

Numerische Auslegung eines neuen Brennverfahrens für Benzin-Direkteinspritzung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. Christian Jelitto

geb. am 29.10.1966 in Neisse

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke

Prof. Dr.-Ing. Eckart Müller

Promotionskolloquium am 09.12.2004

für Tim

Danksagung

Mein besonderer Dank gilt dem Leiter des Instituts für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen, Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Tschöke, der die wissenschaftliche Betreuung übernommen und durch seine wohlwollende Unterstützung maßgeblich zum Gelingen meiner Arbeit beigetragen hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Müller, Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Universität Braunschweig, danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit und für die Übernahme des Koreferates.

Bei den Mitarbeitern der Aggregateforschung der Volkswagen AG bedanke ich mich für die Unterstützung meiner Arbeit und für die zahllosen Diskussionen mit immer neuen Aha-Effekten. Allen voran möchte ich Herrn Dr.-Ing. W. Steiger nennen, der mir die Durchführung der Arbeit ermöglichte. Hervorgehoben seien des Weiteren die Herren Dipl.-Ing. H. Meyer, Dr.-Ing. A. Grote, Dipl.-Ing. G. Röttger, Dipl.-Ing. M. Lauerhaas sowie Dipl.-Ing. R. Schulz, von dessen Erfahrungen und Fachkenntnissen ich viel profitieren konnte.

Herrn Dipl.-Ing. H. Hattendorf danke ich für die kritischen Diskussionen und für die konstruktiven Anregungen.

Ganz besonders aber bedanke ich mich bei meiner Frau für ihr Verständnis und ihre Geduld sowie für ihre ständige Unterstützung während der Erstellung dieser Arbeit.

Wolfenbüttel, im Winter 2004/2005

Christian Jelitto

Kurzfassung

Die Benzin-Direkteinspritzung mit Ladungsschichtung ermöglicht beim Ottomotor gegenüber der konventionellen Saugrohreinspritzung eine deutliche Verbrauchseinsparung. Zur Realisierung der Ladungsschichtung wurden viele unterschiedliche Brennverfahren entwickelt und untersucht. Diese werden nach den Mechanismen, die den Gemischbildungsprozess bei der Ladungsschichtung bestimmen, grundsätzlich in drei Hauptgruppen eingeteilt: das wandgeführte, das luftgeführte und das strahlgeführte Verfahren. Die Brennverfahren unterscheiden sich deutlich voneinander, z.B. in der Lage der Zündkerze und der Einspritzdüse, in der Form des Kolbenbodens oder in der Art der Ladungsbewegung.

In der vorliegenden Arbeit wurden die bekannten Brennverfahren für Benzin-Direkteinspritzung systematisch analysiert. Auffällig bei allen Brennverfahren ist der große Aufwand, der betrieben wird, um eine stabile Ladungsschichtung sicherzustellen. Darauf aufbauend sind Gestaltungsrichtlinien für einen Benzinmotor mit Direkteinspritzung entworfen worden. Unter Berücksichtigung der Richtlinien und in Verbindung mit einer neuen Idee ist ein alternatives Brennverfahren, das sogenannte Konträr-Verfahren, entwickelt worden. Das Konträr-Verfahren benötigt für die Ladungsschichtung zwei gegeneinander ausgerichtete Einspritzdüsen je Zylinder. Weitere Maßnahmen, wie z.B. eine spezielle Ladungsbewegung oder eine besondere Form des Kolbenbodens, sind nicht erforderlich.

Theoretische Vorteile des neuen Brennverfahrens liegen vor allem in einer relativ wenig aufwendigen Einlasskanalführung, in einer einfachen Form des Kolbenbodens und im weitgehenden Vermeiden einer direkten Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände.

Nachdem das grundsätzliche Funktionieren des Prinzips des Konträr-Verfahrens durch dreidimensionale Strömungsberechnungen bestätigt werden konnte, ist der experimentelle Nachweis zunächst in einer konditionierbaren Druckkammer geführt worden. Darüber hinaus sind in der Druckkammer verfahrensspezifische Gemischbildungsvorgänge untersucht worden. Anschließend ist an einem Vollmotor das neue Verfahren umgesetzt und getestet worden. Die ersten Prüfstandsuntersuchungen wiesen die motorische Eignung des Verfahrens sowohl im homogenen als auch im geschichteten Betrieb nach. So konnte ein stabiler Motorbetrieb, auch bei hohen Luftverhältniszahlen, erzielt werden.

Abstract

Gasoline direct injection with stratified part load operation enables considerable fuel consumption economy of the gasoline engine as compared to conventional port injection. For the realisation of stratified part load operation, many different combustion systems have been developed and investigated. These combustion systems are basically divided into three main groups according to the mechanisms which define the mixture formation process at the charge stratification: the wall-guided, air-guided and spray-guided systems. The combustion systems differ significantly from each other, e.g. in the location of the spark plug and the injection nozzle, in the piston geometry or in the manner of charge motion.

In this study, the known direct injection combustion systems have been systematically analysed. It is to be noted that all of these combustion systems require extensive expenditure to ensure stable stratified part load operation. Design regulations for a direct injection gasoline engine were drawn up on this basis. With regard to the regulations and in conjunction with a new idea, an alternative combustion system, called the “Konträr-System” was developed. This “Konträr-System” requires two nozzles per cylinder, which are aligned in opposition, for the stratified mixture formation. Further measures like e.g. special charge motion or a particular piston geometry are not necessary.

Theoretical advantages of the new combustion system are above all a relatively moderate intake port design, a simple piston geometry and an almost complete avoidance of fuel wetting of the combustion chamber walls.

After the basic principle of the “Konträr-System” could be confirmed by the 3D-CFD simulation (**C**omputational **F**luid **D**ynamics), experimental proof in an adjustable pressure chamber was then carried out. Additionally, system-specific processes of the mixture formation were investigated in the pressure chamber. Subsequently, the new system was realised and tested in an engine. The first test stand investigations proved the engine function of the system, both with homogeneous as well as with stratified charge. A stable engine performance, even at high air/fuel ratio, could be achieved.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Einleitung	1
2 Brennverfahren für Benzin-Direkteinspritzung	3
2.1 Das wandgeführte Verfahren	5
2.2 Das luftgeführte Verfahren	8
2.3 Das strahlgeführte Verfahren	10
2.4 Das FSI-Verfahren	12
2.5 Das BPI-Verfahren	16
3 Motivation und Zielsetzung	20
4 Das Konträr-Verfahren	25
5 Tropfenkinetik	34
5.1 Kräfte am Tropfen	37
5.2 Zerfallsmechanismen	41
5.3 Wechselwirkung Tropfen-Tropfen	44
5.4 Zusammenfassung	47
6 CFD-Berechnungen	49
6.1 Numerischer Nachweis für das Konträr-Verfahren	50
6.2 Einfluss einer Drallströmung	61
6.3 Einfluss einer Tumbleströmung	68
6.4 Einfluss einer Quer-Tumbleströmung	71
6.5 Zusammenfassung	74
7 Druckkammer-Untersuchungen	75
7.1 Experimenteller Nachweis für das Konträr-Verfahren	78
7.2 Einfluss des Einspritzdruckes	84
7.3 Einfluss des Kammerdruckes	88
7.4 Zusammenfassung	90

	Seite
8 Vollmotor-Untersuchungen	91
8.1 Numerische Voruntersuchungen	92
8.1.1 Eignung des Versuchsträgers	92
8.1.2 Auslegung der Einspritzdüsen	97
8.2 Motoraufbau	102
8.3 Motorischer Nachweis für das Konträr-Verfahren	104
8.3.1 Geschichteter Betrieb	105
8.3.2 Homogener Betrieb	109
8.4 Zusammenfassung	111
9 Zusammenfassung und Ausblick	112
10 Formelzeichen und Abkürzungen	114
11 Literaturverzeichnis	116

1 Einleitung

Klassische Maßnahmen zur Verbrauchsreduzierung beim Ottomotor, wie z.B. Vermindern der Motorreibleistung, Verringern der Ladungswechselverluste über Abgasrückführung (AGR), höheres Verdichtungsverhältnis und bessere Gemischaufbereitung über generierte Ladungsbewegung, reichen nicht mehr aus, um die Selbstverpflichtung der Automobilhersteller zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes [1] in Verbindung mit immer strengeren Abgasgesetzen zu erfüllen. Gleichwohl bewirken gestiegene Kundenwünsche nach mehr Fahrleistung, Komfort und Sicherheit eine gegenläufige Tendenz beim Kraftstoffverbrauch.

Vergleicht man den derzeitigen Entwicklungsstand des Ottomotors mit dem verbrauchsgünstigeren Dieselmotor, so fällt vor allem auf, dass der Ottomotor höhere Teillastverbräuche aufweist, da er prinzipbedingt im Teillastbetrieb mit einer Drosselung der angesaugten Luft arbeitet.

Ein Lösungsansatz zum Vermeiden der Drosselverluste beim Ottomotor ist neben dem vollvariablen Ventiltrieb die Benzin-Direkteinspritzung mit Ladungsschichtung. Dabei werden, wie beim Dieselmotor, die Luft nach Möglichkeit weitgehend ungedrosselt angesaugt und der Kraftstoff nicht in das Saugrohr oder in die Saugkanäle, sondern direkt in den Brennraum eingespritzt. Das Motordrehmoment wird über die eingespritzte Kraftstoffmasse geregelt. Bei geringer Motorlast ist das Gemisch bei homogener Kraftstoff-Luft-Verteilung zu mager, um sicher zünden und verbrennen zu können. Um dennoch eine sichere Entflammung zu ermöglichen, muss über eine Ladungsschichtung gewährleistet werden, dass eine Kraftstoff-Luft-Wolke mit einem nahezu stöchiometrischen Gemisch zum Zündzeitpunkt am Zündort vorhanden ist, wobei der Rest des Brennraums idealerweise mit Frischluft und Restgas gefüllt ist.

Das Prinzip der Benzinmotoren mit direkter Kraftstoffeinspritzung (DI) ist nicht neu und wurde im Verlauf der Zeit immer wieder von Motorentwicklern aufgegriffen und in zahlreichen Motorkonzepten verwirklicht [2, 3]. Doch erst seit Mitte der 90er Jahre, als Mitsubishi den GDI-Motor (**G**asoline **D**irect **I**njection) [4-6] vorstellte und am Markt einführte, nahmen viele Unternehmen die Arbeiten an diesem Prinzip wieder auf und entwickelten zahlreiche Lösungen für DI-Benzinmotoren mit Ladungsschichtung [7, 8].

Diese neuen DI-Benzinbrennverfahren, teilweise bereits in Serienfahrzeugen auf dem Markt eingeführt, weisen untereinander wesentliche Unterschiede in der Realisierung der Ladungsschichtung auf. So sind die Anordnung der Einspritzdüse und der Zündkerze, die Art der Ladungsbewegung sowie die Form des Brennraums vielfältig. Offensichtlich befindet sich die Benzin-Direkteinspritzung mit Ladungsschichtung erst in der Anfangsphase ihrer Entwicklung, in der eine Vielzahl von Zwischenlösungen verwirklicht wird. Denn einerseits ist zwar das theoretische Potenzial bekannt, doch andererseits treten vielschichtige und komplexe Probleme bei der Realisierung der DI-Benzinbrennverfahren immer deutlicher hervor. Weitere Lösungsansätze werden benötigt, um das theoretische Potenzial der Benzin-Direkteinspritzung auszuschöpfen.

2 Brennverfahren für Benzin-Direkteinspritzung

Die Idee der Benzin-Direkteinspritzung reicht bis an die Anfänge des Motorenbaus zurück. In [2, 3, 7-9] sind mehrere Beispiele ausgeführter Konzepte umfassend beschrieben und es wird dort auf weitere Literatur hingewiesen. Gleichmaßen sind die Vorteile des Brennverfahrens in zahlreichen Publikationen, auch anhand von am Motorprüfstand gewonnenen Messergebnissen, dargestellt [3, 6-8]. Auf diese Ergebnisse wird in dieser Arbeit nicht eingegangen, sondern sie werden als grundsätzlich bekannt vorausgesetzt. Vielmehr werden die bekannten Konzepte nach typischen Verfahrensmerkmalen in drei Hauptgruppen zusammengefasst und systematisch analysiert, wobei die charakteristischen Vor- und Nachteile der jeweiligen Hauptgruppe herausgearbeitet werden.

Bei Benzinmotoren mit Direkteinspritzung werden im Allgemeinen zwei Betriebsarten unterschieden, die unter anderem über die Wahl des Zeitpunktes der Kraftstoffeinspritzung realisiert werden:

- **Im homogenen Betrieb** wird der Kraftstoff in der Regel früh während der Ansaugphase eingespritzt, damit bis zur Zündung genügend Zeit für die Gemischaufbereitung und -verteilung verbleibt, um ein weitgehend homogenes Gemisch zu erzeugen. Dabei arbeitet der DI-Benzinmotor ähnlich wie ein konventioneller Benzinmotor mit Saugrohreinspritzung, der immer mit einem mehr oder weniger homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisch betrieben wird. Dieser homogene Betrieb kommt vorwiegend bei höheren Motordrehzahlen und Motorlasten zur Anwendung (**Bild 2.1**) und ist bei annähernd allen bekannten DI-Benzinverfahren in dieser Weise vorhanden. Ausnahmen bilden Motoren, die zur Unterstützung der Homogenisierung des Gemisches zusätzliche Kraftstoffeinspritzdüsen im Saugrohr heranziehen [10,11].
- Bei unterer Teillast und kleiner Motordrehzahl kann der DI-Benzinmotor im **geschichteten Betrieb** arbeiten (Bild 2.1). Um die Drosselung zu vermeiden und trotzdem eine sichere Entflammung und eine emissionsarme Verbrennung zu gewährleisten, bedient man sich der Ladungsschichtung. Dabei erfolgt die Kraftstoffeinspritzung in der Regel sehr spät während der Kompressionsphase, erst kurz vor dem Zündzeitpunkt. Es wird versucht, die relativ geringe eingespritzte Kraftstoffmasse weitgehend mit einem Teil

der Frischluft zu vermischen und dann als eine kompakte, aber genügend große Gemischwolke mit einem nahezu stöchiometrischen Luftverhältnis zum Zündzeitpunkt am Zündort zu platzieren. Der Rest des Brennraums sollte idealerweise mit Frischgas und Restgas gefüllt bleiben. Dadurch ist es möglich, den DI-Benzinmotor in der Teillast mit einem hohen globalen Luftverhältnis zu betreiben und damit die Drosselverluste zu vermeiden.

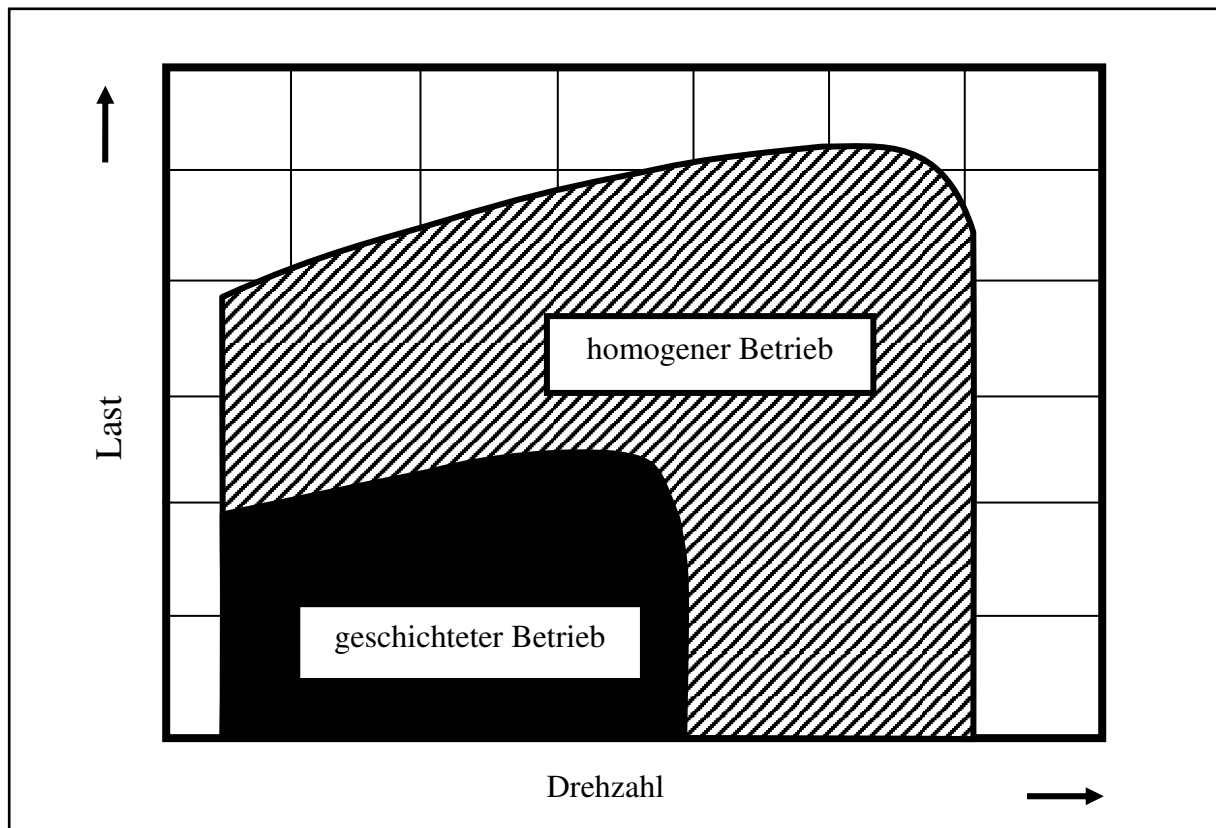


Bild 2.1: Beispiel für ein Betriebskennfeld eines DI-Benzinmotors

Bei der Ladungsschichtung werden hohe Anforderungen an die Gemischaufbereitung gestellt, denn es steht nur eine relativ kurze Zeitspanne zwischen dem Einspritz- und dem Zündzeitpunkt zur Verfügung, um eine zündfähige, aber zugleich auch möglichst kompakte Gemischwolke an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt bereit zu stellen. In erster Linie besteht die Schwierigkeit, den Kraftstoffstrahl in Richtung der Zündkerze umzulenken und gleichzeitig weitgehend mit dem Frischgas zu vermischen, wobei daraus eine scharf abgegrenzte, zündfähige Gemischwolke resultieren sollte. Weiterhin ist eine genaue zeitliche Abstimmung des Einspritz- und des Zündzeitpunktes von besonderer Bedeutung. Findet z.B. die Einspritzung zu spät statt, so steht nicht genügend Zeit für eine ausreichende Gemischaufbereitung zur Ver-

fügung. Erfolgt dagegen die Einspritzung zu früh, so ist die Gefahr einer Gemischverwehung und Homogenisierung gegeben.

Gerade in der Art der Ausführung der Ladungsschichtung unterscheiden sich die zahlreichen DI-Benzinbrennverfahren deutlich voneinander. In der jüngsten Zeit werden diese anhand der Mechanismen, die den Gemischbildungsprozess bestimmen, in drei Hauptgruppen zusammengefaßt [12-15, 19]:

- das wandgeführte Verfahren
- das luftgeführte Verfahren
- das strahlgeführte Verfahren

Die Verfahren unterscheiden sich hauptsächlich in der Art der Umlenkung bzw. des Transports des eingespritzten Kraftstoffs zum Zündort. Eine eindeutige Zuordnung der ausgeführten DI-Benzinbrennverfahren ist oft problematisch, denn diese weisen häufig Merkmale von zwei oder drei Hauptgruppen auf. Gleichwohl ist diese Einteilung sehr hilfreich bei der Analyse und Bewertung der Konzepte.

2.1 Das wandgeführte Verfahren

Bezeichnend für das wandgeführte Verfahren ist die Umlenkung der eingespritzten Kraftstoffmasse zur Zündkerze über die dafür speziell geformte Oberfläche des Kolbenbodens. Der Kraftstoff wird gezielt in eine Mulde auf den Kolbenboden gespritzt. Dabei findet die Kraftstoffaufbereitung einmal infolge der Interaktion des Einspritzstrahls mit dem Frischgas und einmal aufgrund der heißen Kolbenoberfläche, an der der Kraftstoff abdampft, statt. Anschließend wird, häufig unter Hilfestellung einer Ladungsbewegung, das Kraftstoff-Luft-Gemisch in Richtung der Zündkerze umgelenkt. Die Gestaltung der Kolbenoberfläche unterstützt zugleich das notwendige Abgrenzen des Gemisches zur umgebenden Brennraumluft. Dabei befinden sich die Einspritzdüse und die Zündkerze relativ weit voneinander entfernt, so dass für die Gemischaufbereitung relativ viel Zeit zur Verfügung steht (**Bild 2.2**).

Bedingt durch die gezielte Kraftstoffeinspritzung in die Kolbenmulde ist ein Wandauftrag des Kraftstoffs auf den Kolben unvermeidbar. Der den Kolben benetzende Kraftstoff dampft nur relativ langsam ab und kann folglich nicht vollständig an der Gemischbildung und der nachfolgenden Verbrennung teilnehmen. Während der sich anschließenden Ausschubphase führt

der noch weiterhin von der Kolbenoberfläche abdampfende Kraftstoff zu erhöhten Kohlenwasserstoff-Emissionen.

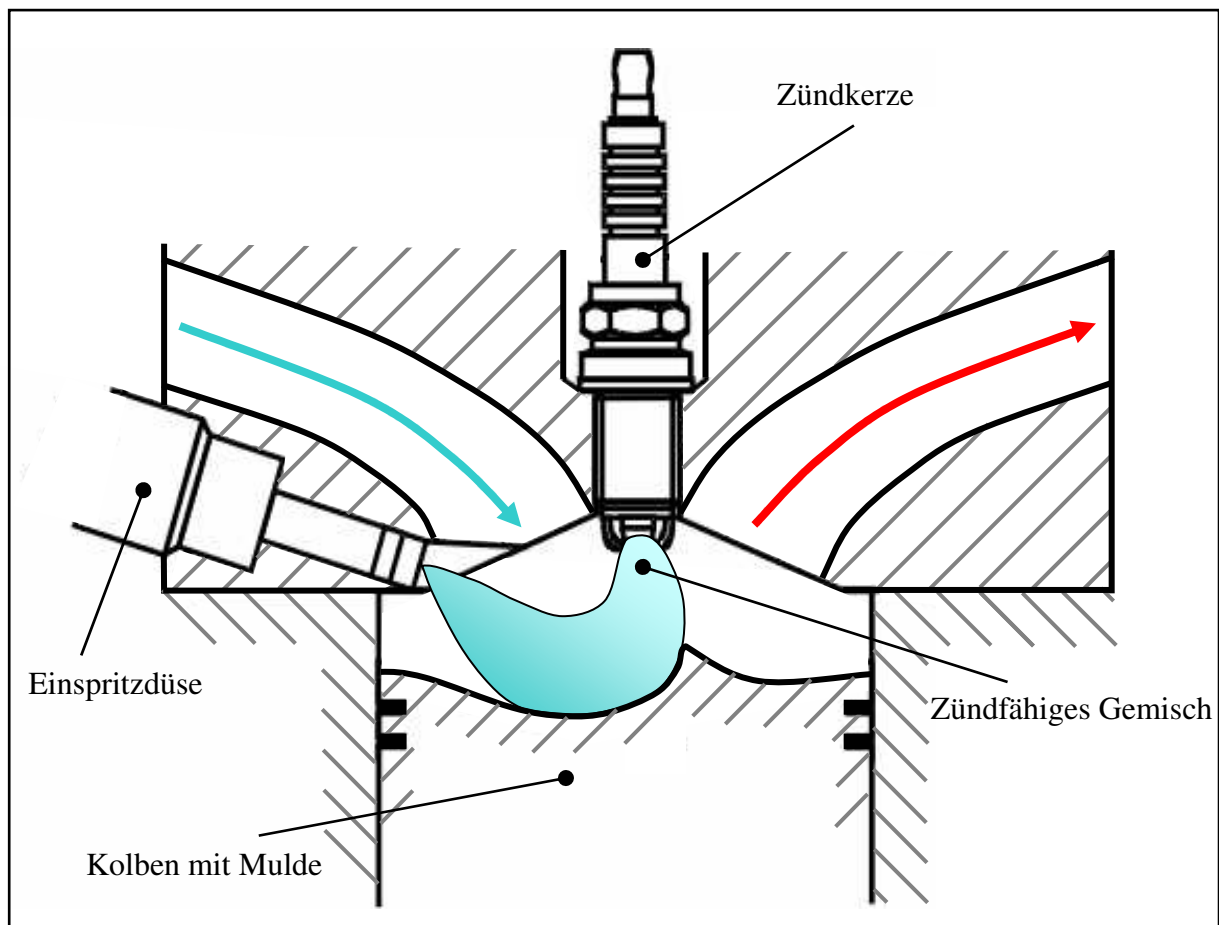


Bild 2.2: Das wandgeführte Verfahren

Beim Kaltstart würde der eingespritzte Kraftstoff auf die noch kalte Kolbenoberfläche treffen und bis zum Einsetzen der Verbrennung nur unzureichend aufbereitet werden. Infolgedessen ist es nicht möglich, den verbrauchsgünstigeren Schichtbetrieb anzuwenden, so lange der Motor noch nicht betriebswarm ist.

Die aufwendige Kolbenform wird für den Schichtbetrieb entworfen und muss dann im homogenen Motorbetrieb hingenommen werden, so wird z.B. das Fortschreiten der Flammenfront durch die zerklüftete Brennraumgeometrie behindert. Die Gefahr von Glühzündungen und von klopfender Verbrennung steigt mit dem Grad der Zerklüftung des Kolbens. Das Gewicht des Kolbens nimmt zwangsläufig zu, so dass die Reibleistung des Motors erhöht wird. Schließlich wird der Wirkungsgrad des Motors aufgrund erhöhter Wandwärmeverluste infolge der größeren Brennraumbooberfläche negativ beeinflusst.

Im Allgemeinen erweist sich bei der Ladungsschichtung das Sicherstellen des zündfähigen Gemisches an der Zündkerze, das eine wesentliche Voraussetzung für einen stabilen Motorbetrieb ist, als besonders schwierig. Das wandgeführte Verfahren nutzt, wie bereits ausgeführt, für den Gemischtransport die Kolbenoberfläche. Die Position der Kolbenoberfläche ist über die Kolbenbewegung klar definiert. Damit ist eine gute Voraussetzung für eine genaue Positionierung des Gemisches und für einen stabilen Motorbetrieb bei Ladungsschichtung gegeben. Zugleich ist aber der Zeitpunkt der Gemischbildung und der Zündung nicht frei wählbar, sondern an die Kolbenstellung gebunden. Hierdurch stellt sich eine zu frühe und somit thermodynamisch nicht ideale Schwerpunktlage der Energieumsetzung ein.

Der Kraftstoffstrahl wird so ausgerichtet, dass während der Ladungsschichtung bei entsprechender zeitlicher Anpassung der Einspritzung dieser auch die Kolbenmulde trifft. Im homogenen Betrieb führt diese Strahlausrichtung vielfach zur Kraftstoffbenetzung der Zylinderwand, was wiederum erhöhte Kohlenwasserstoff-Emissionen und eine Ölfilmabwaschung zur Folge hat.

Zur Unterstützung der Kraftstoffumlenkung und -aufbereitung wird oft eine speziell definierte, unter hohem Aufwand generierte Ladungsbewegung (Drall, Tumble oder auch Reverse-Tumble) benötigt. Um diese Ladungsbewegung zu erzeugen, bedarf es häufig exakt geformter Einlasskanäle und/oder zusätzlich aufwendiger Schaltorgane. Doch die Strömung wird überwiegend für den geschichteten Betrieb ausgelegt und muss häufig im homogenen Betrieb akzeptiert oder über die Schaltorgane entsprechend angepasst werden. Eine negative Auswirkung der Schaltorgane auf den Luftliefergrad ist unvermeidlich.

Ferner unterliegen solche Ladungsbewegungen zyklischen Schwankungen, die die Stabilität des Brennverfahrens nachteilig, bei entsprechender Auslegung jedoch nur geringfügig, beeinflussen.

Das wandgeführte Verfahren ist bei verhältnismäßig niedrigen Emissionswerten relativ einfach zu beherrschen und zählt deshalb zu den am weitest verbreiteten DI-Benzinbrennverfahren [4-6, 16-21].

2.2 Das luftgeführte Verfahren

Bei dem luftgeführten Verfahren erfolgt die Kraftstoffumlenkung zur Zündkerze über eine stark ausgeprägte, sorgfältig ausgelegte Ladungsbewegung. Der Kraftstoff wird in den Brennraum eingespritzt, von der Ladungsbewegung erfasst und zur Zündkerze transportiert. Die Einspritzdüse und die Zündkerze befinden sich dabei, ähnlich wie beim wandgeführten Verfahren, relativ weit voneinander entfernt (**Bild 2.3**).

Der Kraftstoffstrahl und die Zylinderladung treten bei diesem Verfahren in eine starke Interaktion. Es wird intensiv Frischgas in den Kraftstoffstrahl eingemischt, womit eine Voraussetzung für eine gute Gemischaufbereitung gegeben ist. Der Gemischbildungsweg von der Einspritzdüse bis zum Zündort ist dabei oft kürzer als beim wandgeführten Verfahren, so dass bei entsprechender Auslegung der Ladungsbewegung und bei gleicher Güte des Kraftstoff-Luft-Gemisches eine kompaktere Gemischwolke erzielt werden kann.

Für die Generierung der stark ausgeprägten Ladungsbewegung werden nicht nur aufwendige Schaltorgane in den Einlasskanälen, sondern auch gleichzeitig eine spezielle Kolbenform für die Führung der Strömung benötigt. Die einmal generierte Ladungsbewegung muss ferner im Zylinder über die Ansaugphase hinaus auch während der Kompressionsphase aufrecht erhalten werden. Die Schaltorgane und die Kolbenform sind ausschließlich für die Schichtladung ausgelegt und müssen ähnlich wie beim wandgeführten Verfahren im homogenen Betrieb mit ihren Nachteilen akzeptiert werden.

Die Schwierigkeit des Verfahrens liegt darin, die Ladungsbewegung für einen nach Möglichkeit großen Drehzahl- und Lastbereich genau abzustimmen. Hierbei kann stets nur ein Kompromiss für möglichst viele Betriebspunkte erzielt werden.

Beim noch kalten Motor, z.B. beim Kaltstart oder während der Warmlaufphase, verlängert sich aufgrund der niedrigen Kraftstoffverdampfungsrate die Eindringtiefe des flüssigen Einspritzstrahls, was wiederum über die Abstimmung der Ladungsbewegung kontrolliert werden muss.

Das luftgeführte Verfahren stützt sich, wie bereits beschrieben, hauptsächlich auf eine spezielle Luftbewegung, doch diese unterliegt zyklischen Schwankungen, so dass mit einer unzureichenden Reproduzierbarkeit der Ladungsbewegung gerechnet werden muss und die stabile

Beherrschung des Brennverfahrens sehr aufwendig sein kann. Insbesondere bei sehr kleinen Motorlasten und damit verbundenen kleinen eingespritzten Kraftstoffmassen ist die Gefahr der Verwehung des Kraftstoff-Luft-Gemisches groß. Das Reduzieren der zyklischen Schwankungen der Ladungsbewegung erfordert besondere Entwicklungsarbeit zur Feinabstimmung der Einlasskanäle und der Brennraumform. Die Fertigungstoleranzen der Großserie stellen dabei eine zusätzliche Herausforderung dar.

Eine direkte Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände wird bewusst vermieden, so dass relativ niedrige Kohlenwasserstoff-Emissionen erzielt werden können. Gleichwohl kann aber oft, vor allem im homogenen Betrieb, infolge der Strahlausrichtung (Bild 2.3), eine Kraftstoffwananlagerung nicht vollständig ausgeschlossen werden.

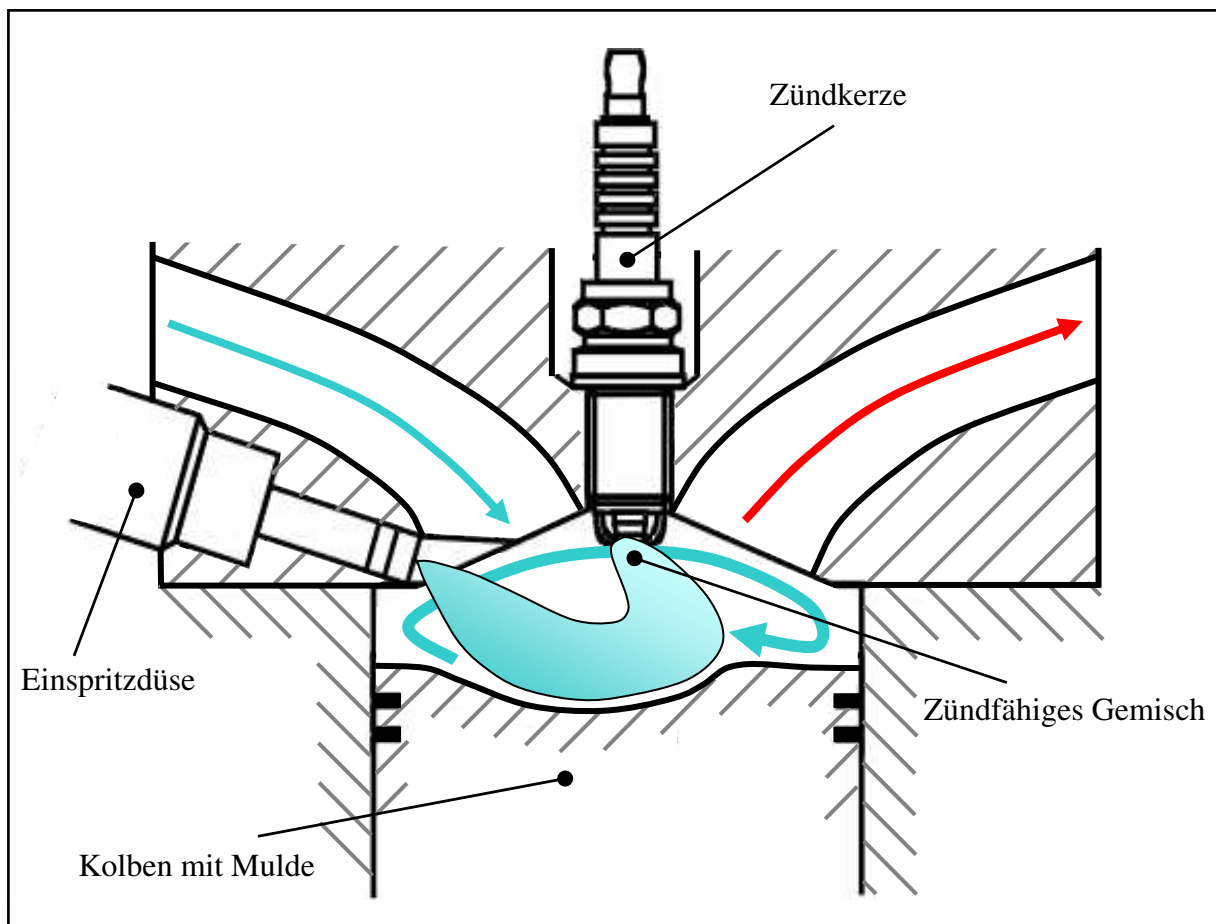


Bild 2.3: Das luftgeführte Verfahren

Viele Motorenentwickler haben dieses Schichtladungskonzept umfassend untersucht und beschrieben [14, 22-26]. Die Audi AG hat im Jahr 2002 ein luftgeführtes Brennverfahren in die Serienfertigung eingeführt [27-30].

2.3 Das strahlgeführte Verfahren

Charakteristisch für das strahlgeführte Verfahren ist die sehr enge Anordnung der Einspritzdüse und der Zündkerze zueinander (**Bild 2.4**). Hierbei bemüht man sich nicht, den eingespritzten Kraftstoff mit der angesaugten Luft bestmöglich aufzubereiten und als eine kompakte Gemischwolke zur Zündkerze zu transportieren, sondern man positioniert die Zündkerze an die Randzone des Kraftstoffstrahls. Die Qualität der Gemischbildung ist hauptsächlich von der Güte der Kraftstoffzerstäubung und damit von dem Einspritzsystem, vor allem von der Einspritzdüse abhängig.

Am Strahlrand kommt es zur intensiven Vermischung des Kraftstoffs mit dem umgebenden Brennraumgas. Hier liegen sehr steile Gradienten des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses vor, so dass für eine sichere Zündung eine präzise Positionierung der Zündkerze notwendig ist. Kleinste Abweichungen infolge Einbautoleranzen oder auch Veränderungen der Kraftstoffstrahlgeometrie, z.B. durch die Abhängigkeit von Brennraumdruck und -temperatur oder auch durch die stochastische Streuung der Einspritzanlage, führen zwangsläufig zu unkontrolliertem Zündverhalten.

Die Zündkerze wird unvermeidbar, vor allem im homogenen Betrieb, direkt angespritzt und damit mit flüssigem Kraftstoff benetzt. Eine starke Belastung der Zündkerze aufgrund von Thermoschocks verbunden mit der Gefahr von Zündaussetzern ist die negative Folge.

Der Zündzeitpunkt muss im geschichteten Betrieb zum Ende oder kurz nach Ende der Einspritzung erfolgen, so dass nur eine relativ kurze Zeit für die Kraftstoffaufbereitung verbleibt, was wiederum eine verstärkte Rußbildung nach sich ziehen kann. Insofern ist die Güte der Gemischbildung in erster Linie von der Zerstäubungsqualität der Einspritzdüse abhängig.

Die räumliche Nähe von Zündkerze und Einspritzdüse und der zeitlich sehr enge Abstand zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt führen auch zu hohen thermischen Belastungen der Einspritzdüse, gekoppelt mit Verkokungserscheinungen an der Düsenöffnung. Als Folge können ein abweichendes Durchflußverhalten und eine veränderte Strahlgeometrie der Einspritzdüse eintreten, was wiederum zum unkontrollierten Zündverhalten führen kann.

Eine direkte Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände wird bewusst vermieden. Häufig werden aber die Einspritzdüse zentral im Zylinderkopf untergebracht und der Kraftstoffstrahl

parallel zur Zylinderachse ausgerichtet, insofern kann eine Benetzung des Kolbenbodens sowohl im geschichteten als auch im homogenen Betrieb nicht ganz ausgeschlossen werden. Im geschichteten Betrieb werden um das auf den Kolbenboden auftreffende Gemisch kompakt zu halten vielfach speziell geformte Kolbenmulden benötigt. Diese sind, ähnlich wie bei den wand- und luftgeführten Verfahren, für den homogenen Motorbetrieb meist nicht optimal.

Dadurch, dass der Rand des Kraftstoffstrahls entzündet wird, ist auch das sichere Zünden kleinster Kraftstoffmassen auch beim kalten Motor realisierbar. Auf diese Weise wird ein Motorbetrieb bei einem global hohen Luftverhältnis ermöglicht. Hierin bietet das strahlgeführte Verfahren gegenüber den wand- und luftgeführten Verfahren das größte Potenzial.

Prinzipiell benötigt das strahlgeführte Brennverfahren keine Ladungsbewegung. Trotzdem arbeiten einige strahlgeführte Verfahren zur Unterstützung der Gemischbildung mit einem Drall. Dieser kann jedoch bei einer ungünstig ausgelegten Ladungsbewegung zum Verwehen des Kraftstoffsstrahls führen und dadurch eine sichere Zündung behindern.

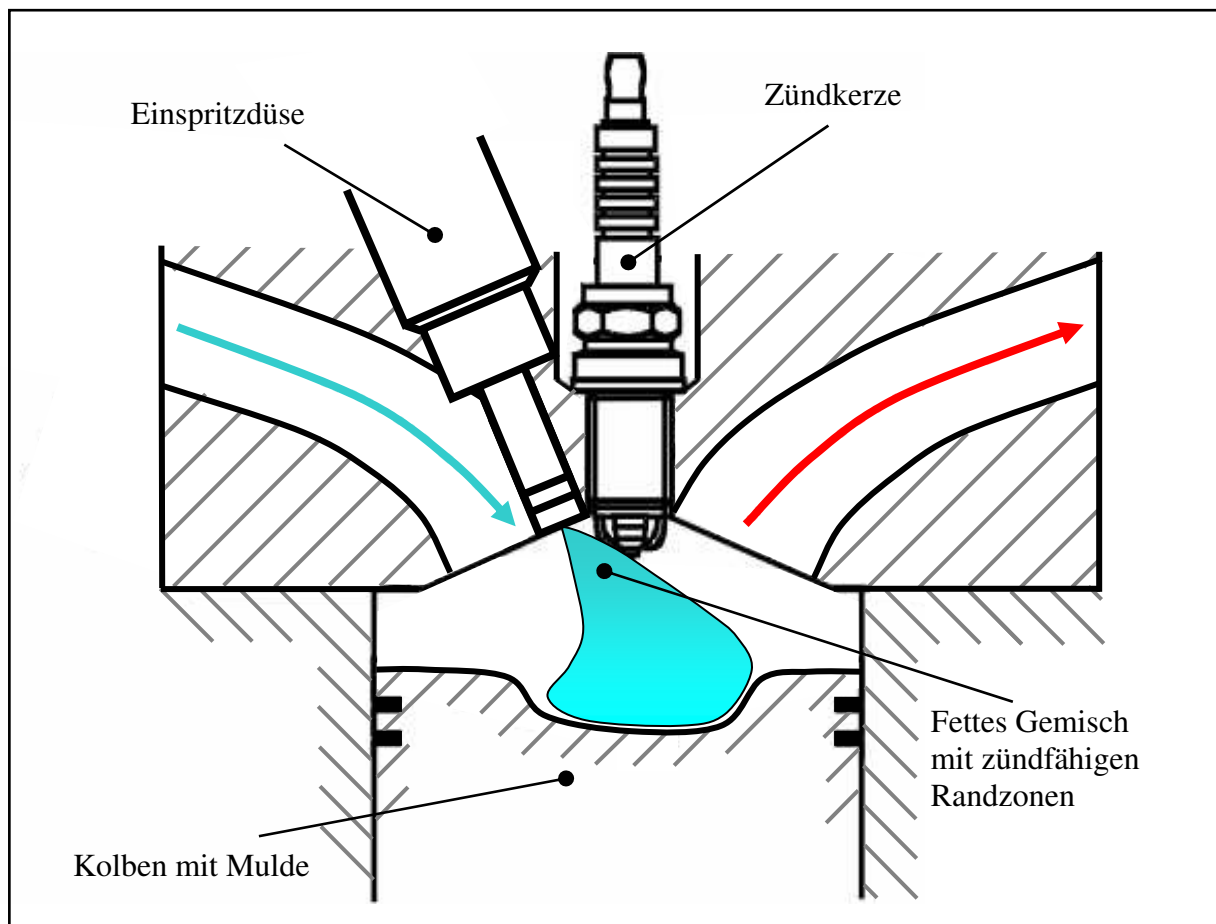


Bild 2.4: Das strahlgeführte Verfahren

Als Schichtladungskonzept ist das strahlgeführte Brennverfahren bis jetzt noch nicht auf dem Markt eingeführt worden. Eine lediglich im homogenen Betrieb arbeitende Variante hatte im Jahr 2000 ihr Marktdebüt [31]. Weitere Ausführungen wurden in vielen Forschungsprojekten untersucht [32-35].

Eine gewisse Sonderstellung nehmen hier die luftunterstützten DI-Benzinbrennverfahren ein [36-38]. Dabei wird, nach dem Prinzip des strahlgeführten Verfahrens, Kraftstoff mit Druckluft in den Brennraum gedrückt. Vorteile liegen vor allem in der feineren Zerstäubung des Kraftstoffs und damit in der höheren Gemischqualität verbunden mit einem besseren Emissionsverhalten. Jedoch ist die Langzeitstabilität, die z.B. durch Verkokungserscheinungen der Einspritzkomponenten reduziert wird, zurzeit noch nicht gewährleistet. Ferner muss die für die Druckluftversorgung des Einspritzsystems erforderliche Verdichterenergie durch das Brennverfahren kompensiert sowie ein höherer Bauaufwand in Kauf genommen werden.

2.4 Das FSI-Verfahren

Die oben beschriebenen Hauptgruppen der DI-Benzinbrennverfahren mit Ladungsschichtung (wand-, luft- und strahlgeführt) treten selten in ihrer reinen Form auf, vielmehr werden in ausgeführten Motorkonzepten oft Merkmale von zwei oder drei Hauptgruppen kombiniert, um die Vorteile der jeweiligen Verfahren weitgehend zu nutzen und die Nachteile zu minimieren. Als neues Beispiel für eine Verknüpfung von zwei Hauptgruppen wird das von der Volkswagen AG entwickelte FSI-Verfahren (**F**uel **S**tratified **I**njection) vorgestellt, das als erstes europäisches Benzinbrennverfahren mit Direkteinspritzung und Ladungsschichtung auf dem Markt eingeführt wurde [18-20, 39-41].

Das FSI-Verfahren ist zunächst an einem modernen 4V-Motor mit 1,4 l Hubraum umgesetzt worden. Es weist die brennverfahrensrelevanten Eigenschaften eines wandgeführten Verfahrens auf (**Bild 2.5**). Der Kraftstoffstrahl ist direkt auf eine am Kolbenboden einlassseitig angebrachte Mulde, die sogenannte Kraftstoffmulde, ausgerichtet. Die unter den siamesischen Einlasskanälen positionierte Einspritzdüse und die zentral im Brennraumdach angeordnete Zündkerze befinden sich relativ weit voneinander entfernt. Darüber hinaus enthält die Oberfläche des Kolbenbodens auslassseitig eine weitere Mulde, die sogenannte Strömungsmulde bzw. Luftmulde, die die Ladungsbewegung unterstützt.

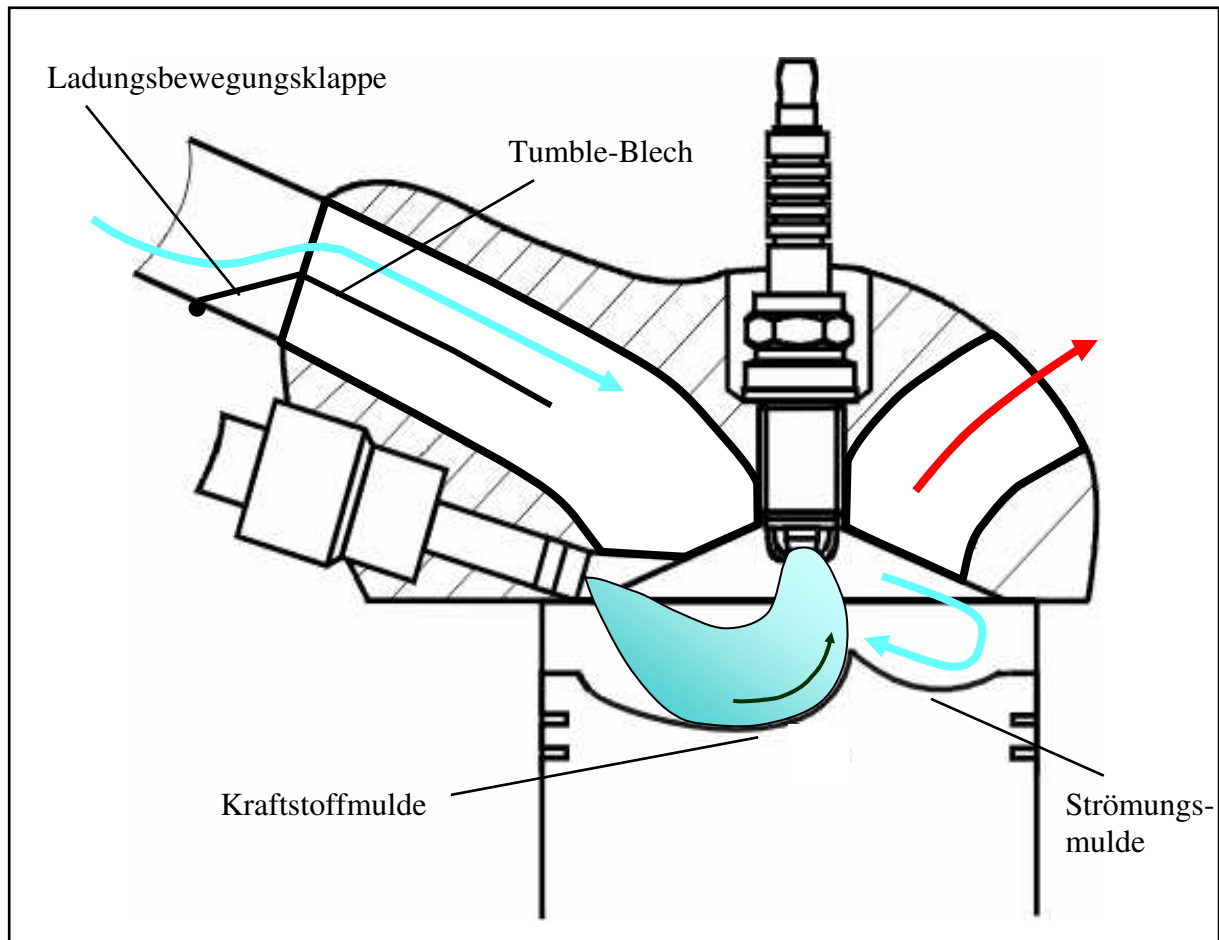


Bild 2.5: Prinzip des FSI-Verfahrens nach [41]

Eine Besonderheit beim FSI-Verfahren stellt der Einlasskanal dar, der über ein eingegossenes Blech, das sogenannte Tumble-Blech, verfügt. Das Tumble-Blech unterteilt den Einlasskanal in eine obere und untere Hälfte. Es ermöglicht zusammen mit der Ladungsbewegungsklappe die untere Hälfte des Einlasskanals betriebspunktabhängig zu verschließen und dadurch die Intensität der Ladungsbewegung (Tumble) zu beeinflussen. So wird z.B. im geschichteten Betrieb die untere Einlasskanalhälfte verschlossen. Die dann über die verbleibende obere Kanalhälfte geführte Luftmasse wird aufgrund des kleineren Strömungsquerschnittes beschleunigt. Anschließend strömt die Luftmasse mit hoher Geschwindigkeit bevorzugt über den oberen Rand des Einlassventiltellers in den Brennraum ein. Dabei wird im Brennraum eine intensive Bewegung der Frischladung (Tumble) generiert, die über die Ansaugphase hinaus bis weit in die Kompressionsphase aufrecht erhalten bleibt.

Bild 2.6 verdeutlicht anhand von Ergebnissen einer Strömungsberechnung an einem Querschnitt durch die Zylindermittelachse beispielhaft das zeitliche Zusammenspiel von Einspritzung, Ladungsbewegung und Kolbenbodengeometrie im geschichteten Betrieb beim FSI-

Verfahren. Dabei ist die Strömung als Vektorfeld dargestellt. Die Länge und die Farbe der Vektoren zeigen den Betrag der Strömungsgeschwindigkeit und der Vektorpfeil die Richtung der Strömung an (blau entspricht einem relativ kleinen und grün einem relativ großen Betrag). Zusätzlich ist von dem eingespritzten Kraftstoff die bereits verdampfte Masse in einer Farbflächendarstellung wiedergegeben, die rote Farbe symbolisiert relativ fette und die blaue Farbe relativ magere Bereiche.

Im geschichteten Betrieb wird beim FSI-Verfahren der Kraftstoff gezielt in eine speziell ausgeformte Kraftstoffmulde gespritzt. Bei einem rein wandgeführten Verfahren würde die gesamte eingespritzte Kraftstoffmasse über diese Kraftstoffmulde zur Zündkerze umgelenkt werden (siehe auch Abschnitt 2.1). Beim FSI-Verfahren greift, bevor der Kraftstoff in der Kraftstoffmulde ankommt, eine stark ausgeprägte, der Einspritzrichtung entgegen gerichtete Ladungsbewegung am oberen Teil des Kraftstoffsstrahls an (Bild 2.6, 55° KW v. ZOT). Dabei werden der Einspritzstrahl abgebremst und der Kraftstoff infolge der starken Interaktion mit der Ladungsbewegung sehr gut aufbereitet. Ein Teil des aufbereiteten Kraftstoffs wird ohne eine Umlenkung über eine Kolbenwand oder Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände zur Zündkerze transportiert. Hierbei weist das FSI-Verfahren Merkmale eines luftgeführten Verfahrens auf und liefert damit relativ niedrige Emissions- und Verbrauchswerte (siehe auch Abschnitt 2.2).

Parallel dazu dringt der überwiegende Teil der eingespritzten Kraftstoffmasse im Windschatten der Strömungsmulde weitgehend ungehindert bis auf den Kolbenboden vor (Bild 2.6, 49° KW v. ZOT), wird dann über die spezielle Form der Kraftstoffmulde in Richtung der Zündkerze umgelenkt und anschließend, durch die immer noch präsente Ladungsbewegung unterstützt, an die Zündkerze transportiert (Bild 2.6, 30° KW v. ZOT). Hierdurch wird unabhängig von zyklischen Schwankungen der Zylinderinnenströmung und stochastischen Abweichungen im Kraftstoffstrahl ein stabiler geschichteter Motorbetrieb sichergestellt.

Dabei ist es gelungen, den luft- und wandgeführten Kraftstoffanteil nicht getrennt, sondern durchgehend zusammenhängend und kompakt zur Zündkerze zu leiten, wodurch zum Zündzeitpunkt um die Zündkerze herum eine eng begrenzte und gut aufbereitete Kraftstoff-Luft-Gemischwolke garantiert wird.

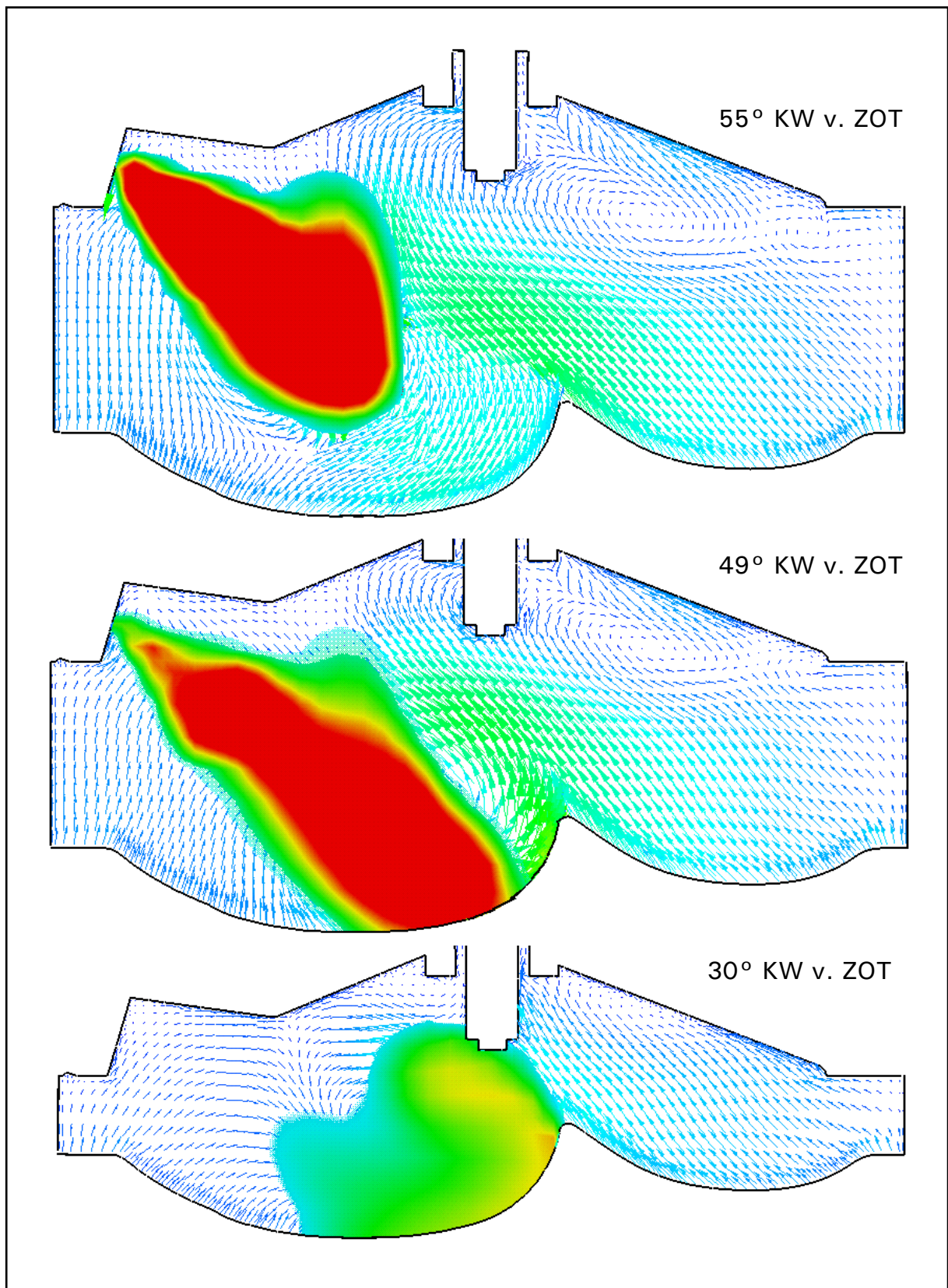


Bild 2.6: Interaktion von Geometrie, Strömung und Einspritzung im geschichteten Betrieb des FSI-Verfahrens [41]

Die Kombination von Luft- und Wandführung sichert beim FSI-Verfahren neben gutem Verbrauchs- und Emissionsverhalten (maßgeblich durch den luftgeführten Kraftstoffanteil beeinflusst) auch eine ausgezeichnete Stabilität des Brennverfahrens (wesentlich durch den wandgeführten Kraftstoffanteil bedingt), die vor dem Hintergrund großserienbedingter Fertigungstoleranzen und laufzeitabhängiger Veränderungen des Verbrennungssystems notwendig ist.

Mit dem FSI-Verfahren konnte der Kraftstoffverbrauch im Verbrauchstest um ca. 34% gegenüber Fahrzeugen mit konventioneller Kraftstoffeinspritzung reduziert werden [41]. Gleichwohl weist das FSI-Verfahren die in Abschnitt 2.1 bereits aufgeführten prinzipbedingten Mängel der wandgeführten Verfahren auf. So ist durch die Ausrichtung des Kraftstoffstrahls auf den Kolben mit erhöhten HC-Rohemissionen zu rechnen. Die Verbrennungsschwerpunktlage liegt zu früh und damit thermodynamisch nicht optimal [19]. Das im Einlasskanal eingegossene Tumble-Blech mindert leicht den Luftliefergrad.

2.5 Das BPI-Verfahren

Neben den beschriebenen Hauptgruppen der DI-Benzinbrennverfahren, wand-, luft- und strahlgeführte Verfahren, werden mit dem Ziel, die grundlegenden von der Arbeitsweise abhängigen Probleme dieser Verfahren zu vermeiden, auch alternative DI-Benzinbrennverfahren entwickelt und untersucht. Diese Verfahren lassen sich nicht eindeutig oder nur bedingt in eine oder mehrere Hauptgruppen einordnen. Ein Beispiel dafür ist das BPI-Verfahren (**B**low **P**rechamber **I**gnition) [42-44].

Bei der Entwicklung des BPI-Verfahrens wurde das Ziel verfolgt, eine stabile Zündung und Entflammung, auch bei sehr hohen globalen Luftverhältnissen, zu gewährleisten. Dabei wurde ein Prinzip gesucht, das sich weder auf eine besondere Ladungsbewegung noch auf eine spezielle Einspritzstrahlform stützt, um damit weitgehend unabhängig von zyklischen Schwankungen der Ladungsbewegung und stochastischen Störungen des Einspritzsystems zu sein. Zugleich sollte durch eine bessere Gemischbildung eine höhere Zündstabilität und ein günstigeres Emissionsverhalten gegenüber der erwähnten DI-Benzinbrennverfahren erzielt werden.

Die charakteristischen konstruktiven Merkmale des BPI-Verfahrens sind eine kleine, zentral positionierte zylindrische Mulde in einem ansonsten relativ einfach gestalteten Kolbenboden und als geometrisches Gegenstück eine spezielle Vorkammerzündkerze (**Bild 2.7**). Die Platzierung der Einspritzdüse im Brennraum ist in bestimmten Grenzen frei wählbar, wobei eine möglichst zentrale Anordnung anzustreben und der Kraftstoffstrahl auf die Kolbenmulde auszurichten ist. Weitere Vorgaben z.B. hinsichtlich der Ladungsbewegung oder der Strahlgeometrie werden in [43] als nicht notwendig beschrieben.

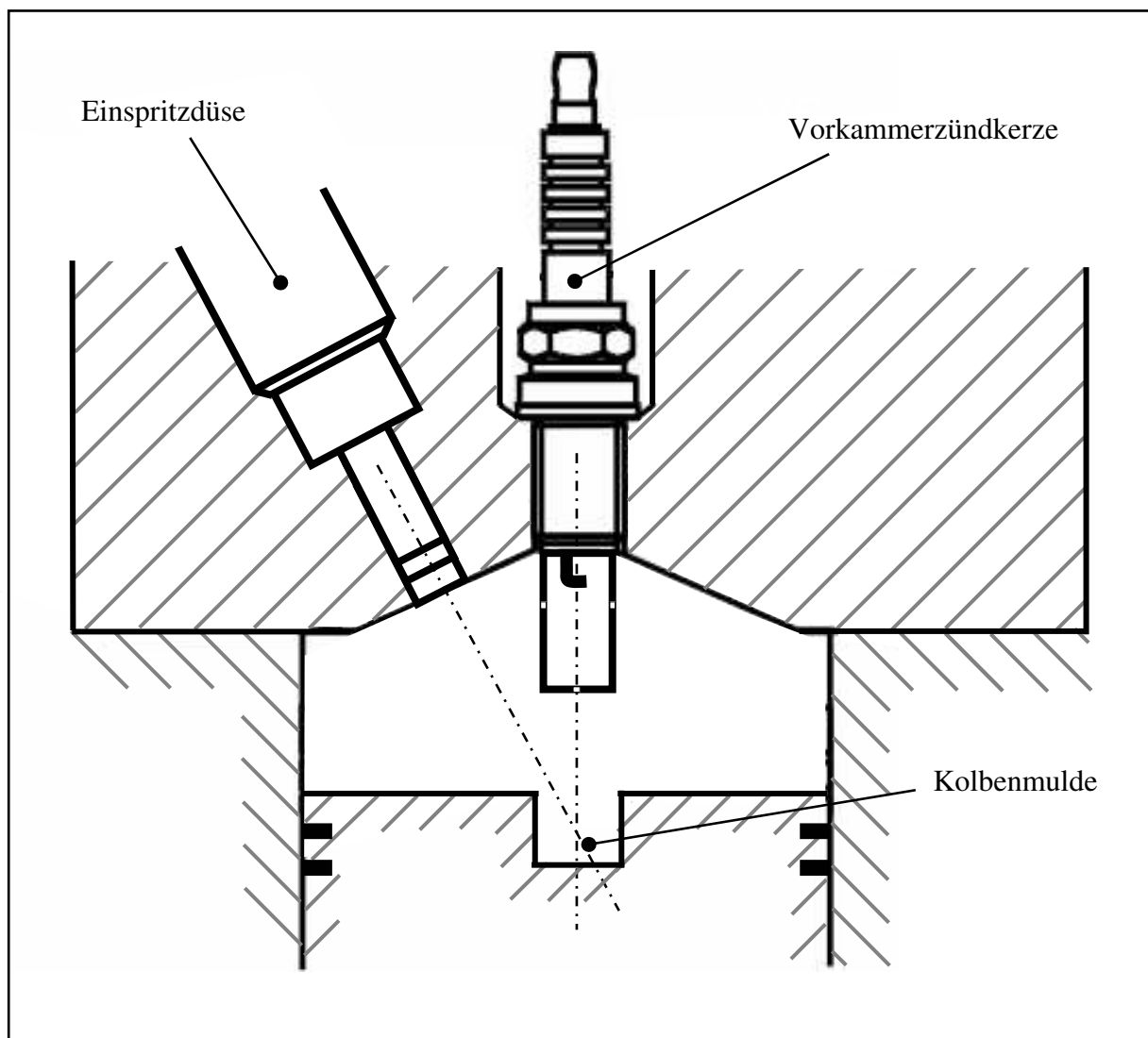


Bild 2.7: Prinzip des BPI-Verfahrens [43]

Im geschichteten Betrieb wird beim BPI-Verfahren eine Doppeleinspritzung realisiert. Zunächst wird zu einem frühen Zeitpunkt der größte Teil der erforderlichen Kraftstoffmasse während der 1. Einspritzung in den Brennraum eingebracht. Diese Kraftstoffmasse bestimmt

den jeweiligen Lastzustand und wird bis zum Zündzeitpunkt weitgehend gleichmäßig mit dem Brennraumgas vermischt. Dabei entsteht im gesamten Brennraum ein homogenes und relativ mageres Kraftstoff-Luft-Gemisch.

Erst kurz vor dem Zündzeitpunkt erfolgt die 2. Einspritzung. Hierbei wird die restliche, verhältnismäßig geringe Kraftstoffmasse gezielt in die kleine Kolbenmulde gespritzt (**Bild 2.8 A**). Das sehr fette Kraftstoff-Luft-Gemisch wird in der Kolbenmulde aufgefangen und durch die Kolbenbewegung in Richtung der Vorkammerzündkerze transportiert (Bild 2.8 B), da im weiteren Verlauf der Kompressionsphase die Vorkammer der Zündkerze in die Kolbenmulde eintaucht (Bild 2.8 C).

Die Vorkammer der Zündkerze ist umlaufend mit vier und einer zentralen, speziell ausgelegten engen Bohrungen versehen. Während der Kompressionsphase stellen diese engen Bohrungen einen hohen Strömungswiderstand dar, hierdurch kann sich der Kompressionsdruck nur verzögert in der Vorkammer einstellen. Beim Eintauchen der Vorkammer in die Kolbenmulde besteht ein Druckgefälle zwischen Brennraum und Vorkammer, so daß das fette Kraftstoff-Luft-Gemisch, das in der Kolbenmulde aufgefangen wurde, durch die engen Bohrungen mit hoher Strömungsgeschwindigkeit in die Vorkammer eintritt. Dabei entsteht in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt idealerweise ein zündfähiges, hochturbulentes, relativ homogenes Gemisch. Dieses Gemisch ist laut [43] weder von einer besonderen Ladungsbewegung im Zylinder, noch von einer speziellen Einspritzstrahlgeometrie abhängig.

Nach der erfolgten Zündung schießen die Flammen infolge des positiven Druckgefälles durch die engen Bohrungen in den Brennraum und erfassen schnell das restliche, relativ magere Kraftstoff-Luft-Gemisch (Bild 2.8 D). Durch die heraustretenden Flammenstrahlen werden rasch und gleichzeitig weite Bereiche des mageren Kraftstoff-Luft-Gemisches im Brennraum an der Verbrennung beteiligt. Das intensive Durchdringen der Flammenfront im Brennraum läßt auf eine schnellere und vollständigere Kraftstoffumsetzung als bei einer von einem Zündort ausgehenden sphärischen Flammenausbreitung schließen.

Das BPI-Verfahren befindet sich im Entwicklungsstadium, in dem Grundsatzfragen z.B. bezüglich der konstruktiven Brennraumgestaltung, der Strömungsverhältnisse und der Gemischbildungsvorgänge untersucht werden. Der erste experimentelle Nachweis der Funktionalität konnte bereits erbracht und einige verfahrensspezifische Erkenntnisse gewonnen werden. Dabei wurden teilweise vielversprechende Motormessergebnisse erzielt aber auch Korrosionsschäden und Schwefelablagerungen an der Vorkammer beobachtet [43].

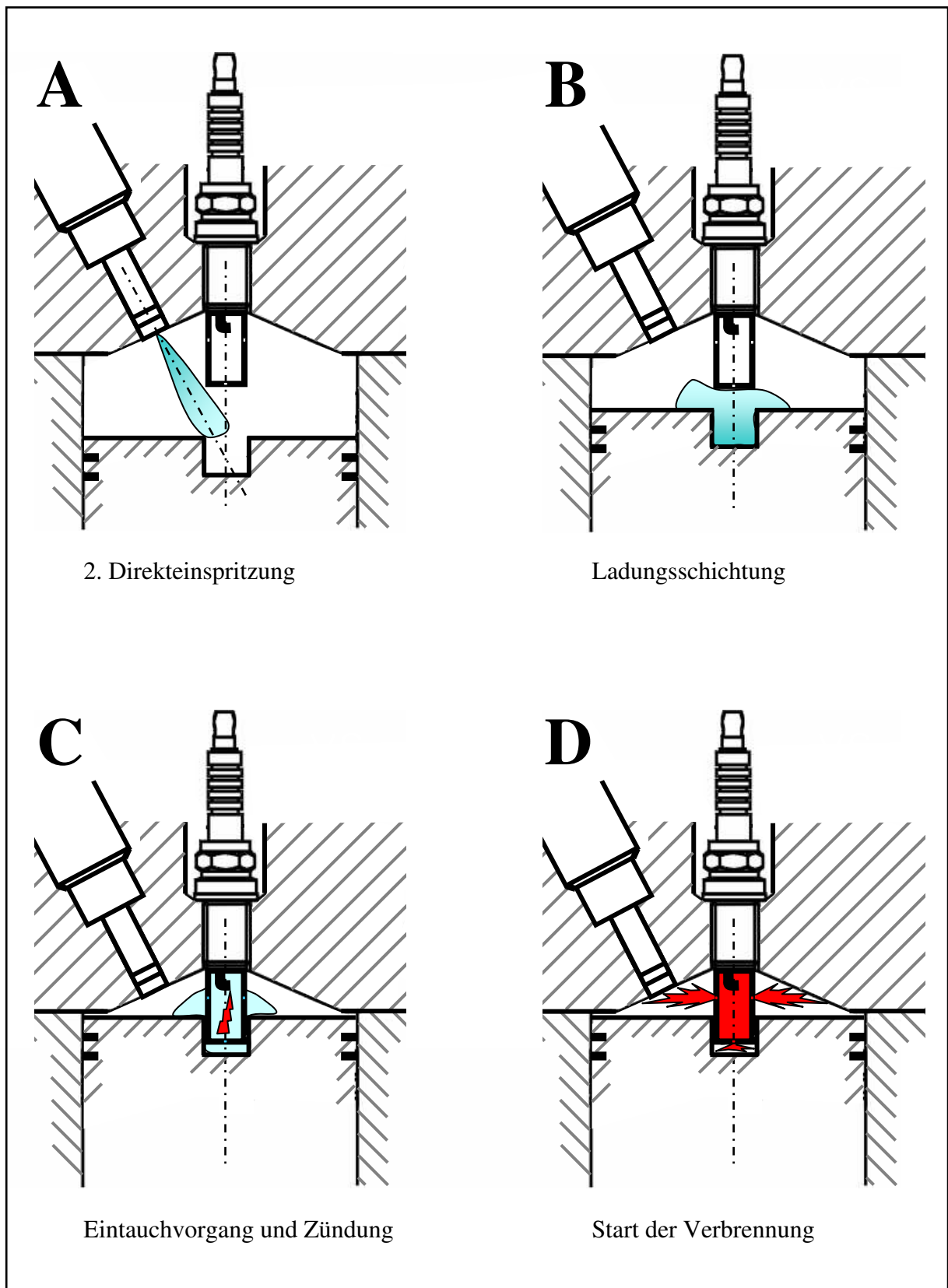


Bild 2.8: Schematischer Ablauf der 2. Einspritzung und der Verbrennung beim BPI-Verfahrens [43]

3 Motivation und Zielsetzung

Die DI-Benzinbrennverfahren mit Ladungsschichtung befinden sich erst in der Anfangsphase ihrer Entwicklung, in der viele Zwischenlösungen verwirklicht werden. Das theoretische Potenzial der Benzin-Direkteinspritzung ist bekannt, jedoch sind die Lösungen der komplexen Probleme, die bei der Realisierung auftreten, noch weitgehend unbekannt. Weitere Lösungsansätze werden in der nächsten Zeit folgen um das Potenzial umfangreicher als bisher auszuschöpfen. Betrachtet man die bekannten ausgeführten DI-Benzinbrennverfahren und fasst die Erkenntnisse aus dem vorangehenden Abschnitt zusammen, so fällt in erster Linie auf, dass sich die zahlreichen Verfahren hauptsächlich in

- der Position der Einspritzdüse (zentral oder dezentral, unter bzw. zwischen den Kanälen, einlasseitig, auslasseitig),
- der Position der Zündkerze (zentral oder dezentral),
- der Form des Kolbenbodens (unterschiedliche, aufwendige Konturen) und
- der Art der Ladungsbewegung (Drall, Tumble oder auch Reverse-Tumble)

unterscheiden. Es ist offensichtlich, dass bis jetzt keines der konkurrierenden DI-Benzinbrennverfahren, ob wand-, luft- oder strahlgeführt, einen entscheidenden Vorsprung aufweisen und auch innerhalb der einzelnen Brennverfahrensarten sich keine Brennraumkonfiguration als die optimale Wahl für die DI-Benzinmotoren herauskristallisieren kann. Jede der Brennverfahrensarten und der Brennraumkonfigurationen weisen sowohl Vor- als auch Nachteile auf, folglich ist jede dieser Lösungen immer nur ein Kompromiss.

Weiterhin fällt auf, dass der homogene Betrieb als beherrschbar bezeichnet werden kann, dagegen aber große Anstrengungen unternommen werden müssen, um den geschichteten Betrieb zu realisieren. Zuerst ist hier eine spezielle, präzise ausgelegte Ladungsbewegung zu nennen, die über aufwendige Schaltorgane in Ansaugkanälen generiert und an die verschiedenen Motorbetriebspunkte angepasst werden muss. Doch unterliegt diese Ladungsbewegung zyklischen Schwankungen, so dass eine zuverlässige Reproduzierbarkeit der Ladungsbewegung problematisch bleibt.

Zusätzlich ist der geschichtete Betrieb meist auf eine besondere Form des Kolbenbodens, die oft in einer zerklüfteten Kolbenoberfläche resultiert, angewiesen. Diese Form wird benötigt, um die eingespritzte Kraftstoffmasse zur Zündkerze umzuleiten und das Kraftstoff-Luft-Gemisch kompakt zu halten. Ferner übernimmt der Kolben häufig auch das Unterstützen und Führen der oben erwähnten Ladungsbewegung.

Die Einspritzdüse wird dabei im Brennraum so ausgerichtet, dass der Kraftstoffstrahl im Zusammenspiel mit der Form der Kolbenoberfläche und der Ladungsbewegung unter sehr genauer zeitlicher Abstimmung einen stabilen geschichteten Betrieb ermöglicht.

Diese Maßnahmen dienen **ausschließlich** dem geschichteten Betrieb. Im homogenen Betrieb müssen sie mit ihren Einschränkungen oder auch Nachteilen hingenommen werden:

- kleinerer Luftliefergrad als Folge der Schaltorgane in den Ansaugkanälen
- erhöhte Kohlenwasserstoff-Emissionen aufgrund der Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände
- größere Klopfneigung infolge der zerklüfteten Kolbenoberfläche
- niedrigere Nennleistung als Resultat aus kleinerem Luftliefergrad und größerer Klopfneigung
- schlechterer Motorwirkungsgrad aufgrund der größeren Brennraumwandoberfläche
- erhöhte Reibleistung, bedingt durch den schwereren Kolben
- Ölabwaschung durch direkte Kraftstoffanspritzung der Zylinderwand

Diese unerwünschten Nebeneffekte haben unterschiedliche Gewichtung und man ist bemüht, sie in ihrem Ausmaß einzuschränken. Dabei haben sich folgende Eigenschaften als empfehlenswert herauskristallisiert, die als Gestaltungsrichtlinien für einen Benzinmotor mit Direktein-spritzung bezeichnet werden können:

- Die Zündkerze sollte zentral im Brennraumdach untergebracht werden, womit eine gute Voraussetzung für minimale Flammenwege und gleichmäßige Flammenausbreitung gegeben ist.
- Die Kraftstoffeinspritzdüse sollte möglichst weit von der Zündkerze entfernt positioniert werden, denn der Transport des Kraftstoffes zur Zündkerze kann im geschichteten Betrieb für eine gute Gemischaufbereitung genutzt werden. Die thermische Belas-

tung der Kraftstoffeinspritzdüse und damit auch die Gefahr der Verkokung der Düsen-
spitze nimmt mit der Entfernung zwischen Zündkerze und Einspritzdüse ab. Zugleich
verringert sich das Risiko einer Kraftstoffbenetzung der Zündkerze, womit ihre Belas-
tung infolge von Thermoschocks sinkt und ihre Lebensdauer steigt. Zu berücksichti-
gen ist dabei, dass mit größerer Entfernung zwischen Einspritzdüse und Zündkerze die
Abmagerungsfähigkeit im geschichteten Betrieb abnimmt.

- Das Kraftstoff-Einspritzsystem, insbesondere die Einspritzdüse, ist ein entscheidender
Faktor bei der Verwirklichung eines DI-Benzinbrennverfahrens. Die Zerstäubungsgüte
einer Einspritzdüse beeinflusst wesentlich die Gemischbildung und die nachfolgende
Verbrennung. Eine reproduzierbare und präzise Einspritzung ist vor allem im ge-
schichteten Betrieb eine Grundvoraussetzung. Über eine entsprechende Gestaltung der
Kraftstoffstrahlgeometrie sollte eine direkte Kraftstoffbenetzung jeglicher Brenn-
raumwände im Sinne geringer Abgasemissionen vermieden werden. Das Benetzen der
Zylinderwand sollte auch wegen der Ölabwaschung und damit verbundener Gefahr ei-
nes Kolbenfressers unterbleiben.
- Die Brennraumgestaltung eines Benzinmotors mit direkter Kraftstoffeinspritzung un-
terliegt grundsätzlich den gleichen Anforderungen wie die eines herkömmlichen Ben-
zinmotors. Aus thermodynamischen Gründen sollte das Oberflächen-Volumen-Ver-
hältnis minimiert werden. Gemäß der idealisierten kugelförmigen Flammenausbreitung ist
ein ebenfalls kugelförmig ausgeführter Brennraum anzustreben. Ein damit kompakter
Brennraum ist auch hinsichtlich Klopfneigung unkritischer einzustufen. Infolgedessen
sollte der Kolbenboden so einfach wie möglich ausgeführt werden. Bei einer zentralen
Zündkerzenposition ist eine rotationssymmetrische, mittig angeordnete, nicht allzu tie-
fe Mulde zu empfehlen.
- Das Brennverfahren sollte sich im geschichteten Betrieb auf eine möglichst moderate
Ladungsbewegung stützen. Damit könnte man auf weniger aufwendige Einlasskanäle
zurückgreifen, auf Schaltorgane verzichten und dadurch den Luftliefergrad anheben.
Die Abhängigkeit des Brennverfahrens von zyklischen Schwankungen seitens der La-
dungsbewegung nimmt ebenfalls ab. In der Nähe der Zündkerze müssen zum Zünd-
zeitpunkt ohnehin hohe Strömungsgeschwindigkeiten vermieden werden, denn die Ge-
fahr einer Flammenverwehung steigt mit dem Betrag der Strömungsgeschwindigkeit
an. Zu beachten ist dabei, dass im homogenen Betrieb eine ausgeprägte Ladungsbewe-
gung für die Gemischaufbereitung und -verteilung generell hilfreich ist.

- Als letzter, aber wichtigster Punkt ist die Forderung nach einer möglichst kleinen gegenseitigen Beeinflussung des homogenen und geschichteten Betriebs zu nennen. Gemeint ist damit, dass nach Möglichkeit alle Maßnahmen, die einer Betriebsart zugute kommen, sich nicht als Nachteil für die jeweils andere Betriebsart auswirken.

Beachtet man nun jede der vorstehenden Empfehlungen und versucht dann nach Möglichkeit, viele davon weitestgehend zu erfüllen und an einem Verbrennungsmotor umzusetzen, so ist es theoretisch möglich, ein neues, unter Umständen besseres DI-Benzinbrennverfahren zu entwickeln.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, auf der Grundlage der durchgeführten systematischen Analyse der bekannten Benzinbrennverfahren mit Direkteinspritzung und der herausgearbeiteten Erkenntnisse über die Gestaltungsrichtlinien ein neues Brennverfahren für DI-Benzinmotoren zu entwickeln.

Eine theoretische Betrachtung der für die Gemischbildung des neuen Brennverfahrens relevanten Tropfenkinetik bildet die Voraussetzung für die nachfolgenden rechnerischen und experimentellen Untersuchungen des neuen Brennverfahrens.

Die DI-Benzinbrennverfahren stellen höchste Anforderungen an den Gemischbildungsprozess. Die gezielte und effektive Entwicklung und Optimierung derartiger neuer Brennverfahren setzen die genaue Kenntnis der innermotorischen Vorgänge voraus. Um die komplexen Vorgänge im Detail abbilden zu können, ist neben dem Einsatz modernster, hochentwickelter Messtechniken auch der Einsatz computergestützter Simulationstechniken unverzichtbar. Die Kombination aus berührungslosen Messmethoden und dreidimensionaler numerischer Strömungsanalyse CFD (**C**omputational **F**luid **D**ynamics) ermöglicht detaillierte räumlich und zeitlich aufgelöste Vorhersagen über die instationären Strömungs- und Gemischbildungsvorgänge sowie Verbrennungsabläufe und trägt damit wesentlich zum besseren Verständnis der komplexen physikalischen und reaktionskinetischen Vorgänge bei. Dementsprechend sollen der numerische Nachweis und die methodische Absicherung des neuen Brennverfahrens mit Hilfe der CFD-Berechnungen erfolgen.

Die experimentelle Bestätigung soll zunächst in einer konditionierbaren Druckkammer mit optischen Zugängen geführt werden. Ferner sollen über weitere Druckkammer-Untersuchungen zusätzliche Erkenntnisse über charakteristische Gemischbildungsvorgänge gewonnen werden.

Danach soll aufbauend auf den Ergebnissen der CFD-Berechnungen und der Druckkammer-Untersuchungen das neue Brennverfahren an einem Vollmotor umgesetzt werden. Schließlich ist unter Verwendung der erzielten Simulationsergebnisse stichpunktartig die motorische Eignung des neuen Brennverfahrens nachzuweisen.

4 Das Konträr-Verfahren

Ausgehend von den gewonnenen Erkenntnissen des vorangestellten Abschnittes werden in diesem Kapitel zuerst der geschichtete Betrieb ausführlich untersucht und die für den Betrieb entscheidenden Mechanismen ermittelt. Die Beherrschung des geschichteten Betriebs ist, wie bereits in Kapitel 3 erörtert, schwieriger als die des homogenen. Danach wird ein neuer Vorschlag für die Ladungsschichtung in einem DI-Benzinmotor erarbeitet. Das neue Brennverfahren wird unter dem Aspekt des geschichteten Betriebs eingehend bewertet und sein theoretisches Potenzial aufgezeigt. Anschließend werden die motorische Eignung des Verfahrens und eventuelle negative Auswirkungen im homogenen Betrieb betrachtet.

Vorab muss die Frage beantwortet werden: Was versucht man bei den bisher beschriebenen Brennverfahrensarten teilweise unter großem technischen Aufwand zu erreichen? Natürlich sollen diese Verfahren in einem Benzinmotor über eine kontrollierte Ladungsschichtung einen stabilen Motorbetrieb bei global großem Luftüberschuß ermöglichen um somit von der Quantitäts- zur Qualitätsregelung mit ihren Verbrauchsvorteilen zu wechseln. Darüber hinaus bringt die Ladungsschichtung weitere Vorteile, z.B. für den thermischen Wirkungsgrad des Motors. Die Wandwärmeverluste nehmen infolge der isolierenden Wirkung der Luftschicht um die zentral im Brennraum ablaufende Verbrennung ab.

Doch was passiert genau, vom physikalischen Standpunkt aus gesehen, im geschichteten Betrieb im Brennraum? Über eine Einspritzdüse wird unter hohem Druck Kraftstoff direkt in den Brennraum eingespritzt. Dieser Kraftstoffstrahl besitzt einen hohen Impuls (Strahlimpuls). Es wird dann versucht, und das ist das Entscheidende, diesen Kraftstoffstrahl mit Hilfe einer speziellen Form des Kolbenbodens oder auch über eine besonders ausgeprägte Ladungsbewegung aufzunehmen und kontrolliert in Richtung der Zündkerze umzulenken. Eine Ausnahme bildet hier das strahlgeführte Verfahren, bei dem dieser Strahlimpuls nicht umgelenkt wird, sondern der aufbereitete Kraftstoff am Rande des Strahls entzündet wird. Dabei müssen aber aufgrund der räumlichen Nähe von Zündkerze und Einspritzdüse die im Abschnitt 2.3 beschriebenen Nachteile hinsichtlich der hohen thermischen Belastung dieser Bauteile berücksichtigt werden.

Der Impuls I ist definiert als das Produkt aus Masse m und Geschwindigkeit v :

$$I = m v \quad (1)$$

Ändert sich die eingespritzte Kraftstoffmasse, so ändert sich auch der über den Kraftstoff in den Brennraum eingebrachte Impuls. (Es wird hier zunächst ein konstanter Einspritzdruck angenommen. Beim gleichbleibenden Durchflussquerschnitt und damit gleicher Austrittsgeschwindigkeit ändert sich die Einspritzdauer.) Der Strahlimpuls ist also nicht konstant, sondern ändert sich abhängig vom Motorbetriebspunkt sowohl mit der Motordrehzahl als auch mit der Motorlast. Um einen kontrollierten Motorbetrieb sicherzustellen ist es erforderlich, diesen Strahlimpuls in jedem Motorbetriebspunkt zu beherrschen. Hierfür wird ein flexibler, dem jeweiligen Strahlimpuls angepasster *Gegenimpuls* benötigt. Offensichtlich liegt gerade hier das Problem, denn die meisten DI-Benzinbrennverfahren sind in einem Betriebspunkt (meistens der für den Testzyklus relevante Punkt: Drehzahl 2000 1/min, effektiver Mitteldruck 2 bar) sehr gut abgestimmt [12, 13, 45]. Zuerst werden für diesen Punkt die optimale Konfiguration von Zündkerze, Einspritzdüse, Einspritzstrahl, Ladungsbewegung und Kolbenform ausgelegt. Danach erst wird versucht, mit der vorgegebenen Konfiguration andere Betriebspunkte bestmöglich abzustimmen, wobei natürlich immer ein Kompromiss entstehen wird.

Der Strahlimpuls kann auch über die Austrittsgeschwindigkeit der Kraftstofftropfen, also über den Einspritzdruck, beeinflusst werden (Gleichung 1). Wird der Einspritzdruck verändert, so muss auch mit einer Veränderung der Strahlgeometrie und der Tropfengrößenverteilung gerechnet werden, was wiederum neue Probleme hinsichtlich der Gemischaufbereitung nach sich ziehen kann. Zu beachten ist dabei, dass die Kraftstoff-Hochdruckpumpe meist über die Nockenwelle angetrieben wird und dadurch der maximale Einspritzdruck direkt mit der Motordrehzahl gekoppelt ist. So steht ein gewünschter hoher Einspritzdruck, vor allem bei kleiner Motordrehzahl, mitunter nicht zur Verfügung.

Der Gegenimpuls sollte idealerweise so flexibel sein, dass er der Größe des Strahlimpulses genau folgen kann. Beim wandgeführten Verfahren übernimmt eine spezielle Form des Kolbenbodens, oft in Verbindung mit einer Ladungsbewegung, die Aufgabe, den Strahlimpuls zu führen und umzulenken. Doch die Kolbenform variabel zu gestalten ist nicht durchführbar, so dass der Kolbenboden oft nur für einen bestimmten Betriebspunkt optimal ausgelegt wird.

Danach kann mit der bereits festgelegten Kolbenform versucht werden, über eine zeitliche Anpassung der Einspritzung und Zündung oder über die Ladungsbewegung auch andere Betriebspunkte bestmöglich abzustimmen. Beim luftgeführten Verfahren wird allein über eine ausgeprägte Ladungsbewegung der sogenannte Gegenimpuls erzeugt. Doch die Problematik stellt sich ähnlich wie beim wandgeführten Verfahren dar: eine über Motordrehzahl und -last variable Ladungsbewegung zu realisieren.

Gesucht werden nun andere Möglichkeiten, einen dem Strahlimpuls genau angepassten Gegenimpuls zu generieren. Eine andere, neuartige Idee, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurde, nutzt den Strahlimpuls selbst, indem sie zwei Kraftstoffstrahlen gegeneinander, somit konträr, ausrichtet. **Bild 4.1** stellt das Prinzip des Konträr-Verfahrens in einem Brennraum dar. Zwei zur Zylindermittelebene spiegelbildlich im Zylinderkopf angeordnete Einspritzdüsen bringen den Kraftstoff in den Brennraum ein. Der Kolben ist mit einer zentralen, rotationssymmetrischen flachen Mulde versehen und die Zündkerze ist mittig im Brennraumdach platziert. Weitere technische Maßnahmen im Brennraum oder in den Einlasskanälen sind nicht notwendig.

Werden beide Einspritzdüsen an einer Kraftstoffleitung angeschlossen und synchron angesteuert, so bringen beide annähernd zu gleichen Teilen und mit gleicher Geschwindigkeit den Kraftstoff, der für den jeweiligen Betriebspunkt notwendig ist, in den Brennraum ein. Demzufolge bilden sich im Brennraum zwei annähernd identische Kraftstoffstrahlen aus. Der Vorteil dabei liegt vor allem darin, dass beide Kraftstoffstrahlen in jedem Betriebspunkt zwangsläufig immer im Betrag einen ähnlichen Strahlimpuls erzeugen, denn sowohl die eingebrachte Kraftstoffmasse je Einspritzdüse als auch die Geschwindigkeit, mit der der Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird, sind nahezu identisch. Die Vorstellung, die es später zu beweisen gilt, geht weiter davon aus, dass sich genau in der Mitte zwischen den beiden Einspritzdüsen die Kraftstoffstrahlen treffen, in diesem Bereich sich sehr intensiv mit der umgebenden Brennraumluft vermischen und dabei eine zündfähige Gemischwolke bilden; dies auch bei kleinsten Kraftstoffmassen. Eine spezielle Ladungsbewegung oder eine aufwendige Kolbenform wird dafür nicht benötigt.

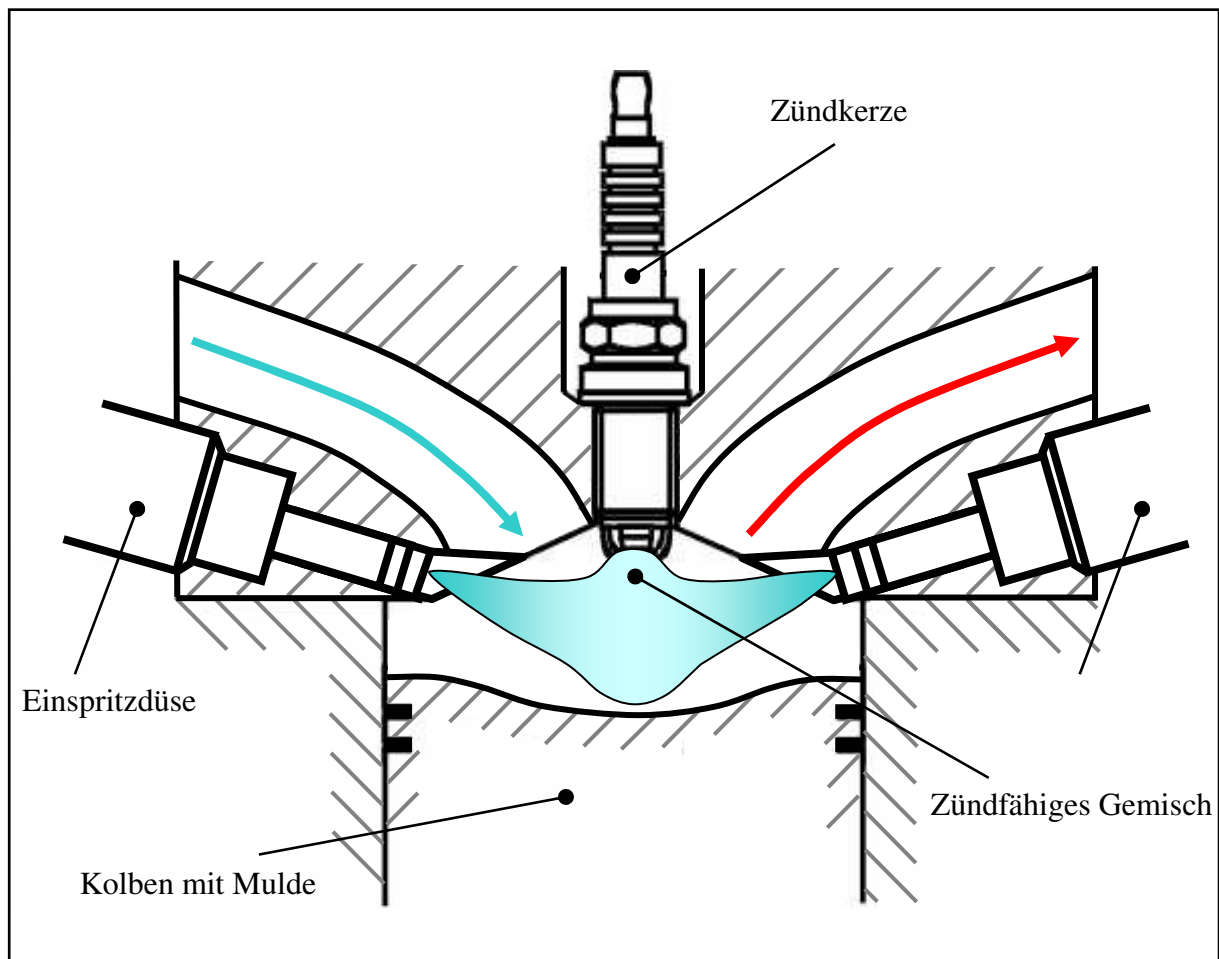


Bild 4.1: Prinzip des Konträr-Verfahrens

Wird die Idee des Konträr-Verfahrens unter Beachtung der im Abschnitt 3 zusammengefassten Empfehlungen für ein DI-Benzinbrennverfahren in einen Motorbrennraum umgesetzt, d.h.

- eine zentrale Zündkerzenposition,
- die Einspritzdüsen möglichst weit von der Zündkerze entfernt,
- die Geometrie des Kraftstoffstrahls der Zylinderbohrung angepasst und
- ein Kolben mit einer flachen, zentralen Mulde,

so ergeben sich für einen modernen 4V-Zylinderkopf bezüglich der Position der Einspritzdüsen grundsätzlich zwei mögliche Brennraumkonfigurationen (**Bild 4.2**). Zum einen ist die Unterbringung der Düsen jeweils inmitten der zwei Einlass- bzw. Auslasskanäle (Bild 4.2 A) und zum anderen jeweils zwischen einem Einlass- und Auslasskanal (Bild 4.2 B) realisierbar.

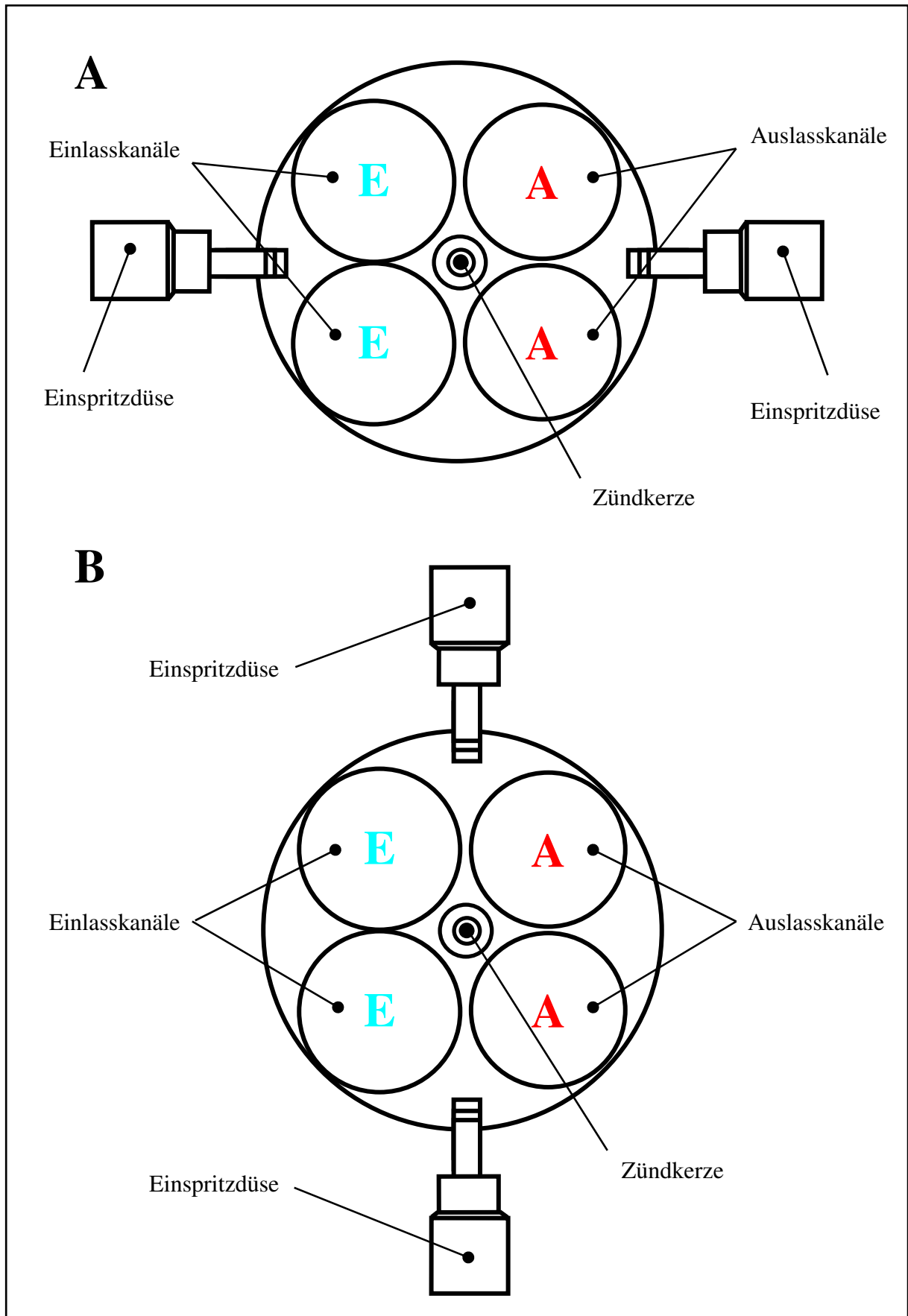


Bild 4.2: Brennkammerkonfigurationen für ein Konträr-Verfahren

Das Konträr-Verfahren beinhaltet gegenüber den bekannten, bisher beschriebenen DI-Benzinbrennverfahren die folgenden theoretischen, prinzipbedingten Vor- und Nachteile:

+ Für die Ladungsschichtung ist im gesamten geschichteten Betrieb keine besondere Ladungsbewegung nötig. Die Einlasskanäle können entsprechend weniger aufwendig und ohne Schaltorgane ausgeführt werden. Damit ist eine gute Voraussetzung für einen hohen Luftliefergrad und infolgedessen auch für eine hohe Nennleistung gegeben.

+ Weiterhin ist eine geringere Empfindlichkeit gegenüber zyklischen Schwankungen der Zylinderinnenströmung im geschichteten Betrieb zu erwarten, denn das Prinzip des Konträr-Verfahrens stützt sich nicht auf eine Ladungsbewegung, die erfahrungsgemäß mit zyklischen Schwankungen behaftet ist.

+ Die Kraftstoffstrahlen sind nicht direkt auf die Kolbenoberfläche gerichtet, sie treffen sich mittig im Brennraum. Bei entsprechender Auslegung der Strahlgeometrie kann eine unmittelbare Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände weitgehend vermieden werden. Aus diesem Grunde sind auch niedrigere Kohlenwasserstoff-Emissionen zu erwarten.

+ Die Notwendigkeit einer aufwendigen Kolbenform ist weder bezüglich einer Strömungsführung noch wegen einer Umlenkung des Kraftstoffstrahls gegeben, so dass ein kompakter Brennraum realisiert werden kann. Auf diese Weise können die Forderung nach minimalem Oberflächen-Volumen-Verhältnis besser erfüllt und damit die Wandwärmeverluste reduziert werden. Die Klopfneigung sinkt und das Verdichtungsverhältnis kann, im Sinne niedrigerer Teillastverbräuche, gegebenenfalls angehoben werden.

+ Der relativ einfach gestaltete Kolbenboden ergibt ein geringeres Kolbengewicht, womit eine geringere Reibleistung des Motors und damit wiederum eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs verbunden ist.

+ Für die Gemischaufbereitung im geschichteten wie auch im homogenen Betrieb ist keine heiße Kolbenoberfläche erforderlich, somit erscheint die Verwendung des verbrauchsgünstigen Schichtbetriebs auch beim noch nicht betriebswarmen Motor oder sogar bereits beim Kaltstart möglich.

- + Da weder eine spezielle Form des Kolbenbodens noch eine besondere Ladungsbewegung, die dem jeweiligen Motorbetriebspunkt angepasst werden muss, notwendig sind, kann die Abstimmung der einzelnen Betriebspunkte unabhängig voneinander erfolgen. Aus diesem Grund ist auch eine weniger aufwendige Implementierung des Konträr-Verfahrens an einem neuen Motor sowie eine einfachere Übertragbarkeit innerhalb einer Motorenfamilie zu erwarten.
- Für das Konträr-Verfahren wird pro Zylinder eine zweite Einspritzdüse benötigt, wodurch ein höherer finanzieller Aufwand entsteht.
 - Das neue Verfahren stützt sich auf zwei Einspritzstrahlen und ist somit empfindlich gegenüber Unzulänglichkeiten der Einspritzanlage, wie z.B. stochastische Störungen, inakzeptabler Vorstrahl oder auch Nachspritzer der Einspritzdüsen. Die Qualität der Düsen beeinflusst maßgeblich die Funktionsweise des Konträr-Verfahrens, stärker als bei allen anderen Verfahren. So sind z.B. die Zerstäubungsgüte und die exakte und reproduzierbare eingespritzte Kraftstoffmasse für das Verfahren bestimmend.
 - Die konstruktive Unterbringung der Düsen im Zylinderkopf kann sich als problematisch erweisen. Wird die Lösung nach Bild 4.2 A angewendet, so ist mit einer erhöhten thermischen Belastung und damit verbundenen Verkokung der auslassseitigen Einspritzdüse zu rechnen [41].
 - Die Einbindung der zweiten Einspritzdüsen spitze in den Brennraum macht eine zusätzliche Aussparung im Brennraumdach erforderlich (**Bild 4.3**). Aus [46] ist bekannt, dass diese Aussparungen eine Quelle für Kohlenwasserstoff-Emissionen sind. Denn einerseits ist während der Einspritzung die Kraftstoffbenetzung der Aussparung nicht zu vermeiden und andererseits verlassen zum Ende jeder Einspritzung die letzten, oft vergleichsweise großen Kraftstofftropfen die Düse mit einer relativ kleinen Geschwindigkeit und lagern sich teilweise auch an den Wänden der Aussparung an. Diese Probleme können in Form einer angepassten Einspritzdüse anstatt eines angepassten Brennraums behoben werden (**Bild 4.4**). Die Düsen spitze ist dabei so geformt, dass sie bündig im Brennraum mündet und damit eine kompaktere Brennraumgestaltung ermöglicht. Die Idee der angepassten Einspritzdüse ist im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und zum Patent Nr. DE 199 55 544 A1 angemeldet worden [47]. Die angepasste Einspritzdüse bietet gleichermaßen Vorteile für andere DI-Benzinbrennverfahren.

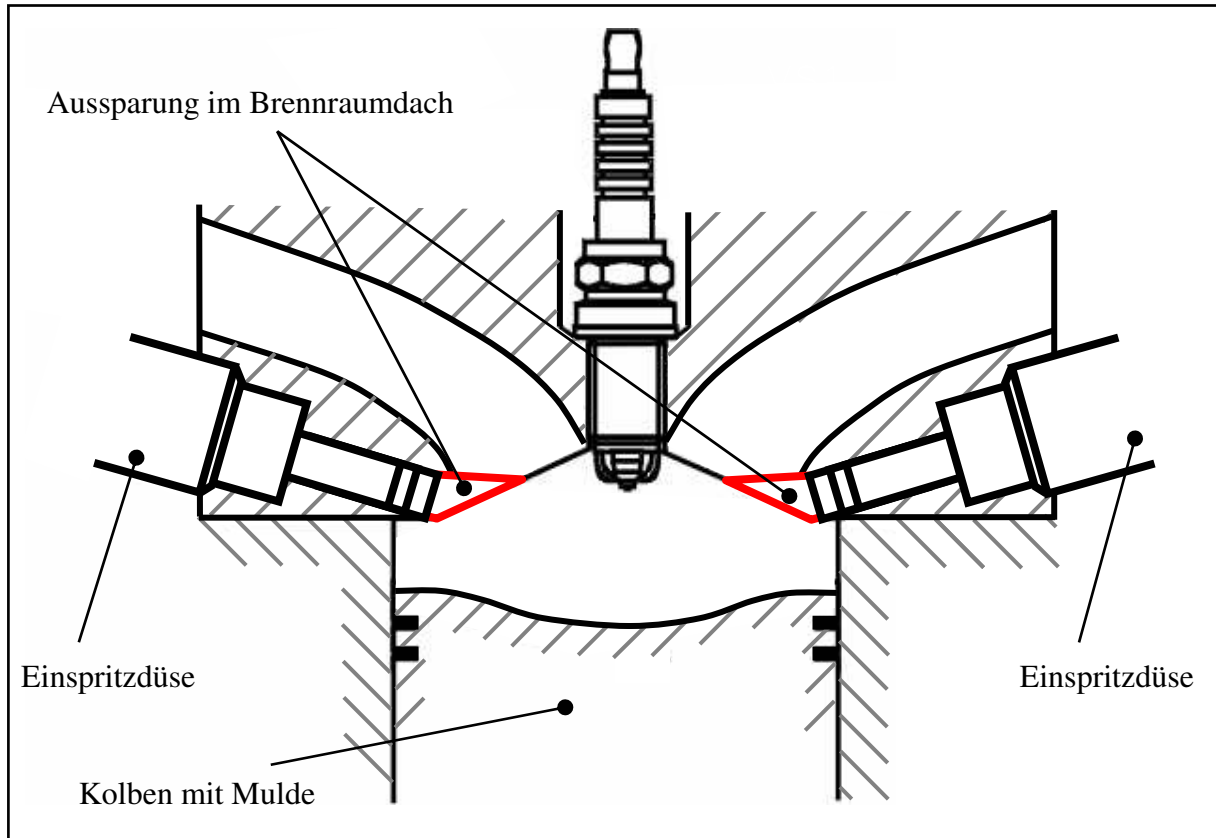


Bild 4.3: Angepasster Brennraum

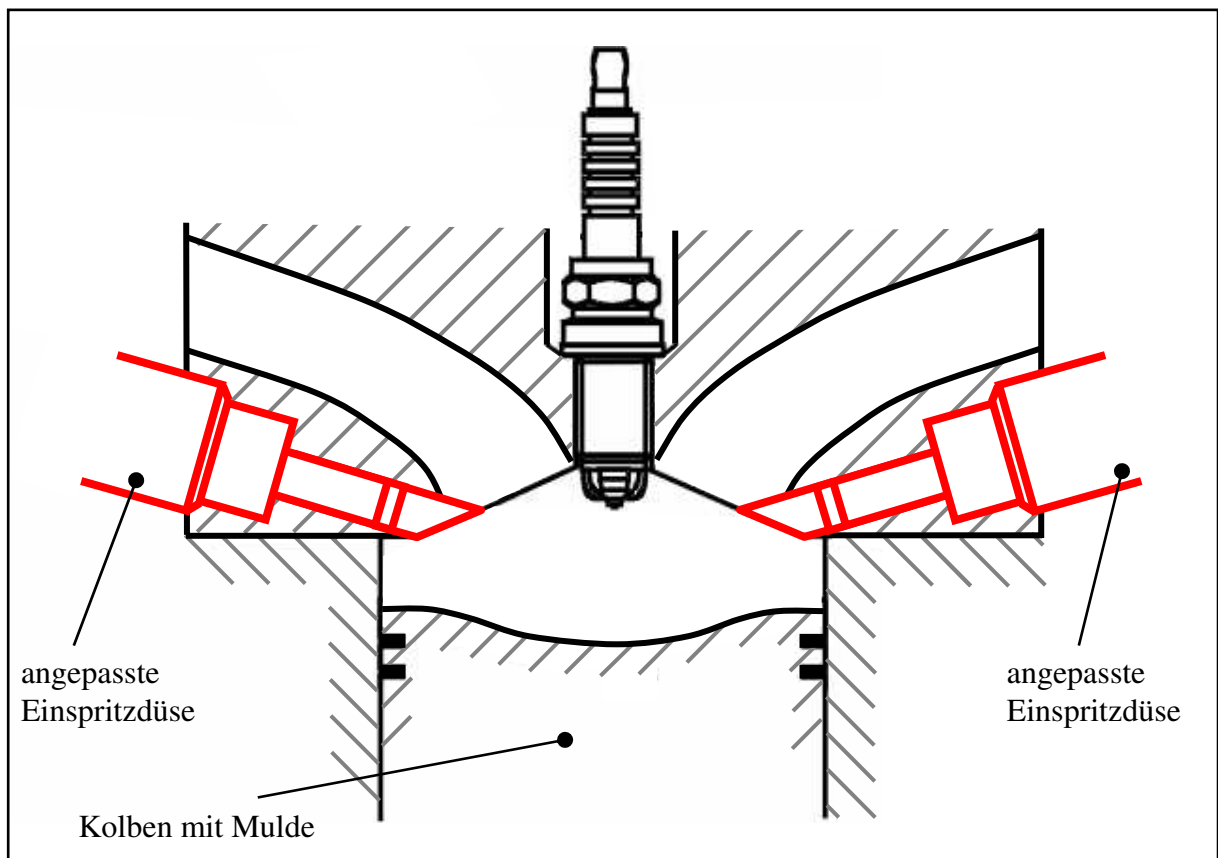


Bild 4.4: Angepasste Einspritzdüse

Die Zuordnung des Konträr-Verfahrens zu der strahlgeführten Verfahrensart ist eindeutig, denn es stützt sich, wie bereits erwähnt, auf zwei Einspritzstrahlen. Der Kraftstoff wird nicht über eine speziell geformte Kolbenmulde geführt, was auf ein wandgeführtes Verfahren deuten würde. Eine besondere Ladungsbewegung ist nicht notwendig, was wiederum für ein luftgeführtes Verfahren sprechen würde (siehe auch Kapitel 2). Das Konträr-Verfahren weist die Vorteile der strahlgeführten Verfahrensart auf, zugleich aber vermeidet es deren Nachteile aufgrund der relativ großen Entfernung zwischen der Zündkerze und der Einspritzdüse (siehe Abschnitt 2.3).

Im homogenen Betrieb weist das Prinzip des Konträr-Verfahrens im Gegensatz zu den bereits beschriebenen DI-Benzinbrennverfahren voraussichtlich nur wenige negative Auswirkungen auf. Zu nennen ist hier eine zusätzliche Brennraumaussparung für die zweite Einspritzdüse mit der Folge einer erhöhten Kohlenwasserstoff-Emission und die thermische Belastung der auslassseitigen Einspritzdüse. Ferner ist zu prüfen, inwieweit eine ausreichende Gemischaufbereitung ohne spezielle Ladungsbewegung zu erreichen ist.

Schließlich ist eine besondere Eigenschaft des Konträr-Verfahrens darin zu sehen, dass zwischen homogenem und geschichtetem Betrieb kein erkennbarer Kompromiss eingegangen werden muss. Diese Eigenschaft kann als wichtigster Vorteil des Konträr-Verfahrens bezeichnet werden.

Weiterhin umfasst das Prinzip des Konträr-Verfahrens folgende Möglichkeit: Sollten sich die beiden Kraftstoffstrahlen nicht mittig im Brennraum treffen und die Gemischwolke nicht um die Zündkerze positioniert werden, z.B. aufgrund einer unerwünschten Strömung im Brennraum, so kann über eine asynchrone Ansteuerung der beiden Einspritzdüsen die Lage der Gemischwolke in Grenzen beeinflusst werden. Vorstellbar sind hier die Verschiebung des Einspritzbeginns oder auch -endes sowie die Änderung der Einspritzdauer.

Das Konträr-Verfahren ist als europäische Patentschrift unter der Nr. EP 1 088 971 B1 angemeldet worden [48].

5 Tropfenkinetik

Das Gemischbildungskonzept der Benzin-Direkteinspritzung ist sehr stark vom Kraftstoff-Einspritzsystem, insbesondere der Zerstäubungsqualität der Einspritzdüse abhängig. Dabei spielen die Kraftstoffeinbringung in den Brennraum, die Kraftstoffvermischung mit dem umgebenden Frischgas und die Kraftstoffverdampfung eine entscheidende Rolle für die nachfolgenden Verbrennungsvorgänge. Die in der Praxis relevanten motorischen Messgrößen Verbrauch, Verbrennungsstabilität und Emissionen werden durch das Einspritzstrahlverhalten, vor allem im geschichteten Betrieb, maßgeblich beeinflusst.

Das Prinzip des Konträr-Verfahrens beruht auf dem Zusammentreffen von zwei Einspritzstrahlen, so dass Interaktionen zwischen Tropfen stattfinden werden. Dabei können folgende Ereignisse eintreffen:

I. Zusammenstoß (Kollision):

Als Folge des Zusammenstoßes kann ein Zerfall oder eine Koagulation der Tropfen eintreten.

II. Gerade noch kein Zusammenstoß:

Die Tropfen bewegen sich ganz nah aneinander vorbei und beeinflussen dabei gegenseitig ihre Bewegungsrichtung und Umströmung.

III. Kein Zusammenstoß:

Die Tropfen bewegen sich aneinander vorbei ohne irgendeine gegenseitige Beeinflussung. Dieser Fall ist wegen der hohen Tropfendichte nur zeitlich begrenzt möglich, denn wenn auch die ersten Tropfen des entgegenkommenden Strahls nicht getroffen werden sollten, so folgen noch mehrere Tausend Tropfen hinterher. Damit ist eine Kollision oder zumindest eine gegenseitige Beeinflussung der Tropfen im Verlauf einer Einspritzung höchst wahrscheinlich.

Über eine Abschätzung der Tropfenzahl und damit über die von Tropfen versperrte Fläche kann die Wahrscheinlichkeit einer Tropfenkollision beurteilt werden. Annahme: Für einen Teillastpunkt werden 7,0 mg (3,5 mg je Einspritzdüse) Kraftstoff je Einspritzimpuls in den Brennraum eingebracht und es werden nur Tropfen mit einem Durchmesser von 20 µm generiert. Das Verdampfen der Kraftstofftropfen

und der Tropfenzerfall werden bei dieser Betrachtung nicht berücksichtigt. Bei einer Kraftstoffdichte von 750 kg/m^3 ergibt sich eine Tropfenanzahl von etwa 10^9 und eine summierte Querschnittsfläche aller Tropfen von rund $0,35 \text{ m}^2$. Weiterhin wird angenommen, dass die Kraftstoffstrahlen eine Kegelform mit einem Öffnungswinkel von 60° annehmen und dass die Zylinderbohrung einen Durchmesser von 80 mm aufweist, also die Einspritzstrahlen nach ca. 40 mm freier Strahllänge bei einer Kegelgrundfläche von je etwa $0,0017 \text{ m}^2$ zusammenstoßen (**Bild 5.1**). Diese Kegelgrundfläche kann mehr als 200 mal durch die gesamte Tropfenquerschnittsfläche abgebildet werden. Es bewegen sich also idealisiert jeweils 200 durch Tropfen vollkommen geschlossene Flächen aufeinander zu. Damit ist die Wahrscheinlichkeit, dass ein Tropfen ohne eine Kollision oder ohne jegliche Beeinflussung durch andere Tropfen den Zusammenstoß überdauert, sehr gering. Einzig am Strahlrand, wo die Tropfendichte abnimmt, sind solche Ereignisse denkbar.

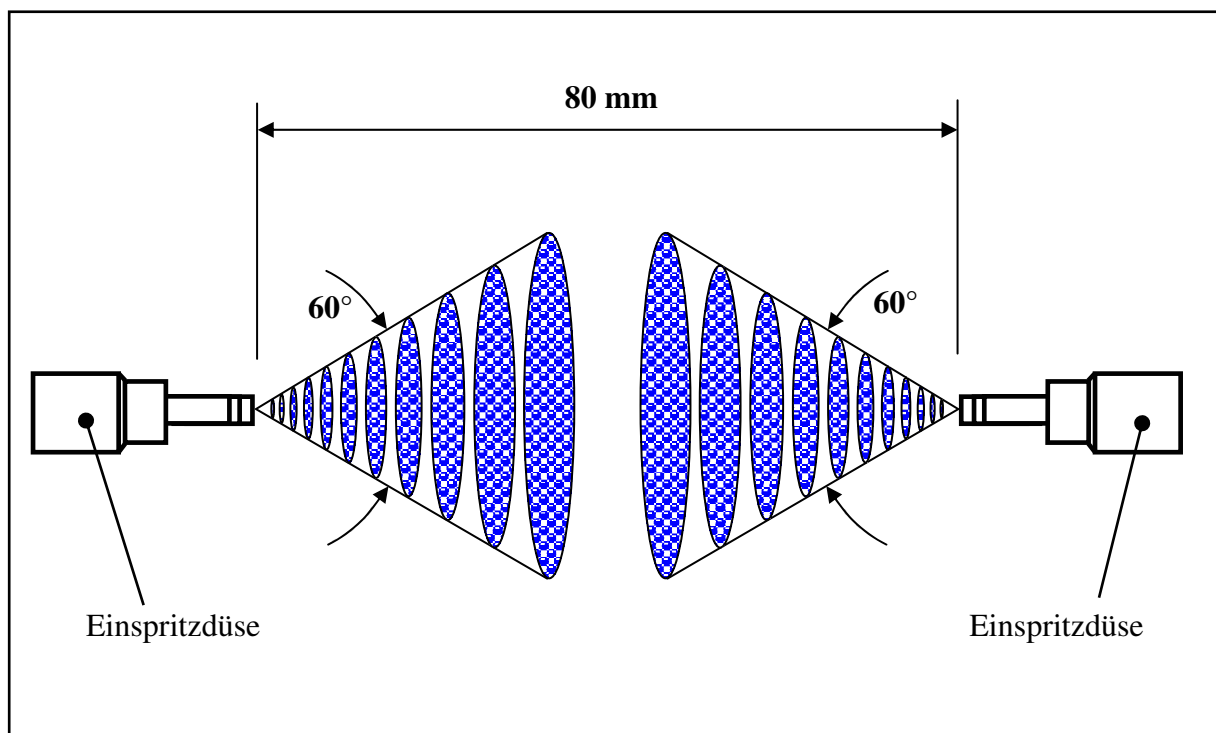


Bild 5.1: Modell der Strahlenkollision

Die Kenntnis der grundlegenden theoretischen Mechanismen der Tropfenkinetik soll als Basis für die anschließenden numerischen Strömungsberechnungen und experimentellen Untersuchungen dienen. Hierbei werden zunächst die auf die Tropfen einwirkenden Kräfte beschrieben und dann eine Betrachtung der Tropfen-Tropfen-Wechselwirkung gegeben. Weiterhin wird die Frage erörtert, inwieweit das Aufeinandertreffen von zwei Einspritzstrahlen die motorische Gemischbildung beeinflusst.

Untersuchungen an zerstäubenden Flüssigkeitsstrahlen und an Flüssigkeitstropfen in einer Luftströmung sind für viele naturwissenschaftliche und technische Anwendungen von grundlegendem Interesse und wurden daher in einer Vielzahl von wissenschaftlichen Arbeiten durchgeführt [49-64]. Dabei werden allgemein die Zerstäubungsvorgänge direkt im Düsenbereich als Primärzerfall und die weiter strahlabwärts ablaufenden Phänomene als Sekundärzerfall bezeichnet.

Aufgrund der Komplexität der Vorgänge und der sehr hohen messtechnischen Anforderungen im optisch nicht zu durchdringenden Düsenbereich liegen bisher keine verlässlichen Informationen über die Strahlstruktur in diesem Bereich vor. Deswegen ist die Modellbildung hier besonders schwierig und die aus der Literatur bekannten Theorien zum Primärzerfall stützen sich auf rein empirische oder halbempirische Kennzahlbeziehungen.

Die Sekundärzerfallsmechanismen sind messtechnisch besser erfassbar und bereits in zahlreichen sogenannten Spray- oder Tropfenzerfallsmodellen beschrieben. Weiterhin bestehen aber Unsicherheiten in der exakten Beschreibung der Tropfenkinetik, die auf die ungenügende Kenntnis der Widerstandskräfte auf Tropfen zurückgeführt werden können. Über die laminare Umströmung von starren Kugeln sind aufgrund der einfachen geometrischen Form umfangreiche und zuverlässige Ergebnisse vorhanden. Allerdings liegen über den Einfluss der Tropfenverformung, der Turbulenz im Strömungsfeld, der Anströmrichtung oder auch der Tropfenkollektiveffekte auf das Widerstandsverhalten der Tropfen nicht immer übereinstimmende, teilweise widersprüchliche Aussagen vor, so dass aufgrund der großen Unsicherheiten in der Beschreibung des Widerstandsbeiwertes von realen Flüssigkeitstropfen oft mit den Modellen für starre Kugeln gearbeitet wird.

5.1 Kräfte am Tropfen

Die Einwirkung von aerodynamischen Kräften auf Flüssigkeitstropfen in einer laminaren Strömung kann nach einer halbempirischen Beziehung für den Widerstandsbeiwert c_w beschrieben werden. Hierbei wird zunächst der einfachste Fall, in dem sich ein Flüssigkeitstropfen wie eine starre Kugel verhält, betrachtet. Der Widerstandsbeiwert ist in erster Linie von der Größe der Reynoldszahl Re abhängig:

$$Re = \frac{d_{tr} \rho_g |\bar{u}_{rel}|}{\mu_g} \quad (2)$$

mit

d_{tr} - Durchmesser des Tropfen

ρ_g - Dichte des Gases

\bar{u}_{rel} - Vektor der Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas

μ_g - dynamische Viskosität des Gases

In [45, 60-62] sind Kraftstoffstrahlen moderner Einspritzdüsen für DI-Benzinmotoren untersucht worden. Die gemessenen Tropfen liegen bei einem Einspritzdruck von 100 bar vorwiegend in einem Durchmesserbereich von $1 \mu\text{m} < d_{tr} < 50 \mu\text{m}$ und erreichen eine Geschwindigkeit von maximal etwa 100 m/s. Wird als Strömungsmedium Luft angenommen und während der Einspritzung von einem Brennraumdruck von maximal 10 bar ausgegangen, so folgt aus Gleichung 2, dass in einem Einspritzstrahl für ein DI-Benzinmotor Reynoldszahlen im Bereich $0 < Re < 400$ zu erwarten sind.

Für den Grenzfall sehr kleiner Reynoldszahlen $Re \rightarrow 0$ gilt für den Widerstandsbeiwert das Stokes'sche Gesetz:

$$c_w = \frac{24}{Re} \quad (3)$$

Strenggenommen sollte aber die Anwendung des Stokes'schen Gesetzes nur auf den Bereich $0 < Re < 0,1$ beschränkt bleiben. Denn bei einer Reynoldszahl $Re = 0,1$ beträgt nach [54] die Abweichung des Widerstandsbeiwertes aufgrund des Stokes'schen Gesetzes gegenüber Messwerten etwa 2% und bei $Re = 0,5$ bereits mehr als 7%.

Mit steigender Reynoldszahl treten am und hinter dem Tropfen verschiedene Strömungszustände auf, die den Widerstandsbeiwert wesentlich beeinflussen. Bei Werten $Re < 20$ liegt die Strömung am Tropfen noch an, während mit steigender Reynoldszahl die Strömung hinter dem Tropfen instabiler und asymmetrischer wird. Überschreitet die Reynoldszahl den Wert 20, kommt es erstmalig zur einer Ablösung der Strömung. Es bildet sich eine stationäre Rezirkulationszone hinter dem Tropfen aus, die sich mit weiter steigender Reynoldszahl stromabwärts ausdehnt.

Ab $Re \approx 130$ entstehen Instabilitäten im Rückströmgebiet, die das periodische Ablösen zunächst einzelner Wirbel von der Rückseite des Tropfen zur Folge haben; es kommt zur Ausbildung der Karman'schen Wirbelstraße. Im Bereich $400 < Re < 3,5 \cdot 10^5$ erhöht sich die Frequenz der Wirbelablösungen und der Ablösungspunkt beginnt um den Tropfen zu wandern.

Bei $Re \approx 3,5 \cdot 10^5$ tritt ein markanter Wechsel des Strömungszustandes auf. Die laminare Grenzschicht schlägt in eine turbulente Grenzschichtströmung um und zwar oft ganz plötzlich, ohne ein erkennbares Übergangsgebiet. Deswegen wird dieses Phänomen auch kritischer Übergang genannt. Die Folge ist eine erhebliche Verschiebung des Ablösungspunktes weiter stromabwärts [52].

Aufgrund der Komplexität der Strömungsvorgänge, die sich mit steigender Reynoldszahl einstellen, ist man auf experimentelle Untersuchungen und daraus abgeleiteten empirischen Beziehungen für den Widerstandsbeiwert angewiesen. Eine ausführliche Zusammenstellung der Beziehungen ist in [51] wiedergegeben. Eine einfache Näherung für den Widerstandsbeiwert für $Re < 1000$, also im hier interessierenden Wertebereich, ist die von Schiller und Neumann ermittelte Beziehung:

$$c_w = \frac{24}{Re} \cdot (1 + 0,15 Re^{0,687}) \quad (4)$$

Diese Gleichung gilt für einzelne kugelförmige, laminar angeströmte Tropfen.

Die Druckverteilung am Tropfen kann aber zu einer Deformation des Tropfens und damit zu einer gegenüber einer Kugel abweichenden Tropfenform führen. Dadurch wiederum ergibt sich eine veränderte Tropfenströmung und somit ebenfalls ein verändertes Widerstandsverhalten.

Als Maß für das Verhältnis von gasdynamischen Kräften und Oberflächenspannungskräften des Tropfens wird die Weberzahl herangezogen:

$$We = \frac{d_{tr} \rho_g u_{rel}^2}{\sigma_f} \quad (5)$$

mit

u_{rel} - Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas

σ_f - Oberflächenspannung der Flüssigkeit

In Experimenten mit monodispersen Tropfenketten in einem Strömungsfeld wurde in [52] festgestellt, dass für kleine Weberzahlen $We \leq 1$ der Tropfenwiderstand durch die Gesetze für starre Kugeln wiedergegeben werden kann. Mit steigender Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas und mit Zunahme des Tropfendurchmessers ergeben sich hohe Weberzahlen und es kommt zu einer starken Abweichung von der idealisierten Kugelform. Beim Annähern an die kritische Weberzahl $We \approx 12$ (kurz vor der Zerstörung des Tropfen durch aerodynamische Kräfte; siehe auch Abschnitt 5.2) entspricht der Widerstand des verformten Tropfen etwa dem einer Kreisscheibe.

Nach [52] ist der Widerstandsbeiwert eines verformten Tropfens eine Funktion der Reynoldszahl wie auch der Weberzahl. Er setzt sich zusammen aus dem Widerstandsbeiwert von Kugeln $c_{w,K}$ und aus einem Formwiderstandsbeiwert $c_{w,F}$, welcher die Tropfendeformation berücksichtigt:

$$c_w = f(Re, We) = c_{w,K} + c_{w,F} \quad (6)$$

mit

$$c_{w,K} = \frac{21}{Re} + \frac{6}{\sqrt{Re}} + 0,28 \quad (7)$$

gültig für den Bereich $5 \leq Re \leq 4000$ und mit

$$c_{w,F} = We \left(0,2319 - 0,1579 (\log Re) + 0,0471 (\log Re)^2 - 0,0042 (\log Re)^3 \right) \quad (8)$$

für den Bereich $5 \leq Re \leq 10^5$.

Diese Beziehungen gelten für laminare Anströmung eines Tropfens und sind nicht ohne weiteres auf turbulente Strömungen, wie sie in einem Brennraum eines Verbrennungsmotors vorliegen, übertragbar. So wird bereits während der Einlassphase aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilsplatt ein hohes Turbulenzniveau erzeugt. Weiterhin wird in der Kompressionsphase Turbulenz generiert, indem das Gas aus den Quetschbereichen verdrängt wird und globale Strömungsstrukturen zerfallen. Aber auch infolge der hohen Einspritzgeschwindigkeit des Kraftstoffstrahls wird Turbulenz erzeugt. Darüber hinaus ist beim Konträr-Verfahren im Bereich des Zusammentreffens der beiden Einspritzstrahlen, wo sich Tausende Tropfenbahnen kreuzen, mit erhöhter Turbulenzintensität zu rechnen.

Der Einfluss einer turbulenten Anströmung auf den Widerstandsbeiwert eines Tropfens ist bis heute nur unzureichend bekannt. Die veröffentlichten Untersuchungen geben kaum übereinstimmende Ergebnisse wieder und es werden oftmals nur allgemeine Aussagen getroffen:

- Mit steigender Turbulenzintensität wächst in der Regel auch der Widerstandsbeiwert eines Tropfens, wobei die kleineren Tropfen einen größeren Einfluss erfahren [54].
- Durch die Einwirkung der Turbulenz nimmt der mittlere Abstand von Tropfen innerhalb einer Tropfenschar mit der Zeit zu [55].
- Weiterhin unterstützt hohe Turbulenz die Verdampfungsvorgänge und trägt damit zu einer besseren Gemischaufbereitung bei.

Bis jetzt wurde durchgängig ein einzelner Tropfen in einer Strömung betrachtet, doch ein Kraftstoffstrahl wird aus mehreren Tausend Tropfen gebildet. Mit zunehmender Packungsdichte der Tropfen wird der Widerstand des Einzeltropfens von benachbarten Tropfen beeinflusst. Diese Effekte in Tropfenkollektiven sind ähnlich wie der Einfluss der Turbulenz kaum bekannt. So erfahren Tropfen, die in Richtung ihrer Anströmung in Tandemanordnung ausgerichtet sind, aufgrund von Nachlaufeffekten einen reduzierten Widerstand. In Abhängigkeit vom Tropfenabstand kann der Widerstandsbeiwert eines Tropfens in der Kette bis auf wenige Prozent des Wertes für Einzeltropfen absinken. Weiterhin geht eine Reihe von Ansätzen davon aus, dass durch die benachbarten Tropfen die Anströmung und damit auch die Reynoldszahl beeinflusst wird.

5.2 Zerfallsmechanismen

Für die Gemischbildung ist eine schnelle Kraftstoffverdampfung entscheidend. Die Verdampfung erfolgt über die Oberfläche der Tropfen und steigt demzufolge mit dem Oberflächen-Volumen-Verhältnis der Tropfen an. Insofern spielt der Tropfenzerfall für die Gemischbildung eine wesentliche Rolle, denn je kleiner die Tropfen um so höher die Kraftstoffverdampfung. Beim Primärzerfall werden unmittelbar am Düsenausgang aus dem kompakten Flüssigkeitsstrahl einzelne Tropfen abgelöst. Auf diese Tropfen wirken dann aerodynamische Kräfte, die den Sekundärzerfall verursachen. Dabei zerfällt ein in einer Gasströmung frei beweglicher Tropfen in kleinere Tropfen, sobald die ihn charakterisierende Weberzahl (siehe Abschnitt 5.1, Gleichung 5) einen kritischen Wert überschreitet. Dieser Prozess verläuft über mehrere Stufen und ist jeweils von der Weberzahl abhängig, die bei der Einleitung des Zerfallsvorgangs vorliegt, also im Wesentlichen von der Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Tropfen und dem Tropfendurchmesser (bei vorgegebenen Gas und Fluid). Es werden nach [59] fünf unterschiedliche Sekundärzerfallsmechanismen unterschieden (**Bild 5.2**):

- Der Schwingungszerfall tritt bei niedriger Weberzahl ein. Dabei schwingt der Tropfen mit seiner kleinsten Eigenfrequenz, wobei unter bestimmten Voraussetzungen die Schwingungsamplitude durch Interaktion mit der Umgebung wächst. Schließlich zerfällt der Tropfen in wenige (meist zwei) ähnlich große Tropfen. Vielfach bilden sich noch einige kleinere sog. Satellitentropfen (Bild 5.2 A).
- Übersteigt die Weberzahl leicht den kritischen Wert, so setzt der Blasenzerfall ein. Der Blasenzerfall wird durch die Verformung des Tropfens in eine Scheibe eingeleitet, die dann, ähnlich wie beim Erzeugen einer Seifenblase, zu einem dünnen hohlen Beutel aufgeblasen wird. Der Rand des Beutels besteht aus einem massiven wulstartigen Ring. Der Zerfallsprozess beginnt mit dem Zerplatzen der Membran und schließt mit dem Zerfall des Beutelringes ab. Es entstehen viele unterschiedlich große Tropfen (Bild 5.2 B).
- Der Keulenzzerfall ist dem Blasenzerfall sehr ähnlich. Zusätzlich zu der Membran tritt hier entlang der Tropfenachse, parallel zur Anströmung, eine Flüssigkeitssäule auf. Auch diese zerfällt in zahllose Tropfen, ähnlich denen beim Aufbruch des Beutelringes (Bild 5.2 C).

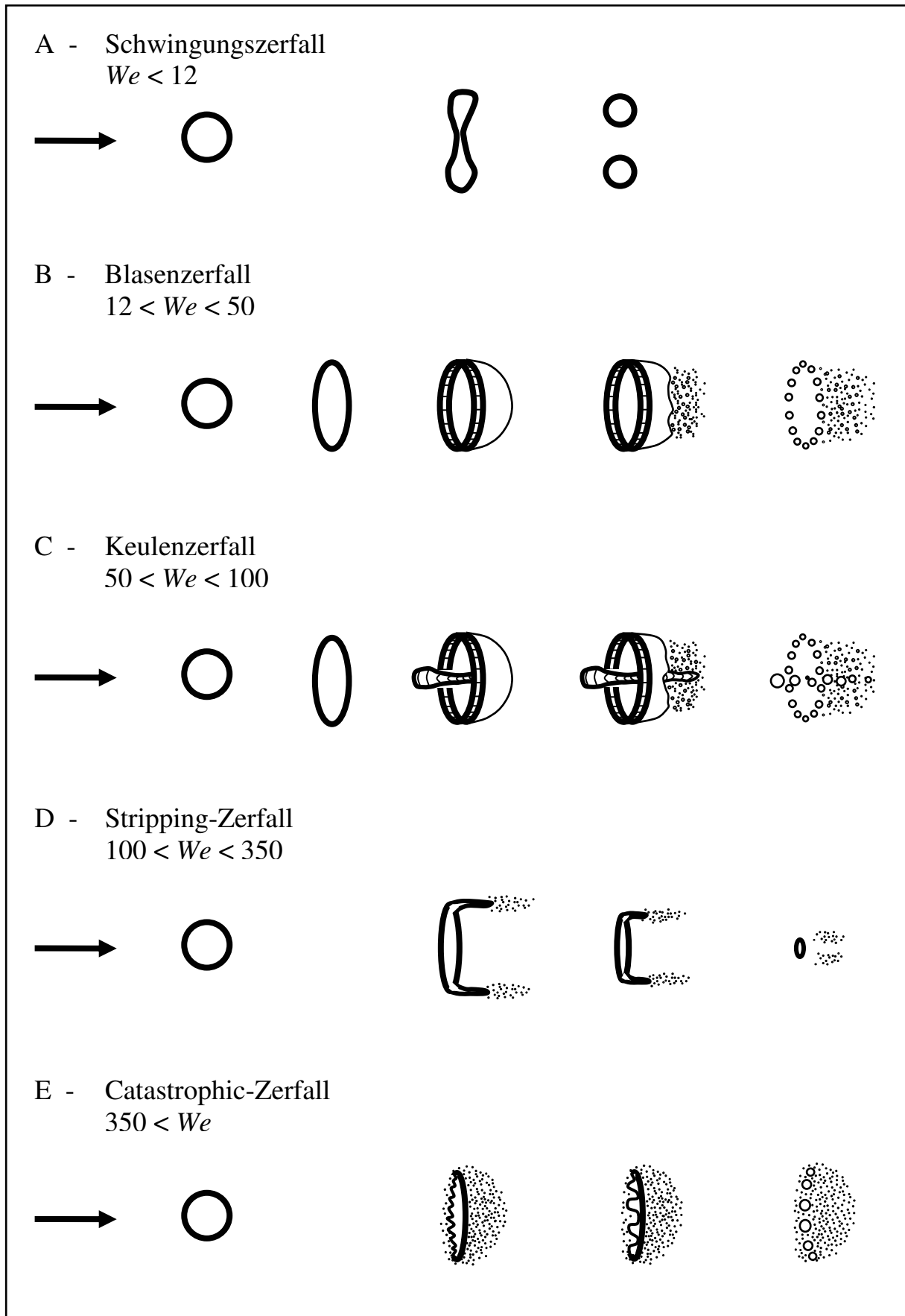


Bild 5.2: Sekundärzerfallsmechanismen [59]

- Bei weiterer Steigerung der Weberzahl verändern sich die Zerfallsmechanismen grundlegend. Beim Stripping-Zerfall bildet sich am Rand des abgeflachten Tropfens ein Flüssigkeitsstreifen aus, von dem aus feine Tropfen abgeschert werden. Dabei werden auf der Tropfenoberfläche durch aerodynamische Anregung kurzwellige Störungen induziert, die kontinuierlich bei Erreichen einer kritischen Amplitude kleinste Tropfen aus der Flüssigkeitsoberfläche herauslösen (Bild 5.2 D).
- Bei noch größeren Weberzahlen ($We > 350$) führen die kurzwelligen Störungen zum Catastrophic-Zerfall. Hierbei zerfällt der Tropfen kaskadenartig in immer kleinere Elemente, bis schließlich alle Fragmente Weberzahlen unter dem kritischen Wert aufweisen (Bild 5.2 E).

Nichtideale Ausgangszustände, wie z.B. unrunder Tropfen oder Rotation des Tropfens, führen in der Praxis zu einem Verwaschen dieser Mechanismen. Über den Einfluss der Verdampfung, der Gasturbulenz oder der benachbarten Tropfen auf den Zerfallsvorgang ist nur sehr wenig bekannt.

Beim Einspritzvorgang finden noch in der Nähe des Düsenausgangs intensive Zerfallsprozesse statt, denn es liegen nach dem Primärzerfall relativ große Tropfen mit einer anfänglich hohen Relativgeschwindigkeit vor, die dann in kleinere Tropfen zerfallen. Weiter strahlabwärts nimmt die Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas ab, denn einerseits werden die Tropfen immer mehr abgebremst und das Gas in der näheren Umgebung des Strahls immer mehr beschleunigt. Parallel hierzu verdampfen die Tropfen. Infolge der kleineren Tropfendurchmesser und der geringeren Relativgeschwindigkeit nehmen die Zerfallsvorgänge mit dem Abstand vom Düsenausgang ab. Beim Konträr-Verfahren kreuzen im Bereich des Zusammenpralls der beiden Einspritzstrahlen Tropfen ihre Flugbahnen, wodurch die Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Tropfen und somit auch die Weberzahl des einzelnen Tropfen erhöht wird. Infolgedessen ist auch mit einem erneut verstärkten Tropfenaufbruch nach den Mechanismen des Sekundärzerfalls zu rechnen.

5.3 Wechselwirkung Tropfen-Tropfen

Bei hoher Tropfenkonzentration, die bei einer Kraftstoffeinspritzung vorliegt, ist zu erwarten, dass Zusammenstöße zwischen Tropfen vorkommen. In **Bild 5.3** sind mögliche Formen des Kollisionsverhaltens skizziert. Nach der Kollision kann es zum Verschmelzen der Einzeltropfen mit oder ohne Bildung von Satellitentropfen oder dem vollständigen Zertrümmern der beteiligten Stoßpartner kommen. Jedoch sind auch hier die Untersuchungsergebnisse nicht eindeutig und damit auch die physikalischen Zusammenhänge bis jetzt nicht vollständig erforscht.

Die Wechselwirkung zweier kollidierender Tropfen wird im Wesentlichen durch das Radienverhältnis der beiden Stoßpartner r_1 / r_2 , den Stoßparameter b , die Zähigkeit der Flüssigkeit und die Weberzahl der Kollision We_k bestimmt [64]. Der Stoßparameter b gibt die kleinste Entfernung der Schwerpunkte der beiden kollidierenden Tropfen an. Für $b = 0$ liegt folglich ein zentraler Stoß vor. Für $0 < b < (r_1 + r_2)$ ergeben sich nichtzentrale Stöße, die dazu führen, dass dem Kollisionskomplex Rotationsenergie aufgebracht wird. Für $b > (r_1 + r_2)$ kommt es nicht zu einem Zusammenstoß.

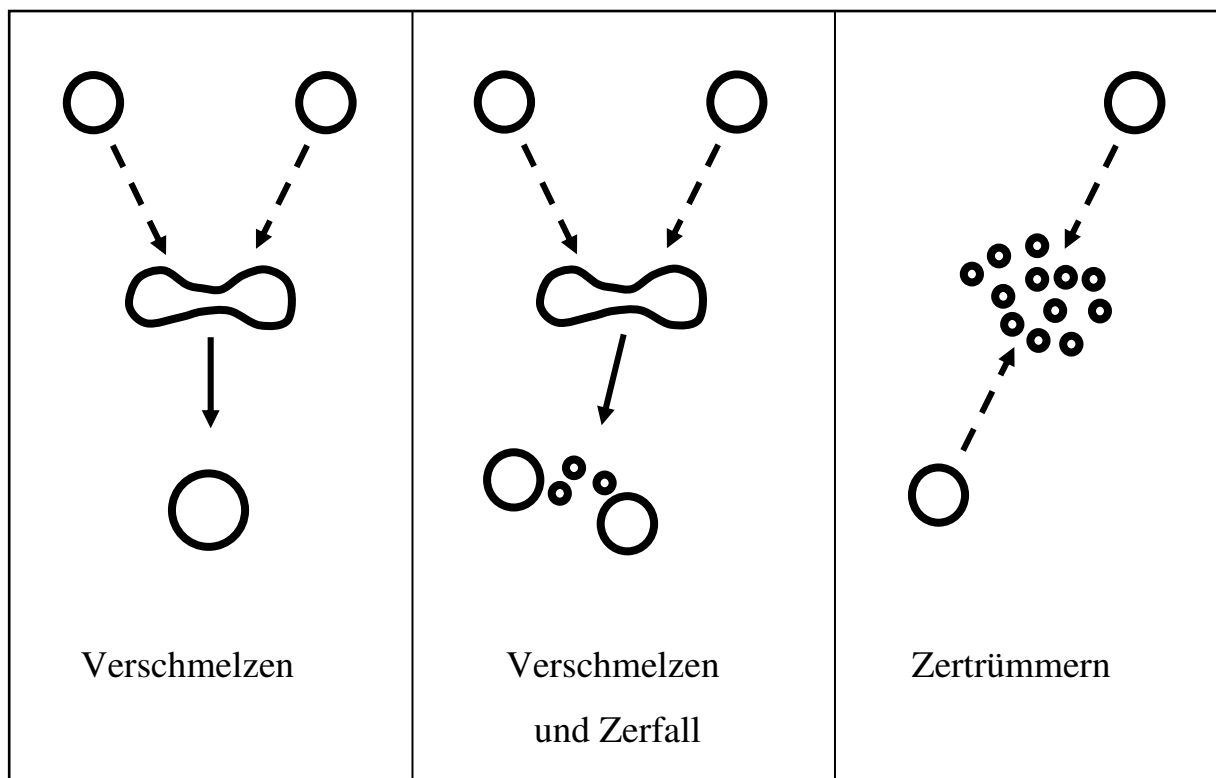


Bild 5.3: Einteilung von Tropfenkollisionen nach [63]

Für die Effekte und Resultate von Zusammenstößen zweier Tropfen spielt die den Stoß charakterisierende Weberzahl der Kollision eine entscheidende Rolle:

$$We_k = \frac{d_{tr,kl} \rho_f u_{rel,tr}^2}{\sigma_f} \quad (9)$$

mit

$d_{tr,kl}$ - Durchmesser des kleineren Tropfen

ρ_f - Dichte der Flüssigkeit

$u_{rel,tr}$ - Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden Stoßpartnern

Anhand dieser Kennzahl lassen sich die unterschiedlichen Resultate von Zusammenstößen zweier Tropfen in bestimmten Wertebereichen differenzierter einteilen [64]:

- | | |
|--------------------|--|
| $0 < We_k < 0,5$ | Unter Einfluss der Oberflächenspannung verschmelzen die beiden Stoßpartner, es tritt Koagulation ein, insbesondere wenn die Tropfendurchmesser sich nicht stark voneinander unterscheiden. |
| $0,7 < We_k < 1,5$ | In diesem Bereich prallen die Tropfen, vor allem bei großem Durchmesser Verhältnis, voneinander ab. Bei der Abprallkollision verhindert ein Gaspolster zwischen den Stoßpartnern einen Kontakt der Tropfenoberflächen. Besitzt der kleinere Stoßpartner einen verhältnismäßig geringen Impuls, so wird er durch die Gasströmung um den größeren Tropfen herumgeführt, ohne dass es zu einer Kollision kommt. |
| $2,0 < We_k < 15$ | Hier liegt eine stabile Koagulation vor. Die beiden am Zusammenstoß beteiligten Tropfen verschmelzen zu einem größeren stabilen Tropfen. Dies gilt für niedrige kinetische Energie der Stoßpartner. Übersteigt die kinetische Energie der Relativbewegung einen bestimmten Grenzwert, so zerfällt der Stoßkomplex in mehrere kleinere Tropfen. |
| $15 < We_k$ | Nach kurzzeitigem Verschmelzen der Tropfen zerfällt der Stoßkomplex in zwei Tropfen mit einer Größe, die beinahe den Durchmessern der Ausgangstropfen entspricht. Dabei können sich beim Trennvorgang einige, mit steigender Weberzahl zunehmend mehrere kleine Satellitentropfen bilden. |

- $50 < We_k$ In diesem Bereich durchdringt der kleinere Stoßpartner den größeren. Von der Rückseite des gebildeten Stoßkomplexes löst sich ein, dem kleineren Stoßpartner im Durchmesser vergleichbarer Tropfen. Dabei bildet sich zunächst ein Flüssigkeitsfaden aus, der dann in eine Anzahl von kleineren Tropfen zerfällt.
- $100 < We_k$ Der getroffene Tropfen bläht sich kurz stark auf, um anschließend explosionsartig in zahlreiche kleinste Fragmente zu zerfallen.

Diese Einteilung der Resultate von Zusammenstößen zweier Tropfen sind an relativ großen Tropfen im Bereich von 300 μm bis 1200 μm durchgeführt worden. Allerdings konnten auch an kleineren Tropfen ähnliche Effekte beobachtet werden [54], so dass diese Ergebnisse, auch aus Mangel an vergleichbaren anderen Untersuchungen, für den hier interessierenden Größenbereich von Tropfen als Orientierungshilfe übernommen werden.

Die Kollisionswahrscheinlichkeit von Tropfen ist an der Düsen Spitze aufgrund der hohen Tropfendichte am größten. Hier liegen vorwiegend Tropfen mit relativ großem Durchmesser und hoher Geschwindigkeit vor, so dass das Ergebnis der Kollision im allgemeinen kleinere Tropfen sind. Weiter strahlabwärts weitet sich der Strahl auf und die Tropfendichte, die Bewegungsgeschwindigkeit der Tropfen sowie die Größe der Tropfen nehmen ab. Die Wahrscheinlichkeit einer Tropfenkollision geht zurück. Auch die Weberzahl sinkt und damit steigt die Tropfengröße nach einer Kollision an.

Von entscheidender Bedeutung für die Gemischaufbereitung beim Konträr-Verfahren ist die Kenntnis der Resultate von Tropfenkollisionen im Bereich des Zusammenpralls der Kraftstoffstrahlen. Zu klären ist, ob in diesem Bereich eher mit Koagulationen von Tropfen, was bezüglich der Gemischaufbereitung nicht von Vorteil wäre, oder vielmehr mit Kollisionen mit anschließenden Zerfallsmechanismen zu rechnen ist. Über eine Abschätzung der Weberzahl der Kollision kann eine Bewertung der zu erwartenden Ereignisse durchgeführt werden. Übersteigt diese Kennzahl den Wert 15, so ist nach der Kollision mit zumindest gleich großen Tropfen wie vor der Kollision zu rechnen.

Betrachtet wird ein zentraler und gerader Stoß mit relativ kleinen Tropfen und niedriger Tropfengeschwindigkeit. Das Verdampfen der Tropfen wird nicht berücksichtigt. Angenommen wird, dass jeder der Tropfen sich mit einer Geschwindigkeit von nur 5 m/s ($u_{rel,tr} = 10$ m/s) bewegt und dass der kleinere Stoßpartner einen Durchmesser von lediglich 5 μm besitzt (ver-

gleiche auch Abschnitt 5.1). Bei einer Kraftstoffdichte für Ottokraftstoff von 750 kg/m^3 und einer Oberflächenspannung des Kraftstoffs von $0,025 \text{ N/m}$ ergibt sich nach Gleichung 9 für die Weberzahl der Kollision genau der Wert 15. Derartig kleine Tropfendurchmesser verbunden mit solch einer kleinen Bewegungsgeschwindigkeit sind nach [61, 62] auch in einem Abstand von der Düsen spitze von 38 mm bzw. 30 mm überwiegend nur am Strahlrand anzutreffen. Zur Strahlmitte hin sind größere Tropfen und vor allem viel höhere Tropfengeschwindigkeiten gemessen worden. Bereits ein Tropfendurchmesser von $10 \mu\text{m}$ zusammen mit einer Tropfengeschwindigkeit von 10 m/s ergibt nach Gleichung 9 eine Weberzahl der Kollision von 100, was ein Zertrümmern des Stoßkomplexes in viele kleinste Fragmente bedeutet.

Dementsprechend ist im Bereich des Zusammenpralls der beiden Strahlen zunächst vorwiegend mit Tropfenkollisionen mit anschließendem Zerfall in kleinere Tropfen und damit auch mit positivem Einfluss auf die Gemischaufbereitung zu rechnen. Vorausgesetzt, die vielen kleinen Tropfen verdampfen bevor sie erneut miteinander kollidieren, denn die Wahrscheinlichkeit eines Verschmelzen nimmt infolge der dann viel kleineren Tropfendurchmesser und der niedrigeren Bewegungsgeschwindigkeiten zu. Das Ergebnis dieser Kollisionen kann aufgrund fehlender Informationen über Tropfendurchmesser und -geschwindigkeit nicht abgeschätzt werden.

5.4 Zusammenfassung

Die Ergebnisse der im Kapitel 5 durchgeführten Betrachtungen lassen sich im Bezug auf das Konträr-Verfahren wie folgt zusammenfassen:

Abschnitt 5.1

Im Bereich des Zusammenpralls der beiden Kraftstoffstrahlen durchkreuzen Tausende von Tropfen ihre Flugbahnen und erzeugen dabei eine erhöhte Turbulenzintensität. Dies führt zu einer guten Gemischaufbereitung und zu einem höherem Widerstandsbeiwert der Tropfen. Aufgrund dessen werden die Tropfen schneller abgebremst und die Strahleindringtiefe nimmt ab. Dieser Effekt wirkt sich vor allem bei kleineren Tropfen aus.

Abschnitt 5.2

Die Bewegungsrichtung der Tropfen der beiden Kraftstoffstrahlen ist annähernd entgegengerichtet, so dass die Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Tropfen im Bereich des Zusammenpralls der beiden Strahlen erhöht wird. Der Tropfenaufbruch nach den Mechanismen des Sekundärzerfalls steigt an, bedingt durch die erhöhte Relativgeschwindigkeit. Die Folge sind kleinere Tropfen, die wiederum die Gemischaufbereitung unterstützen und auch den im Abschnitt 5.1 beschriebenen Effekten unterliegen.

Abschnitt 5.3

Ferner ist damit zu rechnen, dass es verstärkt zu Tropfenkollisionen mit anschließendem Zerfall kommen wird. Als Resultat sind erneut kleinere Tropfen zu erwarten, die abermals für die Gemischaufbereitung von Vorteil sind und den im Abschnitt 5.1 dargestellten Auswirkungen unterliegen.

Als Fazit bleibt festzustellen, dass die Kraftstofftropfen im Bereich des Zusammenpralls der Strahlen eine hohe Turbulenzintensität erzeugen, in kleinere Tropfen zerfallen, ihre Geschwindigkeit schnell abbauen und voraussichtlich eine Tropfenwolke bilden. Zu erwarten ist weiterhin, dass die entstandene Tropfenwolke sich infolge der hohen Turbulenzintensität als Funktion der Zeit allmählich ausdehnt. Im Allgemeinen sind kleinere Tropfen und höhere Turbulenzintensität von Vorteil für die Gemischaufbereitung, so dass aufgrund des Prinzip des Konträr-Verfahrens mit einer guten Gemischaufbereitung zu rechnen ist.

Überlagert wird diese vereinfachte Tropfenkinetik von Verdampfungsvorgängen, die parallel ablaufen und primär die Tropfendurchmesser reduzieren, damit auch die Tropfenbewegung, die Zerfallsmechanismen und die Kollisionsereignisse beeinflussen.

6 CFD-Berechnungen

Für die effiziente Entwicklung neuer Brennverfahren ist das vertiefte Verständnis der komplexen Strömungs-, Einspritz- und Gemischbildungsvorgänge unverzichtbar. Hierbei leistet neben der modernsten Messtechnik die Computersimulation einen entscheidenden Beitrag [15, 23, 43, 45, 49, 57, 62, 65-71]. Zusätzlich zu der Möglichkeit, Parametervariationen schnell und kostengünstig zu untersuchen, bietet die dreidimensionale numerische Strömungssimulation CFD (**C**omputational **F**luid **D**ynamics) detaillierte, räumlich und zeitlich aufgelöste Vorhersagen über alle relevanten Strömungsgrößen. Durch die stark gestiegene Rechnerleistung und durch den sehr hohen Reifegrad von kommerziellen Berechnungsprogrammen ist es in den vergangenen Jahren möglich geworden, reale Strömungsprozesse in immer kürzerer Zeit zu simulieren.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen experimentell gewonnene Messergebnisse nicht möglichst präzise nachgerechnet, sondern vielmehr die Methode der Strömungsberechnung als ein hilfreiches Werkzeug eingesetzt werden, um kostengünstig und schnell grundlegende Aussagen über das neue Brennverfahren zu erhalten.

Bei der vorliegenden Arbeit kommt das kommerzielle CFD-Programm VECTIS der Firma Ricardo [72] zum Einsatz. Es gilt als anerkannter Standard bei der numerischen Strömungssimulation im Automobilbau und ermöglicht durch seinen modularen Aufbau sowohl das Berechnen von Strömungsfeldern als auch die Simulation der Kraftstoffstrahlausbreitung. Durch Lösen der allgemeinen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls, Energie und chemische Spezies in finiten Volumenelementen werden die Gasbewegung und die Kraftstoffeinspritzung simuliert. Für die turbulente Strömung findet das Standard k - ϵ -Modell Verwendung. Die Kraftstoffeinspritzung wird durch das sogenannte Spray-Modul beschrieben, wobei die Tropfenbewegung nach dem Diskrete-Tropfen-Modell DDM (**D**iscrete **D**roplet **M**odel) berechnet und über eine Kopplung die Tropfen-Gas-Wechselwirkung berücksichtigt wird. Die DDM-Methode arbeitet mit diskreten Tropfenpaketen. In einem Tropfenpaket ist eine Gruppe von flüssigen Tropfen mit gleichen Eigenschaften (Position, Geschwindigkeit, Temperatur, Masse und Durchmesser) zusammengefaßt. Nach dem Einbringen der Kraftstofftropfen in den Berechnungsraum beginnen die flüssigen Tropfen in Abhängigkeit von dem Umgebungszustand zu verdampfen. Der dampfförmige Kraftstoff wird dann in der Gasphase berücksichtigt.

Die im Kapitel 5 beschriebenen Mechanismen der Tropfenkinetik finden im Wesentlichen in VECTIS eine Anwendung. Einer Einschränkung unterliegt das Behandeln der Tropfenkollisionen. Innerhalb eines Sprays werden die Tropfenkollisionen bearbeitet, dagegen bleiben direkte Tropfen-Tropfen-Interaktionen zwischen zwei unterschiedlichen Sprays unberücksichtigt. Denn die Informationen über Tropfen, wie z.B. Position, Geschwindigkeit, Temperatur, werden nur innerhalb eines Sprays bereitgestellt, so dass Kollisionen mit Tropfen anderer Sprays aus Mangel an Informationen nicht möglich sind. Gleichwohl bleibt eine Wechselwirkung zwischen Tropfen verschiedener Sprays über eine Tropfen-Gas-Tropfen-Wirkkette erhalten. Dies bedeutet z.B., dass Momente, die von einem Tropfen eines Sprays an das Gas weitergegeben wurden, auf Tropfen eines anderen Sprays einwirken.

Weitere Ausführungen zu numerischen Berechnungsverfahren und -modellen werden hier nicht behandelt. Verwiesen sei an dieser Stelle auf die wissenschaftlichen Publikationen [15, 49, 55, 57, 65, 73].

6.1 Numerischer Nachweis für das Konträr-Verfahren

Wie bereits erwähnt, sollen mit Hilfe der Strömungsberechnung grundsätzliche Phänomene des Konträr-Verfahrens untersucht werden. Zunächst soll die Frage beantwortet werden, inwieweit sich das Ausbreitungsverhalten von zwei gegeneinander ausgerichteten Kraftstoffstrahlen von dem Verhalten eines einzelnen Strahls unterscheidet. Hierfür wurde eine geometrisch einfache Form ausgewählt (**Bild 6.1**).

Die Abmessungen des Zylinders, Höhe 75 mm und Durchmesser 75 mm, sind mit Rücksicht auf eventuelle spätere motorische Anwendungen festgelegt worden (bei einem 4-Zylindermotor entspricht dies einen Hubraum von etwa 1,3 l). Die Vernetzung der Zylindergeometrie verläuft vollautomatisch mit überwiegend hexagonalen Zellen, die Kantenlängen von 2 mm aufweisen, wobei VECTIS in der Wandnähe eine automatische Verfeinerung der Zellen durchführt.

Die Auswahl der Geometrie hat auf das Ergebnis einen nur nebensächlichen Einfluss. Jede andere geometrisch einfache Form gleicher Dimension, wie Kugel oder Quader, würde zu den gleichen Ergebnissen führen.

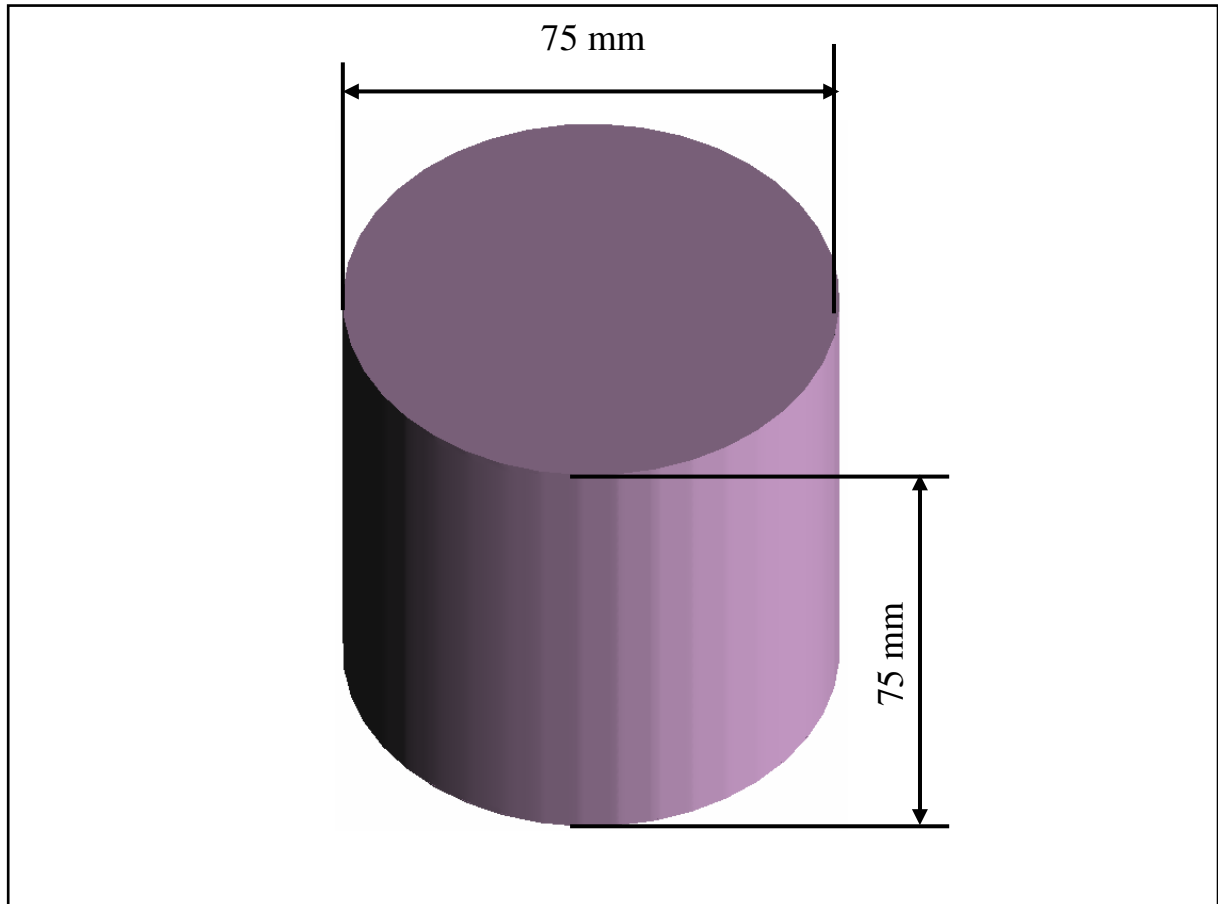


Bild 6.1: Berechnungsgeometrie

Wie bereits im Kapitel 3 erarbeitet, kann bei Benzinmotoren mit direkter Einspritzung der homogene Betrieb als beherrschbar bezeichnet werden. Hingegen werden für den geschichteten Betrieb große technische Anstrengungen unternommen. Aufgrund dessen soll in den folgenden Berechnungen der Einspritzvorgang eines Teillastpunktes simuliert werden. Im Allgemeinen wird der Kraftstoff im geschichteten Betrieb während der Kompressionsphase kurz vor dem Zündzeitpunkt eingespritzt. Folglich wurde als Anfangsrandbedingung für die Luftmasse im Berechnungsraum ein Druck von 3,5 bar und eine Temperatur von 500 K gewählt (entspricht nach [15] einen Zeitpunkt von etwa 60° KW vor ZOT). Die Temperatur der Zylinderwand wurde ebenfalls mit 500 K vorgegeben. Es gibt kein Ein- oder Ausströmen über die Zylinderwände, nur der Kraftstoff wird in den Berechnungsraum eingebracht.

Für die Berechnung der Kraftstoffeinspritzung ist ein sogenanntes Spray-Modell notwendig, hierfür müssen im CFD-Programm VECTIS mehrere Spray-Parameter vorgegeben werden, die wesentlichen sind:

- das Tropfenspektrum als Häufigkeitsverteilung
- zeitlicher Verlauf der Einspritzrate
- Spray-Innenwinkel und Spray-Außenwinkel (bei einer Einspritzdüse mit einem Vollkegelstrahl gilt: Spray-Innenwinkel = 0°)
- freie Düsenlochfläche (ist für das Ermitteln der Einspritzgeschwindigkeit als Funktion aus dem Verlauf der Einspritzrate und der freien Düsenlochfläche notwendig)

Die Spray-Parameter wurden an den in [45, 60-62] experimentell vermessenen Einspritzdüsen angepasst. Dabei wurde nicht das Ziel verfolgt, das Einspritzverhalten einer speziellen Einspritzdüse genau nachzubilden, sondern ein für die Benzin-Direkteinspritzung charakteristisches Spray-Modell einer Dralldüse bei einem Einspritzdruck von 100 bar für Grundsatzzuntersuchungen zu erstellen. Dieses ist im Rahmen der zur Verfügung stehenden Literatur möglich und das erstellte Spray-Modell erhebt keinen Anspruch auf allgemeine Gültigkeit. Hierbei war es notwendig, um eine möglichst realistische Spray-Simulation durchführen zu können, drei voneinander entkoppelte Sprays zu überlagern. So ist für den Vorstrahl, für den Hauptstrahl sowie für den Strahlabschluss jeweils ein separates Spray modelliert worden (**Tabelle 6.1** und **Bild 6.2**). Alle drei Sprays besitzen den gleichen Einspritzort sowie die gleiche Ausrichtung und sind rotationssymmetrisch modelliert.

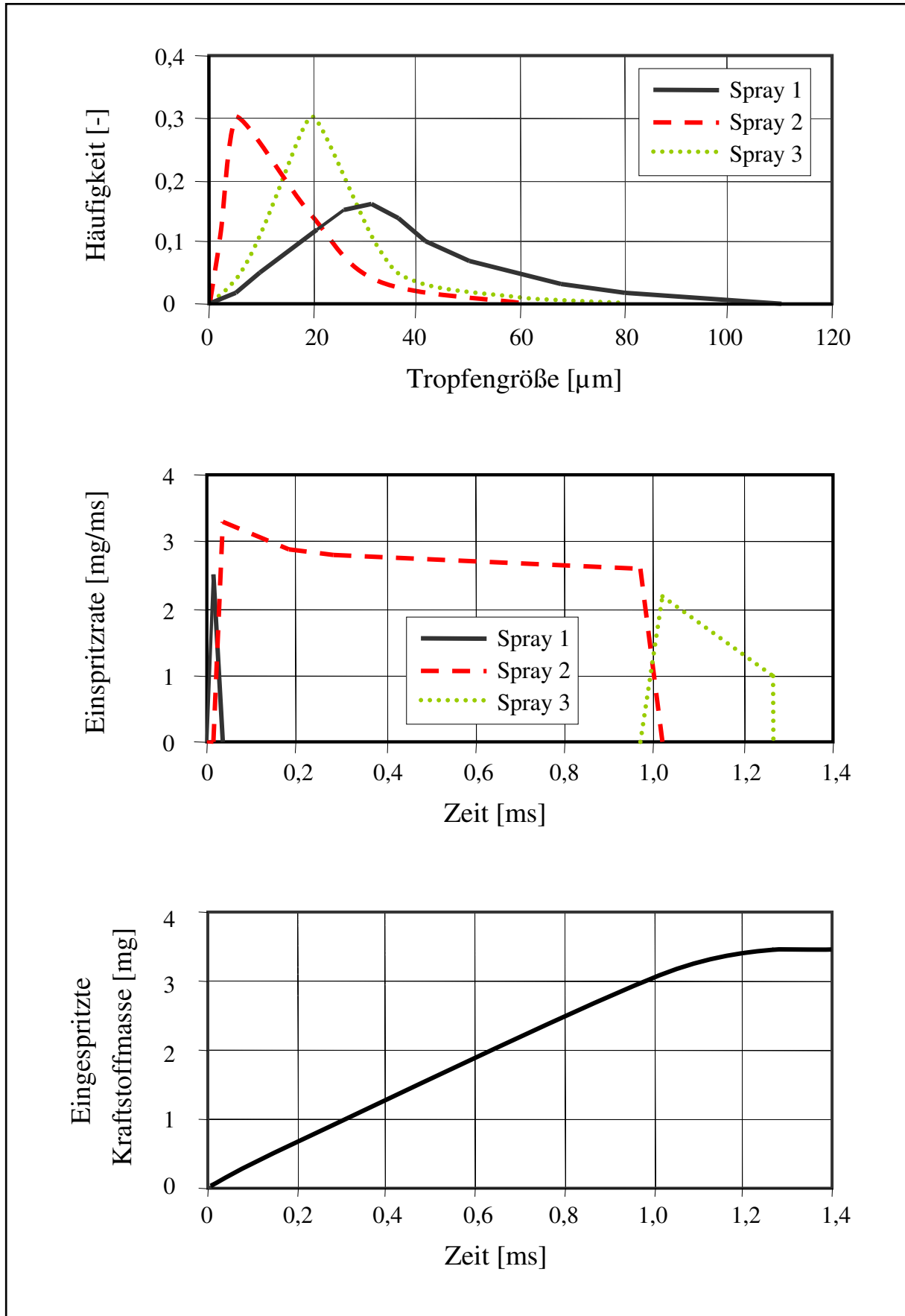
In der ersten Phase des Einspritzvorgangs, während der die Düsennadel angehoben wird, müssen zunächst die Einspritzbedingungen im Düsenkörper aufgebaut werden. Die Funktionen, die für das Zerstäuben des Kraftstoffs und das Aufprägen einer Drallbewegung verantwortlich sind, arbeiten noch nicht einwandfrei. So entstehen im Verhältnis zu der Haupteinspritzung große Tropfen, die in einem engen Spray-Außenwinkel mit verhältnismäßig hoher Geschwindigkeit eingespritzt werden. Dabei bildet sich kurzzeitig der Vorstrahl aus, der im numerischen Spray-Modell von Spray 1 repräsentiert wird.

Bei angehobener Düsennadel wird der volle Düsenlochquerschnitt freigegeben und es bildet sich ein stabiler Kraftstoffstrahl aus. Es werden nun kleinere Tropfen in einem weiten Spray-Außenwinkel mit vergleichsweise kleiner Geschwindigkeit eingespritzt. Das erstellte Spray-Modell bildet eine Dralldüse ab, infolgedessen entwickelt sich der Hauptstrahl als ein Hohlkegel, der nunmehr am längsten andauert und den Einspritzvorgang größtenteils prägt (Spray 2).

Im Anschluss hieran schließt die Düsennadel das Düsenloch wieder. Die letzten Volumenanteile des Kraftstoffs, die die Düse verlassen, werden weniger stark zerstäubt und beschleunigt. Der Spray-Außenwinkel wird leicht enger, die Tropfengröße steigt wieder an und die Einspritzgeschwindigkeit nimmt noch weiter ab (Spray 3), bis nach einer Einspritzzeit von 1,26 ms und 3,5 mg eingespritzter Kraftstoffmasse der Einspritzvorgang beendet wird.

Tabelle 6.1: Spray-Eingabegrößen

	Spray 1	Spray 2	Spray 3
Spray-Innenwinkel [°]	0	10	10
Spray-Außenwinkel [°]	6	70	50
Freie Düsenlochfläche [mm ²]	0,11	0,15	0,16

**Bild 6.2:** Spray-Eingabeparameter

Der Kraftstoffstrahl wird quer in den Zylinder in positiver X-Richtung in die Berechnungsgeometrie eingeführt. Im **Bild 6.3** ist zum Zeitpunkt 0,05 ms nach Einspritzbeginn das Strömungsfeld in einem Mittelschnitt entlang der Längsachse dargestellt. Hierbei ist jetzt die Oberfläche der Zylindergeometrie zur Hälfte ausgeblendet (vergleiche Bild 6.1). Im Berechnungsraum findet keine Gasbewegung statt, es sind lediglich die durch die ersten Kraftstofftropfen verursachten sehr hohen Strömungskomponenten am Einspritzort zu erkennen (Bild 6.3).

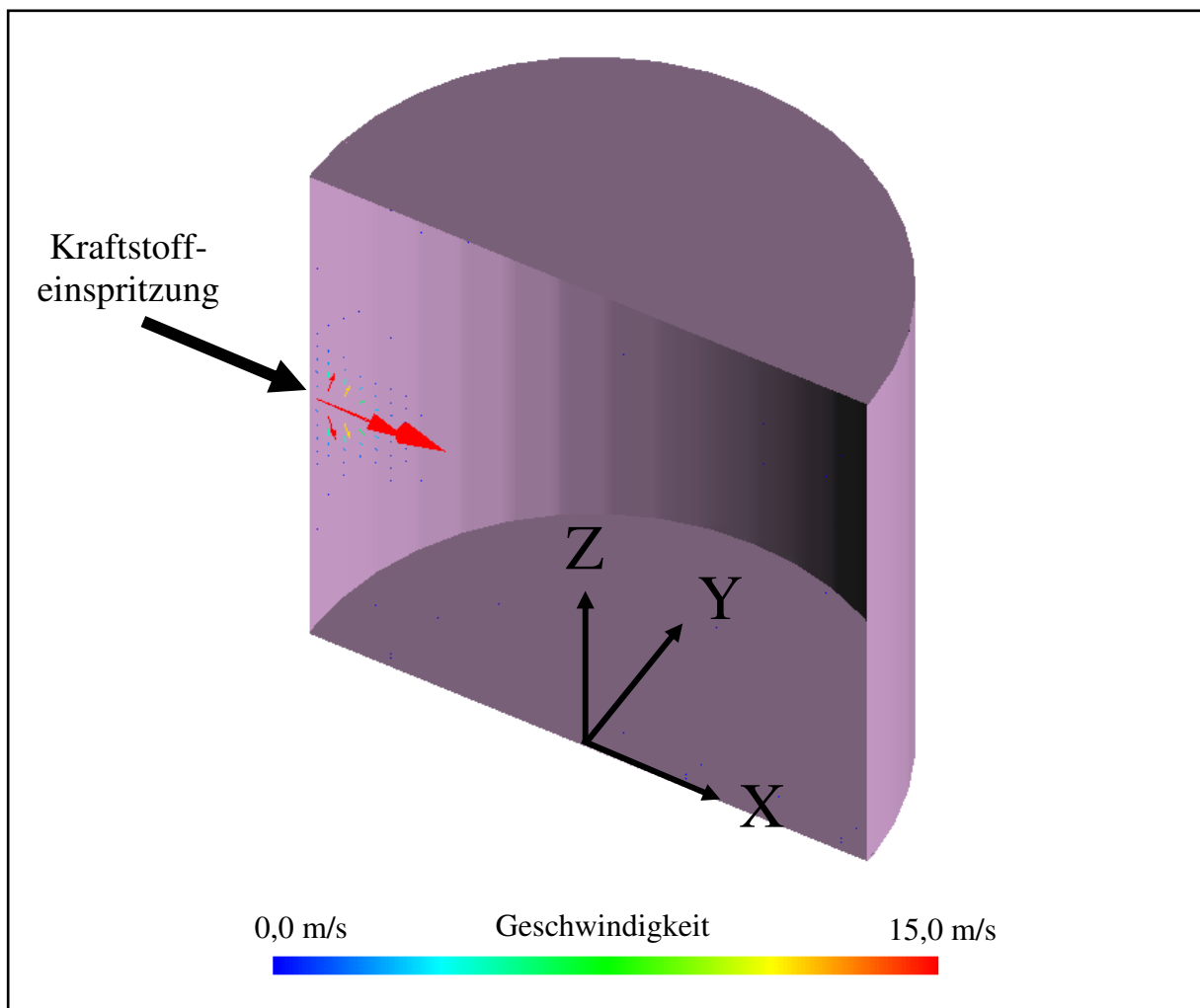


Bild 6.3: Ein Strahl, Strömungsfeld bei 0,05 ms nach Einspritzbeginn

Der Verlauf der Einspritzung ist anhand von Tropfenverteilungen für drei unterschiedliche Zeitpunkte im **Bild 6.4** wiedergegeben. Nach 1,5 ms ist die Einspritzung bereits vollständig beendet. Der kompakte Strahl bewegt sich in Einspritzrichtung auf die gegenüberliegende Geometriewand zu. Deutlich zu erkennen sind die relativ großen Tropfen an der Strahlspitze und am Strahlende, während der Hauptstrahl aus relativ kleinen Tropfen gebildet wird.

In der weiteren Abfolge verdampfen die Kraftstofftropfen und es bildet sich eine Gemischwolke um den Strahl, bis der Strahl schließlich die gegenüberliegende Wand erreicht. An dieser Stelle entsteht eine Staupunktströmung. Die Tropfen treffen auf die Wand auf und benetzen diese. Ein Teil der Tropfen wird radial entlang der Wand umgelenkt.

Der eben beschriebener Einspritzvorgang lässt sich auch sehr anschaulich mit Hilfe der dreidimensionalen Isofläche eines konstanten Luftverhältnisses darstellen (**Bild 6.5**). Alle Punkte auf dieser Isofläche entsprechen genau dem Lambdawert $\lambda = 1,0$. Demnach befindet sich innerhalb der Isofläche ein fettes und außerhalb ein mageres Kraftstoff-Luft-Gemisch. Diese Isofläche bleibt so lange geschlossen, so lange sie keine Wand der Berechnungsgeometrie berührt oder so lange keine Wand mit Kraftstoff benetzt wird.

Aufgrund der sehr anschaulichen Visualisierung der Effekte mit Hilfe der Isoflächen-Darstellung des Luftverhältnisses konzentriert sich die weitere Auswertung der Berechnungsergebnissen auf diese Darstellungsart. Auf die Wiedergabe der Tropfenverteilung wird verzichtet (vergleiche Bild 6.4 und Bild 6.5).

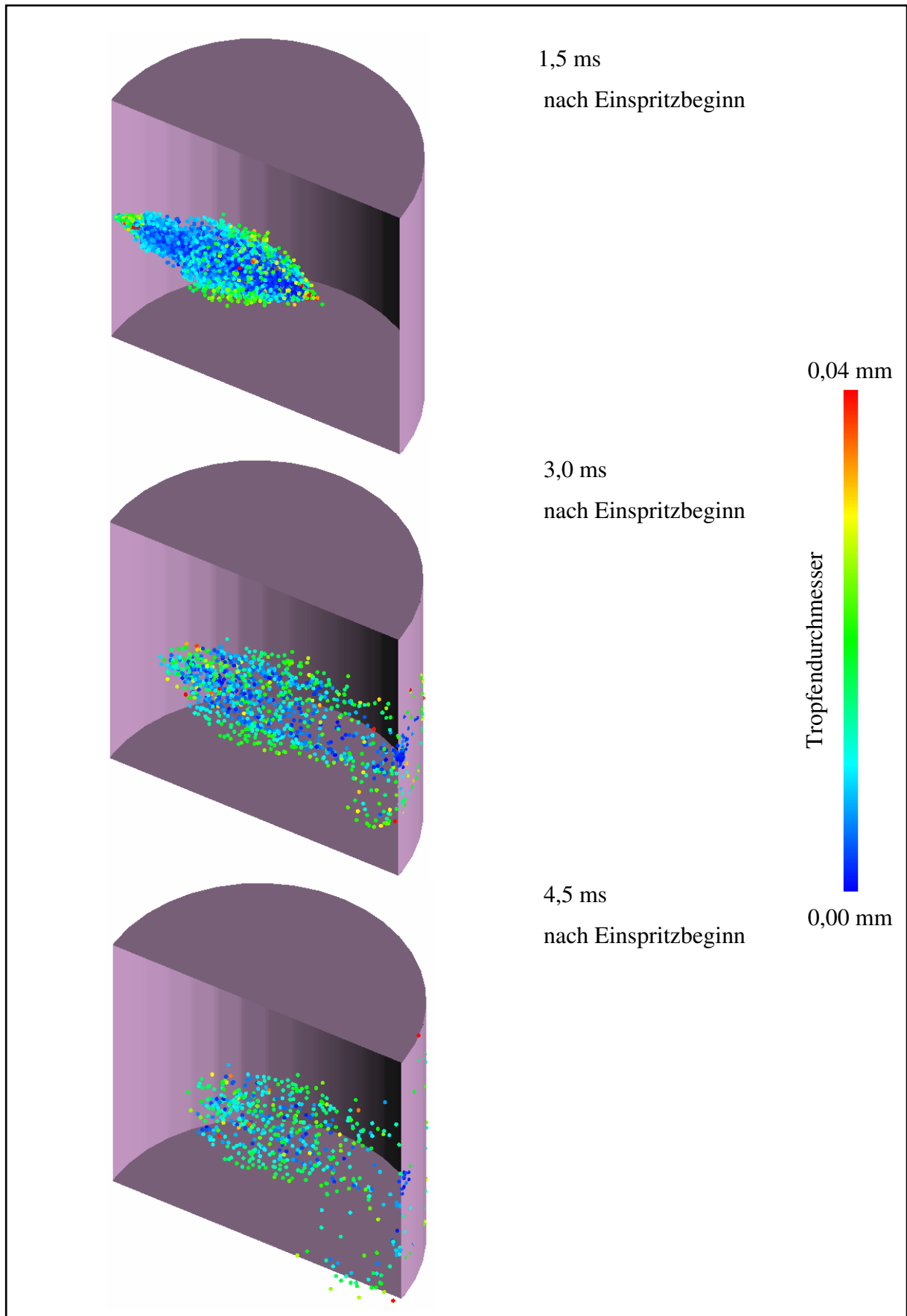


Bild 6.4: Kraftstoffeinspritzung in ruhendes Gas, Tropfenverteilung

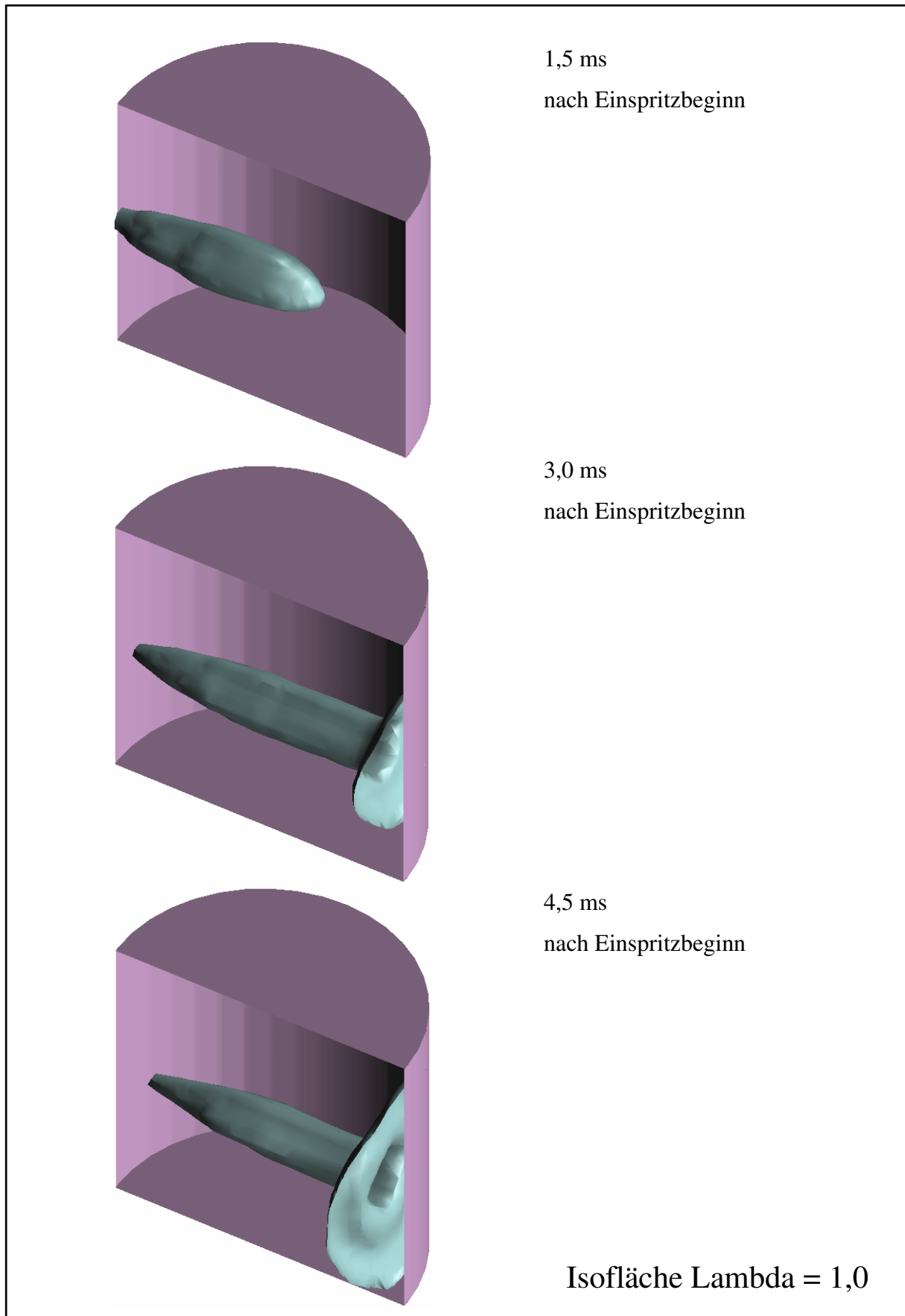


Bild 6.5: Kraftstoffeinspritzung in ruhendes Gas, Isofläche Lambda = 1,0

Für die Simulation einer Einspritzung nach dem Prinzip des Konträr-Verfahrens ist das präsentierte Spray-Modell zweimal angewandt worden. Einmal in der bereits beschriebenen Form und ein weiteres Mal nur so weit verändert, dass der Einspritzort und die Einspritzrichtung entlang der X-Achse auf die gegenüberliegende Geometrieseite gespiegelt wurde. Folglich blieb die Einspritzdauer unverändert und die eingespritzte Kraftstoffmasse verdoppelte sich. Alle anderen Spray-Parameter, wie z.B. Tropfenspektrum, Einspritzrate, Spray-Innen- und Spray-Außenwinkel oder auch die freie Düsenlochfläche, blieben unverändert, so dass zwei numerisch vollkommen identische Einspritzstrahlen gegeneinander ausgerichtet sind.

Bild 6.6 stellt das Strömungsfeld zum Zeitpunkt 0,05 ms nach Einspritzbeginn für die Konträr-Einspritzung dar. Deutlich ist in einem ruhenden globalen Strömungsfeld die Ausrichtung der beiden Einspritzstrahlen anhand der hohen Geschwindigkeitskomponenten an den Einspritzorten zu erkennen.

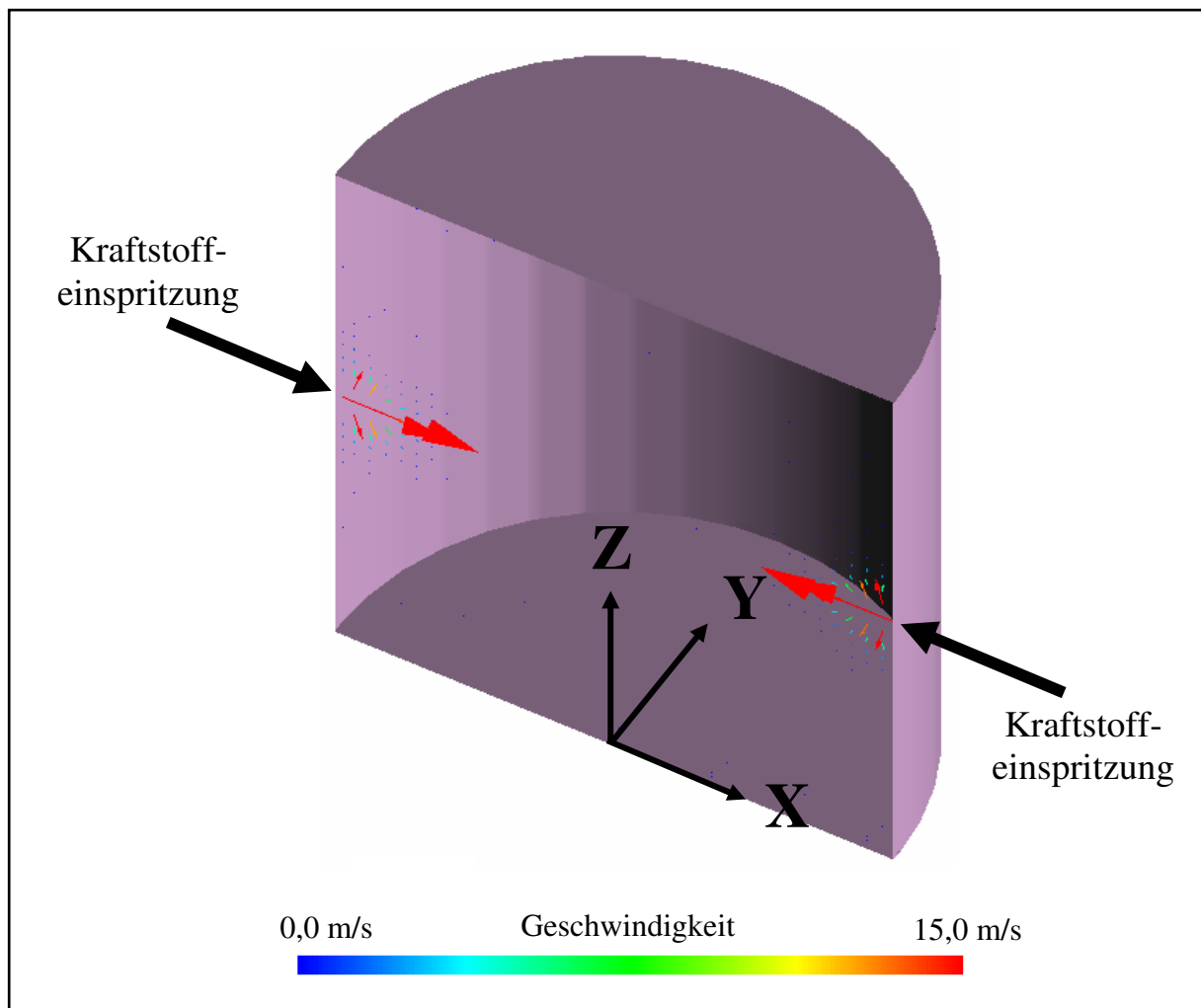


Bild 6.6: Konträr-Einspritzung, Strömungsfeld bei 0,05 ms nach Einspritzbeginn

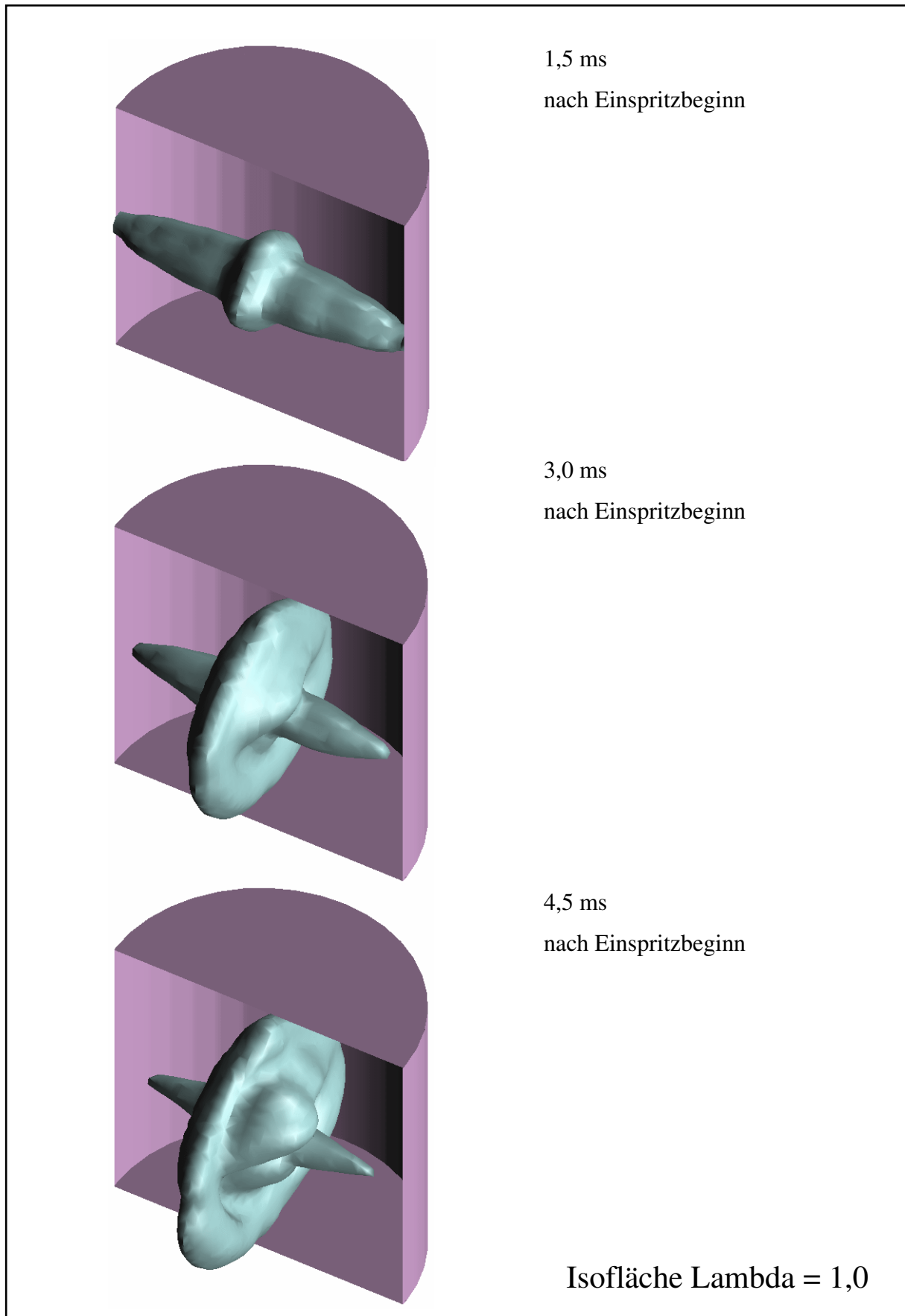


Bild 6.7: Konträr-Einspritzung in ruhendes Gas, Isofläche Lambda = 1,0

Die Auswirkungen einer Einspritzung nach dem Prinzip des Konträr-Verfahrens ist aus **Bild 6.7** zu entnehmen. Die beiden Kraftstoffstrahlen bewegen sich aufeinander zu, bis sie sich bereits nach 1,5 ms in der Mitte der Berechnungsgeometrie frontal treffen. Hier durchdringen sich die Strahlen nicht, sondern es entstehen für jeden der Strahlen Strömungsverhältnisse, die einer Staupunktströmung vergleichbar sind. Die Kraftstofftropfen werden im Bereich des Zusammentreffens größtenteils radial umgelenkt. Die entstehende Gemischwolke wird in der weiteren Abfolge zu einer unregelmäßigen Scheibe geformt, in der der Rest der Strahlen eintaucht. Diese Scheibe dehnt sich im zeitlichen Verlauf immer langsamer aus, erreicht aber auch nach 4,5 ms nach Einspritzbeginn an keiner Stelle die Begrenzung der Berechnungsgeometrie.

Dementsprechend bleibt als Hauptaussage festzuhalten, dass trotz der Verdoppelung der eingespritzten Kraftstoffmasse keine direkte Wandbenetzung mit Kraftstoff bei der Simulation der Konträr-Einspritzung im Vergleich zur Einspritzung eines einzelnen Strahls stattfindet (vergleiche Bild 6.5 und Bild 6.7). Die Berechnungen zeigen somit, dass die Idee des Konträr-Verfahrens an einem einfachen numerischen Beispiel funktioniert.

6.2 Einfluss einer Drallströmung

Die bis jetzt präsentierten Berechnungen wurden alle im ruhenden Gas durchgeführt. Doch im Brennraum eines Verbrennungsmotors liegt immer eine Strömung vor. So werden z.B. oft mit dem Ziel, die Gemischbildung zu unterstützen, ausgeprägte Strömungsstrukturen bewusst erzeugt. Daher wird im Folgenden der Einfluss einer Strömung auf das Verhalten der beiden Einspritzstrahlen bei einer Konträr-Einspritzung untersucht. Dabei werden jeweils ausschließlich das Strömungsfeld variiert und die Anfangsrandbedingungen sowie die Spray-Eingabeparameter unverändert beibehalten.

Das CFD-Programm VECTIS ermöglicht eine Initialisierung des Strömungsfeldes im Berechnungsraum. Dabei können einfache Strömungsstrukturen vorgegeben werden. Bei der hier ausgewählten Berechnungsgeometrie und der Konfiguration der beiden Einspritzdüsen bieten sich grundsätzlich drei idealisierte Strömungsstrukturen innerhalb einer geschlossenen Geometrie an:

- eine Rotationsströmung um die Längsachse des Zylinders, Z-Achse (entspricht einer Drallströmung),
- eine Rotationsströmung parallel zur Y-Achse des Zylinders (entspricht einer Tumbleströmung und wird im Abschnitt 6.3 behandelt),
- eine Rotationsströmung parallel zur X-Achse des Zylinders (entspricht einer Quer-Tumbleströmung und wird im Abschnitt 6.4 behandelt).

Zunächst wird der Einfluss einer Rotationsströmung um die Z-Achse auf die Einspritzung untersucht. Das **Bild 6.8** stellt das Strömungsfeld in einem Mittelschnitt quer zur Längsachse des Zylinders in Höhe der Einspritzdüsen für eine ausgebildete Drallströmung dar. Die Winkelgeschwindigkeit dieser Rotationsströmung ist mit 627 rad/s so gewählt worden, dass nach einer Definition für die Drallzahl:

$$DZ = \frac{\omega_{Zl}}{\omega_{Motor}} \quad (10)$$

mit

ω_{Zl} - Winkelgeschwindigkeit der Zylinderladung

ω_{Motor} - Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle des Motors

für eine Motordrehzahl von 2000 1/min sich ein Wert von $DZ = 3$ ergibt. Dieser Wert entspricht bei einem Benzinmotor einer relativ starken Ladungsbewegung.

Die ausgeprägte Rotationsbewegung des Gases um die Längsachse des Zylinders ist deutlich zu erkennen. Die Strömungsgeschwindigkeiten dieser Rotationsbewegung sind relativ klein im Vergleich zu den hohen Einspritzgeschwindigkeiten. Trotzdem werden bereits die ersten eingespritzten Kraftstofftropfen durch die initialisierte Drallströmung beeinflusst und jeweils im Sinne der Rotation abgelenkt. Zur Zylindermitte hin nehmen die Strömungsgeschwindigkeiten der Rotationsbewegung entsprechend ab, folglich wird auch der Einfluss der Drallströmung auf das Ausbreitungsverhalten der Einspritzstrahlen abnehmen.

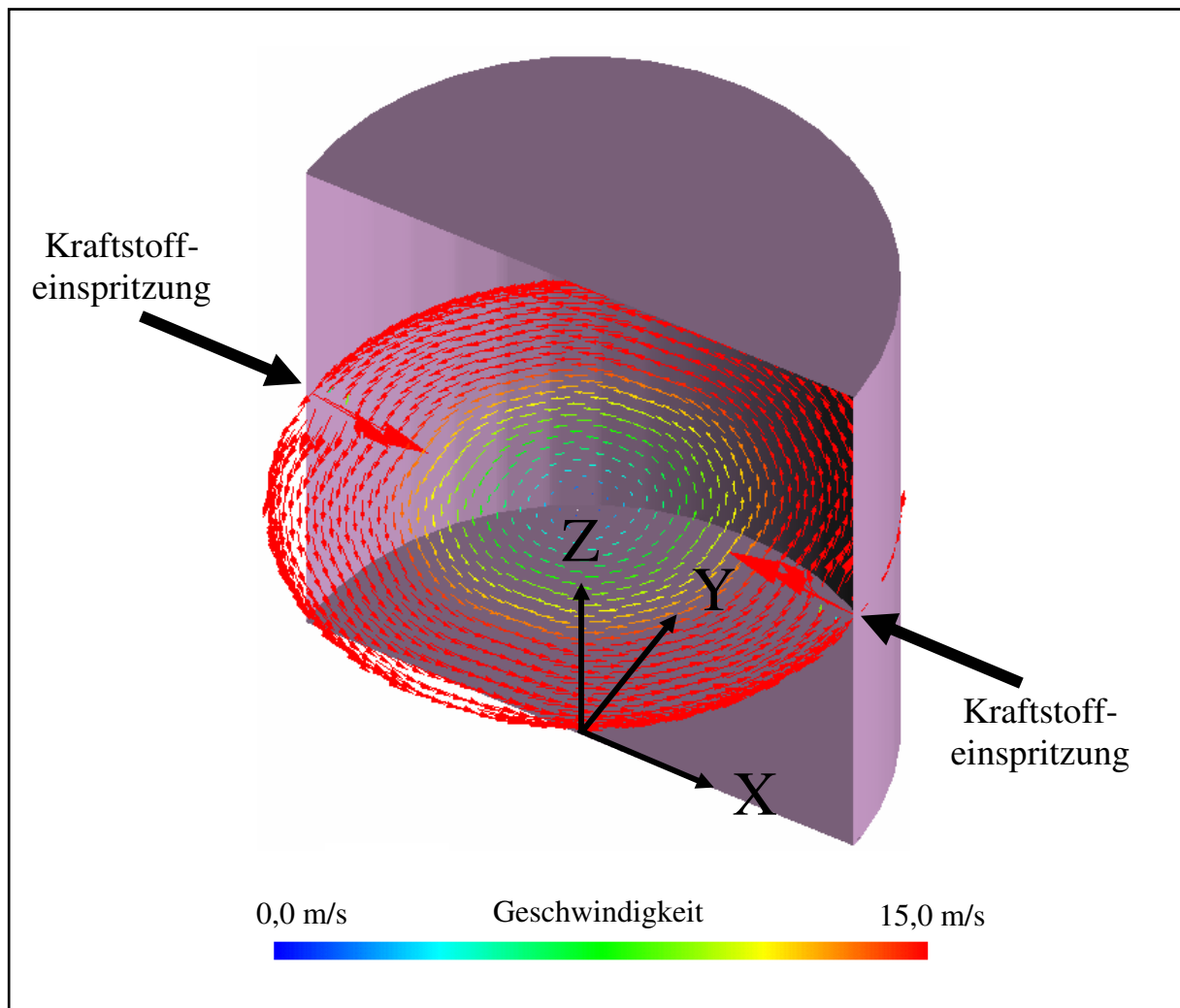


Bild 6.8: Konträr-Einspritzung in einer Drallströmung, $DZ=3$, Strömungsfeld bei 0,05 ms nach Einspritzbeginn

Da die Einspritzstrahlen schon früh eine Ablenkung durch die Drallströmung erfahren, treffen sie nicht in der Zylindermitte frontal aufeinander, sondern berühren sich seitlich und gehen größtenteils aneinander vorbei (**Bild 6.9**). Jeder der beiden Strahlen bewegt sich dann weiter, bis schließlich unter wiederholt verstärktem Einfluss durch die Drallströmung die jeweils gegenüberliegende Zylinderwand erreicht wird. Hier findet bereits nach 3,0 ms nach Einspritzbeginn eine direkte Wandbenetzung mit Kraftstoff statt, die im weiteren Verlauf noch zunimmt. Daraus resultiert, dass eine derart stark ausgeprägte Drallströmung bei den hier gewählten Randbedingungen das Prinzip des Konträr-Verfahrens nicht nur negativ beeinflusst, sondern auch scheitern lässt.

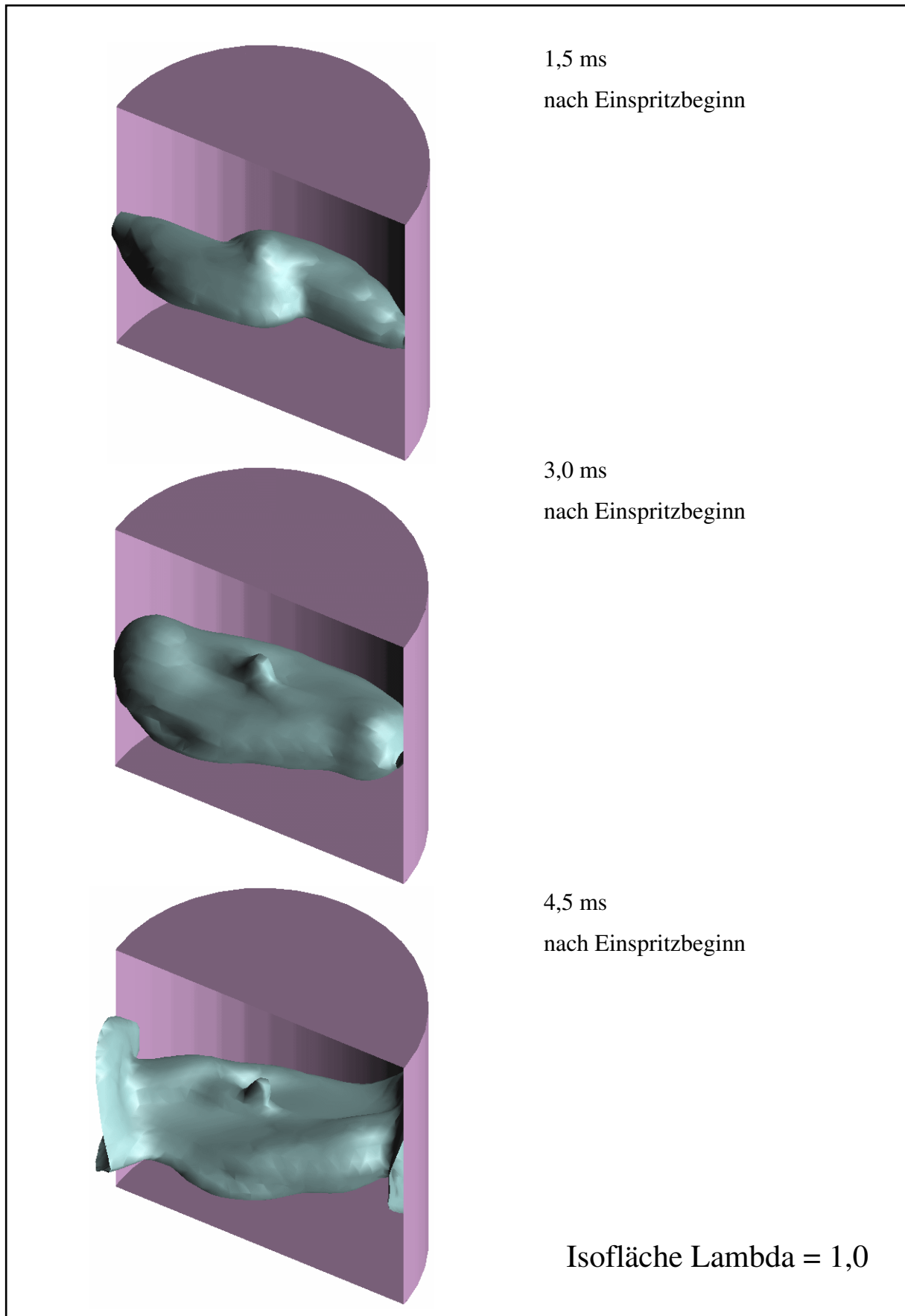


Bild 6.9: Konträr-Einspritzung in einer Drallströmung, $DZ=3$, Isofläche $\Lambda = 1,0$

Eine Beispielrechnung mit einer Drallzahl von $DZ = 1$ soll zeigen wie das Konträr-Verfahren auf eine relativ leichte Rotationsbewegung reagiert. Aus **Bild 6.10** ist die viel kleinere Intensität der Drallströmung im Vergleich zu der in Bild 6.8 zu erkennen. Die durch die Einspritzung verursachten Geschwindigkeitskomponenten heben sich deutlich von den Strömungskomponenten der Rotationsbewegung ab. So wird auch die Strahlausbreitung nur gering beeinflusst (**Bild 6.11**). Zum Zeitpunkt 1,5 ms nach Einspritzbeginn ist kaum ein Unterschied zu der Berechnung in ruhendem Gas (Bild 6.7) festzustellen. Es sind lediglich kleine Auslenkungen der Isofläche im Sinne der Drallströmung sichtbar und die im Bereich des Zusammentreffens sich formende Scheibe ist in Rotationsrichtung leicht verdreht. Gleichwohl bewirken aber diese kleinen Abweichungen der Strahlausbreitung im weiteren Verlauf, dass die beiden Einspritzstrahlen aneinander vorbeigleiten und dann nach 4,5 ms nach Einspritzbeginn auf die jeweils gegenüberliegende Wand auftreffen. Im Vergleich zu der Berechnung mit einer Drallzahl von $DZ = 3$ erreichen zwar die Einspritzstrahlen die Wände später und die direkte Wandbenetzung mit Kraftstoff ist geringer (vergleiche Bild 6.9), das Prinzip des Konträr-Verfahrens ist jedoch ebenfalls gescheitert.

Folglich beeinflusst nicht nur eine stark ausgeprägte, sondern auch eine relativ leichte Drallströmung die Strahlausbreitung soweit, dass die beiden Kraftstoffstrahlen aneinander vorbeigehen. Anzunehmen ist, dass nur eine sehr geringe Intensität einer Drallströmung zugelassen werden kann, damit das Prinzip des Konträr-Verfahrens funktioniert. Wie hoch diese noch zulässige Intensität der Drallströmung sein darf, hängt hauptsächlich von der Größe der beiden Strahlimpulse und damit von der eingespritzten Kraftstoffmasse und der Einspritzgeschwindigkeit ab. Denn je höher die Strahlimpulse sind, um so weniger lassen sie sich von einer vorgegebenen Gasströmung beeinflussen.

Über eine weitere Variation der Winkelgeschwindigkeit kann die maximal zulässige Intensität der Drallströmung für die hier vorliegenden Randbedingungen rechnerisch bestimmt werden. Die Beantwortung dieser Frage bringt jedoch die Untersuchungen an dieser Stelle nicht weiter. Denn die ermittelte Intensität würde für die vorliegende Kombination aus einer idealen Rotationsströmung, den vorgegebenen Einspritzparametern und der Berechnungsgeometrie gelten. Bei einer Verschiebung oder Neigung der Rotationsachse oder Veränderung der eingespritzten Kraftstoffmasse oder der Geometrie müsste eine andere, gerade noch zulässige Intensität der Drallströmung erneut berechnet werden.

In einem Motor ändert sich die Brennraumgeometrie ständig, die Ladungsbewegung entspricht nur in den seltensten Fällen einer idealen Rotationsströmung und die Kraftstoffmasse hängt von der gewählten Motordrehzahl und Motorlast ab. Für die Umsetzung des Verfahrens in einem Motor bedeutet dies, dass eine Drallströmung auf jeden Fall zu vermeiden ist, denn eine stabile Ladungsschichtung muss in allen Betriebspunkten, auch in Betriebspunkten mit kleinsten Lasten, z.B. Leerlauf, sicher dargestellt werden können.

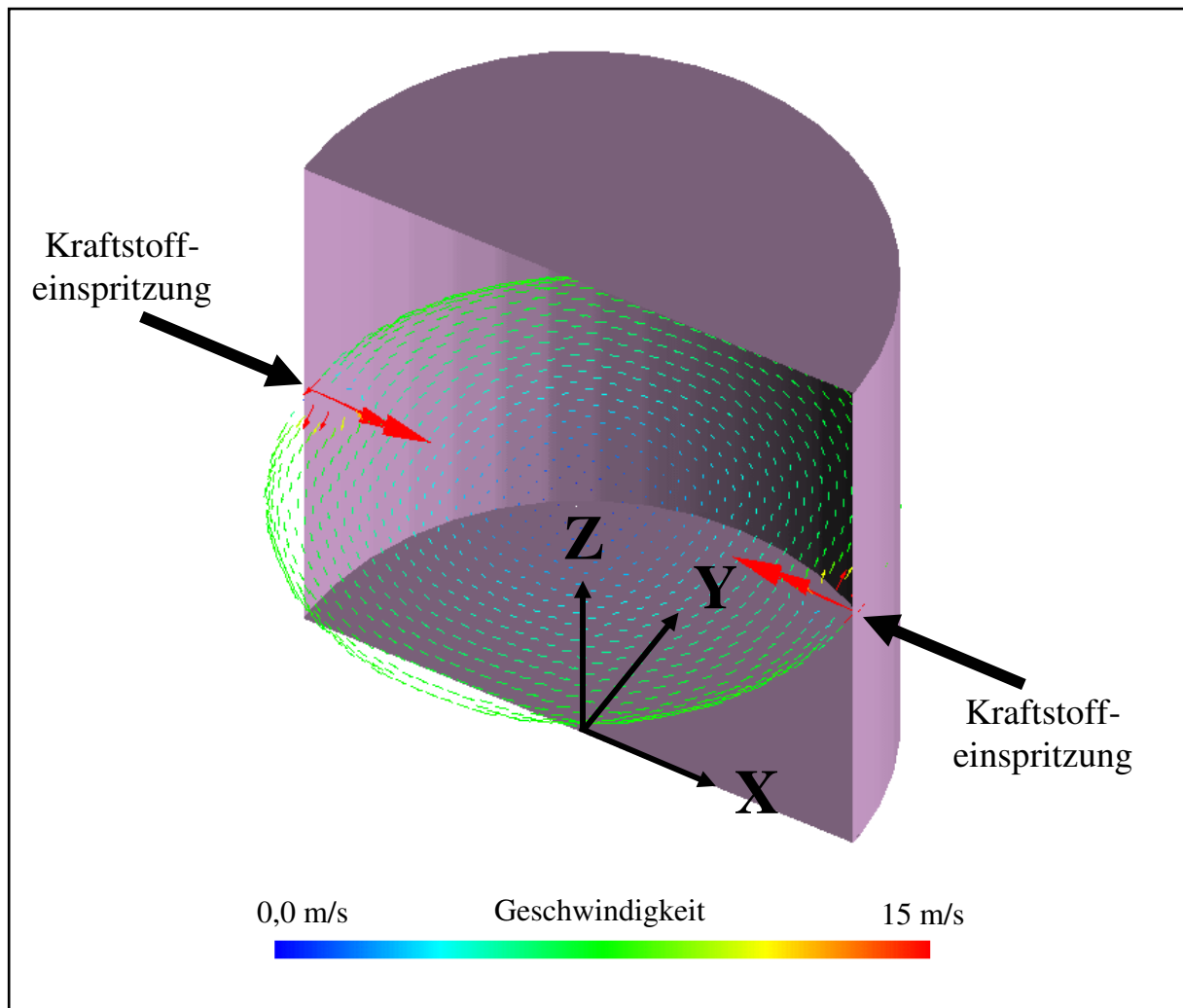


Bild 6.10: Konträr-Einspritzung in einer Drallströmung, $DZ=1$, Strömungsfeld bei 0,05 ms nach Einspritzbeginn

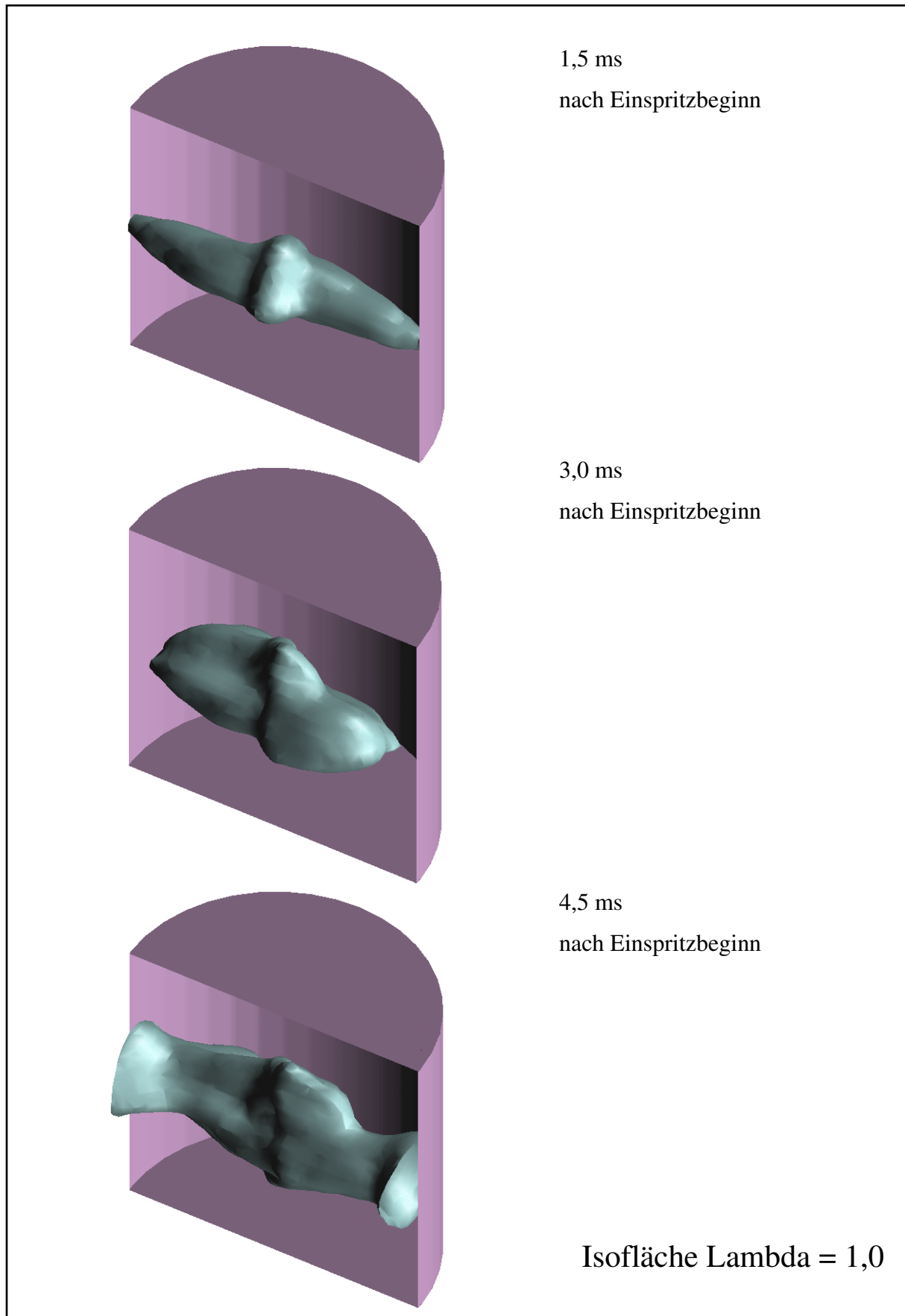


Bild 6.11: Konträr-Einspritzung in einer Drallströmung, $DZ=1$, Isofläche Lambda = 1,0

6.3 Einfluss einer Tumbleströmung

Im Folgenden wird der Einfluss einer Tumbleströmung auf das Ausbreitungsverhalten der Einspritzstrahlen beim Konträr-Verfahren überprüft. **Bild 6.12** zeigt in einem Mittelschnitt entlang der Längsachse und senkrecht zur Y-Achse des Zylinders das initialisierte Strömungsfeld auf. Zu erkennen ist eine regelmäßige Struktur einer Tumbleströmung. Die Achse dieser Rotationsströmung liegt quer zur Zylinderachse und ebenfalls quer zur Achse der beiden Einspritzstrahlen. Die Winkelgeschwindigkeit der Tumbleströmung ist so vorgegeben worden, dass diese exakt der der Drallströmung aus Abschnitt 6.2 entspricht (Tumblezahl $TZ=3$). Die Definition der Tumblezahl gilt analog zur Gleichung 10:

$$TZ = \frac{\omega_{Zl}}{\omega_{Motor}} \quad (11)$$

Die Einspritzstrahlen werden ähnlich wie bei der Drallströmung, nur um 90° gedreht, bereits früh durch die Tumbleströmung beeinflusst und in Rotationsrichtung abgelenkt (**Bild 6.13**). Die beiden Strahlen verfehlen einander, bewegen sich dann aneinander vorbei und erreichen anschließend jeweils die gegenüberliegende Geometriewand. An diesen Stellen liegt eine direkte Wandbenetzung mit Kraftstoff vor. Durch die Strömungsintensität, verbunden mit der Ausrichtung der Rotationsbewegung, wird die Gemischwolke nicht nur auseinandergezogen, sondern sogar aufgerissen.

Offensichtlich stört abgesehen von einer Drallströmung, auch eine ausgeprägte Tumbleströmung die Funktionsweise des Konträr-Verfahrens. Vermutlich wird nur bei einer extrem geringen Tumbleströmung das Prinzip des Konträr-Verfahrens ermöglicht. Analog zu den Berechnungen mit einer Drallströmung ist die Bestimmung der maximal zulässigen Intensität der Tumbleströmung nicht weiterführend. Um einen aussetzerfreien Schichtbetrieb möglichst gesichert darstellen zu können, muss bei einer Umsetzung des Verfahrens in den Brennraum eines Motors neben einer Drallströmung zusätzlich eine Tumbleströmung vermieden werden.

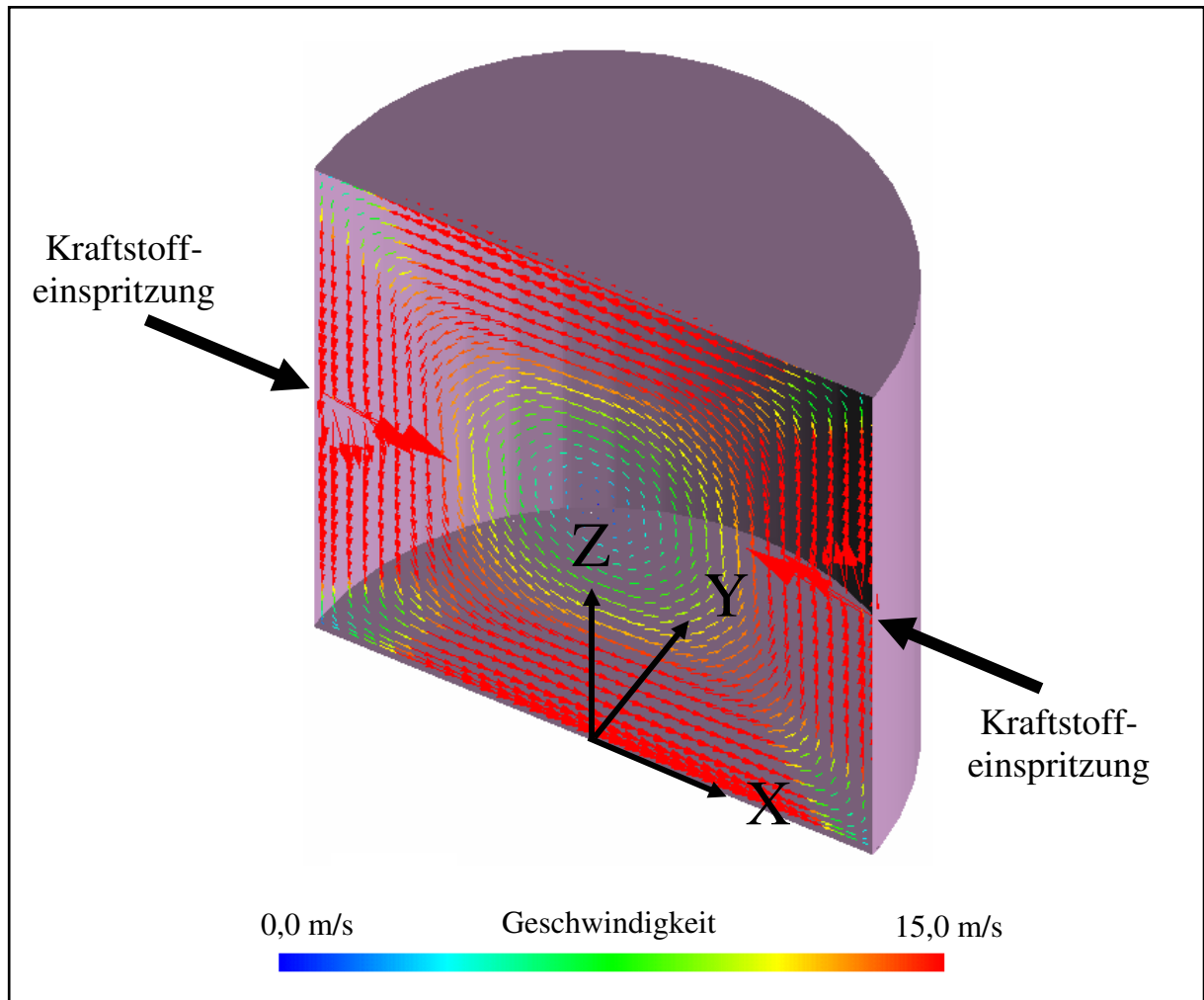


Bild 6.12: Konträr-Einspritzung in einer Tumbleströmung, $TZ=3$, Strömungsfeld bei 0,05 ms nach Einspritzbeginn

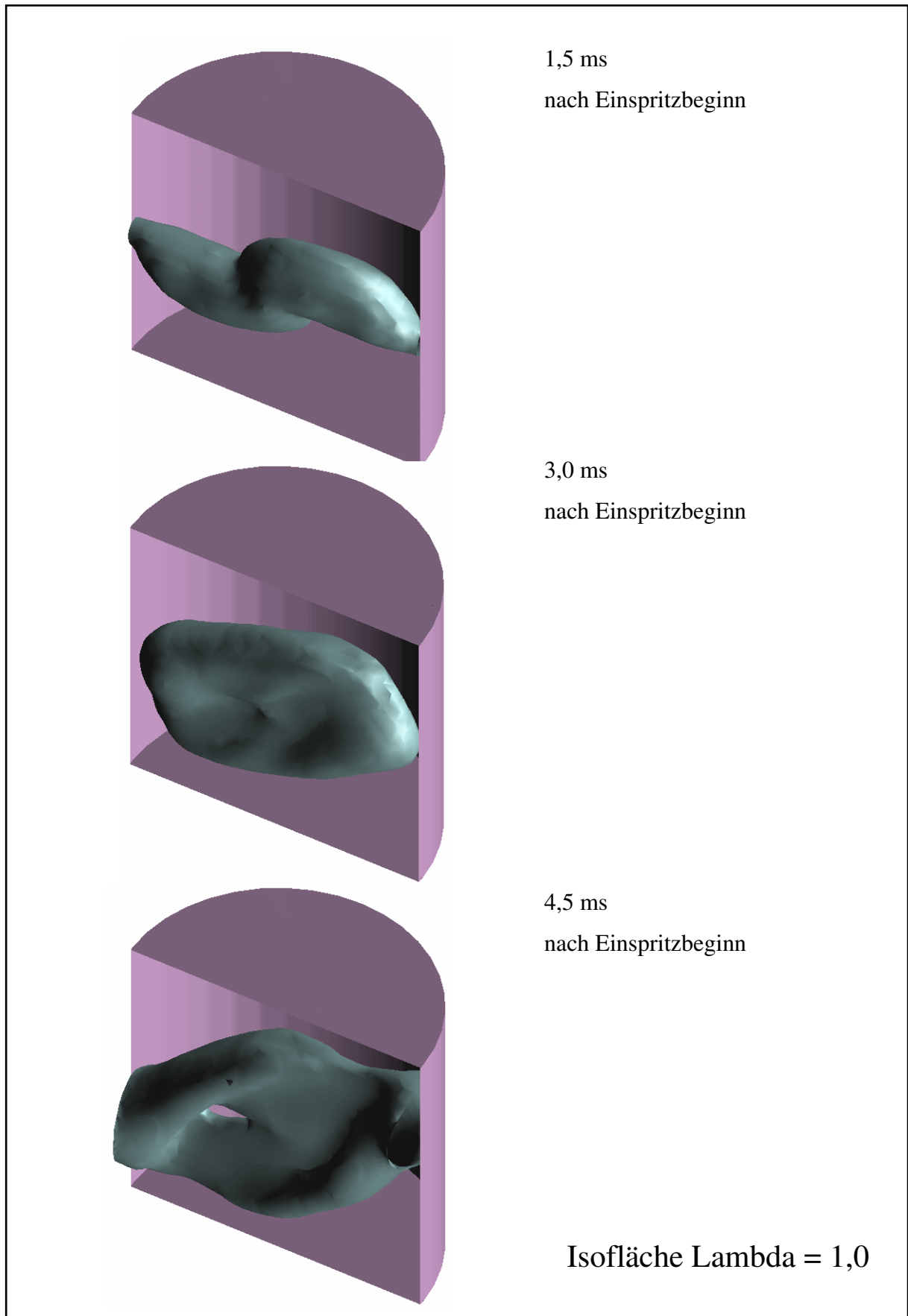


Bild 6.13: Konträr-Einspritzung in einer Tumbleströmung, TZ=3, Isofläche Lambda = 1,0

6.4 Einfluss einer Quer-Tumbleströmung

Nachdem in vorherigen Abschnitten der Einfluss einer Drall- und Tumbleströmung auf das Ausbreitungsverhalten der Einspritzstrahlen untersucht wurde, wird nun der Einfluss einer Quer-Tumbleströmung ermittelt. Die initialisierte Quer-Tumbleströmung ist in **Bild 6.14** in einem Mittelschnitt entlang der Längsachse und senkrecht zur X-Achse des Zylinders aufgezeigt. Die Lage der Achse dieser Rotationsströmung stimmt mit der Lage der Achsen der Einspritzstrahlen überein. Die Intensität der Quer-Tumbleströmung ist mit der der Drall- und der Tumbleströmung aus Abschnitt 6.2 und Abschnitt 6.3 identisch definiert worden (Quer-Tumblezahl $QTZ = 3$).

Die Quer-Tumbleströmung beeinflusst das Ausbreitungsverhalten der Einspritzstrahlen nur wenig (**Bild 6.15**). Da die Achse der Strahlen mit der Achse der Quer-Tumbleströmung übereinander liegt, können sich die Kraftstoffstrahlen in Einspritzrichtung ungehindert entfalten. Die Strahlen werden durch die Quer-Tumbleströmung lediglich in eine Rotation um ihre eigene Achse versetzt. Die Strahlen treffen aufeinander und es bildet sich, ähnlich wie bei ruhendem Gas (Bild 6.7), inmitten der Geometrie eine Gemischwolke in Form einer Scheibe aus. In diese Gemischwolke, die in der Geometriemitte verbleibt, tauchen dann im weiteren Berechnungsverlauf die restlichen Strahlenteile ein.

Es findet zu keinem Zeitpunkt eine direkte Wandbenetzung mit Kraftstoff statt. Die entstandene Isofläche des Luftverhältnisses $\lambda = 1,0$ ist sogar geringfügig kompakter als bei der Einspritzung in ruhendes Gas (vergleiche Bild 6.7 und Bild 6.15).

Die Idee des Konträr-Verfahrens wird folglich durch eine Quer-Tumbleströmung nicht gestört oder gar verhindert, sondern unterstützt, denn die entstehende Gemischwolke wird leicht stabilisiert. Die Intensität der Quer-Tumbleströmung spielt dabei keine Rolle, solange die Achsen der Einspritzstrahlen auf der Achse der Rotationsbewegung liegen, denn die Ausbreitung der Kraftstoffstrahlen in die Einspritzrichtung wird von keiner Strömungskomponente gestört. Dabei ist es nebensächlich, welche Einspritzparameter gewählt werden. Die Berechnungsgeometrie ist ebenfalls nicht von Bedeutung, solange wiederum gewährleistet wird, dass die Achsen der Einspritzstrahlen mit der Achse der Rotationsbewegung übereinstimmen.

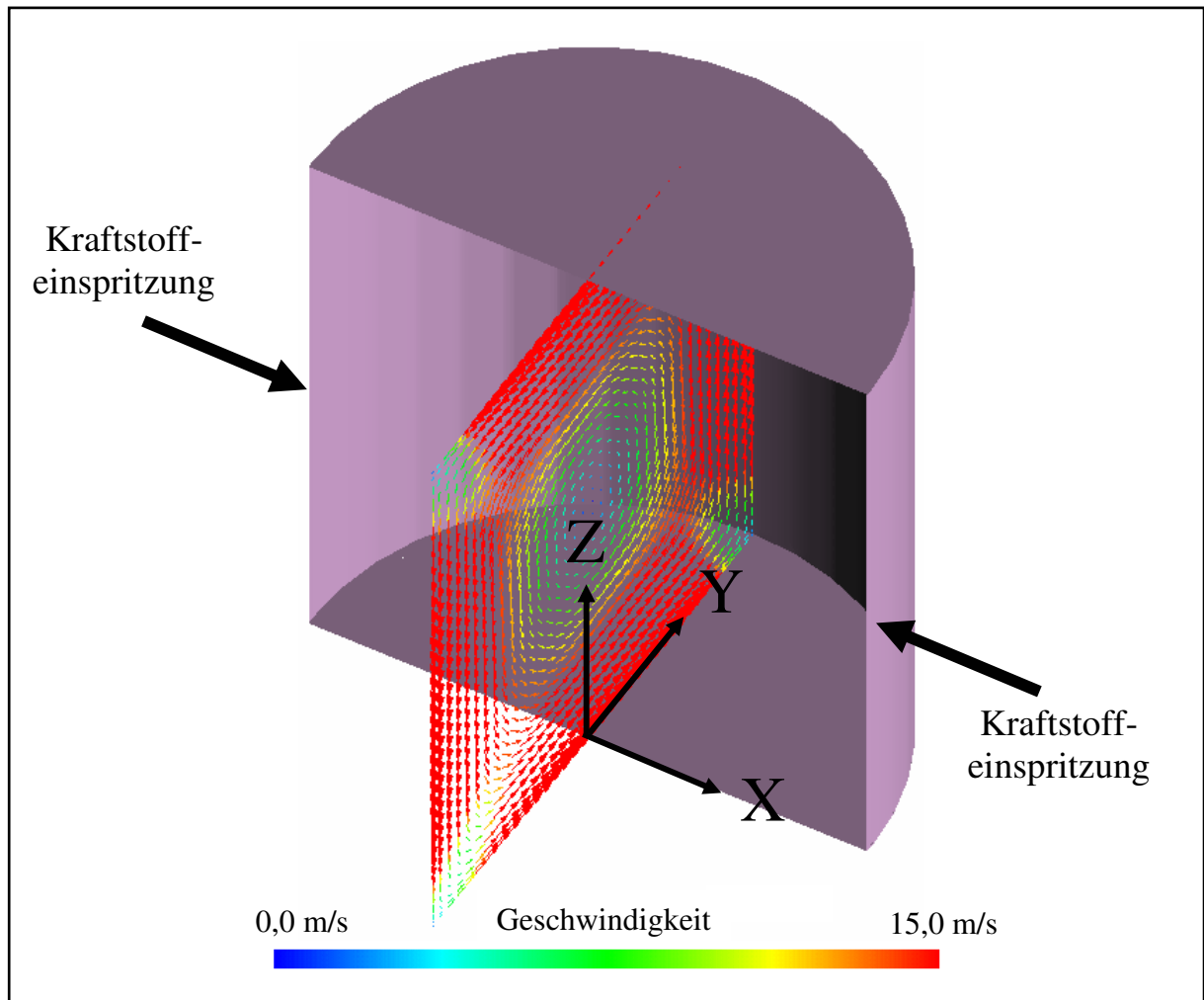


Bild 6.14: Konträr-Einspritzung in einer Quer-Tumbleströmung, QTZ=3,
Strömungsfeld bei 0,05 ms nach Einspritzbeginn

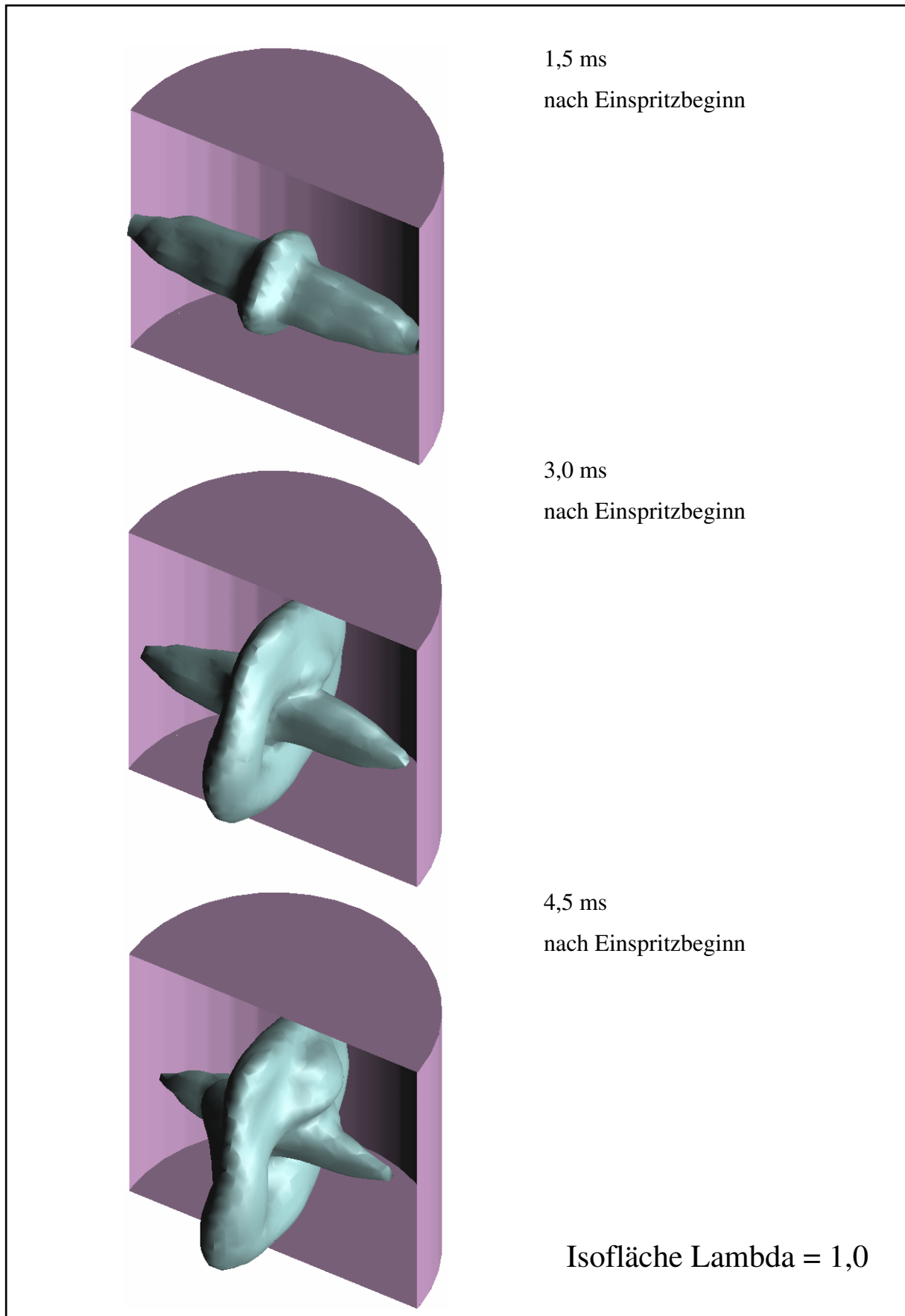


Bild 6.15: Konträr-Einspritzung in Quer-Tumbleströmung, QTZ=3, Isofläche Lambda=1,0

6.5 Zusammenfassung

Die in Kapitel 6 beschriebenen Ergebnisse der CFD-Berechnungen lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

Die Funktion des Konträr-Verfahrens wurde an einem einfachen numerischen Beispiel nachgewiesen. Globale Strömungsverhältnisse können aber die Ausbreitung der beiden Einspritzstrahlen und die entstehende Gemischwolke beeinflussen. Dabei ist die Ausrichtung der Rotationsachse der Strömung von entscheidender Bedeutung. Stimmt diese Achse nicht mit den Achsen der Einspritzstrahlen überein, so findet eine negative Beeinflussung bis hin zum Scheitern des Prinzips statt. Liegen dagegen die Achsen der Einspritzstrahlen und die Rotationsachse übereinander, so geht von der Rotationsströmung keine negative Einwirkung auf die Strahlausbreitung und auf das Funktionsprinzip des Konträr-Verfahrens aus. Dabei ist die Intensität der Rotationsbewegung nicht von Bedeutung. Diese Tatsachen sind beim Übertragen des Konträr-Verfahrens in den Brennraum eines Verbrennungsmotors zu beachten. Es muss gewährleistet werden, dass zum Einspritzzeitpunkt weder eine Drallströmung noch eine Tumbleströmung im Brennraum vorliegt.

Weitere dreidimensionale Strömungsberechnungen wurden im Rahmen der motorischen Umsetzung des Konträr-Verfahrens durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Simulationen werden im Kapitel 8 vorgestellt.

7 Druckkammer-Untersuchungen

Nachdem die grundsätzliche Funktion des Konträr-Verfahrens numerisch bestätigt werden konnte, soll nun der experimentelle Nachweis in einer Druckkammer geführt werden. Ferner sollen durch Strahlbeobachtungen noch weitere Erkenntnisse über die Gemischbildungsprozesse des neuen Verfahrens gewonnen werden. Die Eigenschaften des Konträr-Verfahrens werden maßgeblich durch die Qualität des verwendeten Einspritzsystems, insbesondere der Einspritzdüsen, beeinflusst. Aus diesem Grunde ist es unerlässlich, Aufschluss über das Verhalten der Einspritzdüsen und über das Zusammenspiel der Kraftstoffstrahlen zu erhalten, bevor das Verfahren in einem Motorbrennraum umgesetzt wird.

Das Beobachten der Strahlausbreitung ist in einem optisch zugänglichen Motor möglich. Doch diese Methode ist aufwendig und häufig wird durch die geometrischen Gegebenheiten dieser sogenannten Transparentmotoren das Betrachten der Strahlausbreitung eingeschränkt. Außerdem ändern sich in einem Motorbrennraum die Randbedingungen, wie z.B. Geometrie, Druck, Temperatur und Strömungsverhältnisse, ständig. Zyklische Schwankungen erschweren zusätzlich die Reproduktion der Bedingungen erheblich. Im Gegensatz dazu ermöglicht eine konditionierbare Druckkammer unter konstanten Randbedingungen das Beobachten der ungestörten Strahlausbreitung über relativ große Fenster. Dabei ist das Einstellen der motorisch relevanten Randbedingungen für die Strahlausbreitung wie Einspritzdauer, Kraftstoffdruck, Gegendruck und Temperatur möglich.

Die Untersuchungen der Strahlausbreitung für das Konträr-Verfahren wurden an dem Druckkammerprüfstand der Volkswagen AG in Wolfsburg durchgeführt [7, 74, 75]. Dieser besteht aus einem Einspritzsystem mit Kraftstoffdruckerzeuger, aus einer Druckluftversorgung mit Wärmetauscher und der eigentlichen Messkammer (**Bild 7.1**). Die Messkammer ist aus hochwarmfesten Edelstahl gefertigt und zeichnet sich durch großflächige optische Zugänge aus fluoreszenzfreiem Quarzglas aus. Sie wird kontinuierlich von oben nach unten mit Spülluft durchströmt, die mittels eines Hochdruckkompressors bis auf 60 bar Kammerdruck komprimiert werden kann. Die Spülluft kann zusätzlich über einen Lufterhitzer bis auf 500° C erwärmt werden. Innerhalb der Messkammer erzeugt die Spülluft Strömungsgeschwindigkeiten von unter 1 m/s, so dass eine Beeinflussung der Strahlausbreitung vernachlässigbar ist. Der Kraftstoffdruck wird mit Hilfe einer Stickstoffflasche erzeugt, die den Kraftstoff in einem

2-Liter-Vorratstank unter Druck setzt und dabei Einspritzdrücke von maximal 140 bar ermöglicht.

Die Einspritzvorgänge wurden mit Hilfe der Aufricht-Video-Stroboskopie optisch erfasst, dabei werden die flüssigen Kraftstoffanteile (Tropfen) visualisiert. Eine triggerbare, monochrome CCD-Videokamera (Charge Coupled Device) liefert hochauflösende unkomprimierte Schwarzweißbilder. Diese Bilder werden von einem leistungsstarken PC in Echtzeit digitalisiert, aufbereitet und auf dem Monitor dargestellt. Die Beleuchtung wird über Stroboskoplampen erzeugt, die mit der Kamera getriggert werden. Die Aufnahmen erfolgen stroboskopisch mit jeweils konstanter Zeitverzögerung von Einspritzvorgang zu Einspritzvorgang. Die Einzelbilder stammen dabei von unterschiedlichen nacheinander folgenden Einspritzvorgängen. Sie ergeben jedoch zusammengesetzt eine kontinuierliche Bildabfolge für die Strahlausbreitung. Für die Auswertung werden die aufgenommenen Schwarzweißbilder nochmals hinsichtlich Helligkeit, Kontrast und Intensität aufbereitet, um möglichst viele Details sichtbar zu machen.

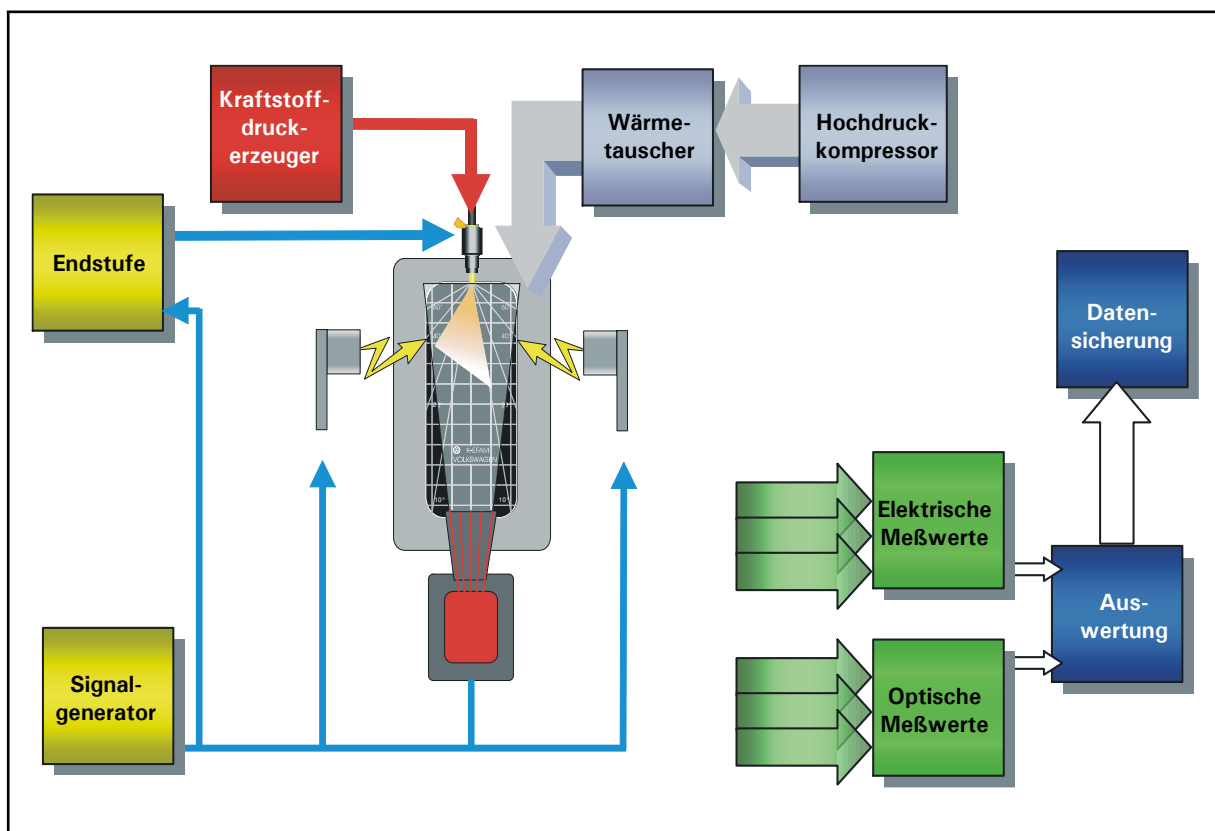


Bild 7.1: Schematischer Aufbau des Druckkammerprüfstandes [75]

Für die Montage der zwei entgegengerichteten Einspritzdüsen in der Druckkammer sind spezielle Düsenaufnahmeelemente konstruiert und gefertigt worden. Die Position und die Ausrichtung der Düsen wurde so gewählt, dass sie den geometrischen Verhältnissen des im Kapitel 8 untersuchten Motors entsprechen. Hierdurch können die erzielten Ergebnisse nicht nur allgemeine Aussagen über das Prinzip des Konträr-Verfahrens liefern, sondern zugleich konkrete Hinweise für die spätere motorische Umsetzung bereitstellen. Dabei betragen der Abstand zwischen den Düsen spitzen 66 mm und der Neigungswinkel der Düsenkörper zu der Horizontalen jeweils $19,5^\circ$ (**Bild 7.2**). Die Auswahl der Einspritzdüsen, Dralldüsen HDEV (**Hochdruck-Einspritzventile**) der Firma Bosch, erfolgte ebenfalls im Hinblick auf die spätere motorische Anwendung. Die Strahlgeometrie mit 60° Öffnungswinkel und 0° Strahlebenenwinkel (geradespritzend) wurde vorab anhand von mehreren CFD-Berechnungen festgelegt (siehe Kapitel 8).

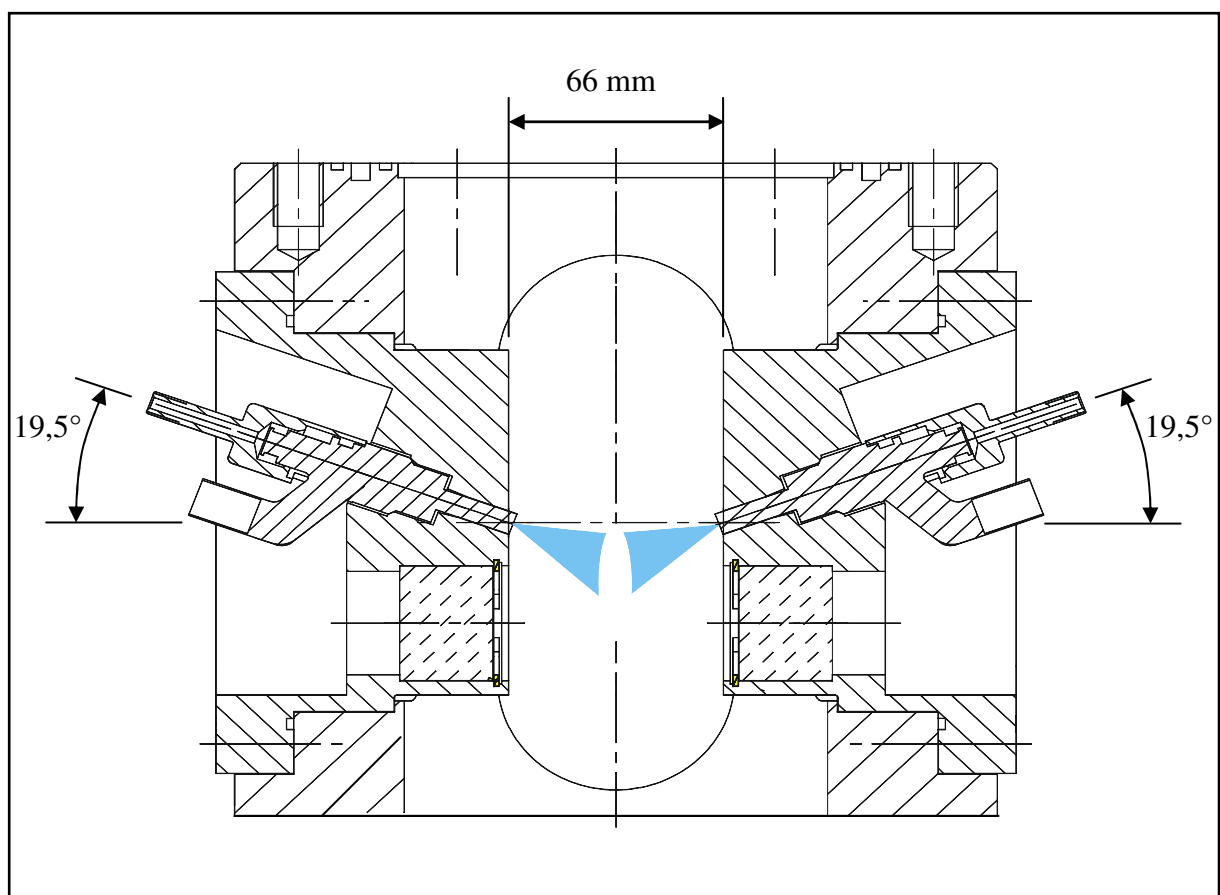


Bild 7.2: Längsschnitt der Druckkammer

7.1 Experimenteller Nachweis für das Konträr-Verfahren

In den ersten Untersuchungen wird analog zu den bereits beschriebenen CFD-Berechnungen (Kapitel 6) zunächst der Unterschied zwischen einer Einspritzung mit nur einer Düse und einer Konträr-Einspritzung betrachtet. Die Temperatur in der Druckkammer wurde auf 500 K und der Druck auf 3,5 bar eingestellt (siehe Kapitel 6). Die beiden Einspritzdüsen wurden an eine gemeinsame Kraftstoffleitung angeschlossen und mit Kraftstoff unter einem Druck von 100 bar versorgt. Außer der zu vernachlässigenden Spülluftströmung lag keine Luftbewegung in der Druckkammer vor. Die Einspritzdauer bei allen Druckkammer-Untersuchungen betrug stets 1,5 ms.

Bild 7.3 zeigt stroboskopische Aufnahmen von der Ausbreitung eines Strahls in der Druckkammer. Nach 1,5 ms ist die Einspritzung beendet. Es hat sich ein kegelförmiger, kompakter und dichter Kraftstoffstrahl ausgebildet. Im weiteren Verlauf bewegt sich der Strahl in Einspritzrichtung auf die gegenüberliegende Wand zu. Aufgrund der hohen Umgebungstemperatur von 500 K verdampfen die Kraftstofftropfen schnell und der Strahl wird immer lichter. Der Strahl erreicht schließlich die gegenüberliegende Wand und benetzt diese mit Kraftstoff.

Überträgt man diesen Sachverhalt gedanklich in einen Motorbrennraum, so trägt die Einspritzdüse den Kraftstoff direkt auf die Zylinderlaufbuchse auf. Ein Auswaschen des Ölfilms und damit verbunden ein Festfahren des Kolbens wären voraussichtlich die Folge. Als weitere negative Auswirkung einer solchen Kraftstoffeinspritzung sind vor allem erhöhte Kohlenwasserstoff-Emissionen zu nennen. Wird gedanklich der Zündort nach Vorbild aus Bild 4.1 mittig und leicht oberhalb der Verbindungslinie zwischen den beiden Einspritzdüsen spitzen gelegt (Bild 7.3), so ist eine zündfähige Ladungsschichtung um den gedachten Zündort herum ohne eine geeignete Kolbenform oder speziell angepasste Strömungsstrukturen nicht möglich.

Für die Darstellung der Konträr-Einspritzung wurden beide Einspritzdüsen synchron angesteuert. Da die Einspritzdauer und der Einspritzdruck beibehalten wurden, gelangte je Einspritzung etwa die doppelte Kraftstoffmasse in die Druckkammer. Die Randbedingungen (Temperatur und Druck) in der Druckkammer blieben unverändert. Das Ergebnis der Konträr-Einspritzung auf die Strahlausbreitung ist in **Bild 7.4** zu sehen. Die beiden fast formgleichen Strahlen prallen näherungsweise mittig zwischen den Düsen aufeinander und bilden hier eine Tropfenwolke, in die dann im weiteren zeitlichen Verlauf die gesamten Strahlen eintauchen.

Diese Tropfenwolke schwebt frei in der Druckkammer. Sie dehnt sich aufgrund der Ausrichtung der Einspritzstrahlen überwiegend nach unten aus, verharrt aber durchgehend inmitten der beiden Einspritzdüsen. **Bild 7.5** zeigt die gleiche Untersuchung wie Bild 7.4, jedoch in einer Draufsicht¹. In dieser Beobachtungsperspektive treffen die Strahlen frontal aufeinander. Die nicht symmetrische Form der Tropfenwolke (Bild 7.4 und 7.5) ist auf die fertigungsbedingte, nicht ganz identische Strahlgeometrie der beiden Düsen zurückzuführen. Dennoch bleibt durchgehend ein relativ großer Abstand zwischen der Druckkammerwand und dem Rand der Tropfenwolke, so dass nicht nur eine direkte, sondern auch eine indirekte Wandbenetzung mit Kraftstoff ausgeschlossen werden kann, obwohl im Vergleich zur Ein-Strahl-Einspritzung die doppelte Kraftstoffmasse eingespritzt wird.

Werden diese Verhältnisse, wie bereits bei der Untersuchung der Einspritzung mit nur einer Düse, gedanklich in einen Motorbrennraum übertragen, so ist eine Ladungsschichtung um den gedachten Zündort ohne weitere Maßnahmen möglich. Der nach unten ausweichende Teil der Tropfenwolke kann vom Kolben aufgefangen und aufwärts transportiert werden. Zu untersuchen bleibt dabei, inwieweit der Kolbenboden mit Kraftstoff benetzt wird.

¹ Die unterschiedliche Graustufenintensität zwischen den Bildern der Seitenansicht (Bild 7.3 und Bild 7.4) und der Draufsicht (Bild 7.5) ist auf eine andere, jeweils auf die Informationsdichte angepasste Nachbearbeitung der Bilder zurückzuführen. Diese individuelle Nachbearbeitung ist erforderlich, um aus der jeweiligen Bildfolge möglichst viele Details zu erhalten. Daher ist ein Vergleich der Graustufenintensität innerhalb einer Bildfolge zulässig, jedoch nicht zwischen verschiedenen.

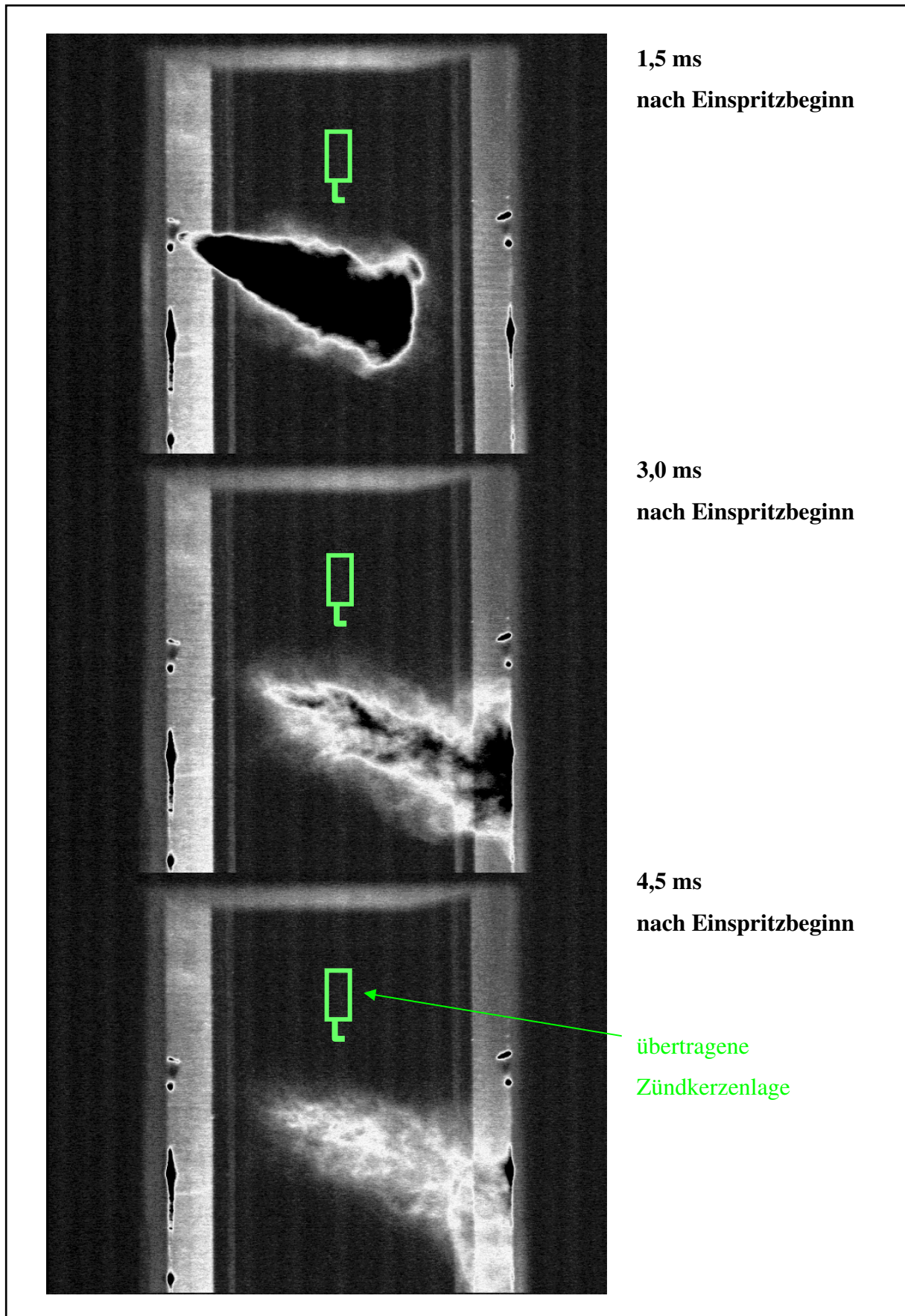


Bild 7.3: Ein Strahl, Strahlausbreitung in der Druckkammer, Seitenansicht

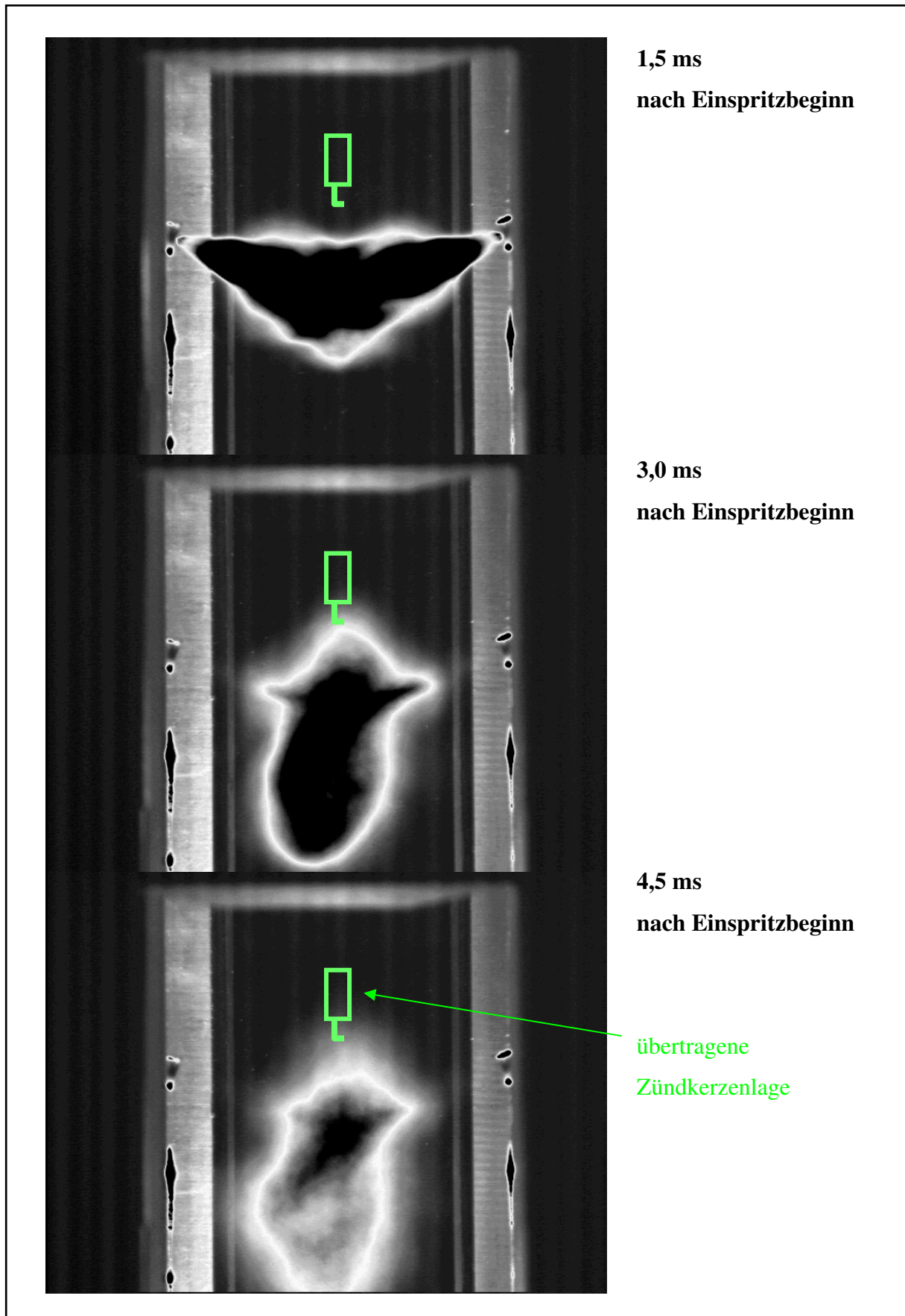


Bild 7.4: Konträr-Einspritzung, Strahlausbreitung in einer Druckkammer, Seitenansicht

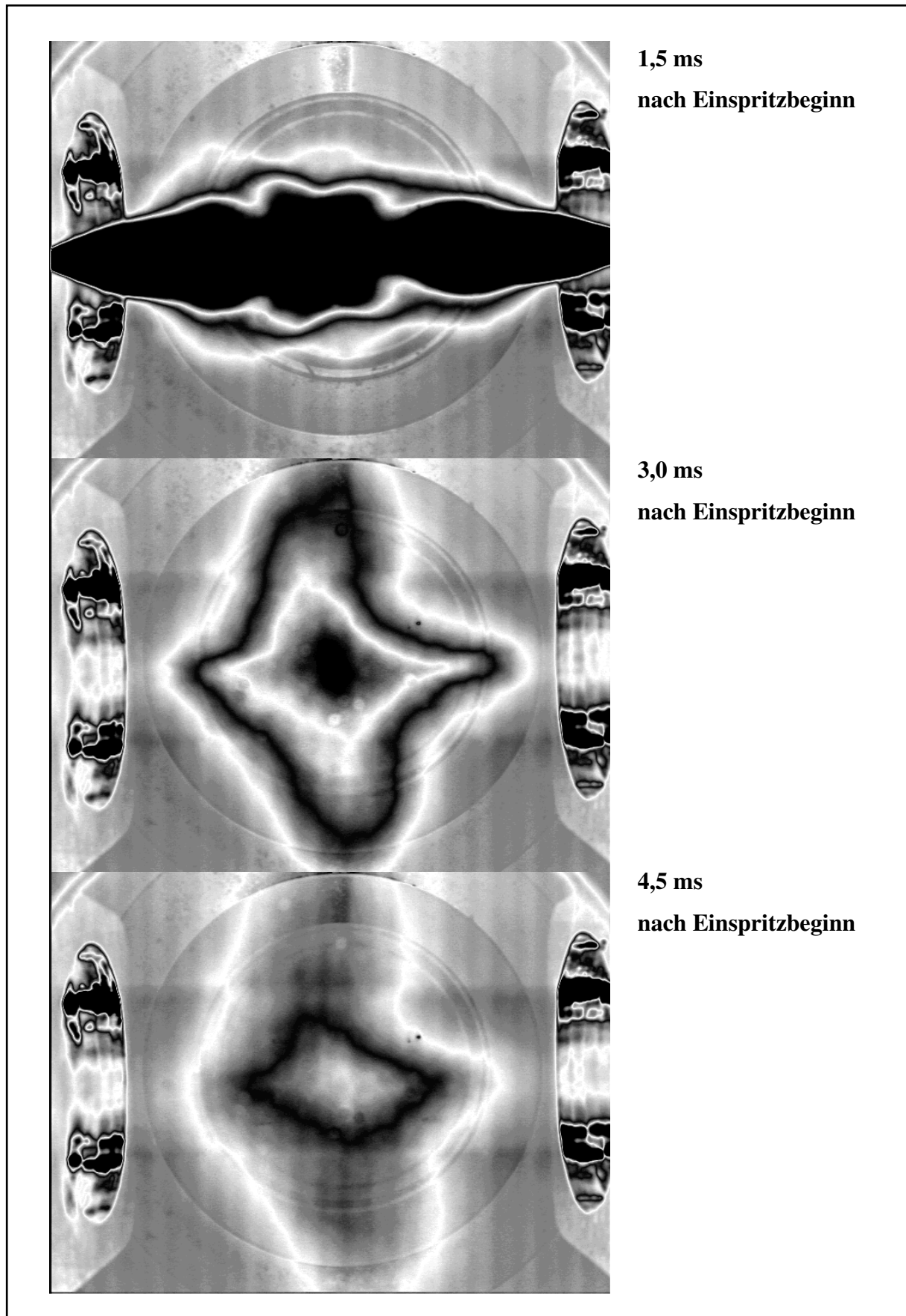


Bild 7.5: Konträr-Einspritzung, Strahlausbreitung in einer Druckkammer, Draufsicht

Die Druckkammer-Untersuchungen haben somit die theoretischen Vorhersagen über das Verhalten der Strahlen im Bereich des Zusammenpralls (Kapitel 5) und die numerischen Ergebnisse der CFD-Berechnung (Kapitel 6) experimentell bestätigt. Zu prüfen ist noch, ob sich die Tropfenwolke aufgrund der hohen Turbulenzintensität langsam ausdehnt. **Bild 7.6** zeigt für die Konträr-Einspritzung die äußeren Konturen der Tropfenwolken aus Bild 7.4 und Bild 7.5, für die drei vorgestellten Zeitpunkte übereinandergelegt. Hierfür ist die Isolinie einer festgelegten Graustufenintensität herangezogen worden. Zu beachten ist dabei, dass die Graustufenintensität (Tropfendichte) innerhalb der Konturen zeitlich unterschiedlich ist, denn aufgrund der hohen Temperatur in der Druckkammer verdampfen die Tropfen mit der Zeit.

Zum Zeitpunkt 1,5 ms nach Einspritzbeginn treffen sich die Strahlen gerade und beginnen die Tropfenwolke zu bilden, so dass dieser Zeitpunkt für die Betrachtung nicht relevant ist. Bei 3,0 ms sind die Strahlen fast vollständig in die entstandene Tropfenwolke eingetaucht. Die Kontur der beiden einzelnen Strahlen ist in eine gemeinsame Kontur übergegangen. Im weiteren Verlauf tauchen die Strahlen noch stärker in die Tropfenwolke ein.

In der Seitenansicht verändert sich zum Zeitpunkt 4,5 ms nach Einspritzbeginn die Form der Tropfenwolke im oberen Teil im Vergleich zum Zeitpunkt 3,0 ms nur unwesentlich. Der obere Konturverlauf bleibt sogar nahezu deckungsgleich. Dafür dehnt sich die Kontur im unteren Teil nach allen Seiten deutlich aus und die von der Kontur umschlossene Fläche nimmt zu.

In der Draufsicht erstreckt sich die Tropfenwolke annähernd symmetrisch nach beiden Seiten aus. Im Zeitraum von 3,0 ms bis 4,5 ms dehnt sich die Kontur seitlich weiter aus, so dass die umschlossene Fläche größer wird.

Ein Teil der Tropfenwolken erstreckt sich in beiden Ansichten über das Beobachtungsfenster hinaus und kann damit nicht für die Auswertung herangezogen werden. Der Flächenvergleich in der Seitenansicht wie auch in der Draufsicht zu den Zeitpunkten 3,0 ms und 4,5 ms nach Einspritzbeginn bestätigt die Ausdehnung der Tropfenwolke.

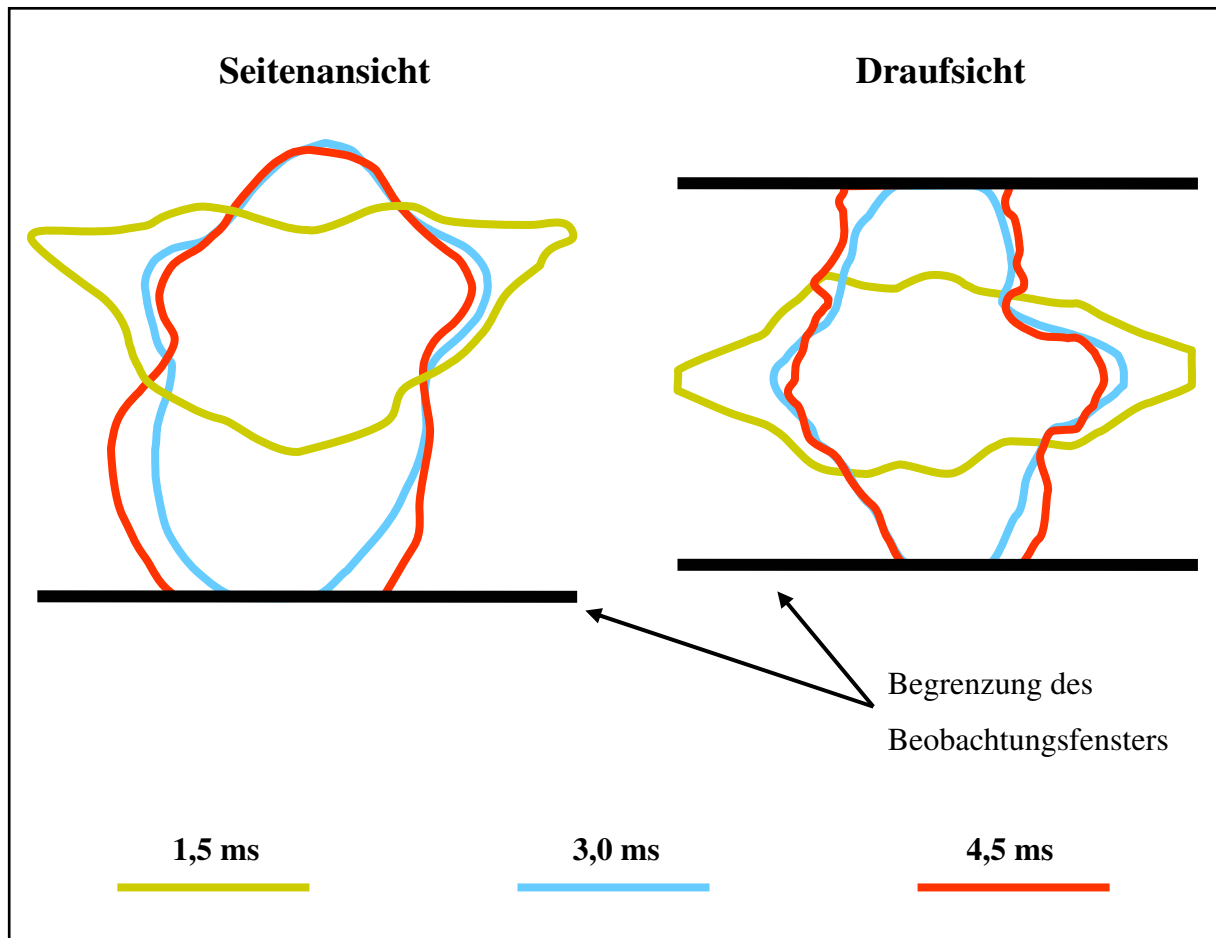


Bild 7.6: Konträr-Einspritzung in einer Druckkammer, Konturen der Tropfenwolken, Flächenvergleich

7.2 Einfluss des Einspritzdruckes

Nachdem die grundsätzliche Funktion des Konträr-Verfahrens experimentell bestätigt wurde, wird im folgenden Abschnitt der Einfluss des Einspritzdruckes auf die Strahlausbreitung untersucht. In aller Regel nimmt mit zunehmendem Einspritzdruck die Tropfengröße ab und die Einspritzgeschwindigkeit zu [60, 68]. Der Einfluss auf die Strahleindringtiefe und auf die Strahlgeometrie ist von der geometrischen Beschaffenheit der Einspritzdüse und den Randbedingungen abhängig und daher nicht eindeutig vorhersagbar, wobei die Erhöhung des Einspritzdruckes im Allgemeinen eine Vergrößerung der Strahleindringtiefe bewirkt [21, 71].

Die Untersuchungen wurden mit vier Einspritzdrücken, 40 bar, 60 bar, 80 bar und 100 bar, durchgeführt. Die Einspritzzeit blieb stets bei 1,5 ms, die Temperatur in der Druckkammer bei 500 K und der Kammerdruck bei 3,5 bar. In **Bild 7.7** und **Bild 7.8** sind die Ergebnisse der Einspritzdruckvariation gegenübergestellt. Zum Zeitpunkt 1,5 ms ist deutlich die größere Eindringtiefe der Hauptstrahlen bei höheren Einspritzdrücken zu erkennen, was auf die größere Einspritzgeschwindigkeit zurückzuführen ist. Dementsprechend treffen die Hauptstrahlen bei hohen Einspritzdrücken früher zusammen. Die Vorstrahlen aber, die sich bei den kleinen Einspritzdrücken auffallend von den Hauptstrahlen abheben, sind bei allen Varianten zusammengeprallt.

Es entstehen bei allen Einspritzdrücken frei schwebende und kompakte Tropfenwolken. Hieraus kann abgeleitet werden, dass die Tropfengröße, die direkt vom Einspritzdruck abhängt, für das Prinzip des Konträr-Verfahrens in bestimmten Grenzen eine untergeordnete Rolle spielt. Die entstandenen Tropfenwolken dehnen sich im zeitlichen Verlauf überwiegend nach unten aus, treffen jedoch zu keiner Zeit auf eine Druckkammerwand auf. Der Umfang der Tropfenwolken steigt mit dem Einspritzdruck und damit, in diesem Fall, mit der eingespritzten Kraftstoffmasse an. Dabei ist bemerkenswert, dass ab 2,5 ms bei allen Einspritzdrücken die obere Kontur der Tropfenwolken an den gedachten Zündort grenzt.

Wird wiederum dieser Sachverhalt in einen Motorbrennraum übertragen, so entsprechen die unterschiedlichen Kraftstoffmassen verschiedenen Lastpunkten. Dabei bedeuten Einspritzungen bei übereinstimmenden Gegendrücken, dass diese zu gleichen Zeitpunkten verlaufen. Dementsprechend ist mit Hilfe des Konträr-Verfahrens eine Ladungsschichtung bei unterschiedlichen Betriebspunkten ohne weitere unterstützende Maßnahmen möglich. Des Weiteren ist der Zündzeitpunkt in bestimmten Grenzen frei wählbar, denn die Gemischwolke verweilt mit ihrer oberen Begrenzung am Zündort. Auf diese Weise kann die Schwerpunktlage der Verbrennung beeinflusst werden. Ferner ist es möglich, die Gemischqualität zum Zündzeitpunkt zu wählen. Erfolgt die Zündung früh, so liegt eine zwar kompakte, aber relativ schlecht aufbereitete Gemischwolke vor. Findet dagegen die Zündung spät statt, so ist das Gemisch besser aufbereitet, allerdings auch weniger kompakt ausgebildet.

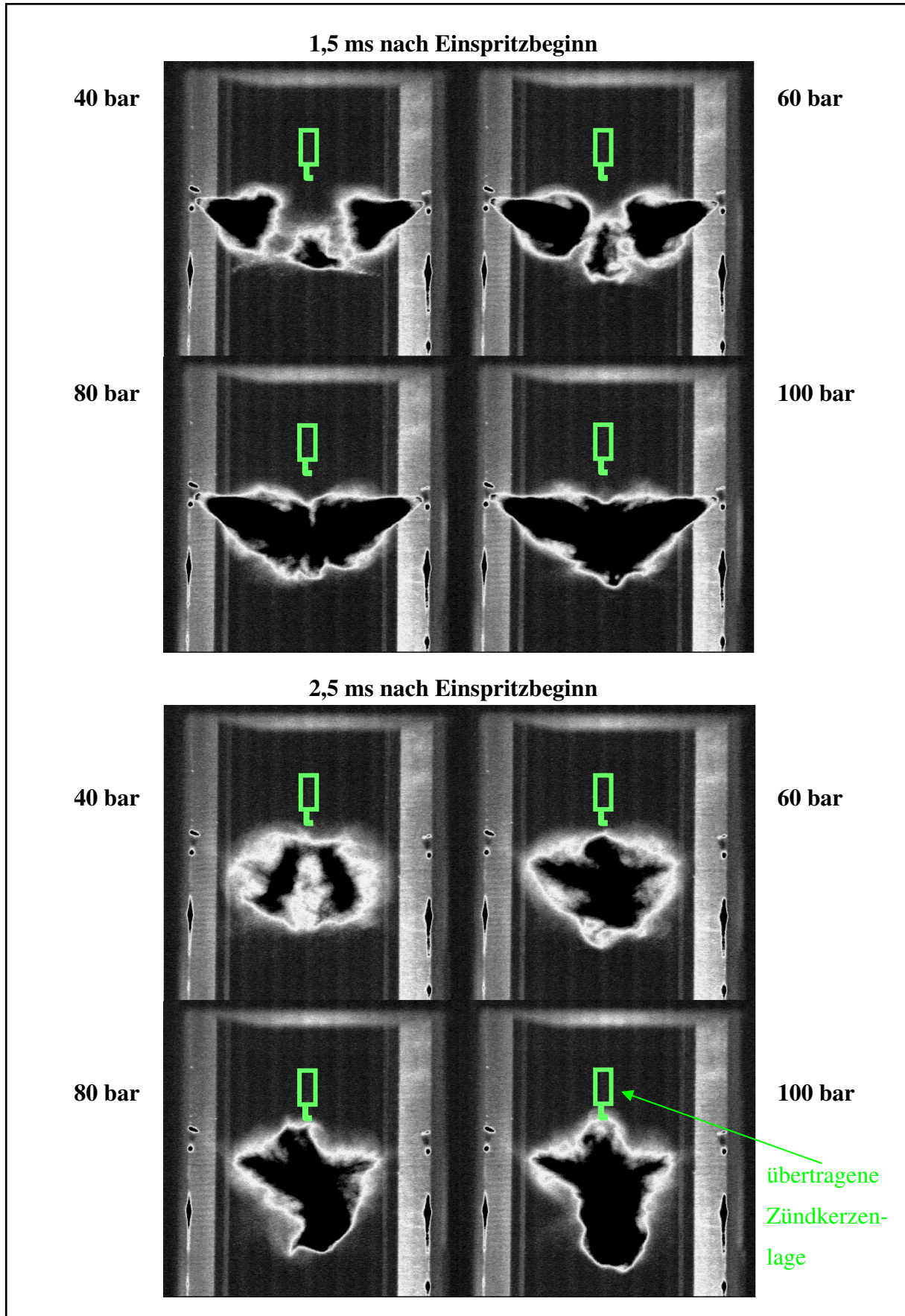


Bild 7.7: Konträr-Einspritzung, Strahlausbreitung in einer Druckkammer, Einspritzdruckvariation, zu den Zeitpunkten 1,5 ms und 2,5 ms nach Einspritzbeginn

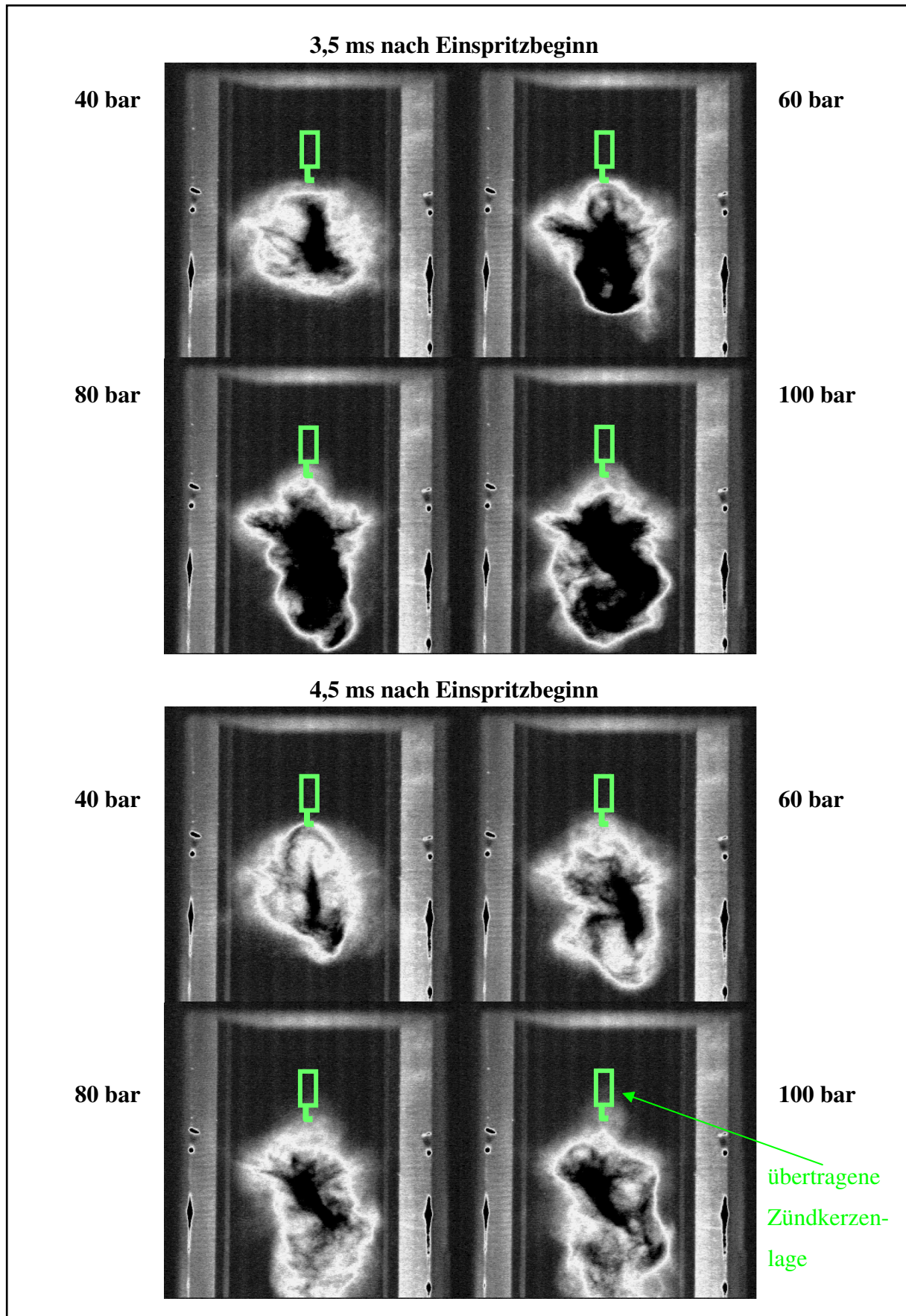


Bild 7.8: Konträr-Einspritzung, Strahlausbreitung in einer Druckkammer, Einspritzdruckvariation, zu den Zeitpunkten 3,5 ms und 4,5 ms nach Einspritzbeginn

7.3 Einfluss des Kammerdruckes

Bei einer Kraftstoffeinspritzung ist neben dem Einfluss des Einspritzdruckes auch der Einfluss des Gegendruckes auf die Strahlausbreitung von entscheidender Bedeutung, denn der Kraftstoff wird in den Brennraum bei unterschiedlichen Brennraumdrücken eingespritzt.

Im ungedrosselten homogenen Betrieb findet die Einspritzung während des Ansaugtakts bei Gegendrücken nahe dem Umgebungsdruck statt. Muss der Motor gedrosselt betrieben werden, so stellen sich Brennraumdrücke unter dem Umgebungsdruck ein. Zum Zeitpunkt der Untersuchungen betrug der kleinste Druck, der in der Druckkammer kontrolliert eingestellt werden konnte, 1,4 bar.

Im geschichteten Betrieb liegt die Einspritzung im Kompressionstakt. Damit werden, abhängig von dem Verdichtungsverhältnis, der angesaugten Luftmasse und dem Zeitpunkt der Einspritzung, zum Einspritzbeginn viel höhere Drücke erreicht. In der Literatur werden diesbezüglich meist Drücke von bis zu 5 bar genannt. Das Verdichtungsverhältnis des Versuchsträgers, an dem das Konträr-Verfahren umgesetzt werden soll, ist bekannt (siehe Kapitel 8). Jedoch sind die für den geschichteten Betrieb einzustellenden Parameter, wie Einspritzzeitpunkt und Saugrohrdruck vom Betriebspunkt abhängig und müssen erst noch bestimmt werden. Insofern wird für den Kammerdruck zum Einspritzbeginn im geschichteten Betrieb exemplarisch ein Wert von 5 bar gewählt.

Im **Bild 7.9** ist der Einfluss des Kammerdruckes von 1,4 bar, 3,5 bar und 5,0 bar dargestellt. Die Kammertemperatur betrug 500 K, der Einspritzdruck 80 bar und die Einspritzdauer 1,5 ms. Es kann davon ausgegangen werden, dass in allen Fällen in etwa vergleichbare Kraftstoffmassen eingespritzt wurden. Wobei tendenziell mit steigendem Gegendruck die eingespritzte Kraftstoffmasse abnimmt. Mit Erhöhung des Kammerdruckes kontrahieren die Strahlen, verursacht durch die höhere Dichte des Umgebungsgases, stärker. Die Eindringtiefe sinkt geringfügig ab. Die Ausdehnung der frei schwebenden Tropfenwolken nimmt ebenfalls ab. Hierbei ist aber im Gegensatz zur Variation des Einspritzdruckes die Tropfenkonzentration am gedachten Zündort nicht gleich, sondern vom Kammerdruck abhängig. Bei 1,4 bar umhüllt die Tropfenwolke den Zündort relativ stark, bei 5 bar jedoch wird der Zündort von der Tropfenwolke nicht erreicht.

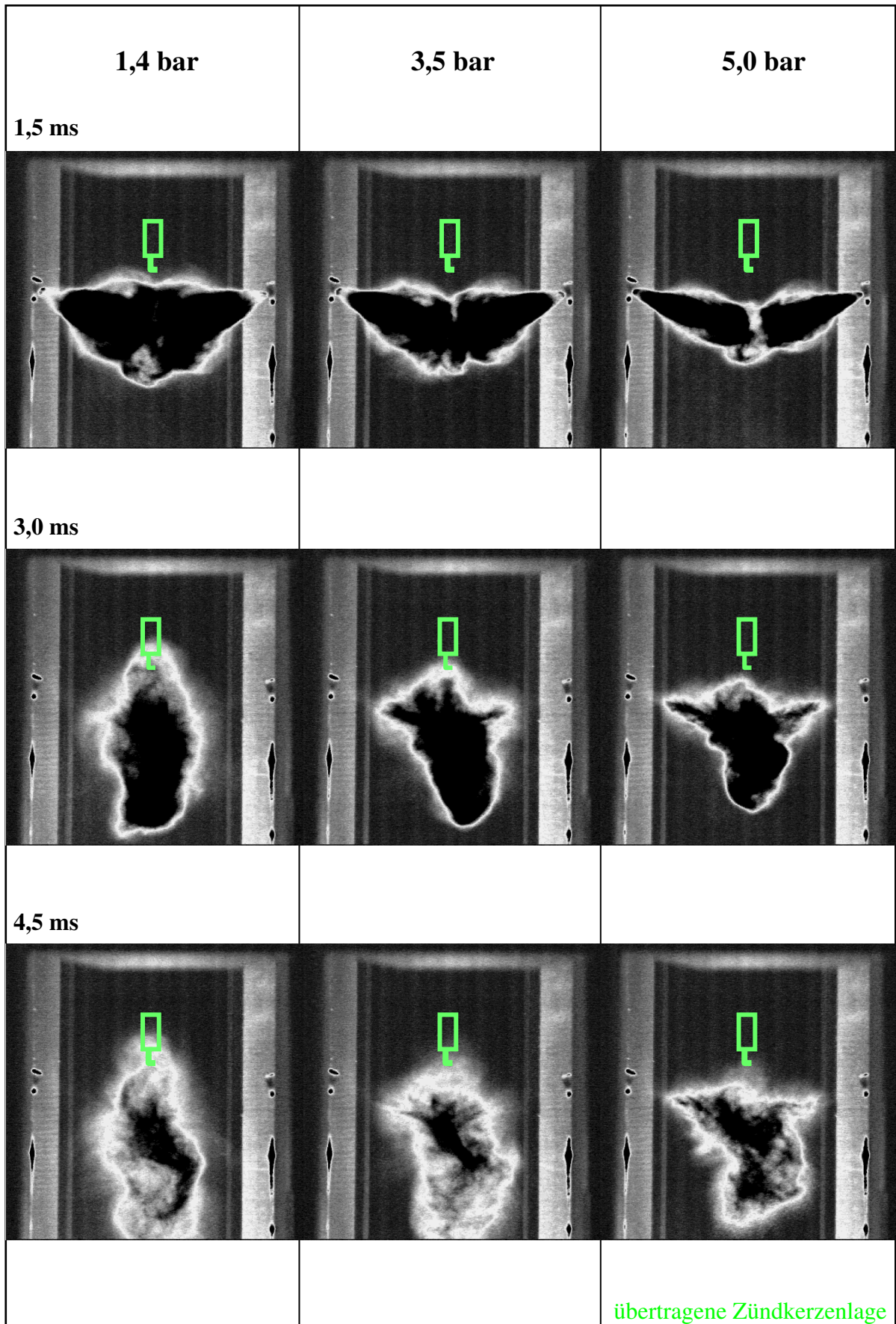


Bild 7.9: Konträr-Einspritzung, Strahlausbreitung in einer Druckkammer, Variation des Kammerdruckes

In den Brennraum eines Motors übertragen bedeuten diese Verhältnisse, dass bei gleichem Betriebspunkt die Ausdehnung der Tropfenwolke über die Wahl des Einspritzzeitpunktes, damit über den Gegendruck, beeinflusst werden kann. Dies gilt natürlich nur innerhalb sinnvoller thermodynamischer Grenzen. Besitzt die Tropfenwolke die gewünschte Ausdehnung und liegt sie gleichzeitig, wie z.B. bei 5 bar, zu weit von dem Zündort entfernt, so kann bei vorgegebener Strahlgeometrie eine Verschiebung der Wolke über die Ausrichtung der Strahlen erzielt werden.

7.4 Zusammenfassung

Die Druckkammer-Untersuchungen haben die Funktion des Konträr-Verfahrens in ruhendem Gas und unter motorspezifischen Temperatur- und Druckverhältnissen experimentell nachgewiesen und damit die theoretischen Vorhersagen und die Berechnungsergebnisse bestätigt.

Das Verhalten der Strahlausbreitung wurde bei verschiedenen Einspritz- und Gegendrücken beobachtet. In allen Varianten bildeten die zwei entgegengerichteten Strahlen eine frei in der Druckkammer schwebende Tropfenwolke. Dabei konnte weder eine direkte noch eine indirekte Kraftstoffbenetzung der Druckkammerwände festgestellt werden. Über die Variation des Einspritzdruckes und des Gegendruckes kann die Ausdehnung der entstehenden Tropfenwolke beeinflusst werden. Hierdurch ist es möglich, in Verbindung mit der Ausrichtung der Strahlen und der Strahlgeometrie, eine gewünschte Lage und Größe der Tropfenwolke zu erzeugen.

Die Ausrichtung der Einspritzdüsen in der Druckkammer und die Strahlgeometrie sind aus dem Motor entnommen worden, der im Kapitel 8 für die motorischen Untersuchungen des Konträr-Verfahrens vorgesehen wurde. Bei der gewählten Konfiguration ist eine Ladungsschichtung um die Zündkerzenposition ohne weitere Maßnahmen möglich, so dass ein geschichteter Motorbetrieb erwartet werden kann.

Weitere Untersuchungen, die hier nicht dokumentiert wurden, haben gezeigt, dass die Temperatur des Umgebungsgases das Ausbreitungsverhalten der Einspritzstrahlen kaum beeinflusst. Das Verdampfen der Kraftstofftropfen nimmt mit steigender Gastemperatur zu, so dass die Verweildauer der Tropfen in der Druckkammer sinkt. Die Strahlen behalten jedoch im Wesentlichen ihre Konturen bei.

8 Vollmotor-Untersuchungen

Nachdem die Funktion des Konträr-Verfahrens in der numerischen Simulation und in der Druckkammer nachgewiesen werden konnte, soll nun die motorische Eignung des Verfahrens untersucht werden. Als Basis für den Versuchsträger wurde ein serienmäßig angebotener FSI-Motor mit 1,4 l und 77 kW der Volkswagen AG ausgewählt. Die wesentlichen technischen Daten sind in **Tabelle 8.1** zusammengefasst, weitere Informationen können aus [18-20, 40-42, 67, 70] entnommen werden (siehe auch Abschnitt 2.3).

Tabelle 8.1: Technische Daten des FSI-Motors mit 1,4 l und 77 kW

Baureihe	VW EA 111
Zylinderzahl	4
Ventilzahl	4 je Zylinder
Hubraum	1390 cm ³
Bohrung	76,5 mm
Hub	75,6 mm
Pleuellänge	144 mm
Verdichtung	12
Leistung	77 kW bei 6200 1/min
Drehmoment	130 Nm bei 4250 1/min

Für die motorische Umsetzung des Konträr-Verfahrens gibt es nach Bild 4.2 grundsätzlich zwei Varianten. Bei dem ausgewählten Versuchsträger ist das Realisieren der Variante A mit einem kleineren Aufwand verbunden (vergleiche Bild 2.5 und Bild 4.1). Im Serienstand ist die Einspritzdüse unter den siamesischen Einlasskanälen in einem Winkel von 19,5° positioniert und ragt mittig zwischen den beiden Einlassventilen in den Brennraum hinein. Für das Konträr-Verfahren wird eine zweite Einspritzdüse benötigt. Diese muss spiegelbildlich zur Seriedüse zwischen den Auslasskanälen und ebenfalls in einem Winkel von 19,5° untergebracht, mit Kraftstoff versorgt und angesteuert werden. Der Serienzylinderkopf enthält für das

Generieren einer Tumbleströmung in den Einlasskanälen ein Tumble-Blech. Darüber hinaus ist zwischen Saugrohr und Zylinderkopf in einem sogenannten Zwischenflansch eine Ladungsbewegungsklappe untergebracht (siehe Bild 2.5). Beides wird beim Konträr-Verfahren nicht benötigt und entfällt somit. Der beim FSI-Motor verwendete Kolben weist speziell geformte Mulden auf, die für das Konträr-Verfahren keine Bedeutung haben und sich durch die Zerklüftung des Brennraums voraussichtlich negativ auswirken würden. Daher wird für die ersten motorischen Untersuchungen, unter Beibehaltung des Verdichtungsverhältnisses, die einfache Form des baugleichen Motors mit Saugrohreinspritzung übernommen. Weitere konstruktive Maßnahmen sind nicht notwendig.

8.1 Numerische Voruntersuchungen

Bevor der Versuchsmotor aufgebaut und vermessen wird, soll zunächst die thermodynamische Eignung des ausgesuchten Versuchsträgers numerisch geprüft werden. Dabei muss im ersten Schritt sichergestellt werden, dass im geschichteten Betrieb die im Brennraum vorliegenden Strömungsstrukturen, wie in Kapitel 6 beschrieben, eine Ladungsschichtung nach dem Prinzip des Konträr-Verfahrens zulassen. Ist dies nicht der Fall, so müssen weitere Modifikationen z.B. an der Einlasskanalführung durchgeführt werden. Danach sollen die Strahl- ausrichtung und -geometrie festgelegt werden.

8.1.1 Eignung des Versuchsträgers

Die oben beschriebenen konstruktiven Änderungen am Serienmotor sind in einem CAD-System umgesetzt worden. Die CAD-Oberfläche des Berechnungsraums für den Konträr-Motor ist im **Bild 8.1** zum Berechnungsbeginn in zwei unterschiedlichen Perspektiven dargestellt. Dabei sind die Einlassventile gerade 0,5 mm geöffnet und der Kolben korrespondierend positioniert. Im oberen Teil des Bildes 8.1 ist deutlich die einfache, rotationssymmetrische Form des Kolbenbodens, die lediglich durch zwei Ventiltaschen auf der Einlassseite unterbrochen wird, zu erkennen. Eine Modellierung der Auslasskanäle ist nicht notwendig, denn die Berechnungen beginnen, nachdem die Auslassventile bereits geschlossen sind.

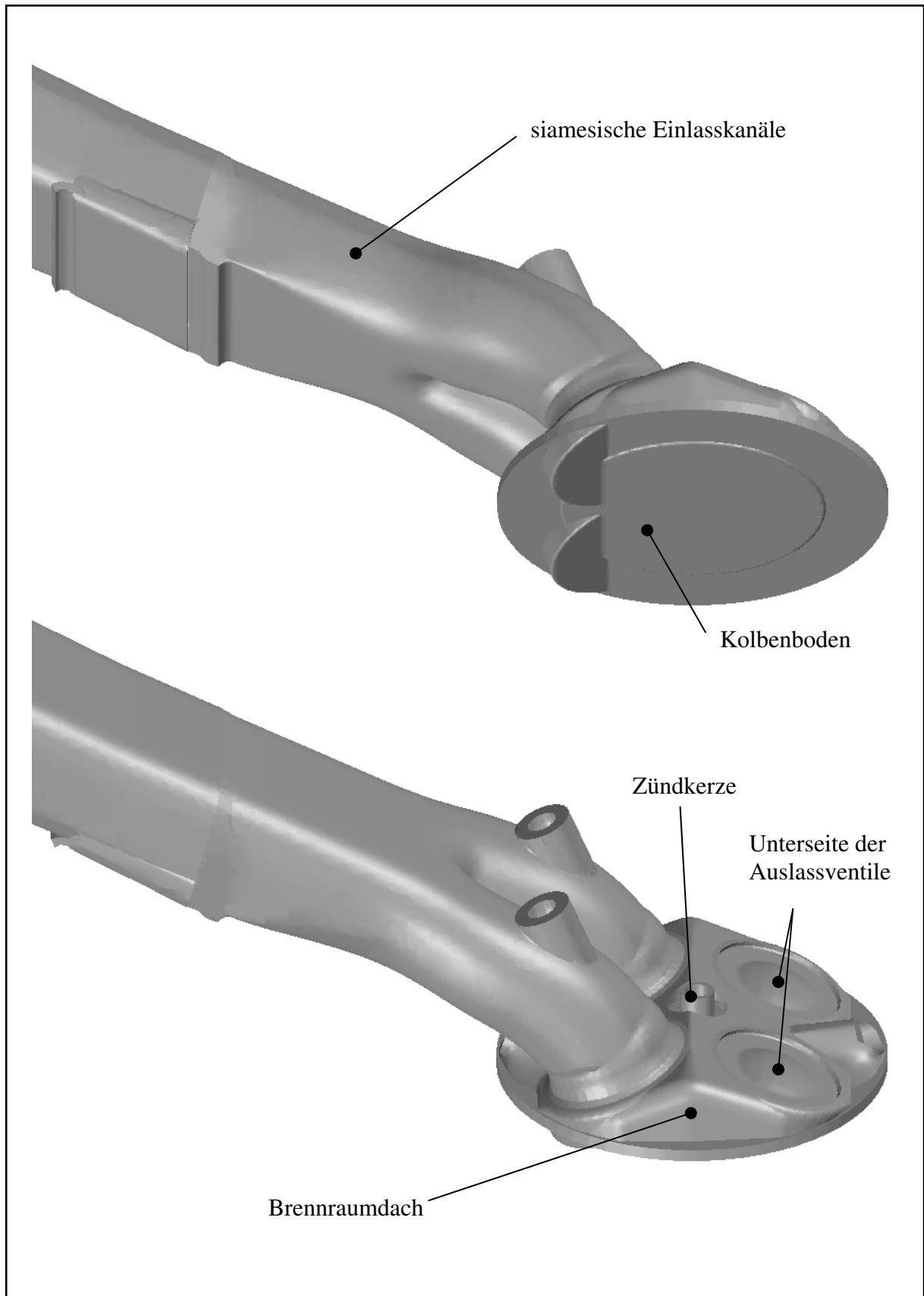


Bild 8.1: Konträr-Motor, CAD-Oberfläche des Berechnungsraums bei 14° KW nach OT

Auf der Grundlage der CAD-Daten erfolgt in VECTIS die Vernetzung der Berechnungsgitter vollautomatisch. Ein Beispiel für ein Berechnungsgitter ist im **Bild 8.2** gegeben. Es zeigt in einem Schnitt durch die Ventilachse das erste Berechnungsgitter bei einem Einlassventilhub von 0,5 mm. Im Bereich des Ventilspalts und im Brennraum ist ein feineres Netz gewählt worden. Zusätzlich findet an allen Wänden eine Netzverfeinerung statt.

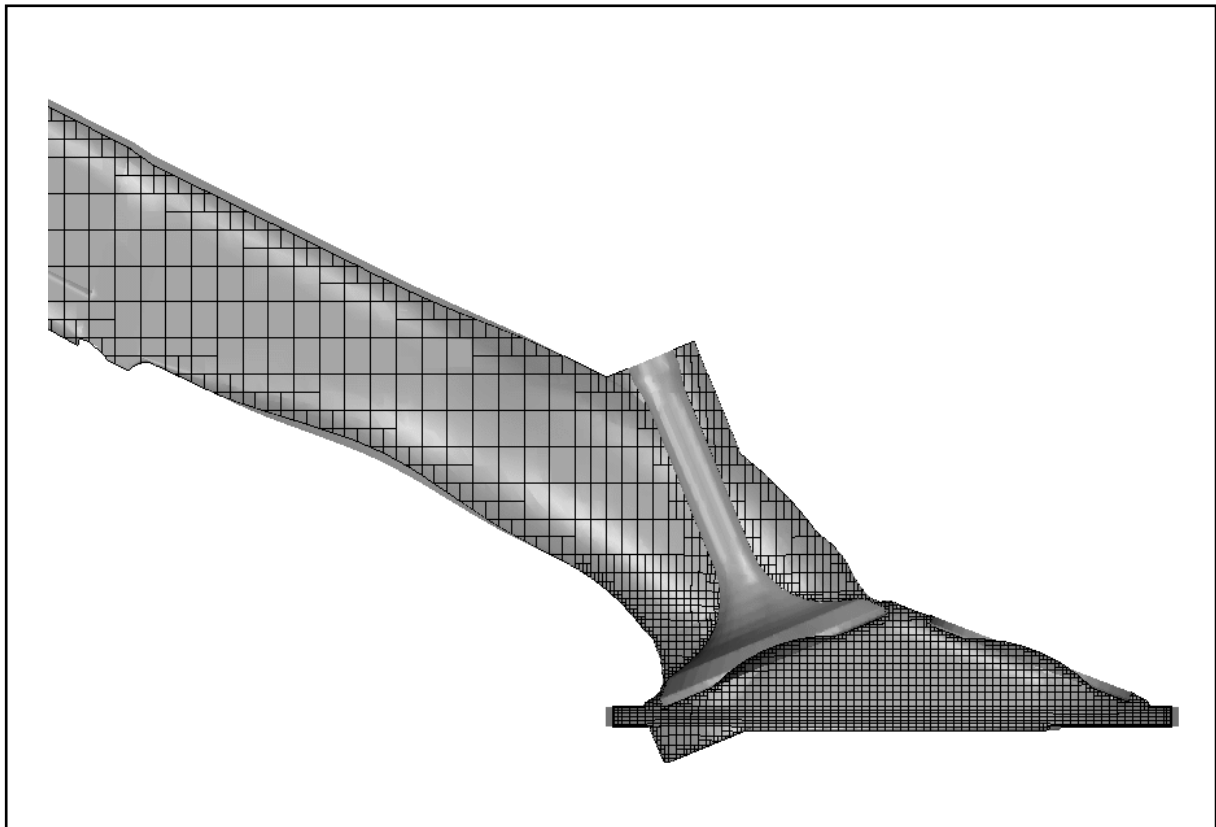


Bild 8.2: Konträr-Motor, 1. Berechnungsnetz bei 14° KW nach OT

Die Strömung im Brennraum wird an einem Teillastpunkt (Drehzahl 2000 1/min, effektiver Mitteldruck 2 bar) bewertet. Die Simulation beginnt bei 14° KW nach OT und umfasst den Einlasstakt und die Kompressionsphase bis zum ZOT. Einspritzung, Zündung und Verbrennung werden zunächst nicht berücksichtigt. Für die dreidimensionale CFD-Berechnung der Zylinderinnenströmung werden Randbedingungen für Einlassmassenstrom und -temperatur benötigt. Diese Parameter wurden über eine thermodynamische Simulation des Motors berechnet. Hierfür kam das Ladungswechselprogramm WAVE der Firma Ricardo zum Einsatz, das die eindimensionale Berechnung des Gesamtmotors mit Ansaug- und Abgasanlage ermöglicht [76]. Im **Bild 8.3** sind die instationären Randbedingungen für die dreidimensionale CFD-Berechnung für Einlassmassenstrom und -temperatur am Eintritt zum Einlasskanal aufgetragen.

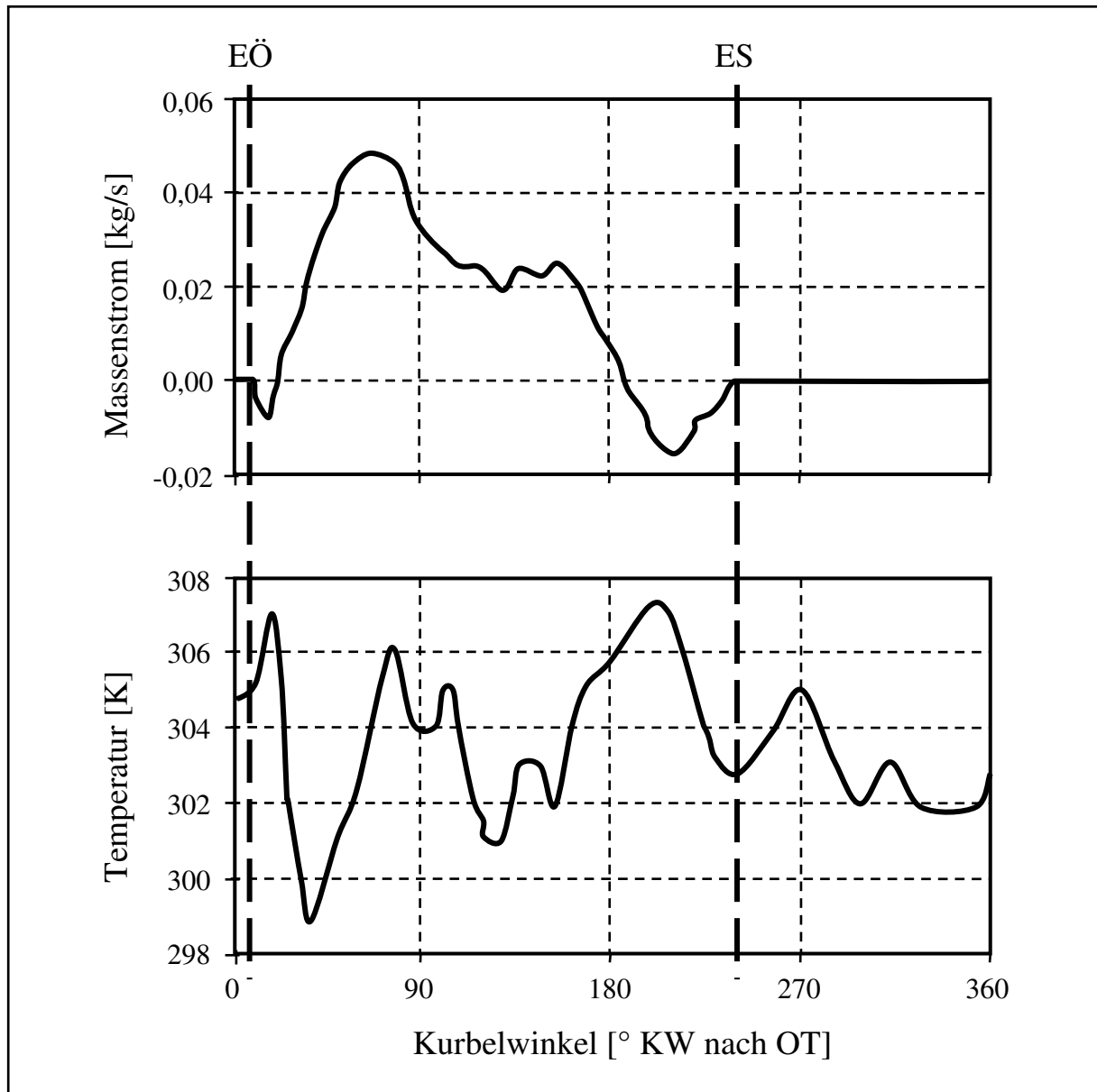


Bild 8.3: Zeitlicher Verlauf des Einlassmassenstroms und der -temperatur

Die Ergebnisse der Strömungsberechnungen sind im **Bild 8.4** dargestellt. Das Bild zeigt das Strömungsfeld im Brennraum zum Zeitpunkt 60° KW vor ZOT in einem Mittelschnitt durch die Zylinderachse entlang der Kurbelwelle (Bild 8.4 A), in einem Mittelschnitt senkrecht zu der Kurbelwelle (Bild 8.4 B) und in einem Schnitt 1,0 cm unterhalb der Zylinderkopfdichtung mit einer Draufsicht auf den Kolbenboden (Bild 8.4 C). Ab diesem Zeitpunkt erfolgt im Allgemeinen die Einspritzung im geschichteten Betrieb, so dass die Strömungszustände zu diesem Zeitpunkt für die Strahlausbreitung von Bedeutung sind. Um einen Vergleich mit den im Kapitel 6 bereits durchgeführten Berechnungen ziehen zu können, ist die Skalierung der Strömungsvektoren von dort übernommen worden.

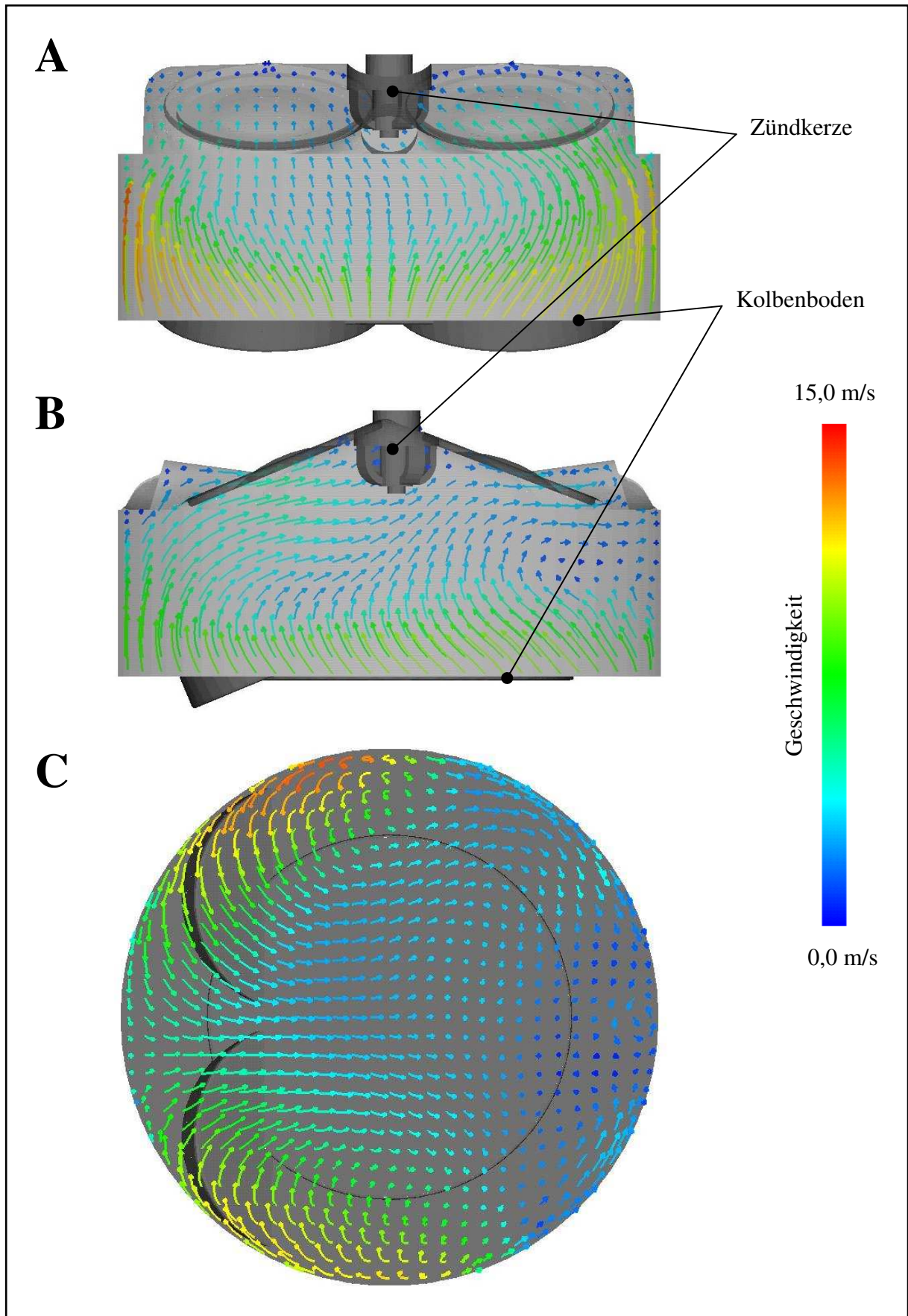


Bild 8.4: Konträr-Motor, Strömungsfeld im Brennraum bei 60° KW vor ZOT

Es liegt eine wenig ausgeprägte Strömungsstruktur mit relativ niedrigen Geschwindigkeiten vor. Die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten treten oberhalb des Kolbens auf und werden durch die Kolbenbewegung verursacht. Die Geschwindigkeiten bleiben aber in ihrem Betrag weit unter denen aus Kapitel 6.

Eine geringe Rotationsbewegung (Tumble) ist im Schnitt B zu erkennen. Jedoch kann diese Strömung nicht als eine ausgebildete Tumbleströmung bezeichnet werden. Eine Quer-Tumbleströmung im Schnitt A oder eine Drallströmung im Schnitt C ist ebenfalls nicht vorhanden. Folglich bietet die Geometrie der Einlasskanäle und des Brennraums des ausgesuchten Motors günstige Strömungsvoraussetzungen für die Konträr-Einspritzung. Es wird lediglich eine geringfügige Beeinflussung der Strahlausbreitung durch die leichte Tumbleströmung erwartet.

8.1.2 Auslegung der Einspritzdüsen

Im nächsten Schritt müssen die Ausrichtung der Kraftstoffstrahlen und die Strahlgeometrie festgelegt werden. Die Einspritzdüsen werden in einem Winkel von $19,5^\circ$ eingebaut. Die FSI-Seriendüsen verfügen in Richtung des Kolbens zusätzlich über einen Strahlebenenwinkel von 20° , dementsprechend wird der Kraftstoffstrahl in einem Winkel von $39,5^\circ$ in den Brennraum eingebracht (**Bild 8.5**). Dies ist beim FSI-Verfahren notwendig, damit der Strahl auf dem Kolben auftrifft (siehe auch Abschnitt 2.3). Beim Konträr-Verfahren ist eine Kraftstoffumlenkung über den Kolben nicht erforderlich, so dass zunächst eine Düse mit einem Strahlebenenwinkel = 0° festgelegt wird.

Die Strahlgeometrie, besonders der Spray-Außenwinkel hat einen wesentlichen Einfluss auf die Gemischaufbereitung. Einerseits wird ein möglichst großer Außenwinkel angestrebt, denn dadurch kann über den Strahl mehr Frischgas erfasst und damit die Gemischaufbereitung verbessert werden. Andererseits nimmt mit größerem Spray-Außenwinkel die Ausdehnung des Kraftstoff-Luft-Gemisches zu, wodurch eine kompakte Ladungsschichtung erschwert wird. Ferner sinkt mit einem größeren Außenwinkel im Allgemeinen die Strahleindringtiefe.

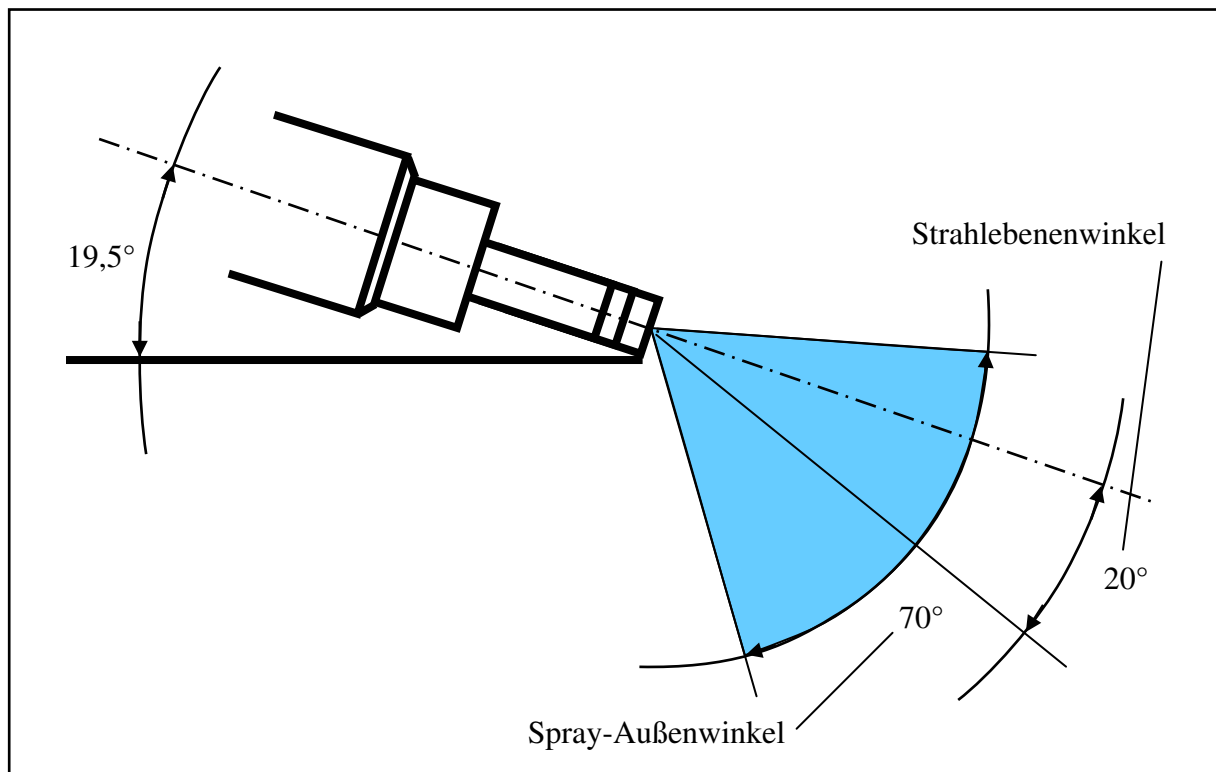


Bild 8.5: Ausrichtung der Einspritzdüse und Strahlgeometrie beim FSI-Motor

Die im FSI eingesetzten Seriedüsen verfügen über einen Spray-Außenwinkel von 70° (Bild 8.5). Bei einer gradespritzenden Düse und einem Außenwinkel von 70° wird aber eine Kraftstoffbenetzung in den Aussparungen für die Düsen im Brennraumdach erwartet [46], so dass der Einfluss kleinerer Spray-Außenwinkel untersucht wird. Demzufolge werden Berechnungen mit einer gradespritzenden Düse für drei unterschiedliche Spray-Außenwinkel von 70° , 60° und 50° durchgeführt. Für diese Berechnungen wird das im Kapitel 6 bereits vorgestellte und verwendete Spray-Modell eingesetzt. Für die Außenwinkel von 60° und 50° wurde das Modell entsprechend angepasst. Der Einspritzbeginn wird auf 60° KW vor ZOT gelegt.

In **Bild 8.6** sind in einem Mittelschnitt durch den Brennraum die bereits verdampften Kraftstoffanteile zum Zeitpunkt 50° KW vor ZOT für die drei unterschiedlichen Spray-Außenwinkel dargestellt. Dabei symbolisieren die blaue Farbe Bereiche mit reiner Luft und die rote Farbe Bereiche mit hoher Kraftstoffdampfkonzentration. Ein zündfähiges Gemisch ($\lambda \approx 1,0$) ist durch eine hellblaue Färbung zu erkennen.

Innerhalb des Strahls liegt eine sehr hohe Kraftstoffdampfkonzentration vor, die am Strahlrand mit steilen Gradienten schnell abnimmt. Der Übergangsbereich zwischen fetten Zonen und reiner Luft ist äußerst klein und damit ist auch der zündfähige Bereich extrem eng begrenzt, so dass eine erfolgreiche Zündung zu diesem Zeitpunkt nur bedingt möglich ist. Mit kleinerem Spray-Außenwinkel werden die Strahlen schmäler, zugleich aber sind die Unterschiede in der Kraftstoffdampfverteilung um die Zündkerze geringer.

Bei einem Spray-Außenwinkel von 70° legt sich der Kraftstoffstrahl am Brennraumdach an, so dass von einer Kraftstoffbenetzung dieser Bereiche ausgegangen werden kann. Mit engerem Spray-Außenwinkel sinkt diese Gefahr. Allerdings nimmt im weiteren zeitlichen Verlauf auch der Anteil des Gemisches, der direkt unter der Zündkerze verbleibt, ab (**Bild 8.7**). Dies ist damit zu erklären, dass bei einem schmalen Strahl die Kraftstofftropfen weniger Gas erfassen und beschleunigen. Dadurch sind die Tropfen schneller und können tiefer eindringen, so dass im Bereich des Zusammentreffens der beiden Strahlen diese Tropfen nach der Umlenkung auch eine höhere radiale Geschwindigkeitskomponente besitzen und das Gemisch damit radial auseinanderziehen.

Bild 8.7 zeigt die Gemischverteilung zum Zeitpunkt 25° KW vor ZOT, bei dem etwa gezündet werden könnte. Alle drei Spray-Varianten lassen eine erfolgreiche Zündung erwarten. Aus Bild 8.7 ist ferner ersichtlich, dass die Gemischverteilung zum Zündzeitpunkt nicht optimal ist. Mit Hilfe weiterer Berechnungen von Geometrievarianten des Kolbens und der Strahlen kann eine geeignetere Gemischverteilung erreicht werden. Doch diese Berechnungen werden erst dann sinnvoll, wenn nicht nur ein allgemeingültiges, sondern ein auf die eingesetzten Düsen speziell abgestimmtes Spray-Modell eingesetzt wird.

Unter Berücksichtigung der Gefahr einer Kraftstoffbenetzung in den Düsenausparungen einerseits und der Qualität der Gemischaufbereitung andererseits, wird als Kompromiss eine gradespritzende Düse mit einem Spray-Außenwinkel von 60° für die experimentellen Untersuchungen ausgewählt.

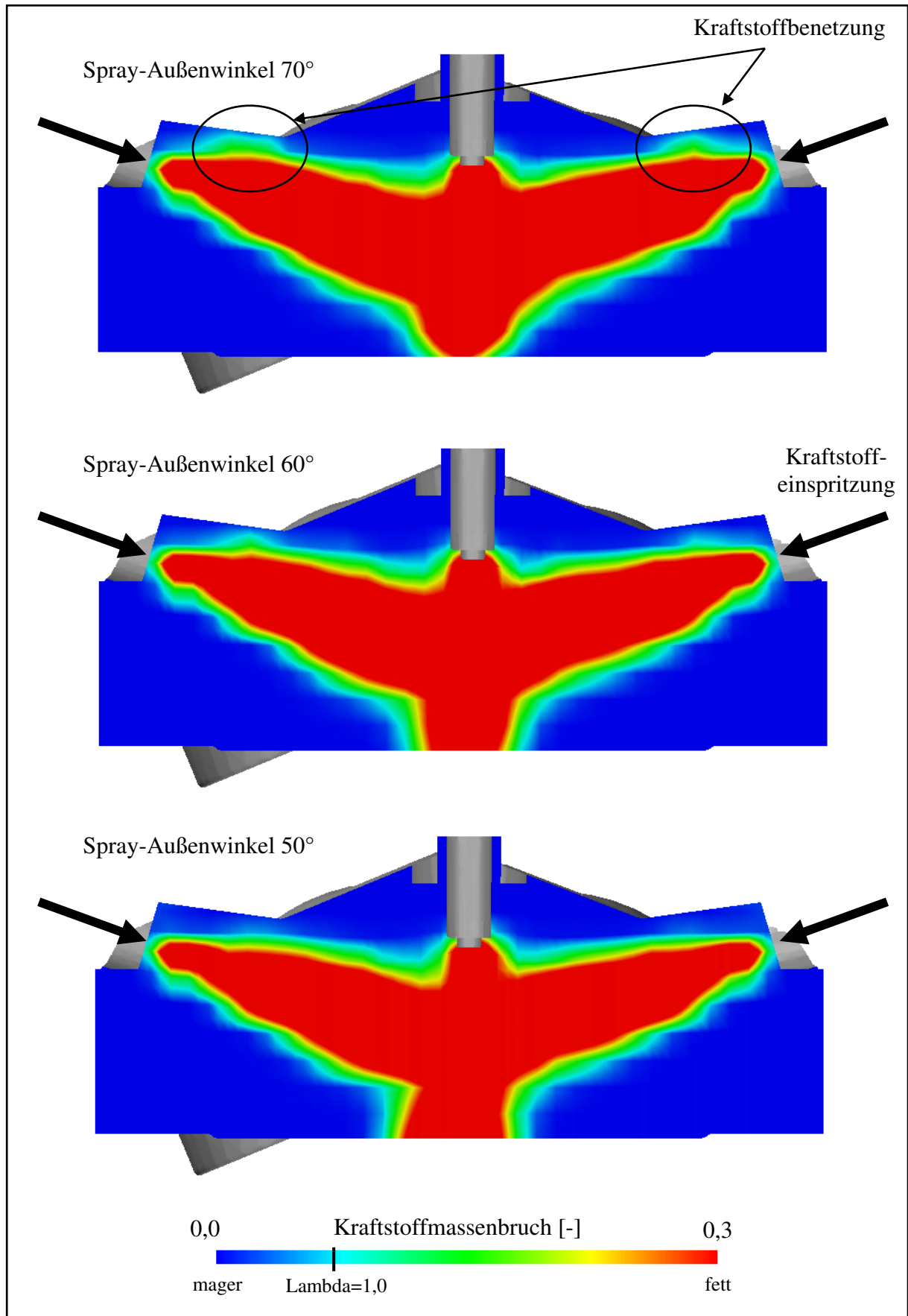


Bild 8.6: Konträr-Motor, Kraftstoffdampfverteilung bei 50° KW vor ZOT für verschiedene Spray-Außenwinkel, Einspritzbeginn 60° KW vor ZOT, Einspritzdauer 1,5 ms

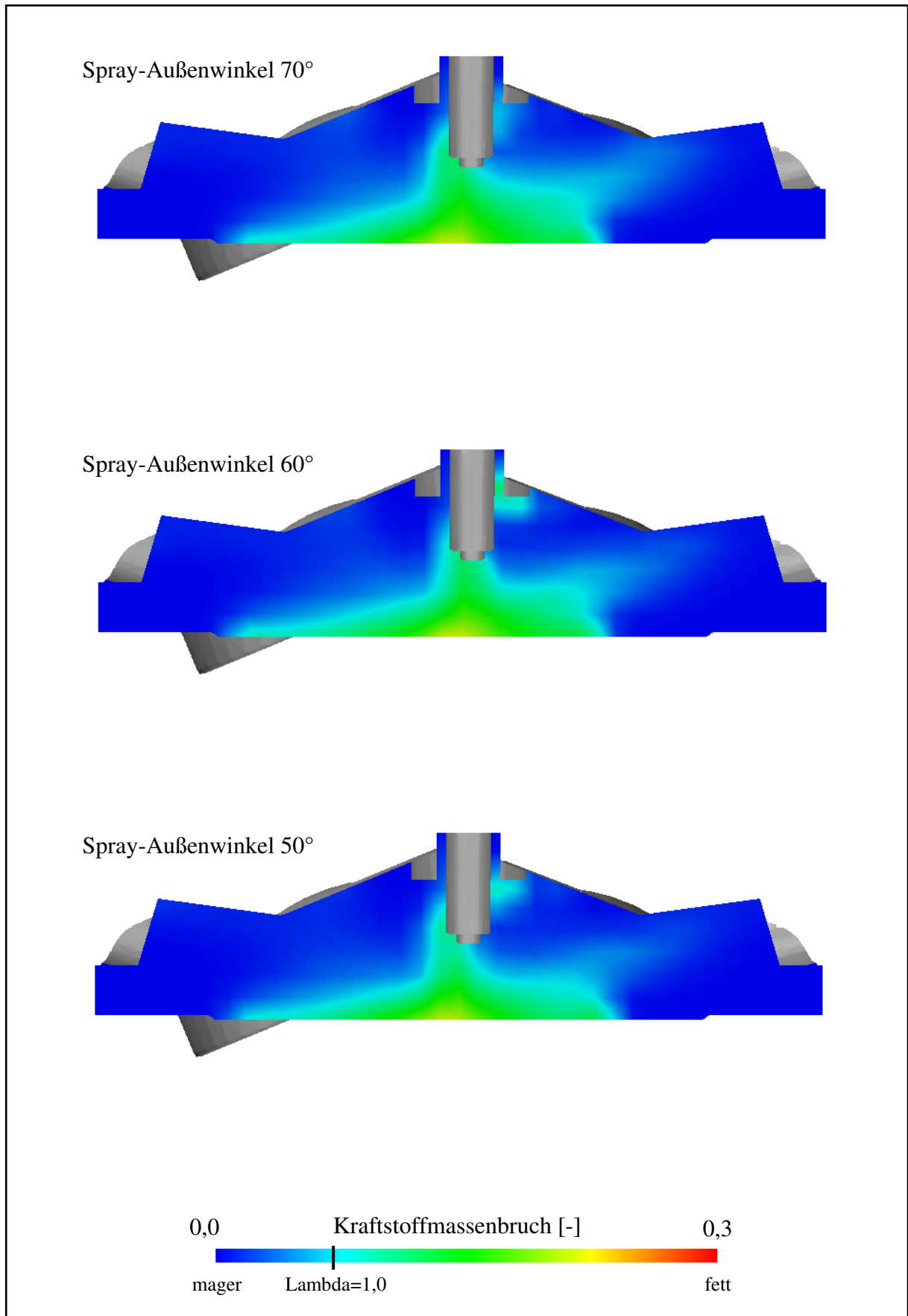


Bild 8.7: Konträr-Motor, Kraftstoffdampfverteilung bei 25° KW vor ZOT für verschiedene Spray-Außenwinkel, Einspritzbeginn 60° KW vor ZOT, Einspritzdauer 1,5 ms

Weiterhin muss hinsichtlich einer kontrollierten Einspritzung von Kleinstmengen der statische Kraftstoffdurchsatz der Düsen für das Konträr-Verfahren annähernd halbiert werden, da jeweils zwei Düsen je Zylinder den Kraftstoff in den Brennraum einbringen. Die FSI-Seriendüsen besitzen einen statischen Durchsatz von $12 \text{ cm}^3/\text{s}$ (bei 100 bar Einspritzdruck und Umgebungsbedingungen gemessen). Der Lieferumfang des Düsenherstellers erlaubt als kleinste mögliche Variante Düsen mit einem statischen Kraftstoffdurchsatz von $7,5 \text{ cm}^3/\text{s}$. Die ausgewählten Düsen wurden, bevor sie im Motor zum Einsatz kommen, zunächst in der Druckkammer vermessen (siehe Kapitel 7).

8.2 Motoraufbau

Die eingangs im Kapitel 8 beschriebenen und teilweise bereits im CAD-System durchgeführten Modifikationen

- Entfernen der Ladungsbewegungsklappe und des Tumble-Blechtes,
- Erstellen einer neuen Kolbenoberfläche,
- Unterbringen der zweiten Düsenreihe auf der Auslassseite,
- Versorgen der zweiten Düsenreihe mit Kraftstoff und
- Ansteuern der zweiten Düsenreihe

mussten für die Versuche am Motor umgesetzt werden. Das Entfernen der Ladungsbewegungsklappe und des Tumble-Blechtes ließ sich unproblematisch durchführen. Die neue Form der Kolben wurde aus Kolbenrohlingen nach der Vorgabe der CAD-Daten herausgefräst.

Für das Unterbringen der zweiten Düsenreihe wurde der Zylinderkopf auf der Auslassseite entsprechend **Bild 8.8** präpariert. Dabei musste die Dichtigkeit gegenüber Brennraum und Wassermantel gewährleistet werden. Zunächst wurden Hülsen, die die Außenkontur der Einspritzdüsen aufnehmen, angefertigt und dann in den entsprechend vorbereiteten Zylinderkopf eingeschrumpft. Nach dem Einschrumpfen wurden die Hülsen nochmals bearbeitet, um die geforderte Maßgenauigkeit für die Aufnahme der Einspritzdüsen sicherzustellen.

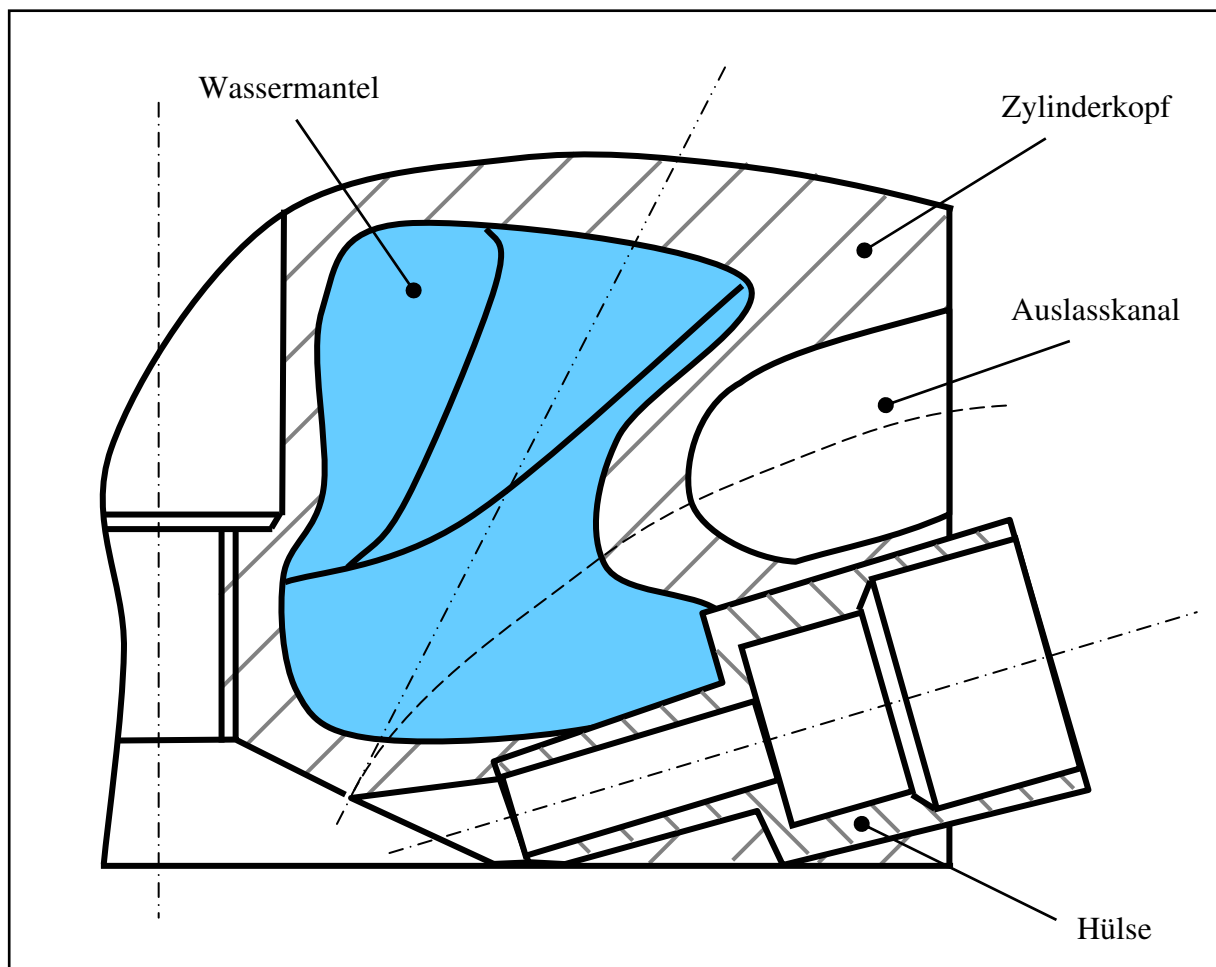


Bild 8.8: Konträr-Motor, Modifikation des Zylinderkopfes, Auslassseite

Die auslassseitigen Düsen werden über eine zusätzliche Kraftstoffleitung, die parallel zu der einlassseitigen Kraftstoffleitung an der Kraftstoffpumpe angeschlossen ist, mit Kraftstoff versorgt. Die Kraftstoffpumpe wird im Serienzustand von der Einlass-Nockenwelle angetrieben. Für die Untersuchungen am Konträr-Motor wurde die Kraftstoffpumpe vom Motor abgenommen und über einen Elektromotor mit einer konstanten Drehzahl angetrieben. Diese Maßnahme bietet den Vorteil eines von der Motordrehzahl entkoppelten Kraftstoffdruckes. Die Höhe des Kraftstoffdruckes (maximal 100 bar) wird über ein separates Steuergerät eingeregelt und überwacht.

Das in der Serie eingesetzte Motorsteuergerät kann nicht verwendet werden, denn es ist lediglich für eine Düsenreihe ausgelegt. Deshalb wird für das Ansteuern der Einspritzdüsen und der Zündkerzen ein in den Funktionen erweitertes Steuergerät eingesetzt.

8.3 Motorischer Nachweis für das Konträr-Verfahren

Ziel der Prüfstandsuntersuchungen ist es, die grundsätzliche Funktionalität und die motorische Eignung des neuen Verfahrens nachzuweisen. Dafür wird der Konträr-Motor auf einem konventionellen Motorprüfstand untersucht. Ein umfangreiches standardisiertes Messwerterefassungssystem ermöglicht eine zeitlich aufgelöste Erfassung aller relevanten Messgrößen, wie z.B. Umgebungsdruck und -temperatur, Saugrohrdruck und -temperatur, Kühlmittel- und Öltemperatur, eingespritzte Kraftstoffmasse, Abgasgegendruck und -temperatur, Motordrehzahl und Drehmoment. An der Messwerterefassung ist eine Abgasanalyse angeschlossen, die neben dem Ermitteln der einzelnen Abgaskomponenten (HC, NO_x, CO, CO₂, O₂ und Ruß) auch ein Berechnen des Luftliefergrades und des Luftverhältnisses ermöglicht. Der Motor wird über eine Zylinderdruckindizierung in allen vier Zylindern überwacht.

Aufgrund der Modifikation am Zylinderkopf und einer umbaubedingten Undichtigkeit am 2. Zylinder wird der Konträr-Motor zunächst nur im unteren Last- und Drehzahlbereich betrieben. Dabei sollen eine Drehzahl von 3000 1/min und ein effektiver Mitteldruck von 2 bar nicht überschritten und damit die thermische und mechanische Belastung des Aggregats begrenzt werden. Zum Abschluss der Untersuchungen sollen auch höhere Lastpunkte angefahren werden. Zu beachten ist ferner, dass durch das in den Brennraum eindringende und verdampfende Kühlmittel die Abgasanalyse beeinflusst wird.

Der Schwerpunkt der Motoruntersuchungen wurde auf den geschichteten Betrieb gelegt, denn das Beherrschen des homogenen Betriebs wird als unkritisch angesehen. So konnte im Verlauf der Prüfstandsarbeiten im geschichteten Betrieb ein aussetzerfreier Motorlauf im Extremfall bis zu einem globalen Luftverhältnis von $\lambda = 8,0$ beobachtet werden. Gleichmaßen erwies sich der homogene Betrieb als sehr stabil, z.B. konnten der Einspritz- und Zündzeitpunkt in weiten Bereichen eingestellt werden. Weitere motorische Versuchsergebnisse sind im folgenden Abschnitt detailliert wiedergegeben.

8.3.1 Geschichteter Betrieb

Um das Potenzial der Verbrauchssenkung weitestgehend auszuschöpfen, wurde der Motor im geschichteten Betrieb grundsätzlich ungedrosselt abgestimmt. Als Ansteuerparameter für einen bestimmten Betriebspunkt verbleiben dann der Kraftstoffdruck, gekoppelt mit der Einspritzdauer, die Einspritzzeit und der Zündzeitpunkt. Bei der Abstimmung der Ansteuerparameter stellte sich bald heraus, dass die Qualität der Abgaszusammensetzung mit dem Kraftstoffdruck generell ansteigt. Aufgrund dessen wurden im geschichteten Betrieb die Einspritzdüsen ausschließlich mit dem höchstmöglichen Kraftstoffdruck von 100 bar versorgt.

Weiterhin wurde eine starke Abhängigkeit der HC- und Rußemissionen von dem Abstand zwischen dem Einspritz- und Zündzeitpunkt beobachtet. Je mehr Zeit für die Gemischaufbereitung zur Verfügung stand, um so höher war die Qualität des Gemisches und um so kleiner die Trübungszahl. Doch zugleich dehnte sich die Gemischwolke aus und an deren Rand kam es durch Verwehung des Kraftstoffes zur Ausmagerung des Gemisches, so dass aufgrund von lokal nicht brennfähigen Luftverhältnissen Kraftstoffteile nicht mehr umgesetzt werden konnten und damit höhere HC-Emissionen gemessen wurden.

Im **Bild 8.9** sind die motorischen Versuchsergebnisse für einen effektiven Mitteldruck von 1,0 bar und 2,0 bar über der Drehzahl dargestellt. Das Einspritzende (ESE) und der Zündzeitpunkt (ZZP) sind hinsichtlich Verbrauch, Stabilität und Abgaszusammensetzung optimiert worden. Hierbei stellte sich durchgehend ein relativ früher Zündzeitpunkt (um 30° KW vor ZOT) ein. Eine externe Abgasrückführung wurde nicht realisiert. Es werden nur Ergebnisse vorgestellt, bei denen auf 100 Arbeitsspiele keine Zündaussetzer beobachtet wurden. Zusätzlich beinhaltet Bild 8.9 zwei in [19] genannte Serienwerte für den Betriebspunkt, Drehzahl 2000 1/min und effektiver Mitteldruck 2 bar, des FSI-Motors, der als Basis für den Versuchsträger diente. Allerdings ist ein Vergleich zwischen den Ergebnissen des Serienmotors und des Versuchsträgers nur bedingt möglich, denn einerseits ist das Serienbrennverfahren ausgereift, andererseits aber unterliegt es applikations- und großserienbedingter Einschränkungen, wie z.B. Drehmomentreserve, Abgasnachbehandlung oder Fertigungstoleranzen. Dagegen ist das Konträr-Verfahren zum ersten Mal in einem Motor verwirklicht worden und es unterliegt bisher keinerlei Restriktionen.

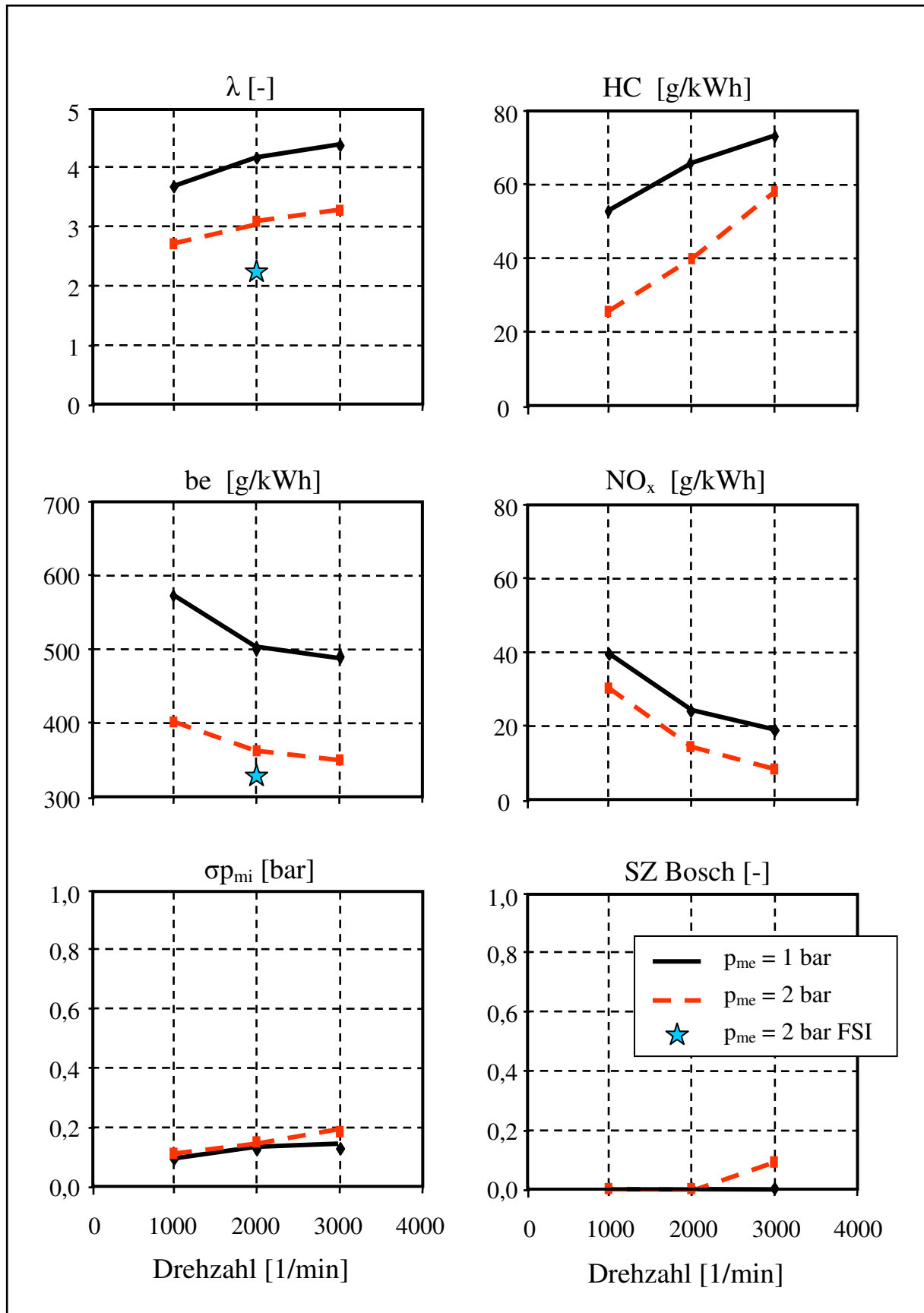


Bild 8.9: Geschichteter Betrieb, Versuchsergebnisse (ESE und ZZP optimal) des Konträr-Verfahrens und Serienwerte des FSI-Motors aus [19]

Infolge des drosselfreien Betriebs werden relativ hohe Werte des Luftverhältnisses erreicht. Für den Betriebspunkt, 2000 1/min und 2 bar, liegt das Luftverhältnis des FSI-Motors deutlich unter dem Wert des Konträr-Verfahrens. Laut [19] ist der FSI-Motor zwar auch nahezu vollständig entdrosselt appliziert, es werden jedoch hohe AGR-Raten, bis ca. 30 % realisiert, so dass das globale Luftverhältnis merklich sinkt. Ohne externe Abgasrückführung ergibt sich in beiden Fällen ein vergleichbarer Lambdawert [19].

Die Messergebnisse für den spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauch (b_e) befinden sich insbesondere aufgrund des frühen Zündzeitpunktes und hierdurch thermodynamisch zu frühen Wärmefreisetzung auf einem verhältnismäßig hohen Niveau. Im Vergleich zum FSI-Motor erzielt der Versuchsträger im Betriebspunkt, 2000 1/min und 2 bar, einen um 11% höheren Kraftstoffverbrauch, wobei der externe Antrieb der Kraftstoffpumpe beim Konträr-Verfahren noch nicht berücksichtigt ist.

Die Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes ($\sigma_{p_{mi}}$), die ein Maß für die Stabilität des Verfahrens ist, kann als zufriedenstellend bezeichnet werden. In der Serienapplikation für den Betriebspunkt, 2000 1/min und 2 bar, wird ein Wert von $\sigma_{p_{mi}} = 0,2$ bar als Abbruchkriterium bezüglich der Laufruhe des Motors bezeichnet [19]. In allen hier untersuchten Punkten kann dieser Wert unterschritten werden.

Die Kohlenwasserstoff-Emissionen weisen sehr hohe Werte auf, die offensichtlich auf eine übermäßige Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände hindeuten. Wird das Berechnungsergebnis aus Bild 8.7 berücksichtigt, so liegt die Vermutung nahe, dass Teile des eingespritzten Kraftstoffes in Randbereichen zu sehr ausmagern und nicht mehr umgesetzt werden können. Durch die Einleitung von heißen rückgeführten Abgasen kann die Gemischbildung unterstützt und eine Absenkung der Kohlenwasserstoff-Emissionen bis 20 % erzielt werden [19].

Auch die Emissionen der Stickoxide liegen auf einem hohen Niveau, allerdings lassen sich diese Werte ebenfalls über eine externe Abgasrückführung erheblich reduzieren. In [19] ist mit einer AGR-Rate von 30 % ein Rückgang der Stickoxidkonzentration von über 70 % gelungen. Selbstverständlich muss noch in weiterführenden Untersuchungen die AGR-Verträglichkeit des Konträr-Verfahrens geklärt werden.

Die Werte für die Schwärzungszahl (SZ) nach Bosch bewegen sich an der Nachweisbarkeitsgrenze. Wobei mit steigender Motorlast und -drehzahl, also mit steigender eingespritzter Kraftstoffmasse, tendenziell eine Zunahme der Abgastrübung zu beobachten ist.

Als weiteres Beispiel für einen geschichteten Betriebspunkt werden die Versuchsergebnisse des Leerlaufs, in **Tabelle 8.2** aufgelistet. Der Leerlauf stellt einen Betriebszustand mit hohen Anforderungen an das Brennverfahren dar. Es müssen extrem niedrige Kraftstoffmassen genau definiert und von Zyklus zu Zyklus reproduzierbar in den Brennraum eingebracht, aufbereitet und möglichst kompakt zur Zündkerze transportiert werden. Zusätzlich muss das Brennverfahren so stabil sein, dass trotz auftretender zyklischer Schwankungen der Ladungsbewegung und des Einspritzsystems die Laufruhe des Motors nicht beeinträchtigt wird.

Aus [41] sind die Drehzahl, der Kraftstoffdurchsatz und die relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes für den Leerlaufbetrieb des FSI-Motors bekannt. Das Konträr-Verfahren erreicht bei dieser Drehzahl vollständig entdrosselt und ohne externe Abgasrückführung einen verhältnismäßig hohen Lambdawert von $\lambda = 4,9$. Der Kraftstoffdurchsatz mit 0,36 kg/h und die relative Standardabweichung mit 11 % liegen deutlich über den Werten des Serienmotors. Dabei sollte jedoch berücksichtigt werden, dass diese Leerlaufergebnisse des FSI-Motors für den Kraftstoffdurchsatz einen ausgezeichneten Wert und für die Standardabweichung, auch im Vergleich zu konventionellen Ottomotoren, einen sehr guten Wert darstellen.

Die Emissionen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe und der Stickoxide weisen ein relativ niedriges Niveau auf, das durch Zugabe von AGR noch gesenkt werden kann. Eine Abgastrübung konnte nicht gemessen werden.

Tabelle 8.2: Geschichteter Betrieb, Versuchsergebnisse, Leerlauf des Konträr-Verfahrens und Serienwerte des FSI-Motors [41]

	Drehzahl [1/min]	Lambda [-]	Kraftstoff- durchsatz [kg/h]	$\sigma_{p_{mi}} / p_{mi}$ [%]	HC [ppm]	NO _x [ppm]	SZ Bosch [-]
Konträr- Verfahren	700	4,9	0,36	11	844	566	0,0
FSI-Motor	700	-	0,32	6	-	-	-

8.3.2 Homogener Betrieb

Die Betriebspunkte für die Untersuchungen des homogenen Betriebs wurden im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen abgestimmt. Dabei wurde ein homogenmageres Gemisch mit einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,3$ eingestellt. Ausnahme bildet der Betriebspunkt Drehzahl 1000 1/min und effektiver Mitteldruck 8 bar. Hier erreichte das Luftverhältnis bei voll geöffneter Drosselklappe einen Wert von $\lambda = 1,1$. Eine externe Abgasrückführung fand nicht statt. Die Kraftstoffeinspritzung erfolgte synchron zur Luftansaugung. Während der Versuchsdurchführung konnte eine teilweise starke Abhängigkeit der Kohlenwasserstoff-Emissionen und der Abgastrübung vom Einspritzbeginn beobachtet werden. Die Interaktion zwischen den Einspritzstrahlen, der einströmenden Frischluft und dem Kolbenboden beeinflusst hier das Ausmaß der Kraftstoffbenetzung des Kolbens.

Das **Bild 8.10** zeigt die motorischen Versuchsergebnisse im homogenen Betrieb. Aufgrund eines Luftverhältnisses von $\lambda = 1,3$ können für die gemessenen Lastpunkte relativ gute Kraftstoffverbräuche bei niedrigen Werten für Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes erzielt werden.

Die Emissionen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe liegen deutlich unter den Werten des geschichteten Betriebs. Sie erreichen jedoch für einen homogenen Betrieb ein zu hohes Niveau, das die bereits im geschichteten Betrieb geäußerte Vermutung einer Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände untermauert.

Die Emissionen der Stickoxide weisen ebenfalls zu hohe Werte auf. Diese sind aber teilweise auf das überstöchiometrische Luftverhältnis zurückzuführen. Über eine moderate externe Abgasrückführung können auch im homogenen Betrieb die Stickoxidemissionen reduziert werden.

Die Schwärzungszahl nach Bosch steigt mit zunehmender Motorlast und -drehzahl an, so dass bei höheren Drehzahlen und im oberen Lastbereich mit hohen Schwärzungszahlen zu rechnen ist. Offensichtlich kann das Einspritzprinzip des Konträr-Verfahrens die geringe Ladungsbewegung bei der Gemischaufbereitung von großen Kraftstoffmengen nicht ausreichend kompensieren. Über eine Optimierung der Brennraumgeometrie und der Strahlform kann hier Abhilfe geschaffen werden.

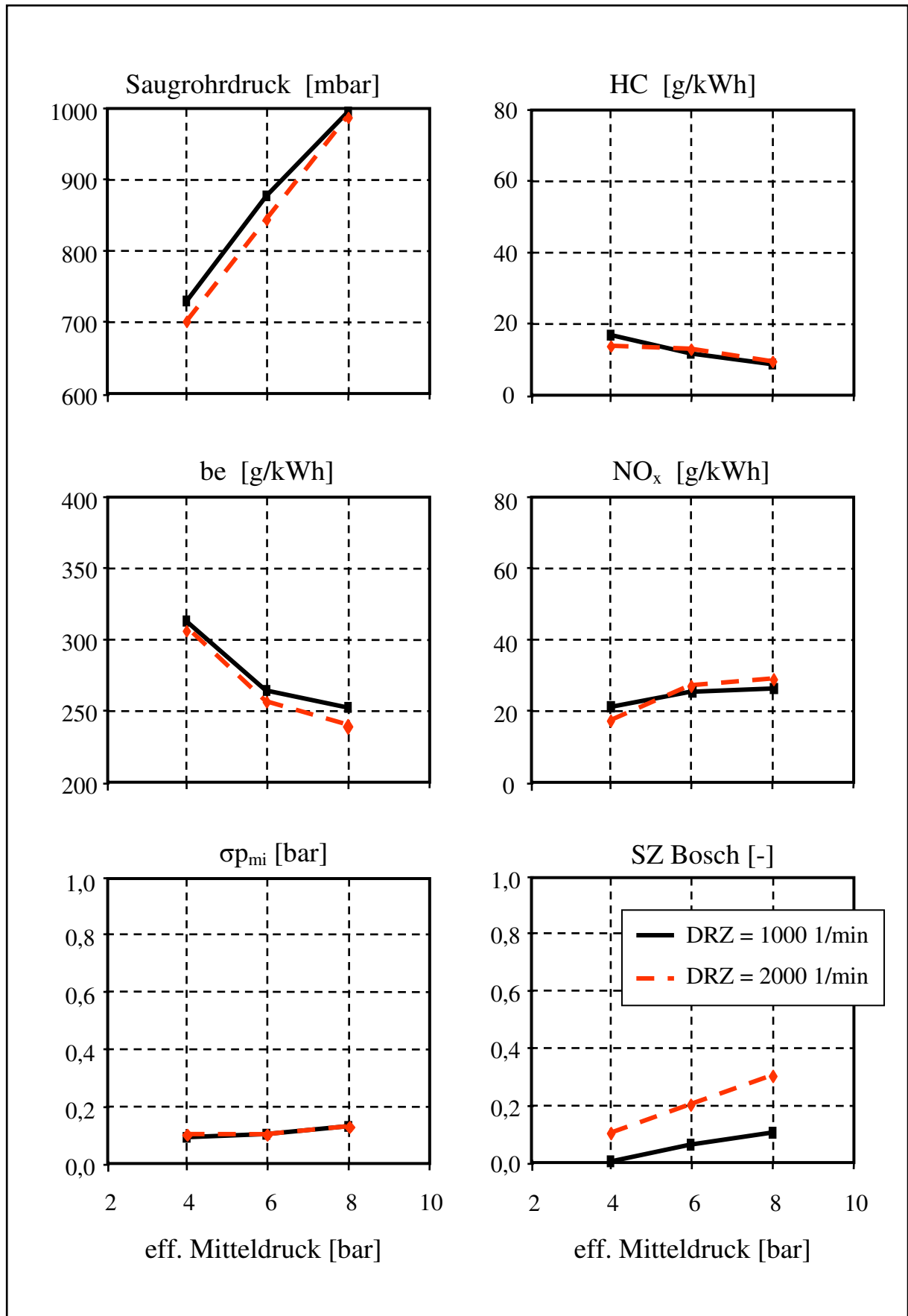


Bild 8.10: Homogener Betrieb, Versuchsergebnisse (ESE und ZZP optimal)

8.4 Zusammenfassung

Der Konträr-Motor weist im homogenen wie auch im geschichteten Betrieb ein stabiles Verhalten auf. Die erzielten ersten Messergebnisse sind vielversprechend, erreichen das Niveau der vergleichbaren Serienmotoren jedoch noch nicht. Die Qualität der Abgaskomponenten, insbesondere der HC-Emissionen, muss deutlich verbessert werden. In Anbetracht der Entwicklungsreife des neuen Verfahrens erscheinen weiterführende Untersuchungen aussichtsreich. So muss z.B. die AGR-Verträglichkeit des Konträr-Verfahrens noch nachgewiesen werden.

Während der Untersuchungen stieg der Kühlmittelverlust ständig an, überwiegend bei hohen Motordrehzahlen und -lasten, so dass weitere Versuche im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr sinnvoll durchgeführt werden konnten.

Im Verlauf der Motorversuche konnte kein Unterschied im Betriebsverhalten der Einspritzdüsen zwischen der Einlass- und Auslassseite beobachtet werden. Auch eine Untersuchung der Einspritzdüsen nach Abschluss der Versuche wies keine nennenswerten Besonderheiten auf. Folglich erreichte die thermische Belastung der auslassseitigen Einspritzdüsen bis zu diesem Zeitpunkt voraussichtlich keine kritischen Werte. Zu bedenken sei dabei aber, dass der Motor bis jetzt nur bis zu einem effektiven Mitteldruck von 8 bar mit einer maximalen Drehzahl von 3000 1/min befeuert wurde.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Die Direkteinspritzung beim Benzinmotor ist eines der vielversprechendsten Konzepte zur Reduzierung der CO₂-Emissionen. Aus diesem Grund steht dieses Konzept im Mittelpunkt der Entwicklungsarbeiten vieler Automobilhersteller und Forschungsanstalten. Die dabei entstandenen Brennverfahren weisen bezüglich der Erzeugung der Ladungsschichtung ein breites Spektrum möglicher Lösungen auf.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die bekannten DI-Brennverfahren systematisch und detailliert analysiert. Aufbauend auf den Erkenntnissen der Analyse wurden Gestaltungsrichtlinien für ein DI-Brennverfahren entworfen. Unter Beachtung der Richtlinien und in Verbindung mit einer eigenen Idee ist ein neues Konzept für ein DI-Brennverfahren, das Konträr-Verfahren, entwickelt worden. Das Konträr-Verfahren benötigt für die Ladungsschichtung zwei gegenüber einander ausgerichtete Einspritzdüsen je Brennraum. Weitere unterstützende Vorkehrungen, wie z.B. eine speziell ausgeprägte Ladungsbewegung oder eine besondere Kolbenform, sind nicht erforderlich.

Die Idee des Konträr-Verfahrens weist prinzipbedingte Vorteile gegenüber anderen bekannten DI-Brennverfahren auf:

- Eine direkte Wandbenetzung mit Kraftstoff kann weitgehend vermieden und damit eine geringere Kohlenwasserstoff-Emissionen erzielt werden.
- Das Verfahren reagiert unempfindlicher gegenüber zyklischen Schwankungen der Zylinderinnenströmung.
- Die Einlasskanäle können hinsichtlich Füllungsgrad günstiger ausgelegt und infolgedessen kann eine höhere maximale Leistung erzielt werden.
- Der Kolben erreicht aufgrund einer weniger aufwendigen Form ein geringeres Gewicht.
- Die Wandwärmeverluste und die Klopfneigung nehmen bedingt durch einen kompakteren Brennraum ab.
- Der verbrauchsgünstige geschichtete Betrieb ist bereits beim noch nicht betriebswarmen Motor und beim Kaltstart möglich.

Das Prinzip des Konträr-Verfahrens wurde mit Hilfe der CFD-Simulation an einem einfachen Beispiel bestätigt. Weitere Berechnungen lieferten wertvolle Erkenntnisse bezüglich der Strömungsabhängigkeit des neuen Brennverfahrens.

Der experimentelle Nachweis wurde zunächst in einer konditionierbaren Druckkammer durchgeführt, in der unter motorspezifischen Randbedingungen das Ausbreitungsverhalten und die Interaktion der Einspritzstrahlen beobachtet werden konnten. Ergänzende Untersuchungen lieferten Informationen über den Einfluss der Strahlausbreitung unter veränderten Einspritz- und Gegendrücken.

Die Kombination der erworbenen Erkenntnisse führte zu einem Bewerten und Kennenlernen der charakteristischen Merkmale des neuen Brennverfahrens. Anschließend ist es gelungen, durch den konsequenten Einsatz der Entwicklungswerkzeuge das neue Brennverfahren in einem Motor auf Antrieb erfolgreich umzusetzen. Vorab wurden mit Hilfe der CFD-Simulation die Strömungsstrukturen im Brennraum überprüft und die Strahlgeometrie der Einspritzdüsen festgelegt.

Die ersten motorischen Versuchsergebnisse zeigten im homogenen sowie im geschichteten Betrieb ein stabiles Verhalten auf. Die Beherrschung des geschichteten Betriebs erwies sich als unproblematisch. So konnte der Versuchsträger bis zu einem Luftverhältnis von $\lambda = 8,0$ aussetzerfrei betrieben werden. Die ersten Messergebnisse sind vielversprechend, erreichen jedoch bis zum Abschluß dieser Arbeit noch nicht das Niveau des vergleichbaren Serien-DI-Benzinmotors. Unter Berücksichtigung der Entwicklungsreife des Konträr-Verfahrens sind weitere Verbesserungsschritte zu erwarten. Deutliches Verbesserungspotenzial bieten insbesondere die Strahlgeometrie der Einspritzdüsen, die Kolbenform und die Gestaltung der Einlasskanäle.

Darüber hinaus sollten in weiterführenden Untersuchungen die AGR-Verträglichkeit, die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses und die Auswirkungen einer Doppeleinspritzung überprüft werden [77]. Ferner erscheint das Verfahren für eine Aufladung gut geeignet, denn der Brennraum kann sehr kompakt gestaltet und damit die Klopfgefahr herabgesetzt werden [10].

10 Formelzeichen und Abkürzungen

Zeichen Einheit Bezeichnung

Lateinische Buchstaben

b	[m]	Stoßparameter
be	[g/kWh]	spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch
c_w		Widerstandsbeiwert
$c_{w,K}$		Widerstandsbeiwert von Kugeln
$c_{w,F}$		Formwiderstandsbeiwert
d_{tr}	[m]	Durchmesser des Tropfens
$d_{tr,kl}$	[m]	Durchmesser des kleineren Tropfens
DZ		Drallzahl
I	[kgm/s]	Impuls
m	[kg]	Masse
p_{me}	[bar]	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
QTZ		Quer-Tumblezahl
r	[m]	Radius
Re		Reynoldszahl
TZ		Tumblezahl
u_{rel}	[m/s]	Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas
$u_{rel,tr}$	[m/s]	Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Tropfen
\vec{u}_{rel}	[m/s]	Vektor der Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas
v	[m/s]	Geschwindigkeit
We		Weberzahl
We_k		Weberzahl der Kollision

Griechische Buchstaben

λ		Luftverhältnis
μ_g	[kg/ms]	dynamische Viskosität des Gases
ρ_g	[kg/m ³]	Dichte des Gases
σ_f	[N/m]	Oberflächenspannung der Flüssigkeit
$\sigma_{p_{mi}}$	[bar]	Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes
ω_{Zl}	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der Zylinderladung
ω_{Motor}	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle des Motors

Abkürzungen

3D	dreidimensional
4V	vier Ventile
AGR	Abgasrückführung
BPI	Blow-Prechamber-Ignition, Vorkammerzündung
CCD	Charge Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics, Strömungsberechnung
DDM	Discrete Droplet Model
DI	direct injection, Direkteinspritzung
eff.	effektiv
EÖ	Einlass öffnet
ES	Einlass schließt
ESE	Einspritzende
DRZ	Drehzahl
FSI	Fuel Stratified Injection, Benzin-Direkteinspritzung
GDI	Gasoline Direct Injection, Benzin-Direkteinspritzung
HDEV	Hochdruck-Einspritzventil
KW	Kurbelwinkel
OT	oberer Totpunkt
SZ	Schwärzungszahl
v. ZOT	vor oberem Zündtotpunkt
ZZP	Zündzeitpunkt

11 Literaturverzeichnis

- [1] Bulletin EU 3-1998, Umwelt (15/21)
1.2.150.Schlußfolgerung des Rates über die Verhandlungen mit der Industrie über die Verringerung der CO₂-Emissionen von Kraftfahrzeugen.
<http://www.europa.eu.int/abc/doc/off/bull/de/9803/p102150.htm>
- [2] Scherenberg, H.
Rückblick über 25 Jahre Benzin-Einspritzung in Deutschland
MTZ 16 1955/9
- [3] Spiegel, L.
Untersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung bei Direkteinspritzung im Ottomotor
Dissertation Aachen 1991
- [4] Elberth, C.-P.
Direkt ins Ziel
MOT 20/1995
- [5] Kume, T.; Iwamoto, Y.
Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine
SAE-Paper 960600
- [6] Ando, H.; Noma, K.; Iida, K.; Nakayama, O.; Yamauchi, T.
Mitsubishi GDI Engine Strategies to meet the European Requirements
AVL Tagung „Motor und Umwelt“ 1997
- [7] Lauerhaas, M.
Aufbau und Inbetriebnahme eines Einspritzverlaufsindikators zur Einbindung in die Untersuchungen der Strahlausbreitung
Diplomarbeit Nürnberg 1999

- [8] Hahn, H.
Untersuchungen verschiedener Konzepte für die Realisierung eines direkteinspritzenden Mehrventil-Ottomotors
Diplomarbeit Stuttgart 1996
- [9] Scherenberg, H.
Der Erfolg der Benzin-Einspritzung bei Daimler-Benz
MTZ 22 1961/7
- [10] Alt, M.; Schaffner, P.; Krebs, W.; Quarg, J.
Benzindirekteinspritzung in Kombination mit Aufladung
Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2001
- [11] Ickinger, F.; Paul, M.
Offenlegungsschrift, DE 199 28 892 A1
Deutsches Patentamt 1999
- [12] Fraidl, G.K.; Piock, W.; Wirth, M.
Die Chancen des Otto-Direkteinspritzmotors
18. Internationales Wiener Motorensymposium 1997
- [13] Hohenberg, G.
Analyse der Gemischbildung und Verbrennung am DI-Ottomotor
18. Internationales Wiener Motorensymposium 1997
- [14] Grigo, M.; Schwanderlapp, M.; Wolters, P.
Entwicklung von Ottomotoren mit Direkteinspritzung: Motorkonzepte und Entwicklungswerkzeuge
Tagung „Direkteinspritzung im Ottomotor“, Haus der Technik e.V. Essen 1997
- [15] Dekena, M.
Numerische Simulation der turbulenten Flammenausbreitung in einem direkt einspritzenden Benzinmotor mit einem Flamelet-Modell
Dissertation Aachen 1998

- [16] Daniels, J.
Toyota reveals more
Automotiv engineer AgR 02 1997
- [17] NN
Direct-injection 4-stroke gasoline engine
Toyota Press Information '96, August 1996
- [18] Krebs, R.; Stiebels, B.; Spiegel, L.; Pott, E.
FSI-Ottomotor mit Direkteinspritzung im Volkswagen Lupo
21. Internationales Wiener Motorensymposium 2000
- [19] Krebs, R.; Theobald, J.
Die Thermodynamik der FSI-Motoren von Volkswagen
22. Internationales Wiener Motorensymposium 2001
- [20] Krebs, R.; Stiebels, B.; Spiegel, L.; Pott, E.
Das Emissionskonzept des Volkswagen Lupo FSI
V. Tagung „Motorische Verbrennung“, Haus der Technik e.V. Essen 2001
- [21] Arndt, S.; Grzeszik, R.; Ortmann, R.; Rainmann, J.
Nachweis und Auswirkung der Kolbenbenetzung auf den motorischen Betrieb bei wandgeführten Brennverfahren
V. Tagung „Motorische Verbrennung“, Haus der Technik e.V. Essen 2001
- [22] Grigo, M.; Schwanderlapp, M.; Wolters, P.
Luftgeführtes Gemischbildungsverfahren für einen direkteinspritzenden Ottomotor
18. Internationales Wiener Motorensymposium 1997
- [23] Adomeit, P.; Lang, O.; Vogt, B.
Strahlausbreitung und Gemischaufbereitung im luftgeführten DISI Motor
V. Tagung „Motorische Verbrennung“, Haus der Technik e.V. Essen 2001

- [24] Wolters, P.; Baumgarten, H.; Geiger, J.; Bozelie, P.
Luftgeführtes Otto-DI-Brennverfahren für EU IV Gesetzgebung
Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2000
- [25] Hertzberg, A.; Klenk, R.; Vent, G.
*Untersuchungen an einem direkteinspritzenden Ottomotor mit luftgeführtem
Brennverfahren*
Tagung „Direkteinspritzung im Ottomotor“, Haus der Technik e.V. Essen 1999
- [26] Wolters, P.; Geiger, J.; Baumgarten, H.
Tumble-Brennverfahren für DI-Ottomotoren
MTZ 61 2000/11
- [27] Grigo, M.; Klein, H.; Lietz, O.; Kunkel, R.; Dornhöfer, R.-F.; Erdmann, H.-D.
Der neue Audi 2.0l 4V FSI Motor
Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2002
- [28] Wurms, R.; Grigo, M.; Böhme, J.; Erdmann, H.-D.; Gessler, J.; Göschler, J.; Hatz, W.
*Die neue FSI Technologie von AUDI und ihre Anwendung im neuen
AUDI 2,0l-4V FSI Motor*
23. Internationales Wiener Motorensymposium 2002
- [29] Adam, S.; Uhl, W.; Erdmann, H.-D.
*Konsequenter Einsatz von CAE-Methoden im Produktentstehungsprozess
am Beispiel des neuen Audi 2,0l-4V-FSI-Motors*
Tagung „Virtual Produkt Creation“, Berlin 2002
- [30] Büchlings, J.
Der neue 2.0-l-FSI-Motor Audi
MTZ 63 2002/10
- [31] N.N.
Auf direktem Weg
AMZ auto motor zubehör 1-2 1999

- [32] Emmenthal, K.-D.; Grabe, H.-J.; Oppermann, W.
*Motor mit Benzin-Direkteinspritzung und Verdampfungskühlung für das
VW-Forschungsauto IRVW-Futura*
MTZ 50 1989/9
- [33] Schäpertöns, H.; Emmenthal, K.-D.; Grabe, H.-J.; Oppermann, W.
VW's Gasoline Direct Injection (GDI) Research Engine
SAE-Paper 910054
- [34] Schäpertöns, H.
Joint Research Commitment on Gasoline Direct Injection (JRC-GADI)
Synthesis Report, European Community Under The Brite/Euram Programme 1997
- [35] Tschöke, H.; Maaß, J.; Zoller, J.; Leyh, B.
Computersimulation der Gemischbildung bei Benzin-Direkteinspritzung
FVV Vorhaben Nr. 673, Abschlussbericht 1999
- [36] Houston, R.; Cathcart, G.
*Combustion and Emissions Characteristics of Orbital's Combustion Process Applied
to Multi-Cylinder Automotive Direct Injected 4-Stroke Engines*
SAE-Paper 980153
- [37] Leighton, S.; Cebis, M.; Southern, M.; Ahern, S.
The OCP Small Engine Fuel Injection System for Future Two-Stroke Marine Engines
SAE-Paper 941687
- [38] Hatakeyama, S.; Kondo, M.; Sekiya, Y.; Murayama, T.
*An attempt at Lean Burn of a 4 Stroke Gasoline Engine by the Aid of Low Pressure
Air Assisted In-Cylinder Injection*
SAE-Paper 982698

- [39] Krebs, R.; Stiebels, B.
Der Beitrag des Otto-Motors mit Direkteinspritzung zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs und Minderung der CO₂-Emission am Beispiel des FSI-Motors der Volkswagen AG
Tagung „Senkung des Kraftstoffverbrauchs – Ein Beitrag des Automobils zur Schonung der Ressourcen und Minderung der CO₂-Emission“,
Haus der Technik e.V. Essen 2000
- [40] Krebs, R.; Pott, E.; Stiebels, B.
Die Abgasnachbehandlung für FSI-Motoren von Volkswagen
Symposium „Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren“,
Technische Akademie Esslingen 2000
- [41] Krebs, R.; Stiebels, B.; Sperling, H.
Das Kraftstoffsystem des „Lupo FSI“ von Volkswagen
Symposium „Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren“,
Technische Akademie Esslingen 2000
- [42] Latsch, R.
Offenlegungsschrift DE 197 14 796 A1
Deutsches Patentamt 1998
- [43] Weng, V.; Gindele, G.; Töpfer, G.; Spicher, U.; Latsch, R.; Kuhnert, D.
Das BPI-Verfahren – ein neues Brennverfahren für die Benzin-Direkteinspritzung
Ulrich Spicher „Direkteinspritzung im Ottomotor II“, Expert-Verlag 2000
- [44] Weng, V.
Experimentelle und Numerische Untersuchungen an einem Zündkammerverfahren für die Benzin-Direkteinspritzung
Dissertation Karlsruhe 2001
- [45] Wirth, M.; Piock, W.F.; Fraidl, G.K.
Actual trends and future strategies for gasoline direct injection
SAE-Paper 960465

- [46] Suck, G.
Untersuchungen der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung
Dissertation Magdeburg 2000
- [47] Jelitto, Ch.
Offenlegungsschrift DE 199 55 544 A1
Deutsches Patentamt 1999
- [48] Jelitto, Ch. ; Meyer. H.
Europäische Patentschrift EP 1 088 971 B1
Europäisches Patentamt 2000
- [49] Reitz, R.D.; Diwakar, R.
Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays
SAE-Paper 860469
- [50] Reitz, R.D.; Diwakar, R.
Structure of high-pressure fuel sprays
SAE-Paper 870598
- [51] Clift, R.; Grace, J.R.; Weber, M.E.
Bubbles, Drops, and Particles
Academic Press, New York 1978
- [52] Wiegand, H.
Die Einwirkung eines ebenen Strömungsfeldes auf frei bewegliche Tropfen und ihren Widerstandsbeiwert im Reynoldszahlbereich von 50 bis 2000
Fortschr.-Ber. VDI Reihe 7 Nr.120, Düsseldorf 1987
- [53] Schmidt, P.; Walzel, P.
Zerstäuben von Flüssigkeiten
Physik in unserer Zeit / 15. Jahrg., Verlag Chemie GmbH 1984

- [54] Drtina, P.
Koagulation und Satellitenbildung in tropfenbeladenen Strömungen
Dissertation Stuttgart 1990
- [55] Krüger, Ch.
Validierung eines 1D-Spraymodells zur Simulation der Gemischbildung in direkteinspritzenden Dieselmotoren
Dissertation Stuttgart 2001
- [56] Czerwonatis, N.; Eggers, R.
Strahlzerfall und Tropfenwiderstand in verdichteten Gasen
5. Workshop, Spray '99, Bremen 1999
- [57] Schneider, T.
Zur Modellierung der Zerstäubung von Flüssigkeitsstrahlen
Dissertation Dortmund 1995
- [58] Eifler, W.
Untersuchungen zur Struktur des instationären Dieselöleinspritzstrahles im Düsennahbereich mit der Methode der Hochfrequenz-Kinematografie
Dissertation Kaiserslautern 1990
- [59] Pilch, M.; Erdmann, C.A.
Use of Breakup Time Data and Velocity History Data to predict the Maximum Size of stable Fragments for acceleration-induced Breakup of a Liquid Drop
Int. J. of Multiphase Flow, Band 13,6 / 1987
- [60] Evers, L.W.
Characterization of the Spray from a High Pressure Swirl Injector
SAE-Paper 940188
- [61] Tremouliere, G.; Le Visage, D.
Verhaltensstudie eines Kraftstoffstrahls
MTZ 61 2000/2

- [62] Christ, A.
Close-up on Spray Simulation for PF- and GD-Injectors
AST User-Meeting Graz 2001
- [63] O'Rourke, P.J.
Collectiv Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays
Dissertation Princeton 1981
- [64] Arkhipov, V.A.; Ratanov, G.S.; Trofimov, V.F.
Experimental Investigation of the Interaction of Colliding Droplets
J. Appl. Mech. Tech. Phys. UdSSR, No. 2, pp. 73-77, 1978
- [65] Sallmann, M.
Beitrag zur numerischen Simulation ottomotorischer Verbrennungsvorgänge
Dissertation München 1997
- [66] Brehm, N.; Kern, W.; Sallmann, M.; Abdelfattah, A.; Berckmüller, M.; Albrecht, T.
Einsatz der Simulation zur Analyse und Optimierung der Benzin-Direkt-Einspritzung
V. Tagung „Motorische Verbrennung“, Haus der Technik e.V. Essen 2001
- [67] Stiebels, B.; Krebs, R.; Zillmer, M.
Werkzeuge für die Entwicklung des FSI-Motors von Volkswagen
V. Tagung „Motorische Verbrennung“, Haus der Technik e.V. Essen 2001
- [68] Ortmann, R.; Würfel, G.; Grzeszik, R.; Raimann, J.; Samenfink, W.; Schlerfer, J.
Vergleich von Zerstäubungskonzepten für Benzin-Direkteinspritzung
„Direkteinspritzung im Ottomotor III“, Expert-Verlag 2001
- [69] Geiger, J.; Breuer, M.; Adomeit, P.; Grünefeld, G.
*Visualisierung und Modellierung der Ladungsschichtung im DI-Ottomotor:
Der Schlüssel zum besten Brennverfahren*
„Direkteinspritzung im Ottomotor III“, Expert-Verlag 2001

- [70] Richter, V.; Winkler, A.
Application of CFD in the Development Process of the VW-FSI Engine
Ricardo Software European Conference, Brighton 2000
- [71] Spicher, U.; Gindele, J.; Kubach, H.
Untersuchung zur Gemischbildung und Verbrennung bei Benzin-Direkteinspritzung
V. Tagung „Motorische Verbrennung“, Haus der Technik e.V. Essen 2001
- [72] NN
VECTIS Manual
Ricardo Software 2000
- [73] Noll, B.
Numerische Strömungsmechanik
Springer-Verlag, Berlin 1997
- [74] Homburg, A.; Schulz, R.
Druckkammerprüfstand K-EFAM
Interner Bericht der Volkswagen AG 1997
- [75] Homburg, A.; Schulz, R.; Oberg, H.J.
Strahluntersuchungen an Benzin-Hochdruck-Einspritzventilen
Symposium, Diesel- und Benzin-Direkteinspritzung, Berlin 1998
- [76] NN
WAVE Manual
Ricardo Software 2000
- [77] Wolters, P.; Geiger, J.; Adomeit, Ph.; Vogt, B.; Ballauf, J.
Die nächste Generation von Otto-DI Brennverfahren
Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentchnik, Aachen 2001

Lebenslauf

Christian Jelitto

Persönliche Daten

Geburtsdatum: 29.10.1966
Geburtsort: Neisse/Polen
Familienstand: verheiratet seit 1997,
Ehefrau Katrin Beuchel, Sohn Tim Beuchel
Umsiedlung: 15.10.1979 in die Bundesrepublik Deutschland

Schulbildung:

09/73 - 10/79 Grundschule Heydebreck
11/79 - 06/80 Volksschule Bad Neustadt/S
07/80 - 07/83 Realschule Paderborn
08/83 - 06/86 Gymnasium Paderborn, Abschluss: Abitur

Grundwehrdienst:

07/86 - 09/87 Höxter

Studium:

10/87 - 07/93 Maschinenbaustudium TU Braunschweig
Abschluss: Diplom-Ingenieur
10/93 - 03/95 Aufbaustudium Design HBK Braunschweig
04/94 - 03/95 Aufbaustudium Wirtschaftswissenschaften
FernUniversität Hagen

Berufstätigkeit:

01/95 - 12/96 AVL Deutschland GmbH, Stuttgart:
Mitarbeiter im CFD-Berechnungsteam
seit 01.01.1997 Volkswagen AG, Wolfsburg:
Mitarbeiter der Motorenforschung