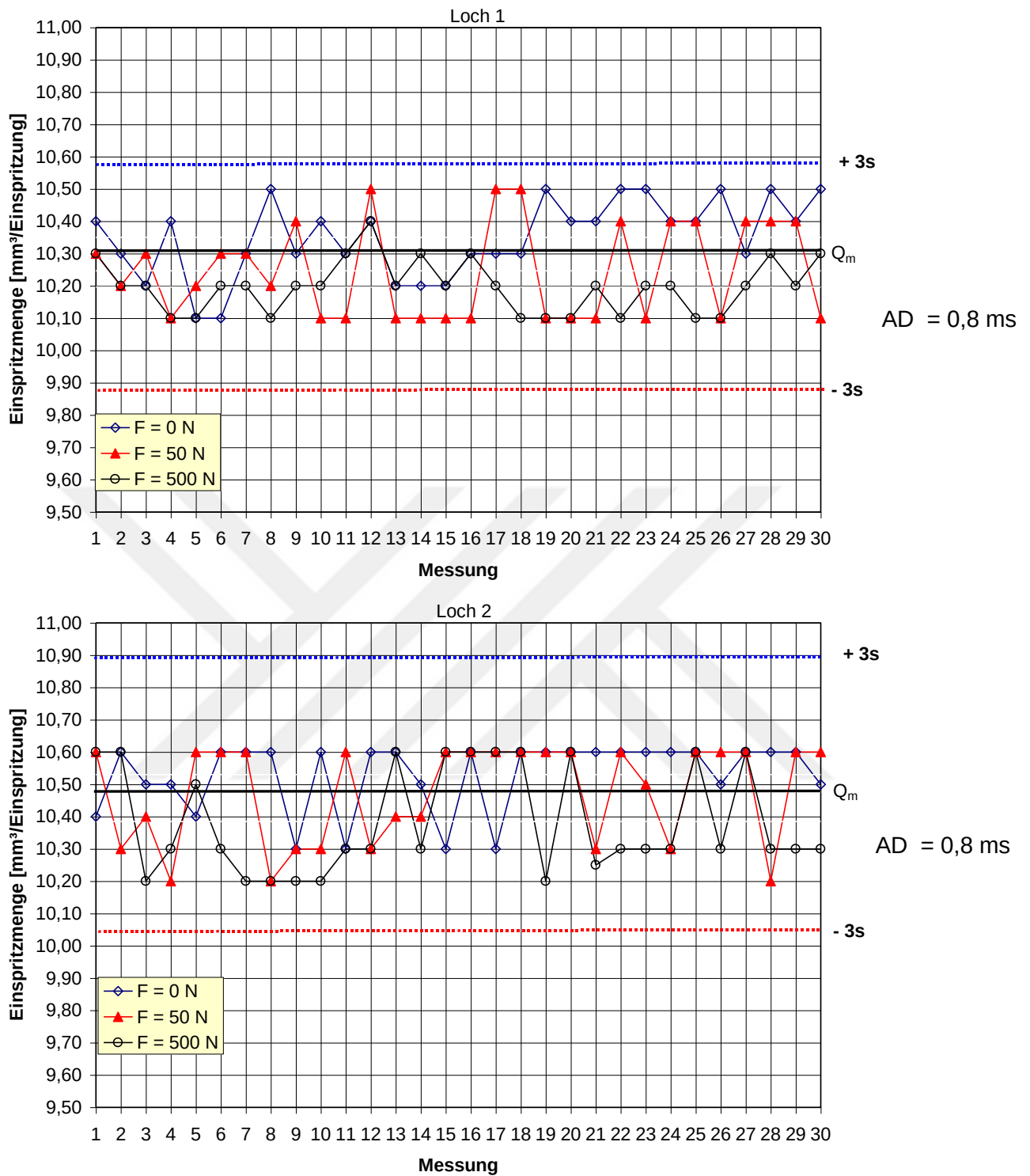


Bild A4: Einzelstrahlmenge der Spritzlöcher bei unterschiedlichen Querkräften bei $p_R = 1350 \text{ bar}$ für Injektor 047 für 30 aufeinander folgende Messungen (Injektortyp: DLLA P 926 und Sacklochdüse mit 5 - Löchern)

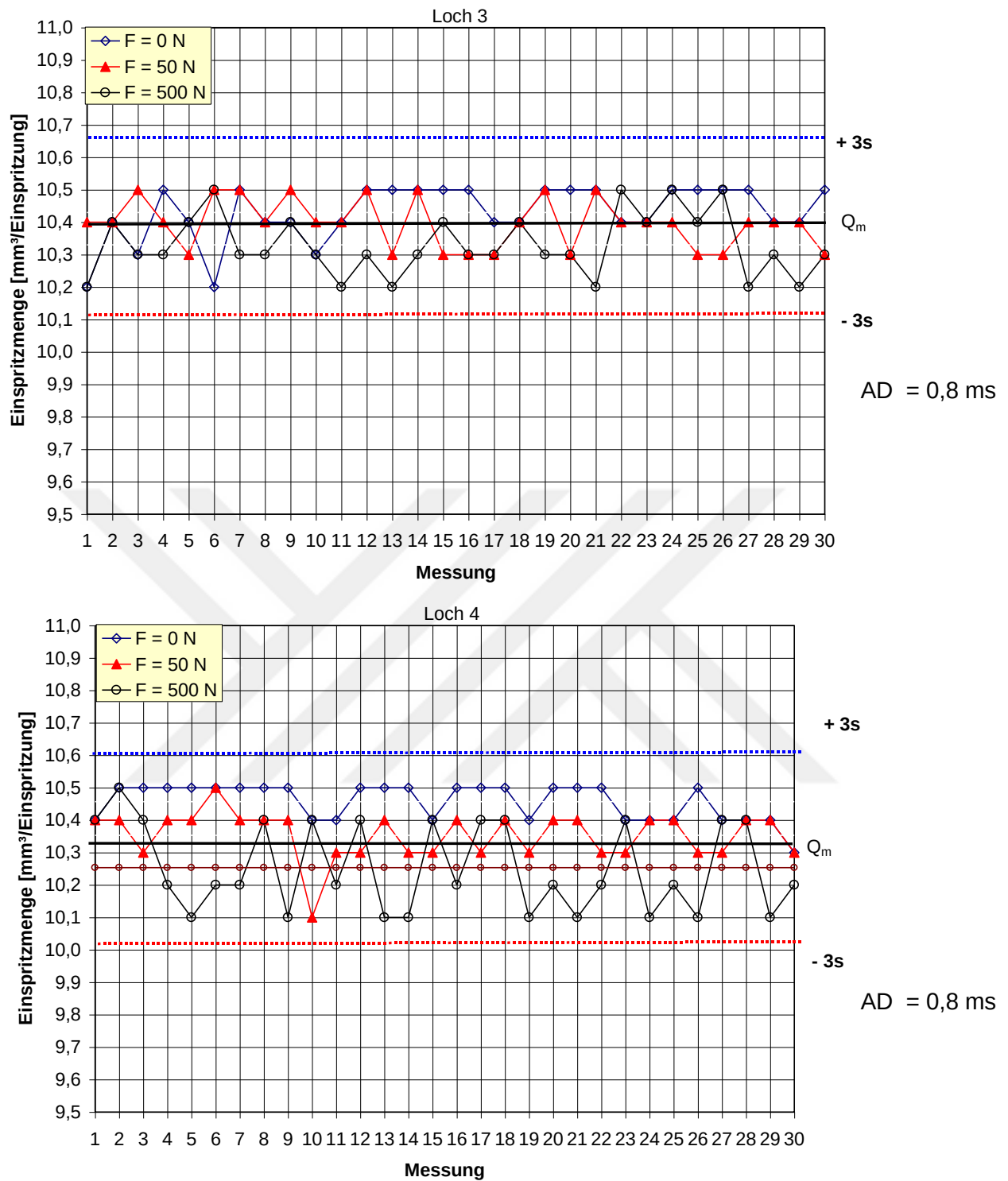


Bild A5: Einzelstrahlmenge der Spritzlöcher bei unterschiedlichen Querkräften bei $p_R = 1350 \text{ bar}$ für Injektor 047 für 30 aufeinander folgende Messungen (Injektortyp: DLLA P 926 und Sacklochdüse mit 5 - Löchern)

Tabelle A1: Einzelstrahlmenge bei unterschiedlichen Querkräften und Injektoren bei $p_R = 1350$ bar und $AD = 0,8$ ms (gemittelt über 30-Messungen)

Injektor 025

	Loch 1 [mm ³ /E]	Loch 2 [mm ³ /E]	Loch 3 [mm ³ /E]	Loch 4 [mm ³ /E]	Loch 5 [mm ³ /E]	Loch 6 [mm ³ /E]
F = 0 N	8,29	8,25	8,32	8,39	8,45	8,30
F = 50 N	8,23	8,19	8,27	8,34	8,39	8,23
F = 500 N	8,26	8,23	8,32	8,38	8,43	8,27

Injektor 047

	Loch 1 [mm ³ /E]	Loch 2 [mm ³ /E]	Loch 3 [mm ³ /E]	Loch 4 [mm ³ /E]	Loch 5 [mm ³ /E]
F = 0 N	10,35	10,53	10,43	10,46	10,31
F = 50 N	10,25	10,48	10,40	10,35	10,25
F = 500 N	10,20	10,39	10,33	10,25	10,17

Injektor 096

	Loch 1 [mm ³ /E]	Loch 2 [mm ³ /E]	Loch 3 [mm ³ /E]	Loch 4 [mm ³ /E]	Loch 5 [mm ³ /E]	Loch 6 [mm ³ /E]
F = 0 N	9,29	9,34	9,48	9,31	9,30	9,30
F = 50 N	9,33	9,40	9,52	9,38	9,36	9,35
F = 500 N	9,28	9,31	9,44	9,29	9,28	9,29

Injektor 035

	Loch 1 [mm ³ /E]	Loch 2 [mm ³ /E]	Loch 3 [mm ³ /E]	Loch 4 [mm ³ /E]	Loch 5 [mm ³ /E]	Loch 6 [mm ³ /E]
F = 0 N	9,28	9,32	9,32	9,50	9,32	9,32
F = 50 N	9,30	9,36	9,37	9,46	9,35	9,32
F = 500 N	9,24	9,28	9,29	9,40	9,30	9,28

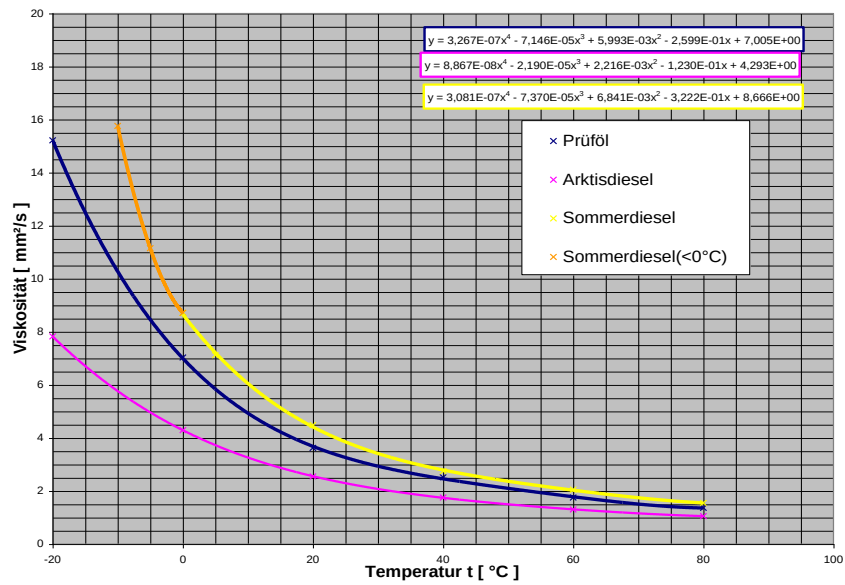


Bild A6: Einflüsse der Temperaturen auf die Viskosität /143/

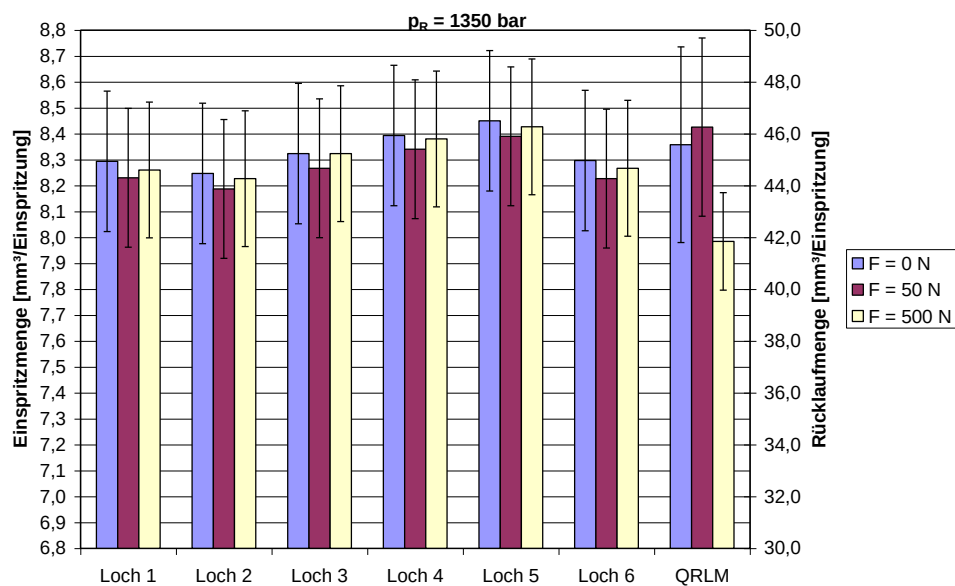
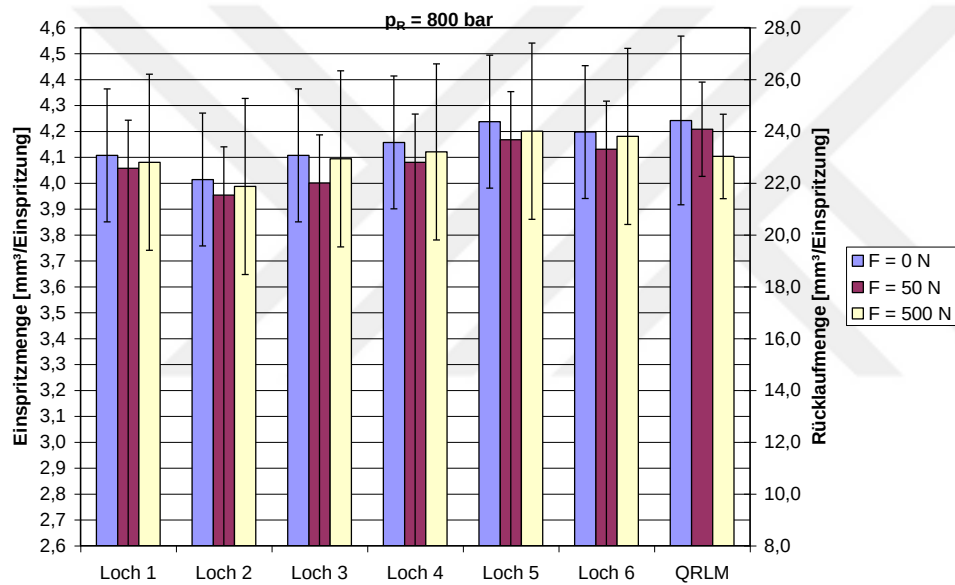
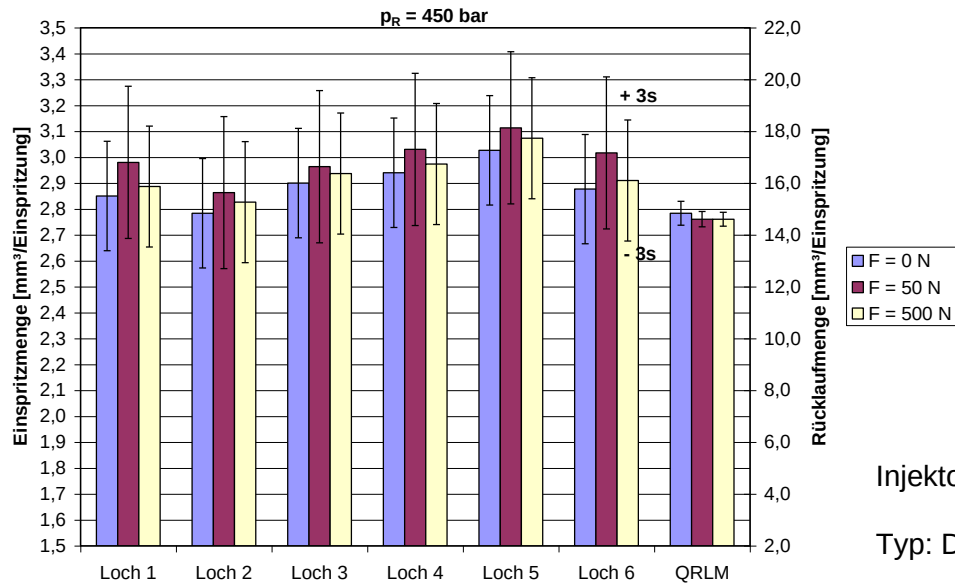


Bild A7: Einzelstrahlmengen und Rücklaufmengen für Injektor 025 (mit 3s-Werten, 30 mal gemessen)

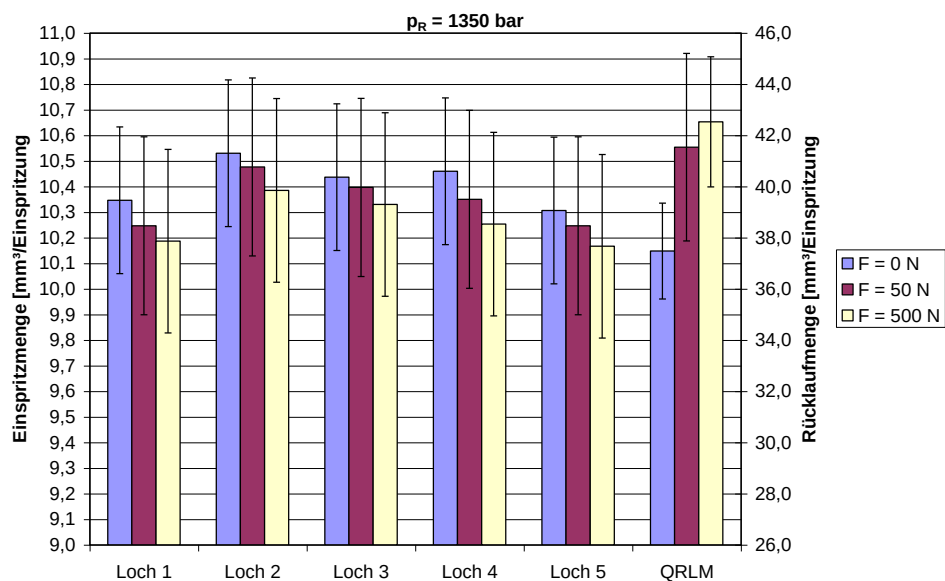
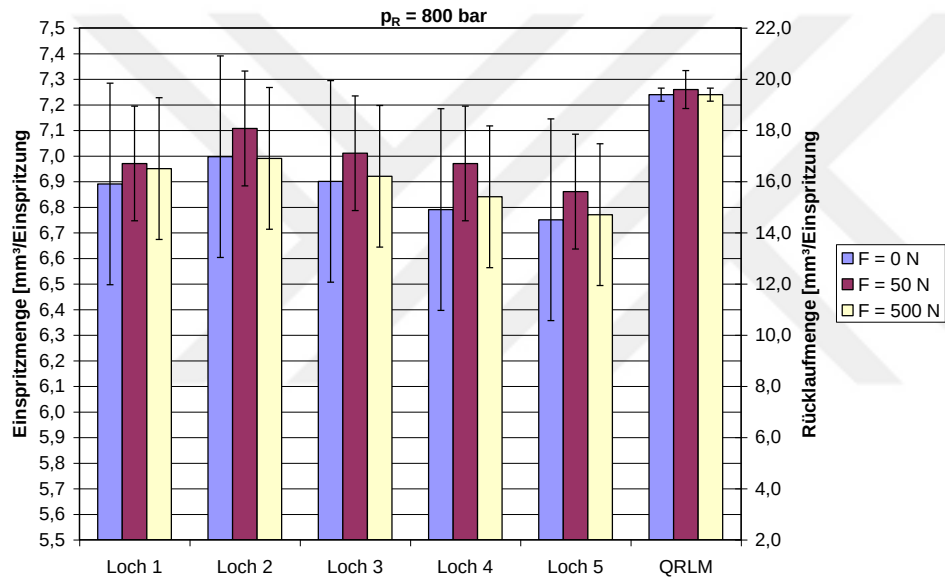
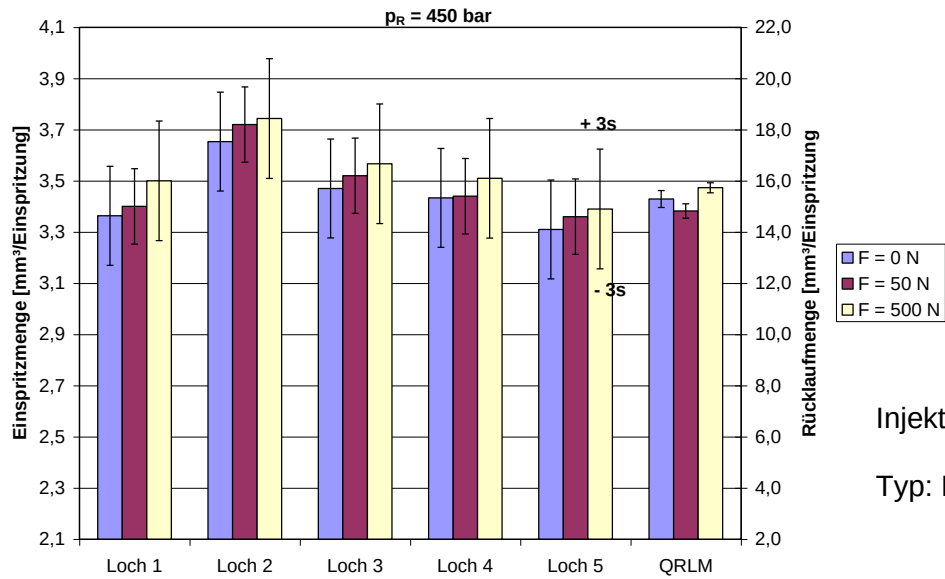


Bild A8: Einzelstrahlmengen und Rücklaufmengen für Injektor 047 (mit 3s-Werten, 30 mal gemessen)

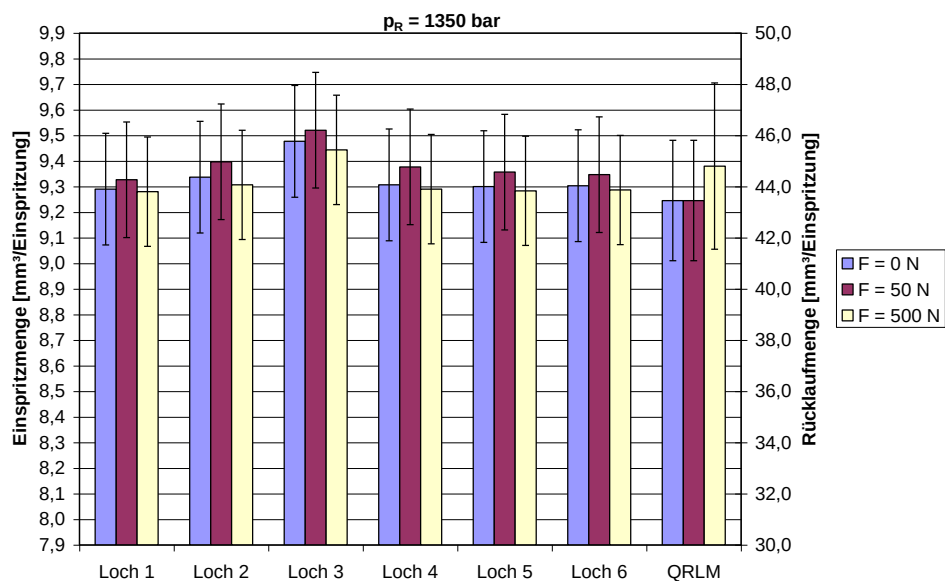
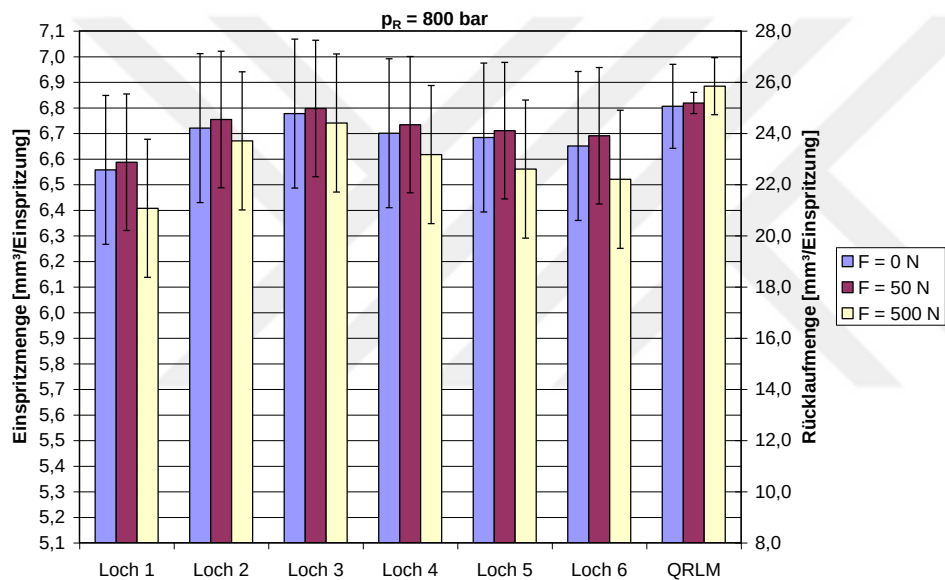
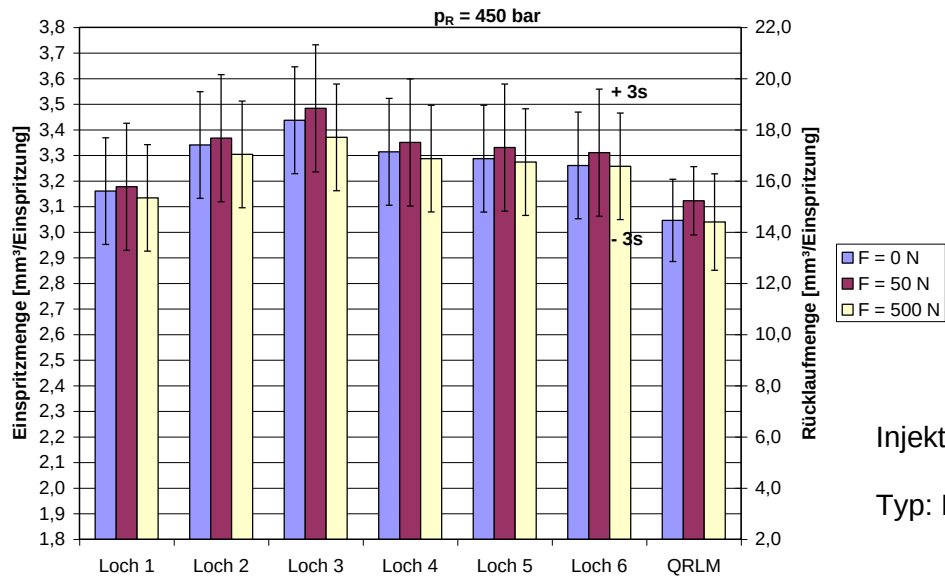
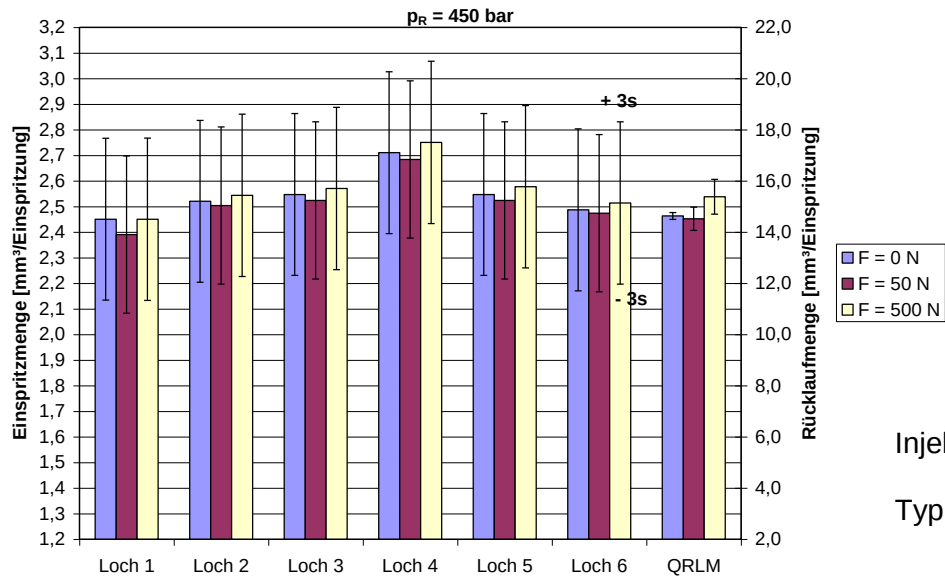


Bild A9: Einzelstrahlmengen und Rücklaufmengen für Injektor 096 (mit 3s-Werten, 30 mal gemessen)



Injektor 035

Typ: DLLA P 889

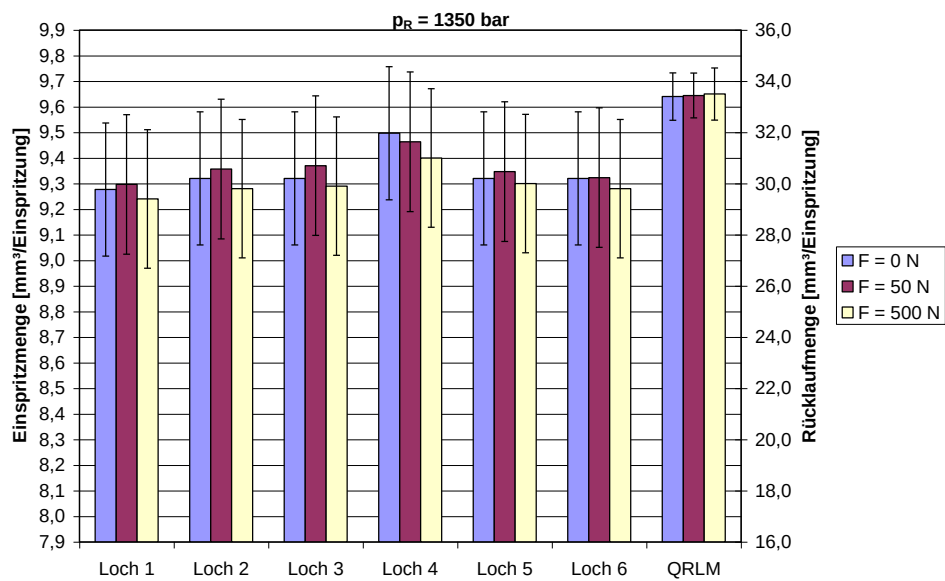
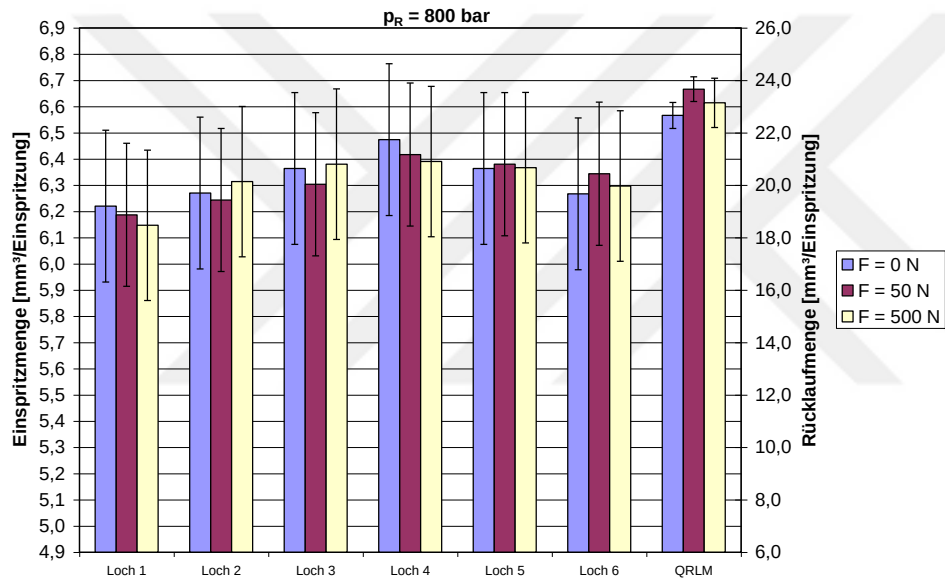
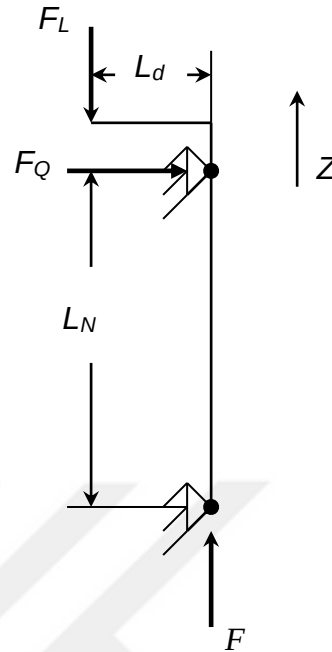
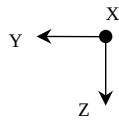


Bild A10: Einzelstrahlmengen und Rücklaufmengen für Injektor 035 (mit 3s-Werten, 30 mal gemessen)

Querkraft an der Düsennadel

Die maximal mögliche Größe der Kraft an der Düsennadel wird ermittelt:



Annahme z.B. für:

$$p_R = 400 \text{ bar} = 4 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\mu = 0,65 \text{ (Reibungswert)}$$

$$d_{\text{Druckstück}} = 4,8 \text{ mm} = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L_d = 2,1 \text{ mm (Länge des Druckstücks)}$$

$$L_N = 41,55 \text{ mm (Länge der Nadel)}$$

$$F_Z = 0 \quad (6A. 1)$$

$$F_Z = F_L - F \quad (6A. 2)$$

$$F = F_L \quad (6A. 3)$$

Für die Längskraft (hydraulisch) gilt:

$$F_L = p_R \cdot A_{\text{Druckstück}} \quad (6A. 4)$$

$$F = F_L = 723 \text{ N}$$

$$Md = 0$$

$$Md = F_L \cdot L_d - F_Q \cdot L_N \quad (6A. 5)$$

Für die Querkraft an der Düsennadel gilt:

$$F_Q = \frac{F_L \cdot L_d}{L_N} \quad (6A. 6)$$

$$F_Q = \frac{723 \text{ N} \cdot 2,1 \text{ mm}}{41,55 \text{ mm}} = 36,54 \text{ N}$$

Für die Reibungskraft gilt:

$$F_R = F_Q \cdot \mu \quad (6A. 7)$$

$$F_R = 21,92 \text{ N}$$