

Methanol als potentieller Zukunftskraftstoff für mittelschnelllaufende Großdieselmotoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieurin (Dr.-Ing.) der
Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der Universität Rostock

Vorgelegt von:

Petra Rektorik

Datum der Einreichung: 13.07.2024

Datum der Verteidigung: 25.11.2024

Erstgutachter:

Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz
Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und
Verbrennungskraftmaschinen
Universität Rostock

Zweitgutachter:

Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts
Institut für Verbrennungskraftmaschinen
Technische Universität Braunschweig

„Die größten Entdeckungen liegen oft nicht darin, neue Dinge zu finden, sondern darin, bekannte Dinge auf neue Weise zu sehen.“

Alexander Fleming

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist während meiner Doktorandenzeit bei der MAN Energy Solutions SE entstanden und basiert auf den Ergebnissen, die ich von Februar 2020 bis Mai 2023 erlangt habe.

Einen herzlichen Dank möchte ich meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz, für die Betreuung dieser Arbeit und die anregenden Diskussionen aussprechen. Für das entgegengebrachte Vertrauen und die Freiräume zur Gestaltung dieser Arbeit bin ich sehr dankbar, da dadurch meine fachlichen Kompetenzen gefördert wurden und die Richtung meiner Doktorarbeit maßgeblich beeinflusst wurde.

Zudem bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts für die Übernahme des Zweitgutachtens.

Ein Teil der Ergebnisse entstand im Rahmen des Förderprojekts „e2Fuels“, ein vom BMWi gefördertes Verbundprojekt. In diesem Zuge möchte ich allen Projektbeteiligten meinen Dank für die kollegiale Zusammenarbeit aussprechen. Zudem möchte ich insbesondere den Kollegen der Firmen Woodward L'Orange GmbH, WTZ Roßlau gGmbH, FVTR GmbH und den Kollegen des Lehrstuhls für nachhaltige mobile Antriebssysteme an der Technischen Universität München für die konstruktive Zusammenarbeit und die anregenden Diskussionen danken.

Des Weiteren möchte ich meinen Studenten, Florian Schmid, Lars Nierula und Lena Sadewasser für ihr Engagement und ihre Unterstützung bei den 3D-CFD Simulationen der Düseninnenströmung danken.

Die Durchführung meines Forschungsvorhabens auf diese Art und Weise wäre ohne mein kollegiales Umfeld und der Unterstützung aller beteiligten Techniker nicht möglich gewesen. An dieser Stelle möchte ich insbesondere Armin Weber, Felix Hiltz, Harald Jerhoff und Reinhold Bestle für die überragende und unermüdliche Unterstützung bei der Durchführung einiger Experimente danken. Ohne euch würde ein Teil der Ergebnisse nicht in diesem Maße vorliegen. Thomas Klaua danke ich für die wertvollen Tipps, die kritischen Meinungen und die tatkräftige Unterstützung bei der Umsetzung der optischen Untersuchungen an den Einspritzkammerprüfständen. Zudem möchte ich mich bei meinen Kollegen Maximilian Indrich und Melanie Bode für die anregenden Diskussionen zur Düsengeometrie und Düseninnenströmung bedanken. Durch euch habe ich viele Denkanstöße bekommen. Ebenso bedanke ich mich ganz herzlich bei Harald Poppe, der mit mir den ein oder anderen Leidensweg durchlaufen hat und immer positiv geblieben ist.

Ein ganz besonderer Dank gebührt meinem Betreuer seitens MAN Energy Solutions SE und Mentor Dr. Johann Wloka, der dieses Forschungsvorhaben in die Wege geleitet, mich in allen Höhen und Tiefen begleitet und mir stets Mut gemacht hat. Durch die vielen konstruktiven und anregenden Gespräche konnte ich mich nicht nur fachlich, sondern auch persönlich weiterentwickeln.

Einen ganz besonderen und herzlichen Dank möchte ich meinen Eltern aussprechen, die mich bei all meinen Entscheidungen unterstützt, mir stets einen wertvollen und liebevollen Rat gegeben und mich auf meinem gesamten Bildungsweg begleitet haben.

Am meisten möchte ich mich bei meinem Lebensgefährten Max bedanken, der während der Doktorandenzeit immer an meiner Seite war, mich liebevoll unterstützt, in den Tiefen aufgemuntert, in den Höhen sich mit mir gefreut und mir bei allen schwierigen Entscheidungen wertvolle Ratschläge gegeben hat.

Kurzfassung

Aufgrund des Klimawandels werden striktere Emissionsgrenzwerte definiert. Die Schifffahrt hat durch den Güter- und Personentransport über den Seeverkehrsweg einen großen Anteil an den globalen Treibhausgasemissionen. Mit konventionellen Kraftstoffen, wie Schweröl oder Marinegasöl, wird es in Zukunft nicht mehr möglich sein die vorgegebenen Emissionsgrenzwerte einzuhalten. Der Einsatz von Elektroantrieben in der Schifffahrt ist meist aufgrund der zurückzulegenden Distanzen und der damit verbundenen hohen erforderlichen Energiemenge nicht möglich. Alternative Kraftstoffe stellen aktuell intensiv diskutierte Lösungsansätze für die Schifffahrt dar. Methanol, Ammoniak und Wasserstoff werden derzeit in vielen Studien untersucht und sind teilweise schon demonstriert worden. LNG (engl.: *Liquefied Natural Gas*) ist bereits im Einsatz, durch den Methanschlupf allerdings auch nachteilig im Hinblick auf das Treibhausgaspotential von Methan.

Die alternativen Kraftstoffe Methanol, Ammoniak und Wasserstoff haben im Vergleich zu Diesel eine geringere Energiedichte. Mittelschnellaufende Großmotoren arbeiten nach dem 4-Takt-Prozess. Die Zeit für die Kraftstoffeinbringung in den Brennraum ist dadurch verhältnismäßig klein im Vergleich zu 2-Takt-Motoren. Daraus ergeben sich Herausforderungen für die Einspritztechnik, sowohl für die Niederdruckeinspritzung in den Ladeluftkanal als auch für die Hochdruckdirekteinspritzung in den Brennraum. Zusätzlich ist für alle drei Alternativen eine Zündquelle erforderlich. Aufgrund der in der Schifffahrt geforderten Kraftstoffredundanz dient dazu eine Pilotdieselmeng.

Zur Erforschung von Methanol als zukunftsfähiger Kraftstoff von mittelschnellaufenden Großdieselmotoren ist in dieser Arbeit die Hochdruckdirekteinspritzung und das diffusive Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahren untersucht worden. Dafür ist das hydraulische Verhalten eines speziell für die Methanol-Hochdruckdirekteinspritzung entwickelten Mehrstoffinjektors an einem hydraulischen Druckanstiegsanalysator untersucht worden. Des Weiteren ist eine 3D-CFD Simulation der Düseninnenströmung mit bewegter und statischer Nadel zur Charakterisierung der Strömungsbildung und des Strömungsfelds in der neuartigen Methanoldüse erfolgt. Optische Untersuchungen des Methanolfüssigstrahlbildes an einer Hochdruck-Einspritzkammer geben Aufschluss über die Kraftstoffverteilung und den Strahlaufbruch. Den Abschluss bilden Untersuchungen des diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahrens an einem 32/44-Einzylinderforschungsmotor, die mit optischen Analysen der Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung kombiniert werden. Neben den grundlegenden Untersuchungen wird der Einfluss des Einspritzdrucks und der Düsengeometrie auf die Injektorhydraulik, die Düseninnenströmung, das Strahlbild und die Verbrennung betrachtet.

Es zeigen sich sowohl Potentiale als auch Herausforderungen. Insbesondere für den Teillastbetrieb des Motors ergeben sich aufgrund der Injektorfunktionsweise Nachteile. Für den Mittel- und Hochlastmotorbetrieb kann eine stabile Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung mit methanolspezifischen Eigenheiten nachgewiesen werden. Es zeigen sich wichtige Abhängigkeiten zwischen der Hochdruckdirekteinspritzung und der Verbrennung. Des Weiteren ist durch die Verwendung von Methanol im dieselmotorischen Verbrennungsprozess eine Reduktion von schädlichen Emissionen im Vergleich zum Dieselbetrieb möglich. Darüber hinaus werden allerdings weitere Schadstoffe gebildet, die zu berücksichtigen sind.

Abstract

The climate change forces every single industry to reduce their greenhouse gas emissions. For the shipping industry the emission regulations are not reachable with conventional fuels like heavy fuel oil or marine gas oil. Also an electric propulsion is not suitable for most applications. The long cruise distances require a huge energy supply. Therefore, the shipping industry has to use alternative fuels. LNG (liquefied natural gas) is already being used, but has the big disadvantages of methane slip and its global warming potential. Methanol, ammonia and hydrogen are discussed as further alternative fuels and are already partially demonstrated. One major challenge of these three is the lower heating value compared to diesel, which results in an increased injection volume. Medium-speed large-bore engines operate as four-stroke engines. The available time for the injection is more limited in relation to two-stroke engines. The available injection time for four-stroke engines in combination with the lower heating value are challenging for the injection system in regards of the low pressure injection into the charge air intake or the high pressure direct injection into the combustion chamber. Another challenge of all three alternative fuels is a required ignition source. Due to the required fuel redundancy in the shipping industry, a small amount of diesel fuel is used for this purpose.

In this research methanol as alternative fuel for medium-speed large-bore engines is evaluated. The high pressure injection of methanol and the diffusive methanol dual fuel combustion is investigated with a special multi fuel injector. This injector is designed for simultaneous injection of methanol and a small amount of diesel. The hydraulic functionality is investigated with a hydraulic pressure rise analyser. 3D-CFD simulations with a moving and a motionless needle are performed to analyse the flow formation and flow field in the new methanol nozzle. Optical investigations of the liquid methanol spray at a high pressure injection chamber are performed to provide findings in relation to the fuel distribution and the jet breakup. The diffusive methanol-dual-fuel-combustion is further investigated at a 32/44 single cylinder engine. These results are combined with the results of the optical investigations of the methanol combustion, which are performed at a high pressure and high temperature injection chamber. Besides the basic characterisations the impact of the injection pressure and the nozzle geometry on the injector hydraulic, the nozzle flow, the spray and the combustion is analysed.

The results show potentials and challenges of methanol as alternative fuel for the diffusive combustion. The part load engine operation is challenging due to the injector performance for small methanol volumes. For the middle and high load engine operation a stable methanol-dual-fuel-combustion with methanol specific characteristics is possible. Important dependencies between the high pressure injection of methanol and the combustion are shown. Furthermore, the diffusive combustion of methanol reduces harmful emissions compared to a diesel operation, but emits other components, that have to be monitored.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	i
Kurzfassung	ii
Abstract	iii
Inhaltsverzeichnis	iv
Abbildungsverzeichnis.....	vi
Tabellenverzeichnis.....	xii
Abkürzungsverzeichnis.....	xiv
Formelverzeichnis	xvi
1. Einleitung.....	1
2. Motivation und Ziele.....	4
3. Stand der Technik	6
3.1. Einspritzung und Gemischbildung	7
3.1.1. Hydraulisches Verhalten des Einspritzsystems	8
3.1.2. Düseninnenströmung, Kavitationsverhalten und Strahlerfallsmechanismen	8
3.1.3. Kraftstoffverdunstung.....	15
3.1.4. Makroskopische Analyse der Einspritzstrahlen	16
3.2. Zündung der diffusiven Verbrennung	20
3.3. Diffusive Verbrennung	22
3.4. Emissionsbildung der diffusiven Verbrennung von Kohlenwasserstoffen.....	24
3.4.1. Stickoxide (NO _x).....	25
3.4.2. Kohlenstoffmonoxid (CO).....	26
3.4.3. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)	27
3.4.4. Ruß.....	27
3.5. Maßnahmen zur Emissionsreduktion	27
3.6. Emissionsgesetzgebung im Marinebereich	28
3.7. Methanol als Kraftstoff für Großmotoren	30
3.7.1. Produktionspfade von Methanol	33
3.7.2. Emissionen der Methanolverbrennung	34
3.8. Einspritztechnik für Großmotoren	34
3.9. Übersicht zum Stand der Technik.....	36
4. Versuchsträger und Methodik.....	38
4.1. Mehrstoff-Common-Rail Injektor	38
4.2. 3D-CFD Simulation zur Berechnung der Düseninnenströmung	40
4.2.1. Erhaltungsgleichungen und Turbulenzmodellierung.....	40
4.2.2. Mehrphasenmodellierung	41
4.2.3. Diskretisierung	42
4.3. Hydraulischer Druckanstiegsanalysator und Einspritzratenverlauf.....	45

4.4.	Optische Sprayuntersuchungen bei Umgebungstemperatur	46
4.5.	Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer	49
4.6.	Einzylinderforschungsmotor	50
4.7.	Kurzfassung der Versuchsträger und Messmethodik	53
5.	Ergebnisdarstellung und Ergebnisdiskussion	55
5.1.	Hydraulische Charakterisierung des Methanol-HPDI-Injektors	55
5.1.1.	Grundlegende hydraulische Charakterisierung der Methanolseite	56
5.1.2.	Einfluss des Leckage-Gegendrucks	61
5.1.3.	Einfluss der Dichte und Viskosität	64
5.1.4.	Einfluss der Düsengeometrie	66
5.1.5.	Zwischenfazit der hydraulischen Untersuchungen	70
5.2.	Düseninnenströmung und Flüssigstrahlbild des Methanolfads	72
5.2.1.	Basisanalyse der Düseninnenströmung	74
5.2.2.	Basisanalyse der makroskopischen Daten des Methanolsprays	80
5.2.3.	Variation des Einspritzdrucks	86
5.2.4.	Variation des Kraftstoffs	89
5.2.5.	Variation der Düsengeometrie	93
5.2.6.	Kurzfassung der Düseninnenströmung und des Flüssigstrahlbilds des Methanolfads	97
5.3.	Diffusives Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahren	99
5.3.1.	Variation des energetischen Methanolanteils	99
5.3.2.	Variation der Düsengeometrie	106
5.3.3.	Variation des Einspritztimings	110
5.3.4.	Variation des 50 % Umsatzpunktes	115
5.3.5.	Variation des Ladedrucks	116
5.3.6.	Variation des Methanoleinspritzdrucks und der Ladelufttemperatur	118
5.3.7.	Zwischenfazit der Untersuchungen zur diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung	120
5.4.	Vergleich der vorgemischten und diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung	122
6.	Zusammenfassung und Ausblick	124
	Literaturverzeichnis	xxi

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Treibhausgasreduktionsziele nach der Treibhausgasstrategie der <i>International Maritime Organization</i> (IMO) nach [2].....	1
Abbildung 1.2: CO ₂ -Reduktionsziel für die Schifffahrt aus der <i>FuelEU Maritime Initiative</i> im Rahmen des <i>Fit for 55</i> Pakets nach [3].....	1
Abbildung 3.1: Prozesse und Wechselwirkungen in einem Motor mit diffusiven Brennverfahren nach [15].....	6
Abbildung 3.2: Schema des dieselmotorischen Einspritzstrahls, dessen Einflussgrößen und Charakteristika nach [16, 17].....	7
Abbildung 3.3: Mechanismen des Primärzerfalls nach [21].....	9
Abbildung 3.4: Hydrodynamische Kavitationsarten nach [22, 27].....	10
Abbildung 3.5: (1) Ohnesorge-Diagramm und (2) Phänomenologie der Primärzerfallsarten nach [19, 32, 33].....	11
Abbildung 3.6: Ohnesorge-Diagramm erweitert um das Verhältnis der Gas- zur Flüssigkeitsdichte nach [21].....	12
Abbildung 3.7: Rayleigh-Taylor und Kelvin-Helmholtz Instabilitäten nach [19, 21].....	13
Abbildung 3.8: Schematische Darstellung der Sekundärzerfallsmechanismen nach [37].....	14
Abbildung 3.9: Schematischer Verlauf der Tropfenverdunstung nach [21].....	16
Abbildung 3.10: Schema eines zylindrischen Spritzlochs mit den wichtigsten geometrischen Strömungsgrößen.....	16
Abbildung 3.11: Schema der Eindringtiefe des flüssigen und gasförmigen Kraftstoffes nach [16].....	17
Abbildung 3.12: Geometrischer vs. dynamischer Höhenwinkel.....	19
Abbildung 3.13: Positiv konisches vs. zylindrisches Spritzloch.....	20
Abbildung 3.14: (1) Entflammungsarten von Kohlenwasserstoffen und (2) mehrphasige Niedertemperaturentflammung nach [54].....	21
Abbildung 3.15: Vier Phasen der diffusiven Verbrennung anhand der Einspritzrate und des Brennverlaufs nach [40, 54].....	23
Abbildung 3.16: Schema der Diffusionsflamme nach [55, 56].....	24
Abbildung 3.17: Bildung von CO, HC und Stickoxiden in Abhängigkeit vom Luftverhältnis nach [40].....	28
Abbildung 3.18: Stickoxidgrenzwertvorgaben der <i>International Maritime Organisation</i> (IMO) nach [40, 57].....	29
Abbildung 3.19: CO ₂ -Kreislauf mit CO ₂ -neutralem Methanol (CH ₃ OH).....	30
Abbildung 3.20: Vorteile und Herausforderungen von Methanol resultierend aus dessen Eigenschaften nach [39, 67].....	31
Abbildung 3.21: Produktionspfade von Methanol nach [67].....	33
Abbildung 3.22: Vereinfachte Reaktionspfade der Methanol Oxidation nach [70].....	34
Abbildung 3.23: Schematische Darstellung der Hauptkomponenten eines Pumpe-Leitung-Düse Systems nach [54].....	35

Abbildung 3.24: Schematische Darstellung der Hauptkomponenten eines Common-Rail Einspritzsystems für Pkw-Anwendungen nach [54]	36
Abbildung 3.25: MAN CR2.2 Einspritzsystem für einen Reihensechszylindermotor	36
Abbildung 4.1: Methanol-Diesel Dual-Fuel-Hochdruckinjektor und schematische Darstellung des Düsensigns	38
Abbildung 4.2: Schema der Methanolnadel-Betätigung	39
Abbildung 4.3: Strahlorientierung der Methanol- und Pilotdieselstrahlen	40
Abbildung 4.4: Räumliche Diskretisierung der 3D-CFD Simulation des Methanolfades mit konstantem Nadelhub	43
Abbildung 4.5: Räumliche Diskretisierung für die 3D-CFD Simulation mit bewegter Nadel: (1) Geometrie-adaption, (2) Minimaler und maximaler Nadelhub, (3) Finale Vernetzung	44
Abbildung 4.6: Schematischer Aufbau eines hydraulischen Druckanstiegsanalysators (HDA) nach [78] ergänzt um die Druckerzeugung für zwei Anwendungsfälle: 1) Vermessung des Methanolfades und 2) Vermessung des Dieselpfades	45
Abbildung 4.7: Prüfstandaufbau der optischen Untersuchungen der flüssigen Einspritzstrahlen bei Umgebungstemperatur	48
Abbildung 4.8: Grundprinzip der Schlieren-Messmethode nach [85]	49
Abbildung 4.9: Schema der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer mit Schlieren-Streulicht-Messtechnik nach [86] und Druckerzeugung für Methanol, Diesel und Steuer- / Sperröl	50
Abbildung 4.10: Einzylinderforschungsmotor vom MAN Typ 32/44 und Kraftstoffmodule an der WTZ Roßlaue GmbH	51
Abbildung 4.11: Kraftstoffsystem für den Methanol-Dual-Fuel-Betrieb	52
Abbildung 5.1: Normierte Einspritzmengenkennlinien auf die jeweils maximale Einspritzmenge mit einfacher Standardabweichung der Methanol- und Dieselseite des 4-Nadelinjektors, gemessen mit einer Prüfoltemperatur von 35 °C und einem Leakage-Gegendruck von 0,5 bar	57
Abbildung 5.2: Schematische Darstellung der Strömungsweglängen und Kräfteverteilung der Methanolseite	58
Abbildung 5.3: Stromprofile, auf das theoretische Ratenmaximum normierte Einspritzraten und Injektorspeicherdruckverläufe für fünf unterschiedliche Bestromungsdauern (BD) jeweils gemessen mit der Düse 1 und einem Einspritzdruck von 600 bar und 300 bar, einer Prüfoltemperatur von 35°C und einem Leakage-Gegendruck von 0,5 bar	59
Abbildung 5.4: Schema der Steuerölströmung durch den Mehrkraftstoff-Injektor	59
Abbildung 5.5: Hydraulische Verzüge und Einspritzdauer für fünf unterschiedliche Bestromungsdauern jeweils gemessen mit einem Einspritzdruck von 600 bar und 300 bar, einer Prüfoltemperatur von 35°C und einem Leakage-Gegendruck von 0,5 bar, Messobjekt: Referenzdüse (Düse 1)	60
Abbildung 5.6: Normierte Einspritzmengenkennlinien der Methanolseite des 4-Nadelinjektors, gemessen mit der Düse 1 bei einer Prüfoltemperatur von 35 °C und einem Leakage-Gegendruck von 0,5	

bar verglichen mit einem Leckage-Gegendruck von 6 bar bei zwei Einspritzdrücken (600 bar und 300 bar); Normierung analog Kapitel 5.1.1	62
Abbildung 5.7: Normierte Betriebspunkte zur Detailanalyse des Leckage-Gegendruckeinflusses; Normierung analog Kapitel 5.1.1	62
Abbildung 5.8: Stromprofile, auf das theoretische Ratenmaximum normierte Einspritzraten und Injektorspeicherdruckverläufe für eine Bestromungsdauer von 1,2 ms und 2,5 ms jeweils gemessen mit der Düse 2 bei 600 bar und 300 bar Einspritzdruck, einer Prüflötemperatur von 35°C und einem Leckage-Gegendruck von 0,5 bar sowie 6 bar.....	63
Abbildung 5.9: Normierte Einspritzmengenkennlinien der Methanolseite für 600 bar und 300 bar Einspritzdruck der Referenzdüse (Düse 1) gemessen mit einer Prüflötemperatur von 35°C (rot) und 60°C (blau); Normierung analog Kapitel 5.1.1	65
Abbildung 5.10: Stromprofile, auf das theoretische Ratenmaximum normierte Einspritzraten und Injektorspeicherdruckverläufe für eine Bestromungsdauer von 1,2 ms und 2,5 ms jeweils gemessen mit der Düse 1 bei 600 bar und 300 bar Einspritzdruck, einem Leckage-Gegendruck von 0,5 bar und einer Prüflötemperatur von 35°C und 60°C.....	65
Abbildung 5.11: Vergleich der normierten Einspritzmengenkennlinien der Methanolseite für 600 bar und 300 bar Einspritzdruck, 0,5 bar Leckage-Gegendruck, 35°C Prüflötemperatur gemessen mit unterschiedlichen Düsengeometrien: Düse 1, 2 und 3; Normierung analog Kapitel 5.1.1	67
Abbildung 5.12: Stromprofile, auf das theoretische Ratenmaximum normierte Einspritzraten und Injektorspeicherdruckverläufe von Düse 1, 2 und 3 für eine Bestromungsdauer von 1,2 ms und 2,5 ms jeweils gemessen mit 600 bar und 300 bar Einspritzdruck, 0,5 bar Leckage-Gegendruck und einer Prüflötemperatur von 35°C	69
Abbildung 5.13: Bestromungsprofil, normierte Einspritzrate, normierte Ratensteigung der Öffnungs- und Schließflanke und normierte Nadelhubgeschwindigkeit für drei Betriebspunkte bei 600 bar Einspritzdruck; blau: Bestromungsdauer (BD) = 1,2 ms, schwarz: Bestromungsdauer (BD) = 2,5 ms, rot: Bestromungsdauer (BD) = 3,0 ms	73
Abbildung 5.14: Nomenklatur zur Analyse der Düseninnenströmung	75
Abbildung 5.15: Stromlinien mit Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung, Ranbedingungen nach Tabelle 5.5.....	76
Abbildung 5.16: Dampfblasenanteil der Düseninnenströmung für verschiedene Nadelhübe, Eingangsdruck = 600 bar, Druck am Auslass = 100 bar, Fluid: Methanol	79
Abbildung 5.17: Volumenstrom pro Spritzloch für verschieden Nadelhübe während des Öffnungs- und Schließvorgangs sowie maximalem Nadelhub bei 600bar Einspritzdruck, 100 bar Auslassdruck, Fluid: Methanol	80
Abbildung 5.18: Nummerierung der Einzelstrahlen und Nadeln für die Auswertung der makroskopischen Strahlenden des flüssigen Strahlbildes.....	81
Abbildung 5.19: Strahlbilder einer Einspritzung mit der Referenzdüse (Düse 1, 3x4 - 80 l/min) bei einem Einspritzdruck von 600 bar und einer Bestromungsdauer von 3,0 ms, Fluid: Ethanol.....	82

Abbildung 5.20: Normierte Einspritzrate vom hydraulischen Druckanstiegsanalysator (Fluid: Prüflöl) und Eindringtiefe aller Flüssigstrahlen (Fluid: Ethanol) für die Referenzdüse bei einem Einspritzdruck von 600 bar und einer Bestromungsdauer von 3,0 ms.....	83
Abbildung 5.21: Eindringtiefe und Kegelwinkel der einzelnen Strahlen der Referenzdüse für einen Einspritzdruck von 600 bar und einer Bestromungsdauer von 3,0 ms, Fluid: Ethanol.....	84
Abbildung 5.22: Volumenstrom pro Loch für den gesamten Öffnungsvorgang und Geschwindigkeit in Form von Strömungslinien für 5 % und 14 % Nadelhub aus der 3D-CFD Simulation mit bewegter Nadel, 600 bar Eingangsdruck, 100 bar Druck am Auslass, Fluid: Methanol	85
Abbildung 5.23: Über alle Strahlen gemittelte Eindringtiefe, Kegelwinkel und Strahlspitzengeschwindigkeit für 600 bar, 450 bar und 300 bar Einspritzdruck für die gleiche Einspritzmenge der Referenzdüse, Fluid: Ethanol.....	87
Abbildung 5.24: Eindringtiefe der Strahlgruppen pro Nadel für verschiedene Einspritzdrücke und gleicher Einspritzmenge, Fluid: Ethanol	88
Abbildung 5.25: Strömungsgeschwindigkeit in Form von Stromlinien und Dampfblasenanteil für verschiedene Einspritzdrücke aus der 3D-CFD Simulation mit statischer Nadel, Fluid: Methanol.....	88
Abbildung 5.26: Druckabfall zwischen dem Einlass und dem Sackloch für verschiedene Einspritzdrücke aus der 3D-CFD Simulation mit statischer Nadel, Fluid: Methanol.....	89
Abbildung 5.27: Vergleich der Eindringtiefen und Kegelwinkel aller Strahlen für Ethanol und Diesel bei 600 bar und 300 bar Einspritzdruck, Versuchsobjekt: Düse 2 (3x3 – 80 l/min).....	91
Abbildung 5.28: Vergleich der Eindringtiefen und Kegelwinkel der Strahlen pro Nadel für Ethanol und Diesel, Versuchsobjekt: Düse 2 (3x3 – 80 l/min)	92
Abbildung 5.29: Kegelwinkel der Düse 1, 2 und 3 für einen Einspritzdruck von 600 bar und 300 bar für jeweils eine ähnliche Einspritzmenge, Fluid: Diesel	93
Abbildung 5.30: Eindringtiefen der Düsen 1, 2 und 3 für einen Einspritzdruck von 600 bar und 300 bar für jeweils eine ähnliche Einspritzmenge, Fluid: Diesel.....	96
Abbildung 5.31: Schema zur Erläuterung des Sol Offsets (engl.: Start of Injection).....	99
Abbildung 5.32: Normierte Heiz- und Summenheizverläufe sowie Einspritzdauern für verschiedene, energetische Methanolzumischraten für 320 kW, 480 kW und 544 kW, gefahren mit der Düse 4 (3x4 – 80 l/min – Höhenwinkel Methanoleinspritzlöcher < Höhenwinkel Dieseleinspritzlöcher).....	101
Abbildung 5.33: Umsatzpunkte (MFB, engl.: Mass Fraction Burned) und Brenndauern, normierter Wirkungsgrad, Temperatur nach Zylinder, maximaler Zylinderdruck und Indizes zur Bewertung der Verbrennungsstabilität über den energetischen Methanolanteil für verschiedene Lasten, 600 bar Methanoleinspritzdruck und 1000 bar Pilotdieseleinspritzdruck	102
Abbildung 5.34: Verbrennungsaufnahmen für Methanolzumischraten von 80 e% und 96 e% für eine Last von 320 kW, gemessen mit der Düse 4, 600 bar Methanol- und 1000 bar Dieseleinspritzdruck an der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer der FVTR GmbH.....	103

Abbildung 5.35: Normierte Rohemissionen: CO, NO _x , HC, MeOH, CH ₂ O und FSN für verschiedene MeOH-Anteile und unterschiedliche Lasten	105
Abbildung 5.36: Normierte Heiz- und Summenheizverläufe, Brenndauern, normierter Wirkungsgrad und normierter Methanolverbrauch für einen 480 kW Lastpunkt, gefahren mit den Düsen 1, 2 und 4 mit gleichem Ladedruck und gleichem Sol Offset, Normierung analog Kapitel 5.3.1	107
Abbildung 5.37: Normierte NO _x -, CO-, Formaldehyd- (CH ₂ O) und Methanolemissionen für einen 480 kW Lastpunkt, gefahren mit den Düsen 1, 2 und 4 mit gleichem Ladedruck und gleichem Sol Offset, Normierung analog Kapitel 5.3.1	108
Abbildung 5.38: Flüssigstrahlaufnahmen von der Hochdruck-Einspritzkammer bei Umgebungstemperatur und 25 bar Kammerdruck für die Düse 1 (3x4 – 80 l/min) und die Düse 2 (3x3 – 80 l/min), gemessen mit Diesel als Prüfmedium bei einem Einspritzdruck von 600 bar für die Methanolseite und 1000 bar für den Pilotdiesel	109
Abbildung 5.39: Normierte Druck- und Heizverläufe sowie Einspritzdauern, Zündverzug und normierter Druckanstiegsgradient für unterschiedliche Sol Offsets bei einer Last von 320 kW (Düse 1) und einer Last von 480 kW (Düse 2)	111
Abbildung 5.40: Brenndauern zwischen den einzelnen Umsatzpunkten (MFB, engl.: Mass Fraction Burned) und normierter Wirkungsgrad über den Sol Offset für verschiedene Lasten, 320 kW und 480 kW.....	112
Abbildung 5.41: Normierte Rohemissionen NO _x , CO, MeOH und CH ₂ O über den Sol Offset für verschiedene Lasten, 320 kW und 480 kW; Normierung erfolgt bis auf die Methanolemissionen auf die Werte des Diesellastpunkts aus Kapitel 5.3.1, die Methanolemissionen sind auf den Maximalwert der Versuchsreihe normiert.....	113
Abbildung 5.42: Verbrennungsaufnahmen von der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer der FVTR GmbH für verschiedene Einspritztimings bei einer Last von 320 kW, gemessen mit Düse 4, 600 bar Methanol- und 1000 bar Pilotdieseleinspritzdruck	114
Abbildung 5.43: Normierte Verbrennungsparameter und normierte Emissionen für verschiedene Lagen des 50 % Umsatzpunktes bei zwei Lasten: 320 kW gefahren mit Düse 1 und 480 kW gefahren mit Düse 2, 600 bar Methanoleinspritzdruck und 1000 bar Pilotdieseleinspritzdruck; Normierung analog Kapitel 5.3.1 und 5.3.3 (Druckanstiegsgradient).....	115
Abbildung 5.44: Normierte Verbrennungsparameter und normierte Emissionen für verschiedene Verbrennungsluftverhältnisse und zwei Lasten: 320 kW gefahren mit Düse 1 und 480 kW gefahren mit Düse 2, 600 bar Methanoleinspritzdruck und 1000 bar Pilotdieseleinspritzdruck; Normierung analog Kapitel 5.3.1, 5.3.2 (MeOH-Verbrauch) und 5.3.3 (Druckanstiegsgradient).....	117
Abbildung 5.45: Normierte Verbrennungsparameter und Emissionen für verschiedene Ladelufttemperaturen (600 bar Methanoleinspritzdruck) und Einspritzdrücke (50°C Ladelufttemperatur) für eine Last von 320 kW, Referenzdüse (Düse 1: 3x4 – 80 l/min); Normierung analog Kapitel 5.3.1, 5.3.2 (MeOH-Verbrauch) und 5.3.3 (Druckanstiegsgradient)	119

Abbildung 5.46: Normierter Druck- und Heizverläufe sowie ausgewählte normierte Emissionen für das diffuse und das vorgemischte Brennverfahren mit Methanol bei einer Last von 320 kW; Normierung erfolgt auf die Werte des Diesellastpunktes aus Kapitel 5.3.1 122

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Dichte, dynamische Viskosität und Oberflächenspannung von EN590 Diesel und Methanol [8, 14, 39–43].....	14
Tabelle 3.2: Einflussgrößen auf die makroskopischen Strahlgrößen Eindringtiefe und Kegelwinkel nach den Übersichten der empirischen Modelle in [19, 34, 46].....	17
Tabelle 3.3: Spezifische NOx-Grenzwerte der IMO Tier Richtlinien nach [57, 65].....	29
Tabelle 3.4: IMO Grenzwertvorgaben zu SOx- und Partikelemissionen nach [66].....	29
Tabelle 3.5: Ausgewählte physikalische und chemische Eigenschaften von Methanol und EN590 Diesel [8, 14, 39–43].....	32
Tabelle 4.1: Untersuchte Düsengeometrien des Mehrkraftstoff-Common-Rail Injektors	39
Tabelle 4.2: Betriebsparameter der optischen Einspritzkammer nach [82].....	47
Tabelle 4.3: Technische Daten des Einzylinderforschungsmotors.....	51
Tabelle 4.4: Technische Daten zum Einspritzsystem für den Schweröl- und DMA-Betrieb	52
Tabelle 4.5: Technische Daten zum Einspritzsystem für den Methanol-DMA-DF-Betrieb	52
Tabelle 5.1: Parameterspezifikation der untersuchten Düsen am hydraulischen Druckanstiegsanalysator	55
Tabelle 5.2: Druckrandbedingungen und Prüfmedium für die hydraulische Vermessung des Mehrkraftstoff-injektors	56
Tabelle 5.3: Vergleich von der Dichte und der kinematischen Viskosität zwischen Methanol und dem am HDA verwendeten Prüföl nach der ISO-Norm 4113 nach [14, 39, 88]	64
Tabelle 5.4: Nadelhübe in % vom maximalen Nadelhub für den Öffnungs- und Schließvorgang.....	75
Tabelle 5.5: Randbedingungen der 3D-CFD Simulation der Düseninnenströmung für die grundlegende Charakterisierung der Düseninnenströmung.....	75
Tabelle 5.6: Randbedingungen der optischen Untersuchungen an der Hochdruck-Einspritzkammer bei Umgebungstemperatur für die grundlegende Charakterisierung der makroskopischen Strahlenden.....	81
Tabelle 5.7: Gruppierung der einzelnen Strahlen für die 3x4 und 3x3 Düsengeometrie.....	82
Tabelle 5.8: Gemittelte Strömungsgeschwindigkeit am Austritt des inneren und äußeren Spritzlochs für den Zustand mit maximalem Nadelhub, 600 bar Eingangsdruck, 100 bar Auslassdruck, 3D-CFD Simulation mit statischer Nadel und Methanol als Fluid.....	85
Tabelle 5.9: Ausgewählte physikalische und chemische Stoffdaten von Methanol, Ethanol und Diesel nach [8, 39, 42, 103, 104].....	90
Tabelle 5.10: Düsengeometrien für die Untersuchung deren Einflusses auf die Düseninnenströmung und die makroskopischen Strahlenden des Flüssigsprays.....	93
Tabelle 5.11: Verhältnis der Spritzlochlänge zum Spritzlochdurchmesser der Düsen 1, 2 und 3	94

Tabelle 5.12: Lochdurchmesser und gemittelte Ergebnisse der 3D-CFD Simulation mit statischer Nadel und maximalem Hub: Wirbelzahl, Strömungsgeschwindigkeit am Auslass, Sacklochdruck und Dampfblasenvolumen, 600 bar Eingangsdruck, 100 bar am Auslass, Fluid: Methanol und Querschnittsfläche aller Spritzlöcher unter der Annahme einer idealen Kreisfläche.....	94
Tabelle 5.13: Einspritzdrücke zur Variation des energetischen Methanolanteils gefahren mit der Düse 4 (3x4 – 80 l/min – Höhenwinkel Methanoleinspritzlöcher < Höhenwinkel Dieseleinspritzlöcher)	100
Tabelle 5.14: Am 32/44-Einzylinderforschungsmotor untersuchte Düsengeometrien.....	106
Tabelle 5.15: Normierte Einspritzmengen und einfache Standardabweichung der Dieselseite für eine Bestromungsdauer von 0,4 ms bei einem Einspritzdruck von 1000 bar für die Düse 1 und die Düse 2	109
Tabelle 5.16: Last, Düsen und Einspritzdrücke für die Variation des Sol Offsets	110

Abkürzungsverzeichnis

Variable	Bedeutung
BD	Bestromungsdauer
BDF	Backward Differentiation Formula
CCS	Carbon Capture and Storage
CFD	Computational Fluid Dynamics
CR	Common-Rail
DF	Dual-Fuel
ECA	Emission Control Area
EPA	Environmental Protection Agency
EU	Europäische Union
FSN	Filter Smoke Number
FTIR	Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer
GDI	Gasoline Direct Injection
GWP100	Global Warming Potential über 100 Jahre
HD	Hochdruck
HDA	Hydraulischer Druckanstiegsanalysator
HPDI	High Pressure Direct Injection
IMO	International Maritime Organization
IP	Intellectual Property
k-Faktor	Konizitätsfaktor
KW	Kurbelwinkel
LNG	Liquefied Natural Gas
MeOH	Methanol
MFB	Mass Fraction Burned
ND	Niederdruck
OT	Oberer Totpunkt
PAK	Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PFI	Port Fuel Injection
SCR	Selective Catalytic Reduction
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations

SMD	Sauter Mean Diameter
SNG	Synthetic Natural Gas
Sol	Start of Injection
TA Luft	Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft
URANS	Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes
ZOT	Zünd-OT

Formelverzeichnis

Chemische Verbindungen

Variable	Bedeutung
C	Kohlenstoffatom
C ₂ H ₅ OH	Ethanol
CH	Methingruppe
CH ₂	Methylengruppe
CH ₂ O	Formaldehyd
CH ₂ OH	Hydroxymethylgruppe
CH ₃	Methylgruppe
CH ₃ O	Methoxygruppe
CH ₃ OH	Methanol
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
H	Wasserstoffatom
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoffe
HCN	Blausäure
HCO	Wasserstoff-Kohlenstoff-Sauerstoff Verbindung
HO ₂	Hydroxylradikal
M	Stoßpartner
N	Stickstoffatom
N ₂	Stickstoff
N ₂ O	Lachgas
NCN	Stickstoff-Kohlenstoff-Stickstoff Verbindung
NH ₃	Ammoniak
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
O	Sauerstoffatom

O ₂	Sauerstoff
OH	Hydroxylradikal
R1-CH ₂	Radikal-Methylengruppe
SO _x	Schwefeloxide

Dimensionslose Kennzahlen

Variable	Bedeutung
Oh	Ohnesorge-Zahl
Re	Reynolds-Zahl
We	Weberzahl
We _{Gas}	Gasweberzahl
Z**	Dimensionslose Kennzahl zur Beschreibung des Fluid- und Umgebungsstoffdateneinflusses auf den Strahlzerfall

Griechische Symbole

Variable	Bedeutung
α	Volumetrischer Anteil der Gasphase
$\alpha_l V$	Flüssigvolumen
ε	Turbulente Dissipation
η_{Fluid}	Dynamische Fluidviskosität
η_{Gas}	Dynamische Gasviskosität
λ	Verbrennungsluftverhältnis
μ	Durchflussbeiwert
μ	Dynamische Viskosität
μ_m	Variable Viskosität
φ	Kurbelwinkel
$\varphi_{dynamisch}$	Dynamischer Höhenwinkel
φ_{geo}	Geometrischer Höhenwinkel
ρ	Dichte
ρ_{Fluid}	Fluiddichte
ρ_{Gas}	Gasdichte

ρ_m	Variable Dichte
σ	Einfache Standardabweichung
σ_{Fluid}	Fluid-Oberflächenspannung
τ_1	Erste Phase des Zündverzugs
τ_2	Zweite Phase des Zündverzugs
τ_3	Dritte Phase des Zündverzugs
τ_{ij}	Spannungstensor
τ_V	Gesamt-Zündverzug
θ	Kegelwinkel

Lateinische Symbole

Variable	Bedeutung
A	Oberfläche / Fläche
A_{SPL}	Spritzlochfläche
A	Frequenzfaktor
b	Breite
c	Ultraschallgeschwindigkeit
d	Durchmesser
d_{aus}	Austrittsdurchmesser
d_{ein}	Eintrittsdurchmesser
d_i	Einzeltropfendurchmesser
d_{SPL}	Spritzlochdurchmesser
$d_{Tropfen}$	Tropfendurchmesser
$\frac{dm}{dt} / \frac{dm_K}{d\varphi}$	Einspritzrate
$\frac{dq_B}{d\varphi}$	Brennverlauf
E	Aktivierungsenergie
h	Höhe
k	Kinetische Energie
k	Konizitätsfaktor
l	Länge

l_{SPL}	Spritzlochlänge
\dot{m}_{Fluid}	Fluidmassenstrom
\dot{m}_{Luft}	Luftmassenstrom
N	Keimanzahl
n_0	Keimanzahl pro flüssigem Volumen
n_N	Nenndrehzahl
p	Druck
$p_{Einspritzung}$	Einspritzdruck
p_{Gegen}	Gegendruck
p_{Rail}	Raildruck
p_{sat}	Sättigungsdampfdruck
Q_{hyd}	Hydraulischer Durchfluss bei 100 bar Differenzdruck
R	Gaskonstante
R	Hydraulischer Radius
R	Keimradius
S	Mittlerer Dehnungsratentensor
\dot{S}_l	Bildungsrate der Flüssigphase
\dot{S}_v	Bildungsrate der Dampfphase
T	Temperatur
t	Zeitvariable
$T_{flüssiger Kraftstoff}$	Temperatur des flüssigen Kraftstoffs
u	Geschwindigkeit
\vec{U}	Geschwindigkeitsvektor
$\overline{u'_j u'_i}$	Reynolds-Spannungen
V	Volumen
$\left(\frac{V}{A}\right)_m$	Mittleres Verhältnis aus Volumen zu Oberfläche
$\left(\frac{V}{A}\right)_{Spray}$	Verhältnis aus Volumen zu Oberfläche eines Gesamtsprays
V_b	Blasenvolumen
v_r	Geschwindigkeit des Blasenwachstums
$v_{Benoulli}$	Geschwindigkeit nach Bernoulli

V_{Fluid}	Fluidgeschwindigkeit
V_{Relativ}	Relativgeschwindigkeit
x	Ortsvariable
Y	Fluidkonzentration

1. Einleitung

Im Kontext des maritimen Energiewandels spielt die Reduktion der Treibhausgasemissionen eine bedeutende Rolle. Die *International Maritime Organization* (IMO) ist die Sonderorganisation der Vereinten Nationen und verantwortlich für die Sicherheit der Schifffahrt und die Reduktion vom Schifffahrtssektor ausgestoßener Schadstoffe. Ihre Strategie zur Reduktion der Treibhausgasemissionen sieht eine Senkung der Kohlenstoffdioxid- (CO₂-) -emissionen pro Transport, gemittelt über die internationale Schifffahrt von mindestens 40 % bis 2030 vor. Des Weiteren sollen bis 2030 bis zu 20 % der well-to-wake Treibhausgasemissionen reduziert werden. Bis 2040 soll die Reduktion von bis zu 70 % der well-to-wake Treibhausgasemissionen erfolgen. Die Werte werden mit dem Schadstoffausstoß aus dem Jahr 2008 verglichen. Weiter sieht die Strategie eine Reduktion der Gesamtreibhausgasemissionen der internationalen Schifffahrt von bis zu 100 % bis 2050 vor. Ebenfalls verglichen mit den Werten aus 2008 (Abbildung 1.1). [1, 2]

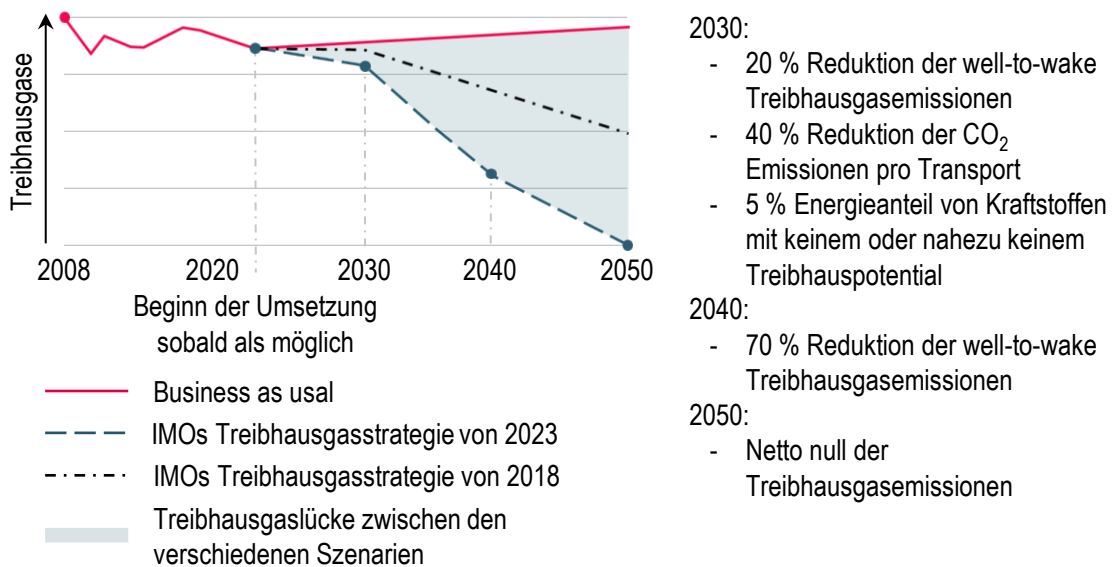


Abbildung 1.1: Treibhausgasreduktionsziele nach der Treibhausgasstrategie der *International Maritime Organization* (IMO) nach [2]

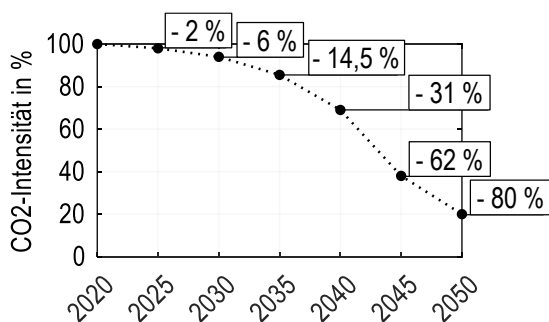


Abbildung 1.2: CO₂-Reduktionsziel für die Schifffahrt aus der *FuelEU Maritime Initiative* im Rahmen des *Fit for 55* Pakets nach [3]

Neben der Emissionsstrategie der IMO hat die Europäische Union das *Fit for 55* Paket definiert. Das Ziel ist die Netto-Treibhausgasemissionen um mindestens 55 % bis 2030 gegenüber 1990 zu reduzieren und 2050 klimaneutral zu sein [3, 4]. Im Hinblick auf die vom Schifffahrtssektor ausgestoßenen Schadstoffe ist über die *FuelEU Maritime Initiative* eine schrittweise Reduktion von bis zu 80 % der CO₂-Emissionen bis 2050 als Ziel vorgesehen (Abbildung 1.2). Dies soll über die Förderung von zukunftsfähigen, umweltfreundlichen Energieträgern für die Schifffahrt unterstützt werden [3, 4].

Mit den von der IMO und der EU definierten Strategien soll das Ziel des Pariser Klimaabkommens erreicht werden, die globale Erderwärmung auf 1,5°C gegenüber der vorindustriellen Zeit zu beschränken. Um die gesetzten Ziele erreichen

zu können, sind neue Energieträger erforderlich. Im Straßenverkehrssektor nimmt die Anwendung von elektrischen Antrieben zu. Für den Luft- und Schifffahrtssektor ist die alleinige Implementierung von Elektroantrieben aufgrund der zurückzulegenden Distanzen in den meisten Fällen nicht möglich. Kraftstoffe mit hoher Energiedichte sind demnach von signifikanter Bedeutung. Der Großteil der weltweiten Schifffahrtsflotte, etwa 99,5 % [5], wird mit konventionellen Kraftstoffen, wie Schweröl, Marinegas oder Marinediesel, angetrieben. Die Umrüstung der Motoren auf zukunftsfähige Kraftstoffe mit geringerem Ausstoß von Treibhausgasen ist daher unumgänglich. Der Wandel hat bereits begonnen. Es werden schon heute Schiffe mit Motoren bestellt und gebaut, die entweder mit zukunftsfähigen Kraftstoffen betrieben oder mit überschaubarem Aufwand für den Betrieb mit kohlenstoffarmen Kraftstoffen umgerüstet werden können.

Als zukunftsfähige Kraftstoffe für Großmotoren werden SNG (engl.: Synthetic Natural Gas), Ammoniak, Methanol und Wasserstoff diskutiert. Wasserstoff wird dabei hauptsächlich für die Anwendung im Stationärbereich betrachtet. Grünes SNG kann der bestehenden LNG (engl.: Liquefied Natural Gas) Infrastruktur beigemischt werden und der Einsatz ist bereits erfolgreich demonstriert worden [6]. Ammoniak wird als Langzeitalternative angesehen, wohingegen Methanol als kurz-, mittel- und langfristige Kraftstoffalternative zu Schweröl und Schiffsdiesel gilt. Bei allen Alternativen ist es essentiell, dass die Herstellung klimaneutral erfolgt. Eine Herstellung auf Basis von Erdgas oder Erdöl kann die Well-to-Wake Emissionen im Vergleich zu Schweröl erhöhen [5]. Da sich die Grenzwerte der IMO auf die Well-to-Wake Schadstoffe beziehen, ist die Verwendung von grünen Kraftstoffen, hergestellt auf Basis von Biomasse oder erneuerbarer Elektrizität, zur Einhaltung der Limitierungen unumgänglich. Dennoch ist anzumerken, dass nach heutigem Stand nicht genug grüne Kraftstoffe vorhanden sind. Der Einsatz von grauen oder braunen Kraftstoffalternativen, hergestellt aus Erdgas oder Erdöl, ist daher als Übergangslösung zu sehen bis die Kapazitäten der klimaneutralen Produktion ausreichend sind.

Alle Alternativen haben sowohl Vorteile als auch Herausforderungen. Hinsichtlich der Lagerung ist Methanol hervorzuheben, da es flüssig bei Umgebungsbedingungen ist. Die gasförmigen Kraftstoffe, SNG, Ammoniak und Wasserstoff müssen in Druck- oder Cryotanks verflüssigt werden. Zusätzliche Energie für die Verflüssigung ist entsprechend notwendig. Ein weiterer Vorteil von Methanol ist die geringe Toxizität für Wasserorganismen. Um 50 % der Population innerhalb von 96 Stunden zu töten sind 15.400 mg/l erforderlich. Im Vergleich dazu reichen bereits 21 mg/l Diesel aus. Zusätzlich ist Methanol gut mischbar mit und lösbar in Wasser. Das Risiko der Umweltverschmutzung bei einer Leckage ins Meerwasser ist im Vergleich zu fossilen Kraftstoffen deutlich verringert. Demgegenüber ist sowohl Ammoniak als auch Methanol hochgiftig für Menschen. Der Kontakt mit nur geringen Mengen kann zu Nervenschäden und weiter bis zum Tod führen. [5, 7–9]

Methanol (CH_3OH) ist der einfachste Alkohol und bindet nur ein Kohlenstoffatom. Bei der reinen Methanolverbrennung entsteht kein Ruß. Neben den bekannten Diesemissionen, Stickoxide (NO_x), Kohlenstoffmonoxide (CO), Kohlenstoffdioxide (CO_2) und unverbrannte Kohlenwasserstoffe, können bei der Anwendung von Methanol auch unverbranntes Methanol und eine nennenswerte Konzentration an Formaldehyd entstehen. Für beide Stoffe gibt es derzeit im Marinbereich keine Grenzwerte, allerdings ist der Ausstoß aufgrund der toxischen Wirkungen auf den Menschen so gering wie möglich zu halten. Ammoniak (NH_3) und Wasserstoff (H_2) binden dagegen kein Kohlenstoffatom, daher werden bei der reinen Verbrennung der beiden Stoffe keine kohlenstoffhaltigen Moleküle ausgestoßen. Die Emission von Kohlenstoffdioxid wird somit gegenüber fossilen Kraftstoffen signifikant reduziert. Bei Ammoniak entsteht allerdings Lachgas, welches ein Treibhauspotential GWP100 (engl.: Global Warming Potential über 100 Jahre) von 265 hat [10]. Ebenso gilt Wasserstoff als indirektes Treibhausgas, da es zur Bildung des Ozonlochs beiträgt [5, 11]. Der GWP100 von Wasserstoff wird nach aktuellem Kenntnisstand auf 11 ± 5 eingestuft [12, 13]. Somit wird bei der Verwendung von Ammoniak und Wasserstoff statt Kohlenstoffdioxid (CO_2) ein anderes Treibhausgas mit höherem Einfluss auf die Umwelt im Vergleich zu CO_2 ausgestoßen. Entsprechende Abgasnachbehandlungssysteme können hier Abhilfe schaffen. Zu den jeweiligen

Brennverfahren, Potentialen und Herausforderungen von Ammoniak und Wasserstoff als mögliche Kraftstoffalternative in der Schifffahrt wird bereits ausgiebig geforscht.

In dieser Arbeit wird Methanol als potentieller zukunftsfähiger Kraftstoff für mittelschnelllaufende Großmotoren untersucht. Neben den bisher genannten Vorteilen und Herausforderungen von Methanol gibt es weitere zu nennende Eigenschaften des Alkohols. Methanol hat im Vergleich zu Diesel eine sehr hohe Verdampfungsenthalpie. Die Verdunstung des Alkohols kühlt demnach die Umgebungsluft stark ab. Die thermische NO_x-Bildung kann dadurch signifikant reduziert werden. Aufgrund des geringen Energieinhalts von Methanol ist für die Darstellung der gleichen Leistung im Vergleich zum Dieselmotor eine 2,14-fach höhere Menge an Kraftstoffvolumen erforderlich [14]. Das führt zu Herausforderungen für die Hochdruckdirekteinspritzung, die für den dieselmotorischen Verbrennungsprozess verwendet wird. Für Viertaktmotoren ist zudem das Einspritzfenster aufgrund des Funktionsprinzips begrenzt. Höhere Einspritzdrücke oder größere Volumenströme sind erforderlich, um das Methanol in der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit einzuspritzen. Weiter definiert sich der Dieselmotor über seine hohe Cetanzahl und der damit verbundenen Fähigkeit zur Selbstzündung. Demgegenüber hat Methanol eine sehr geringe Cetanzahl, wodurch eine Zündquelle erforderlich ist. Im maritimen Sektor wird aus Sicherheitsaspekten eine Kraftstoffredundanz gefordert. Aus diesem Grund wird anstelle von einer Zündkerze über das Dieseleinspritzsystem eine kleine Menge Pilotdiesel als Zündquelle für das Methanol eingespritzt.

Im vorliegenden Forschungsvorhaben ist das diffusive Brennverfahren für Methanol an einem 32/44 MAN Einzylinderforschungsmotor untersucht worden. Zum Einsatz kommt ein speziell für die Methanol-Hochdruckdirekteinspritzung entwickelter Prototypinjektor, der sowohl Methanol als auch Diesel einspritzen und in zwei Modi, dem Methanol-Dual-Fuel- und dem reinen Dieselmotor, betrieben werden kann. Es werden die Potentiale und Herausforderungen von der diffusiven Methanolverbrennung in einem nicht für Methanol angepassten Dieselmotor aufgezeigt. Des Weiteren werden die Restriktionen und Chancen der Hochdruck-Einspritztechnik für Methanol dargelegt. Der neuartige Injektor wird hierfür hydraulisch vermessen, die Düseninnenströmung über eine 3D-CFD Simulation berechnet und das Strahlbild sowie die Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung mittels optischen Messungen charakterisiert. Die einzelnen Ergebnisse werden kombiniert und diskutiert, um den Zusammenhang zwischen Einspritztechnik und Brennverfahren sowie die nötigen Modifikationen für die Anwendung von Methanol als zukunftsfähigen Kraftstoff für maritime Anwendungen aufzuzeigen.

2. Motivation und Ziele

Die Umsetzung des Wandels von maritimen Energieträgern weg von fossilen Kraftstoffen hin zu kohlenstoffarmen oder kohlenstofffreien Kraftstoffen fordert neue Technologien für die Hochdruckeinspritztechnik und das diffusive Brennverfahren. Die Stoffdaten der Kraftstoffalternativen unterscheiden sich zu den Eigenschaften des Diesels. Hinzu kommen die strengen Sicherheitsanforderungen aufgrund der hohen Toxizität der Kraftstoffe. Nachdem die meisten Großmotoren im dieselmotorischen Prozess arbeiten, wird das Zusammenspiel aus Einspritzung und Verbrennung aufgrund der neuen Herausforderungen noch wichtiger. Im Fokus steht insbesondere die Funktionsweise eines hochdruckdirekteinspritzenden Injektors, der für das diffusive Brennverfahren erforderlich ist. Dessen hydraulisches Verhalten in Kombination mit der Düsengeometrie definieren die Düseninnenströmung, das Strahlbild, den Strahlaufbruch und damit die Gemischbildung.

Ein speziell für die Methanol-Hochdruckdirekteinspritzung entwickelter Injektor der Firma Woodward L'Orange GmbH wird in dieser Arbeit charakterisiert. Die Randbedingungen für die Entwicklung des Injektors war die Gewährleistung eines symmetrischen Strahlbilds trotz der großen erforderlichen Einspritzmengen, die Gewährleistung eines einfachen Einbaus in einen bestehenden Zylinderkopf und des Betriebs in zwei verschiedenen Modi, dem reinen Dieselbetrieb und dem Methanol-Dual-Fuel-Betrieb. Aufgrund des geringeren Heizwerts von Methanol im Vergleich zu Diesel ist der Injektor mit einem höheren hydraulischen Durchfluss für Methanol ausgelegt worden. Die Einspritzdrücke können dadurch bei gleichzeitiger Einhaltung des zeitlichen Einspritzfensters eines Viertaktmotors gesenkt und die erforderlichen Kraftstoffmengen bereitgestellt werden. Einer Erhöhung des Einspritzdrucks im Vergleich zur Dieseleinspritzung und einer höheren mechanischen Belastung des Kraftstoffsystems wird damit entgegengewirkt. Der Durchmesser der Düse und des Injektorkörpers ist ähnlich zu einem Dieselinjektor für die gleiche Motorbaugröße, wodurch lediglich die Adaption der Wasserhülse im Zylinderkopf erfolgt. Das symmetrische Strahlbild wird durch eine zentrale Dieselnadel, die von drei weiteren Methanolnadeln umgeben ist, erreicht. Die Anzahl der Einspritznadeln und die hohen Kraftstoffmengen sind neu für die Hochdruckdirekteinspritzung im Großmotorenbereich.

Die hydraulische Charakterisierung des 4-Nadelinjektors erfolgt an einem hydraulischen Druckanstiegsanalysator. Die Einspritzmengenkennlinien, die Einspritzraten und die Raildruckverläufe von unterschiedlichen Betriebspunkten werden analysiert. Ein für Common-Rail Magnetventilinjektoren befähigter Prüfstand ist für diese Untersuchungen adaptiert worden. Für die Detailanalyse der Strömungs- und Druckverhältnisse in der Düse sind numerische 3D-CFD Simulationen der Düseninnenströmung erfolgt. Neben Berechnungen mit statischem Nadelhub, dienen Berechnungen mit bewegter Nadel der Bewertung der Strömungsbildung und des Strömungsabrisses während der Öffnungs- und der Schließphase. Die Nadelhubkurve wird als Eingangsgröße verwendet. Die Düseninnenströmung kann dadurch für alle Nadelhübe grundlegend charakterisiert werden. Der Einfluss der unterschiedlichen Stoffdaten von Methanol und Diesel auf die Nadelbewegung ist durch die Vorgabe des Nadelhubs nicht möglich. Die Grundcharakterisierung der Strömungsfelder in Abhängigkeit des Kraftstoffs kann dennoch erfolgen. Zur Analyse des Strahlbilds resultierend aus dem Methanolpfad des 4-Nadelinjektors wird die Hochdruckerzeugung einer bestehenden Hochdruck-Einspritzkammer angepasst und zusätzlich für den Betrieb mit Ethanol ertüchtigt. Über optische Untersuchungen des Flüssigsprays unter Verwendung der Mie-Streulichtmesstechnik werden die makroskopischen Strahldaten des Methanolsprays bewertet. Die Implementierung von Methanol am hydraulischen Druckanstiegsanalysator und an der Hochdruck-Einspritzkammer ist aufgrund der hohen Sicherheitsanforderungen nicht möglich gewesen. Um dennoch einen grundlegenden Einfluss der Stoffdaten bewerten zu können, ist für die Hydraulikuntersuchungen das verwendete Prüföl erhitzt worden und für die optischen Untersuchungen neben Diesel auch Ethanol zum Einsatz gekommen. Für die Bewertung der diffusiven Methanolverbrennung ist in Kooperation mit der FVTR GmbH eine Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer für den Methanol-Dual-Fuel-Betrieb adaptiert worden. Mittels der Mie-Schlieren-Messtechnik ist die diffusive Methanolverbrennung untersucht worden. Weiter sind motorische Versuche in Zusammenarbeit mit der WTZ Roßlau gGmbH erfolgt und an einem, nicht

für Methanol modifizierten, 32/44-Einzylinderforschungsmotor durchgeführt worden. Neben der grundlegenden Analyse des Strahlbilds, der Düseninnenströmung, der hydraulischen Funktionsweise und der diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung wird der Einfluss des Einspritzdrucks und unterschiedlicher Düsengeometrien bewertet.

Die übergeordneten Ziele des Forschungsvorhabens sind die grundlegende Bewertung des neuartigen Injektorkonzepts für die Methanol-Hochdruckdirekteinspritzung und des diffusiven Brennverfahrens mit Methanol sowie die entstehenden Emissionen. Durch zusätzliche Variationen des Einspritzdrucks, der Düsengeometrie und unterschiedlicher Brennverfahrensparameter werden erforderliche Maßnahmen und Randbedingungen für das Injektordesign sowie die Düsengeometrien abgeleitet, um eine effiziente Verbrennung von Methanol realisieren zu können. Durch die Kombination der einzelnen Ergebnisse entsteht ein Gesamtbild für das Zusammenspiel aus Hochdruckdirekteinspritzung und diffusivem Brennverfahren. Die Potentiale und Herausforderungen von Methanol als alternativer Kraftstoff für den dieselmotorischen Prozess in Zusammenhang mit der Einspritztechnik für maritime Anwendungen werden herausgearbeitet.

3. Stand der Technik

In dieser Arbeit wird ein Hochdruckinjektor zur Direkteinspritzung von Methanol sowie das diffusive Brennverfahren mit Methanol analysiert. Nachfolgend sind die Prozesse und Wechselwirkungen der Flammenfrontverbrennung sowie die Charakteristika der Hochdruckdirekteinspritzung aufgeführt. Weiter wird ein Überblick über den zukunftsfähigen Brennstoff Methanol, die Emissionsgebung im Marinebereich und die Einspritztechnik für Großmotoren gegeben.

In Abbildung 3.1 ist eine Übersicht über die einzelnen Vorgänge und Zusammenhänge zwischen dem Einspritzsystem und dem Motor, sowie der anschließenden Verbrennung gezeigt. Es wird zu Beginn zwischen dem Kraftstoff- und dem Luftpfad in Kombination mit der Brennraumgeometrie unterschieden. Der Kraftstoffpfad beinhaltet alle mit der Einspritzung verbundenen Prozesse, sowie den folgenden Strahlerfall. Der Luftpfad und die Brennraumgeometrie berücksichtigen alle mit der Strömungsbewegung gekoppelten Prozesse und Wechselwirkungen.

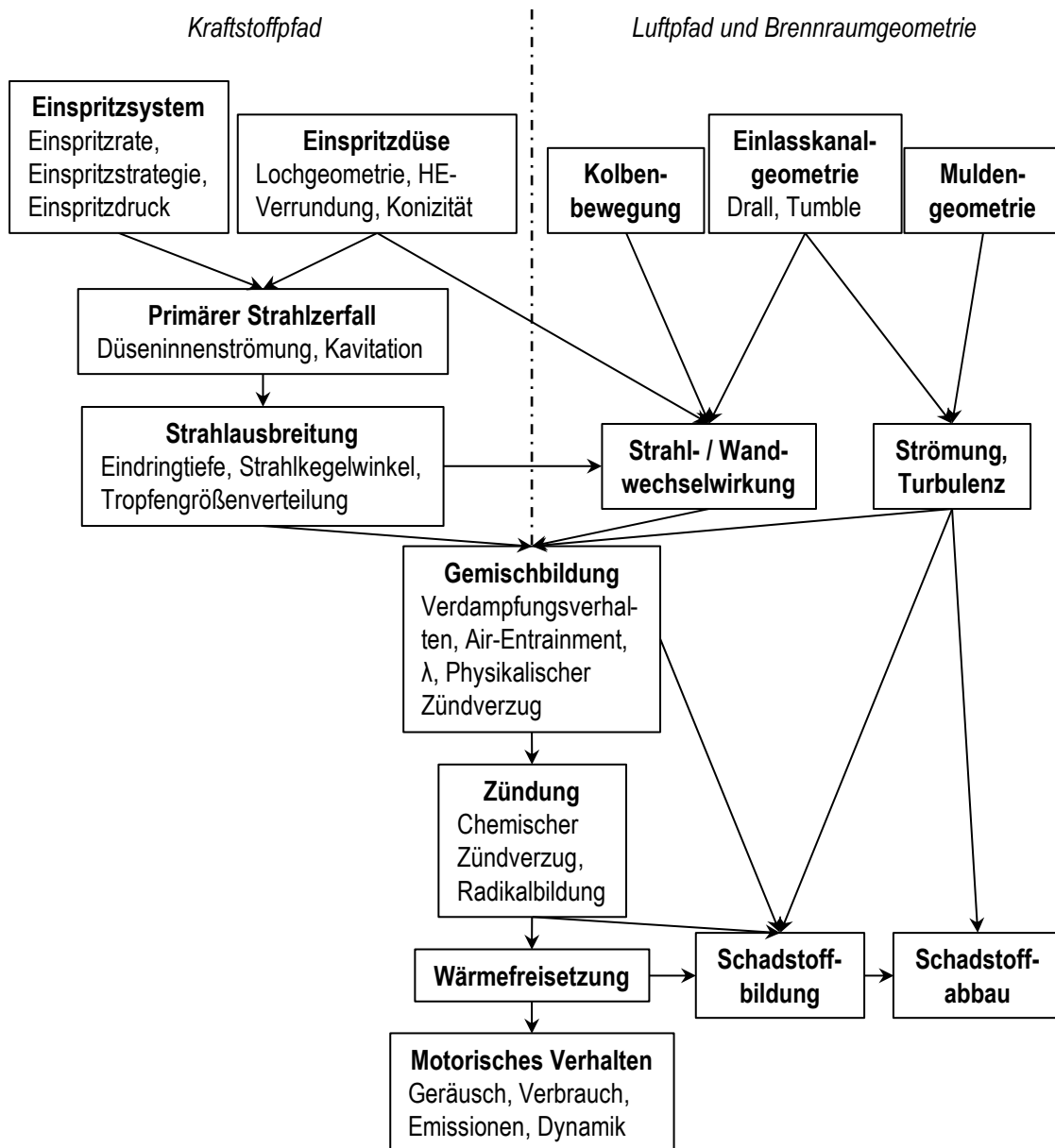


Abbildung 3.1: Prozesse und Wechselwirkungen in einem Motor mit diffusiven Brennverfahren nach [15]

Über die Gemischbildung werden die zunächst getrennt betrachteten Bereiche, der Kraftstoff- und der Luftpfad in Kombination mit der Brennraumgeometrie, zusammengeführt. Es folgt die Zündung mit anschließender Wärmefreisetzung. Die Bildung und der Abbau von Emissionen sowie das motorische Verhalten bilden den Abschluss. Nachfolgend wird auf die fünf grundlegenden Prozesse detailliert eingegangen [15]:

- die Einspritzung,
- die Gemischbildung,
- die Zündung,
- die Verbrennung und
- die Emissionsbildung.

3.1. Einspritzung und Gemischbildung

Einige moderne, mittelschnelllaufende Schiffsdieselmotoren sind mit einem Common-Rail Einspritzsystem zur Hochdruckdirekteinjektion des Kraftstoffes ausgestattet. Das Einspritzsystem fördert den erforderlichen Brennstoff bis in den Brennraum und ist somit maßgeblich für die Performance eines Verbrennungsmotors verantwortlich. Im Hinblick auf Dieselmotoren spielt das Einspritzsystem aufgrund der Qualitätsregelung eine entscheidende Rolle für einen geringen Kraftstoffverbrauch, geringe Abgasemissionen, eine hohe Laufruhe sowie das Erreichen der gewünschten Motorleistung. Die Haupteinflussgrößen auf die Einspritzung und die Gemischbildung sind in Abbildung 3.2 zu sehen.

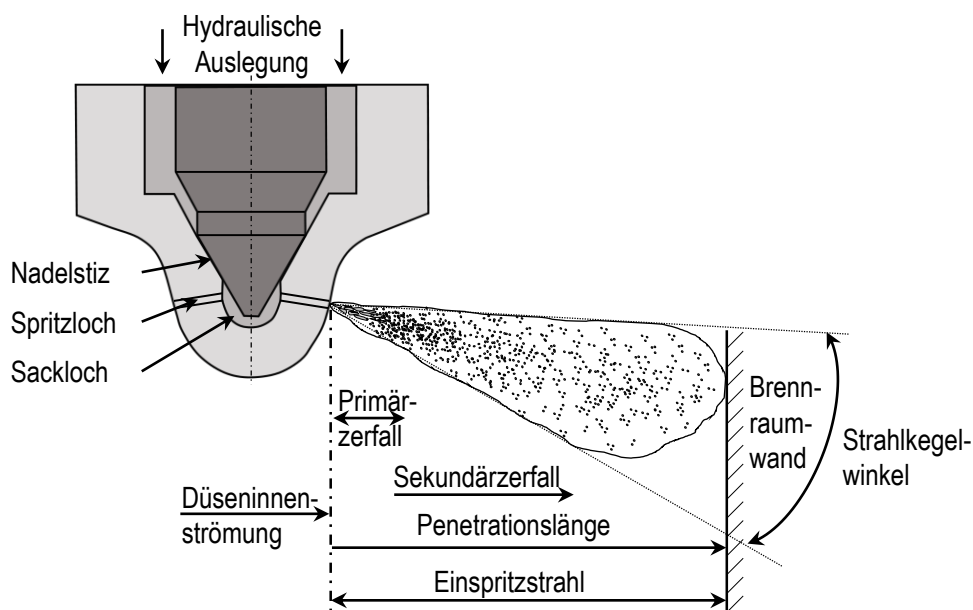


Abbildung 3.2: Schema des dieselmotorischen Einspritzstrahls, dessen Einflussgrößen und Charakteristika nach [16, 17]

Das hydraulische Verhalten des Einspritzsystems, im Speziellen des Hochdruckinjektors, ist die erste Haupteinflussgröße auf die Einspritzung und Gemischbildung. Basierend auf der hydraulischen Auslegung in Kombination mit der Düsengeometrie resultiert die Düseninnenströmung. Sie beschreibt die Fluidströmung an den beiden Drosselstellen (Nadelstiz und Spritzlöcher), die Sacklochströmung sowie die Dampfblasenbildung in der Einspritzdüse. Der Düseninnenströmung folgt der düsennahe Primär- und der düsenferne Sekundärstrahlzerfall. Die Verdunstung des Kraftstoffes und die damit verbundene Gemischbildung sind die weiterführenden Prozesse. Der Einspritzstrahl kann über die makroskopischen Strahldaten, die Eindringtiefe und den Strahlkegelwinkel, charakterisiert werden. [16]

3.1.1. Hydraulisches Verhalten des Einspritzsystems

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse basieren auf Untersuchungen mit einem Zweikreis-Magnetventilinjektor. Die hydraulische Charakterisierung eines solchen erfolgt durch die Bewertung des Druckverlaufs im Injektorspeicher und der Einspritzrate in Abhängigkeit von verschiedenen Lastpunkten. Die Einspritzrate beschreibt die eingebrachte Einspritzmenge pro Zeiteinheit und ist abhängig vom Nadelhub, dem Einspritzdruck und dem resultierenden Sacklochdruck. Letzterer wird dominiert durch den Nadelhub und der Spritzlocheintrittsfläche [16]. Die Daten können sowohl über eine numerische, eindimensionale Simulation als auch experimentell ermittelt werden. Es ist zu beachten, dass die numerische Berechnung der hydraulischen Daten der Erstaulegung im Injektor- und Düsendesignprozess dient.

Um den Wirkungsgrad einer Einspritzdüse zu bestimmen, wird der Durchflussbeiwert μ nach Gleichung (3.1) herangezogen. Dieser beschreibt das Verhältnis aus dem gemessenen Düsendurchfluss Q_{hyd} zur theoretischen Strömungsgeschwindigkeit nach Bernoulli $v_{Bernoulli}$ bezogen auf die geometrische Strömungsfläche am Düsenlochaustritt A_{SPL} . Für die Strömungsgeschwindigkeit werden die vorherrschenden Drücke, der Einspritz- $p_{Einspritzung}$ und der Gegen- p_{Gegen} mit der Fluidichte ρ_{Fluid} ins Verhältnis gesetzt.

$$\mu = \frac{Q_{hyd}}{A_{SPL} \cdot v_{Bernoulli}} = \frac{Q_{hyd}}{A_{SPL} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Einspritzung} - p_{Gegen})}{\rho_{Fluid}}}} \quad (3.1)$$

Die Messung von Q_{hyd} findet standardisiert bei einem Differenzdruck von 100 bar zwischen Strömungsein- und Strömungsausstritt der Düse über eine Dauer von 30 Sekunden statt. Das Prüfmedium wird auf eine Temperatur von 40°C erhitzt und entspricht einem nach der ISO-Norm 4113 spezifiziertem Öl. [16–20]

Der hydraulische Durchfluss und der Durchflussbeiwert dienen als Auslegungsgrößen im Düsendesignprozess und werden für den Vergleich verschiedener Düsengeometrien herangezogen.

3.1.2. Düseninnenströmung, Kavitationsverhalten und Strahlzerfallsmechanismen

Die Düseninnenströmung basiert maßgeblich auf der Düsengeometrie, beschreibt die strömungsmechanischen Vorgänge in der Düse und bildet die Basis für den nachfolgenden Strahlzerfall. Es wird zwischen dem düsen nahen Primär- und dem düsen fernem Sekundärzerfall unterschieden, wobei beide die Gemischbildung beeinflussen. Der düsen nahe Strahlaufruch beschreibt das Herauslösen von großen Tropfen und Ligamenten aus dem Einspritzstrahl. Der Sekundärzerfall folgt auf den Primärzerfall. Es werden kleinere Tröpfchen aus den bereits großen Tropfen herausgelöst. Dem Primär- und dem Sekundärzerfall liegen verschiedene Mechanismen zugrunde, die nachfolgend erläutert werden.

Primärzerfall

In Abbildung 3.3 ist der Primärzerfall und dessen Einflussgrößen schematisch dargestellt. Die Haupteinflussfaktoren auf den düsen nahen Strahlaufruch sind die auf die Strahlgrenzschicht wirkenden aerodynamischen Kräfte und die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Einspritz- und dem umgebenden Medium (Abbildung 3.3 (1)). Eine weitere Einflussgröße sind die Stoffdaten des einzuspritzenden Mediums, insbesondere die Dichte und die Viskosität. Neben den aerodynami-

schen Kräften und der Relativgeschwindigkeit, beeinflussen Turbulenzeffekte (Abbildung 3.3 (2)) und Kavitation (Abbildung 3.3 (3)) die Strömungsvorgänge und somit auch den Strahlzerfall. Als weiterer, auf den Primärzerfall wirkenden Effekt, ist die Relaxation des Geschwindigkeitsprofils zu nennen (Abbildung 3.3 (4)).

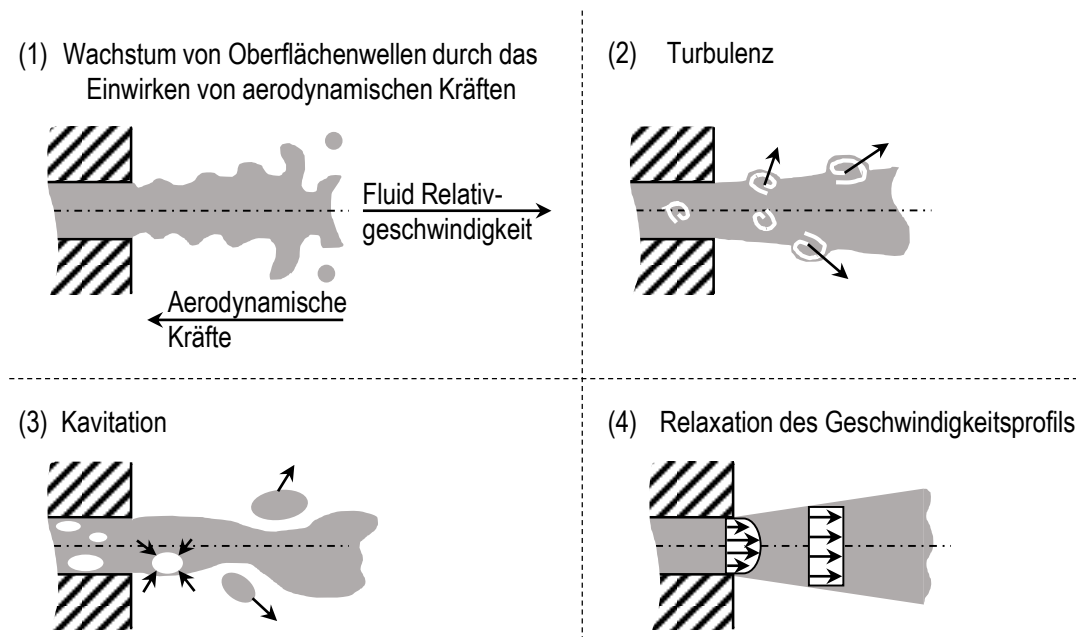


Abbildung 3.3: Mechanismen des Primärzerfalls nach [21]

Der Einfluss der Turbulenz auf den Strahlaufruch ist bereits zahlreich untersucht worden. Mit steigender Turbulenz werden geringere Eindringtiefen und größere Strahlkegelwinkel beobachtet. Die Ursache liegt in den, vom Hauptstrahl gelösten Strukturen, wodurch die aerodynamischen Kräfte eine höhere Angriffsfläche haben [22, 23].

Als Kavitation wird die Bildung und die darauffolgende Implosion von lokalen Dampfblasen in einer Flüssigkeit basierend auf der Unterschreitung des Fluidampfdrucks bezeichnet. Nach Lauterborn et al. [24] kann zwischen Kavitationsarten unterschieden werden, die auf Basis von auftretenden Spannungen im Fluid oder auf Basis von lokaler Energieeinbringung entstehen. Zu den Energiequellen zählen Wärme, Licht (Photonen) und Elementarteilchen (Protonen). Spannungen in einer Flüssigkeit können durch das Einwirken von Schallwellen oder die geometrische Umlenkung des Strömungsfelds erzeugt werden. Diese beiden Arten sind als akustische und hydrodynamische Kavitation bekannt. Letztere ist die in Einspritzdüsen auftretende Kavitation [25, 26]. Für alle Kavitationsarten ist zu beachten, dass das alleinige Unterschreiten des Dampfdruckes nicht zu einer Verdampfung führt, sondern Verdampfungskeime vorhanden sein müssen. In Einspritzdüsen können das Verunreinigungen und Fremdkörper sowie bereits gelöste Luftblasen im Fluid, Wandrauigkeiten, turbulente Strömungen oder eingeschlossene Gasblasen in Rissen der Wand sein. Da die meisten Kraftstoffe keinen Reinstoffen sondern Mehrkomponentenstoffen entsprechen, sind bereits viele Verdampfungskeime enthalten.

Die hydrodynamische Kavitation in Hochdruckeinspritzdüsen lässt sich in drei Arten unterteilen [22, 27]:

- homogene (Blasen-) Kavitation,
- heterogene (Schicht- oder Film-) Kavitation,
- Wirbelkavitation.

In Abbildung 3.4 sind die hydrodynamischen Kavitationsarten schematisch dargestellt. Bei der homogenen Kavitation wird der Dampfdruck an einem Keim in der Flüssigkeit unterschritten. Es entsteht eine Blase. Diese wird durch die Fluidströmung weitertransportiert. Ein Blasenwachstum sowie das Implodieren der Blase bei erneutem Überschreiten des

Dampfdruckes sind die Folge. Im Falle einer wandnahen Implosion werden kleinste Partikel der Düseninnenwand herausgebrochen und weitergetragen, die sogenannte Kavitationserosion. Die Blasen kavitation kann eine Vorstufe der heterogenen Kavitation sein. [22, 27]

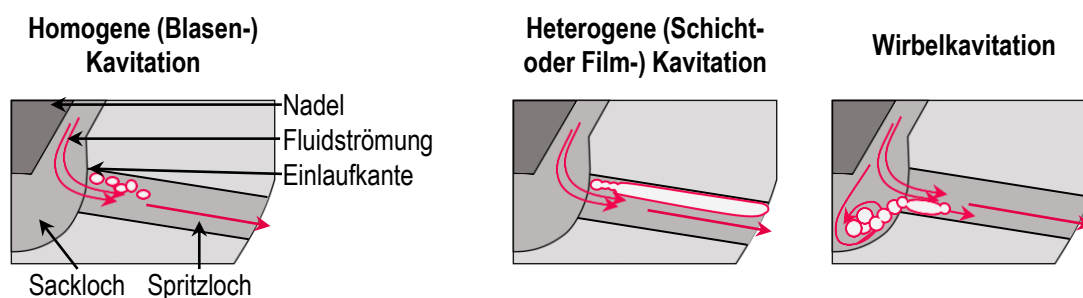


Abbildung 3.4: Hydrodynamische Kavitationsarten nach [22, 27]

Die zweite Art der Dampfblasenbildung in Einspritzdüsen entspricht der heterogenen Kavitation. Die Ursache ist die Strömungsumlenkung in den wandnahen Bereichen, wobei in diesem Fall Wandrauigkeiten sowie Oberflächendefekte als Verdampfungskeime dienen. Die Einlaufkante in die Spritzlöcher spielt dabei eine bedeutende Rolle, da hier die größte Strömungsumlenkung innerhalb einer Einspritzdüse stattfindet. Die an der Einlaufkante gebildeten Dampfblasen treten als Film entlang der Spritzlochwände auf. Erstreckt sich dieser Film bis hin zum Spritzlochaustritt wird von *Superkavitation* gesprochen [22, 26]. Die Filmkavitation ist die am häufigsten auftretende Kavitationsart in Einspritzdüsen. [25, 28, 29]. [22, 27]

Die dritte Kavitationsart, die Wirbelkavitation, erscheint sobald sich Wirbelstrukturen im Sackloch oder in den Spritzlöchern ausbilden. Dabei unterschreitet der statische Druck im Wirbelzentrum den Dampfdruck. Diese Art der Dampfblasenbildung tritt in den meisten Fällen bereits im Sackloch auf und wird weiter in die Düsenlöcher getragen. Dort kann es zu einer Interaktion mit der Filmkavitation kommen. [22, 27]

Unabhängig von der Kavitationsart wird die Düseninnenströmung durch die Dampfblasengebiete beeinflusst und die Strömungsbildung gestört. Weiter kann durch auftretende Kavitationserosion die Spritzlochgeometrie verändert werden, was wiederum zu einer veränderten Strömungsbildung in der Düse führt. Die Turbulenz im Freistrahle wird dadurch erhöht und die Fluidoberflächen gestört. Das Implodieren von weitertransportierten Dampfblasen im Einspritzstrahl und die, bis zum Spritzlochaustritt auftretende Filmkavitation führen zusätzlich zu einer erhöhten Turbulenz und gestörten Fluidoberflächen in den Kraftstoffstrahlen. Die Angriffsflächen für die aerodynamischen Kräfte werden somit erhöht. Der Strahlerfall wird gefördert, die Eindringtiefe verkürzt und der Strahlkegelwinkel vergrößert. Eine Übersicht der Einflüsse der einzelnen Kavitationsarten ist in Leick [22] zu finden.

Trotz der Vorteile im Hinblick auf den Strahlerfall wird bei der Auslegung von Einspritzdüsen auf eine optimierte Düseninnenströmung geachtet, da das Implodieren der Gasblasen zu verfrühten Bauteilschäden durch Kavitationserosion führt. Zu den möglichen Optimierungsmaßnahmen zählen ein Spritzlocheinlaufkantenradius, das konische Spritzlochdesign sowie entsprechende DüsenloCHFertigungsverfahren zur Reduktion der Wandrauigkeit [30, 31]. Durch diese Möglichkeiten wird die Kavitation und damit auch die Turbulenz der Düseninnenströmung verringert. Aus diesem Grund ist das auftretende Geschwindigkeitsprofil am Strahlaustritt (Abbildung 3.3 (4)) und dessen Einfluss auf den Strahlerfall zu beachten. Im Falle eines Wiederanlegens der Strömung in den Spritzlöchern bildet sich ein Geschwindigkeitsprofil ähnlich einer turbulenten Rohrströmung aus. Aufgrund der Haftbedingung im wandnahen Bereich wird die Strömung verlangsamt. Diese Bedingung entfällt sobald das Fluid die Einspritzdüse verlässt. Die Grenzschichten gleichen sich der

Geschwindigkeiten innerhalb des Freistrahls an und werden dadurch stark beschleunigt. Es folgen Instabilitäten im Grenzbereich des Strahls, was zu Ablösungen von Tropfen und Ligamenten führt. [21, 22, 27]

Zur Bewertung der Düseninnenströmung sowie des Primärzerfalls werden die dimensionslosen Kennzahlen, die Reynolds-, Weber- und Ohnesorge-Zahl herangezogen (Gleichungen (3.2) – (3.4)).

$$Re = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Reibungskräfte}} = \frac{v_{Fluid} \cdot d_{SPL} \cdot \rho_{Fluid}}{\eta_{Fluid}} \quad (3.2)$$

$$We = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Oberflächenspannungskräfte}} = \frac{\rho_{Fluid} \cdot v_{relativ}^2 \cdot d_{SPL}}{\sigma_{Fluid}} \quad (3.3)$$

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\eta_{Fluid}}{\sqrt{\sigma_{Fluid} \cdot d_{SPL} \cdot \rho_{Fluid}}} \quad (3.4)$$

Die Reynolds-Zahl betrachtet das Verhältnis aus den Trägheits- zu den Reibungskräften in der Strömung. Es werden die Strömungsgeschwindigkeit des Fluides v_{Fluid} , der Spritzlochdurchmesser d_{SPL} , die Fluidichte ρ_{Fluid} sowie die dynamische Fluidviskosität η_{Fluid} berücksichtigt. Mit Hilfe der Reynolds-Zahl können Aussagen über die Art der Strömung (laminar oder turbulent) getroffen werden. Die Weberzahl beschreibt den Zustand des Einspritzstrahles im umgebenden Medium. Hierzu wird das Verhältnis aus den Trägheitskräften zu den Oberflächenspannungen σ_{Fluid} gebildet. Anstelle der Strömungsgeschwindigkeit des Fluides wird für die Betrachtung der Trägheitskräfte die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Fluid und dem Gas, $v_{Relativ}$, als entscheidend angesehen. Die letzte Kennzahl, die Ohnesorge-Zahl, entspricht dem Verhältnis aus den ersten beiden Bewertungsgrößen. Es wird der Zustand der Düseninnenströmung mit dem Zustand des Strahles in freier Umgebung in Relation gesetzt.

Nach Ohnesorge [32] kann der Primärzerfall in vier Zerfallsarten unterteilt werden. Sie sind im Ohnesorge-Diagramm in Abhängigkeit der Reynolds- und der Ohnesorge-Zahl in den Rayleigh-, den ersten und zweiten windinduzierten Strahlzerfall sowie die Atomisierung gegliedert und in Abbildung 3.5 (1) dargestellt. In Abbildung 3.5 (2) ist weiter die Phänomenologie der Primärzerfallsarten zu sehen.

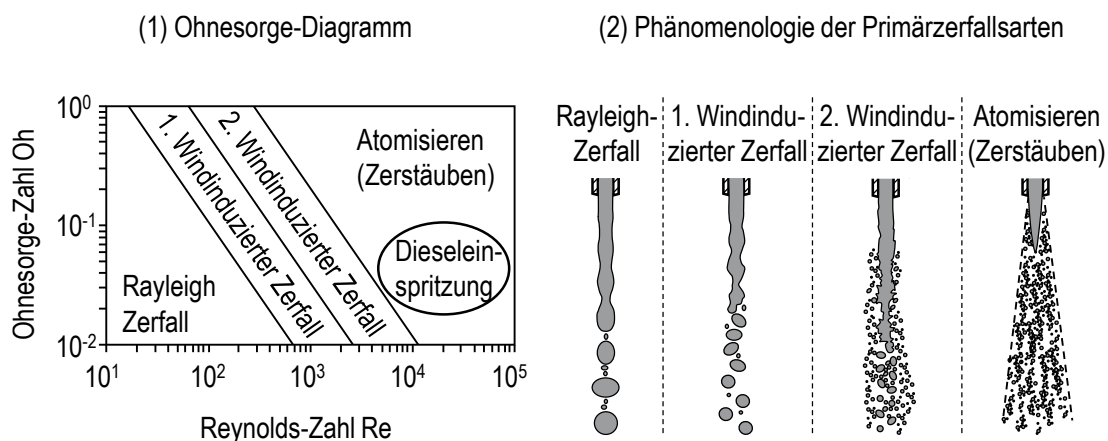


Abbildung 3.5: (1) Ohnesorge-Diagramm und (2) Phänomenologie der Primärzerfallsarten nach [19, 32, 33]

Der Primärzerfall der Strahlen einer Hochdruckdirekteinspritzung, wie die Diseleinspritzung, befindet sich im Bereich der Atomisierung. Der erste Zerfallsmechanismus erfolgt bei geringen Relativgeschwindigkeiten zwischen dem austre-

tenden Fluid und der Umgebung. Aufgrund der Relativbewegung bildet die Oberflächenspannung des Strahls eine axialsymmetrische Schwingung aus. Dadurch entstehen Einschnürungen, welche bei weiterem Eindringen schließlich zum Strahlzerfall führen. Die entstehenden Tropfen bilden einen größeren Durchmesser als den Düsenlochdurchmesser aus.

Erhöhen sich die auf den Strahl wirkenden aerodynamischen Kräfte, wird die Oberflächenspannung weiter gestört. Es resultiert eine wellenförmige Einschnürung des Strahls und führt zum Rausbrechen von kleineren Tropfen mit einem Durchmesser, der annähernd dem des Spritzlochs entspricht. Dieser Vorgang bildet den ersten windinduzierten Zerfall. Der zweite windinduzierte Strahlzerfall berücksichtigt neben den axialsymmetrischen Schwingungen auch transversale Störungen des Strahls. Dadurch sind die herausgelösten Tröpfchen kleiner als der Düsenlochdurchmesser. Bei sehr hohen Einspritzstrahlgeschwindigkeiten erfolgt bereits nach dem Eintritt des Strahls in das Umgebungsmedium die Zerstörung der Strahloberfläche, das sogenannte Atomisieren. Der Durchmesser der herausgelösten Tröpfchen ist um ein Vielfaches geringer als der des Düsenlochs. Da die Strömungsgeschwindigkeit des Einspritzstrahles vom Nadelhub abhängt, treten bei der Hochdruckdirekteinspritzung alle vier Zerfallsmechanismen auf. Im Zeitraum des Nadelöffnens und -schließens bricht der Strahl sowohl im Bereich des Rayleigh- als auch im Bereich der windinduzierten Strahlzerfälle auf. Sobald die Nadel komplett geöffnet ist, sind die Einspritzstrahlgeschwindigkeiten so hoch, dass die Atomisierung des Mediums erfolgt. [19, 20, 34, 35]

Die auf den Einspritzstrahl wirkenden aerodynamischen Kräfte werden von der Gasdichte beeinflusst. Das Ohnesorge-Diagramm in Abbildung 3.5 (1) berücksichtigt diese jedoch nicht. Im erweiterten Ohnesorge-Diagramm, Abbildung 3.6, ist die Gasdichte miteinbezogen. Daraus geht hervor, dass mit steigender Gasdichte das Zerstäubungsregime schneller erreicht wird. [21, 36]

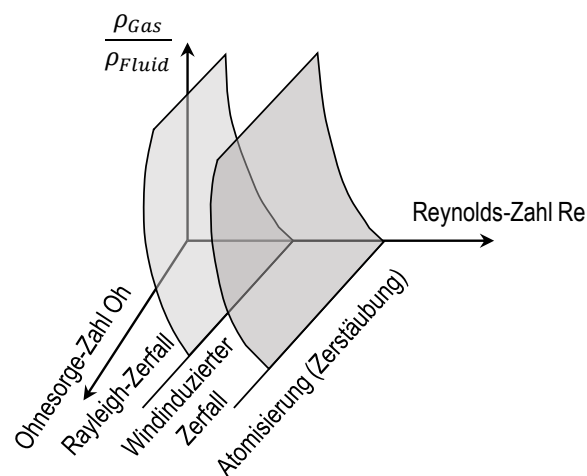


Abbildung 3.6: Ohnesorge-Diagramm erweitert um das Verhältnis der Gas- zur Flüssigkeitsdichte nach [21]

Neben dem erweiterten Ohnesorge-Diagramm ist nach Hobbie und Eggers [36] der Einfluss der Fluid- und Umgebungs-gasstoffdaten durch die dimensionslose Kennzahl Z^{**} , Gleichung (3.5), beschrieben.

$$Z^{**} = Oh \cdot \sqrt{We_{Gas}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{Fluid}}{\eta_{Gas}}} = \frac{\eta_{Fluid} \cdot v_{Relativ}}{\sigma_{Fluid}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{Gas}}{\rho_{Fluid}}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{Fluid}}{\eta_{Gas}}} \quad (3.5)$$

In dieser Formel werden sowohl die Stoffdaten der Flüssigkeit (Index *Fluid*) als auch die des Gases (Index *Gas*) berücksichtigt. Hierzu zählen die dynamische Viskosität η , die Dichte ρ sowie die Oberflächenspannung des Fluides

σ_{Fluid} . Eine Bewertung des Eintritts des Atomisierungsregimes in Abhängigkeit der Gasdichte ist damit möglich. Dies erfolgt früher, je höher die Gasdichte ist. [21, 36]

Sekundärzerfall

Der düsenferne Sekundärzerfall beschreibt den auf den düsen nahen Primärzerfall folgenden Strahlaufbruch. Aus den großen, herausgelösten Tropfen und Ligamenten werden weitere kleine Tröpfchen herausgelöst. Zur Charakterisierung des düsenfernen Strahlaufbruchs wird erneut die dimensionslose Weberzahl herangezogen. Diesmal werden anstelle der Fluid-, die Gasdichte ρ_{Gas} sowie der Tropfen- $d_{Tropfen}$ anstatt des Spritzlochdurchmessers berücksichtigt, Gleichung (3.6). [37]

$$We_{Gas} = \frac{\rho_{Gas} \cdot v_{relativ}^2 \cdot d_{Tropfen}}{\sigma_{Fluid}} \quad (3.6)$$

Auch beim Sekundärzerfall sind die, auf die Tropfen wirkenden aerodynamischen Kräfte die Ursache für den Strahlaufbruch. Diese führen zum Auftreten von Rayleigh-Taylor und Kelvin-Helmholtz Instabilitäten, welche in Abbildung 3.7 schematisch dargestellt sind. Rayleigh-Taylor Instabilitäten teilen einen Tropfen in mehrere kleine Tropfen. Kelvin-Helmholtz Instabilitäten führen zum weiteren Herauslösen kleiner Tropfen.

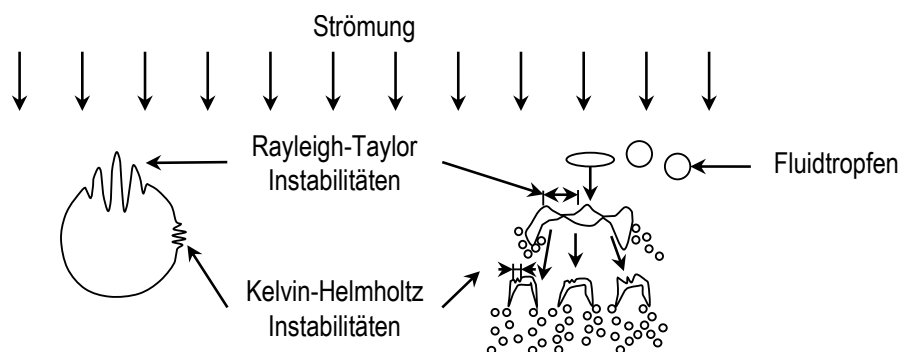


Abbildung 3.7: Rayleigh-Taylor und Kelvin-Helmholtz Instabilitäten nach [19, 21]

Die Rayleigh-Taylor Instabilitäten werden durch die Beschleunigung oder das Abbremsen eines dichten Mediums in einem weniger dichten Medium verursacht. Ersteres entspricht den Fluidtropfen, letzteres der umgebenden Luft. Das führt zu Störungen in der Tropfenoberfläche, die zum Wachsen bis hin zur Tropfenteilung angeregt wird. Kelvin-Helmholtz Instabilitäten werden verursacht sobald zwei parallele Strömungen mit unterschiedlicher Geschwindigkeit aufeinandertreffen. Bei der Einspritzung von flüssigem Kraftstoff in eine gasförmige Umgebung sind das die Tropfen- und Luftströmung. An der Tropfenoberfläche entstehen sowohl axialsymmetrische als auch transversale Störschwingungen, die zu lokalen Druckunterschieden in der Grenzschicht führen. Diese verstärken die störenden Schwingungen und führen schließlich zum Tropfenzerfall und dem Herauslösen kleiner Tröpfchen. Die beiden Instabilitäten unterscheiden sich also nach der Art der Formabweichung des Tropfens. Die Kelvin-Helmholtz Instabilitäten beschreiben den Tropfenaufbruch senkrecht zur Strömungsrichtung, wohingegen die Rayleigh-Taylor Instabilitäten die Formänderung parallel zur Strömungsrichtung darstellen. [21]

Die Sekundärzerfallsmechanismen sind in Abbildung 3.8 schematisch dargestellt. Die Fluidtropfen werden bis zu einer Weberzahl $We_{Gas} \leq 12$ als stabil angesehen [37]. Höhere Weberzahlen folgen aus höheren Gasdichten und Tropfengeschwindigkeiten. Die stabilisierende Funktion der Fluidviskosität wird bei dieser Betrachtung vernachlässigt. Nach

Schneider [19] wirkt der Einfluss der Viskosität bis zu einer Ohnesorge-Zahl $Oh \leq 0,1$ nicht. Die Oberflächenspannungen bilden somit alleinig die stabilisierenden Kräfte auf den Tropfen aus. Die reichen jedoch bei größeren Weberzahlen nicht mehr aus, wodurch der Tropfenzerfall eintritt. Die auftretenden Oberflächeninstabilitäten sind somit die Ursache für den Tropfenaufbruch. Abhängig von der Weberzahl We_{Gas} werden verschiedene Zerfallsregime unterschieden. Die, für die Dieseleinspritzung entscheidenden Mechanismen liegen bei Weberzahlen von $We_{Gas} > 100$. Für $100 \leq We_{Gas} \leq 350$ wird vom Scheibenzerfall gesprochen, da der Tropfen durch die ansteigenden Reibungskräfte zu einer Scheibe zusammengedrückt wird. Die Druckkräfte bleiben dahingegen konstant. Kelvin-Helmholtz Instabilitäten dominieren den Scheibenzerfall, welcher laut Ofner [38] der bestimmende Zerfallsmechanismus ist. Bei Weberzahlen $We_{Gas} > 350$ unterstützen Rayleigh-Taylor Instabilitäten die scheibenartige Verformung des Tropfens. Dieser zerfällt dadurch in viele kleinere Tropfen. Es folgt der sogenannte katastrophale Zerfall. [19, 21, 37]

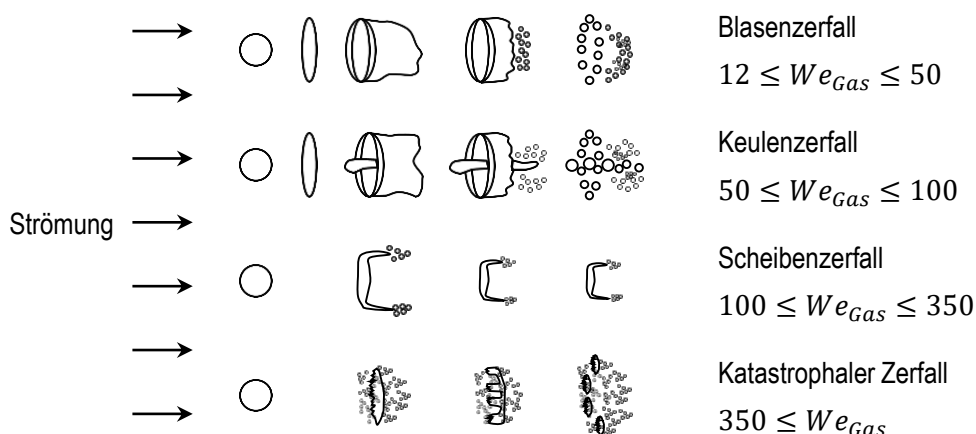


Abbildung 3.8: Schematische Darstellung der Sekundärzerfallsmechanismen nach [37]

Die, als relevant bezeichneten Strahlzerfallsmechanismen, sowohl für den Primär- als auch den Sekundärstrahlzerfall, beziehen sich auf den Dieselmotorkraftstoff. Da in der vorliegenden Arbeit Methanol als Zukunftskraftstoff untersucht wird, erfolgt nun die Betrachtung der für den Strahlaufbruch relevanten Stoffdaten von Methanol im Vergleich zu Diesel. Hierzu zählen die Oberflächenspannung, die dynamische Viskosität und die Dichte. In Tabelle 3.1 sind die Daten gegenübergestellt.

Tabelle 3.1: Dichte, dynamische Viskosität und Oberflächenspannung von EN590 Diesel und Methanol [8, 14, 39–43]

	Diesel EN590	Methanol
Dichte bei 20°C in kg/m ³	821	790
Dynamische Viskosität bei 20°C in mPa*s	3,12	0,57
Oberflächenspannung bei 20°C in mN/m	28	22,1

In der Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit nach Bernoulli, $v_{Bernoulli}$, wird die Fluidichte, ρ_{Fluid} , berücksichtigt (Gleichung (3.7)). Es resultiert bei gleichem Einspritz-, $p_{Einspritzung}$, und Gegendruck, p_{Gegen} , eine geringfügig höhere Strömungsgeschwindigkeit für Methanol.

$$v_{Bernoulli} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{Einspritzung} - p_{Gegen})}{\rho_{Fluid}}} \quad (3.7)$$

Die Reynolds-Zahl berechnet sich aus der Fluidgeschwindigkeit, der Fluidichte, der dynamische Viskosität und des Spritzlochdurchmessers (Gleichung (3.2)). Aufgrund der geringeren Viskosität von Methanol im Vergleich zu Diesel folgt eine höhere Reynolds-Zahl, da die Viskosität als Nenner in die Berechnung miteingeht. Die Trägheitskräfte von Methanol sind aufgrund der geringeren Dichte niedriger im Vergleich zu Diesel. Die kleinere Oberflächenspannung von Methanol führt weiter zu einer höheren Weberzahl (Gleichung (3.3)). Die Ohnesorge-Zahl wird aufgrund der Stoffdaten von Methanol verkleinert (Gleichung (3.4)). Die für den Dieselmotor relevanten Strahlerfallsmechanismen können demnach auch für die Methanol-Hochdruckdirekteinspritzung angewendet werden. Es ist davon auszugehen, dass die Methanolstrahlen bei gleichem Einspritzdruck im Vergleich zum Dieselmotor früher in das Atomisierungsregime (Primärzerfall) und schneller in den katastrophalen Zerfall übergehen.

Neben der Analyse des Sekundärzerfalls nach der Aufbruchsart ist die quantitative Analyse der Tropfendurchmesser nach Sauter mit dem sogenannten *SMD* (engl.: *Sauter Mean Diameter*) möglich. Die dazugehörigen Zusammenhänge sind in den Gleichungen (3.8) bis (3.10) dargestellt.

$$\left(\frac{V}{A}\right)_m = \frac{\left(\frac{\pi}{6}\right) \cdot SMD^3}{\pi \cdot SMD^2} = \frac{SMD}{6} \quad (3.8)$$

$$\left(\frac{V}{A}\right)_{spray} = \frac{(\sum_{i=1}^n d_i^3)}{(6 * \sum_{i=1}^n d_i^2)} \quad (3.9)$$

$$SMD = \frac{\sum_{i=1}^n d_i^3}{\sum_{i=1}^n d_i^2} \quad (3.10)$$

Der *SMD* beschreibt den gemittelten Durchmesser eines Tropfens, dessen Volumen, V , zu Oberflächen, A , Verhältnis (Index m) genauso groß ist, wie das Volumen zu Oberflächen Verhältnis des gesamten Tropfenkollektivs eines Fluides (Index $spray$). Das Gleichsetzen von Gleichung (3.8) und (3.9) ergibt den mittleren Tropfendurchmesser. Je kleiner der mittlere Tropfendurchmesser nach Sauter, desto größer ist die Oberfläche pro Volumen und desto effektiver die Kraftstoffverdunstung und Gemischbildung. [21]

3.1.3. Kraftstoffverdunstung

Die Kraftstoffverdunstung ist ein entscheidender Teilprozess der dieselmotorischen Verbrennung. Sie ist abhängig von den Umgebungsbedingungen im Brennraum (Gasdichte, -temperatur, -geschwindigkeit), dem Einspritzimpuls und den chemischen Kraftstoffeigenschaften. Bei der Hochdruckdirekteinspritzung wird der Kraftstoff in flüssiger Form mit geringen Temperaturen in den Brennraum eingespritzt. Zur Verdunstung der flüssigen Kraftstofftropfen ist die Durchmischung mit dem heißen Brennraumgas erforderlich. Durch den Einspritzimpuls induziert der Einspritzstrahl eine turbulente Gasströmung am Strahlrand, wodurch das, den Strahl umgebende Brennraumgas mitgerissen, beschleunigt und schließlich ins Strahlinnere hineingezogen wird. Diese Vorgänge werden zusammengefasst als Air-Entrainment bezeichnet. Die Verdunstung des Kraftstoffes erfolgt hauptsächlich durch konvektive Wärmeübertragung vom heißen Brennraumgas zum kalten Kraftstofftropfen. Weiter wird die Verdunstung durch Strahlungswärme im Brennraum sowie Wärmeleitung im Tropfen unterstützt. Die Vorgänge der Tropfenverdunstung sind in Abbildung 3.9 schematisch für einen einzelnen Kraftstofftropfen dargestellt. [16, 21, 33, 44]

Durch den Wärmetransport vom heißen Brennraumgas zum kalten, flüssigen Tropfen entsteht ein konvektiver und diffusiver Fluidmassentransport an der Oberfläche des Kraftstofftropfens in die gasförmige Umgebung. Es bildet sich somit am Tropfen ein inhomogenes Gemisch, das am Strahlrand zunehmend gasförmiger wird und im Strahlinneren mit flüs-

sigem Medium versehen ist. Bei Erreichen der Siedetemperatur des Fluides, geht der gesamte Wärmestrom in die Kraftstoffverdunstung ein. Es entsteht ein stets größer werdender Bereich eines gasförmigen Kraftstoff-Luft-Gemisches, welches, im Falle des Dieselkraftstoffes, selbstzündet. [21, 44, 45]

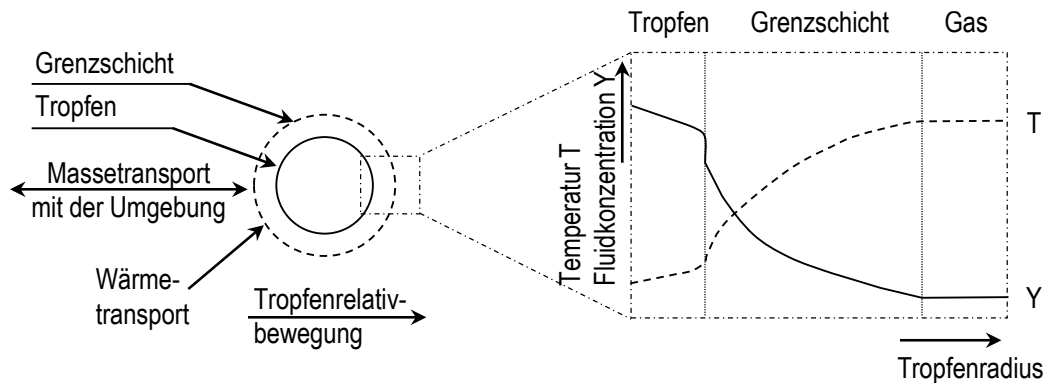


Abbildung 3.9: Schematischer Verlauf der Tropfenverdunstung nach [21]

3.1.4. Makroskopische Analyse der Einspritzstrahlen

Einspritzstrahlen der Hochdruckdirekteinspritzung werden durch verschiedene Parameter beeinflusst und charakterisiert. Zu den Einflussgrößen zählen der Einspritzdruck und die Düsengeometrie. In Abbildung 3.10 sind die wichtigsten geometrischen Strömungsgrößen

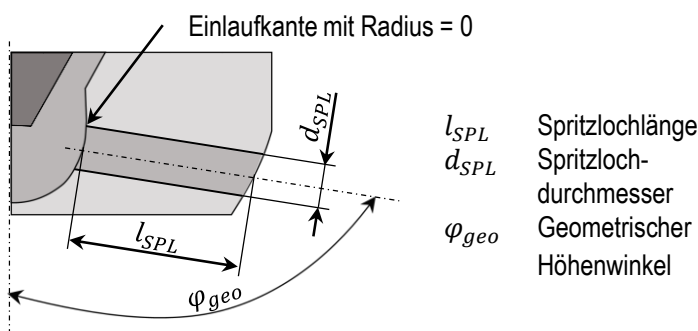


Abbildung 3.10: Schema eines zylindrischen Spritzlochs mit den wichtigsten geometrischen Strömungsgrößen

trischen Strömungsgrößen anhand eines zylindrischen Spritzloches schematisch dargestellt. Die Abrundung der Spritzlocheinlaufkanten, die Konizität, die Lochlänge, der Lochdurchmesser, das Verhältnis aus den letzten beiden und der Höhenwinkel sind als Einflussgrößen zu nennen. Die Charakterisierung von Einspritzstrahlen erfolgt durch die Strahlspitzengeschwindigkeit, die Eindringtiefe sowie den Strahlkegelwinkel.

Der Einfluss des Einspritzdrucks und der geometrischen Düsenparameter auf die Eindringtiefe und den Strahlkegelwinkel wird von mehreren empirischen Modellen erfasst. Diese basieren auf experimentell ermittelten Daten. Es ist zu beachten, dass die verschiedenen Modelle den Einfluss der einzelnen Parameter unterschiedlich berücksichtigen. Für die Eindringtiefe werden der Einspritzdruck, die Gasdichte, der Spritzlochdurchmesser sowie die Einspritzzeit als die wichtigsten Größen betrachtet. Das Verhältnis von Lochlänge zu Lochdurchmesser und die Gastemperatur der Brennraumluft wird meist vernachlässigt. Die empirischen Modelle zur Bestimmung des Strahlkegelwinkels unterscheiden sich hinsichtlich der einbezogenen Einflussfaktoren. Das Dichteverhältnis aus Brennraumgas und Fluidichte findet allerdings bei allen Modellen Berücksichtigung. Der Einspritzdruck, der Lochdurchmesser sowie das Verhältnis aus Lochlänge und Lochdurchmesser werden dahingegen nur vereinzelt betrachtet. Weiter wird der jeweilige Einfluss der Größen unterschiedlich angesehen. Eine detaillierte Charakterisierung des Strahlkegelwinkels ist dadurch nur in Abhängigkeit einer Düse möglich. Eine Übersicht zu den verschiedenen empirischen Modellen ist in [19, 34] und [46] zu finden. In Tabelle 3.2 sind die Einflussgrößen auf die makroskopischen Strahlgrößen zusammengefasst. [19, 34, 46]

Tabelle 3.2: Einflussgrößen auf die makroskopischen Strahlgrößen Eindringtiefe und Kegelwinkel nach den Übersichten der empirischen Modelle in [19, 34, 46]

	Penetration	Kegelwinkel
Wichtigsten Einflussgrößen	<ul style="list-style-type: none"> - Einspritzdruck - Gasdichte - Spritzlochdurchmesser - Einspritztiming 	<ul style="list-style-type: none"> - Dichteverhältnis zwischen Brennraumgas und Kraftstoff
Vereinzelt betrachtete Einflussgrößen	<ul style="list-style-type: none"> - Verhältnis Lochlänge zu Lochdurchmesser - Temperatur des Brennraumgases 	<ul style="list-style-type: none"> - Verhältnis aus Lochlänge und Lochdurchmesser - Einspritzdruck - Lochdurchmesser

Auf die Einflussgrößen Einspritzdruck, Spritzlochdurchmesser und -länge, Höhenwinkel und Spritzlocheinlaufkante, sowie auf den Einfluss der Spritzlochkonizität auf die Eindringtiefe und den Strahlkegelwinkel wird nachfolgend detailliert eingegangen.

Einflussgröße Einspritzdruck

Der Einspritzdruck stellt einen der wichtigsten Parameter für die Gemischbildung im Brennraum dar. Der Einfluss kann vereinfacht über die Bernoulli-Geschwindigkeit nach Gleichung (3.7) betrachtet werden. Die Fluidichte nimmt mit höherem Einspritzdruck geringfügig zu. Bei der Hochdruckdirekteinspritzung für das diffusive Brennverfahren variiert der Brennraumgedruck zur Erreichung des thermodynamischen Optimums nur minimal. Daher nimmt die Strömungsgeschwindigkeit mit dem Einspritzdruck zu. Es ist zu beachten, dass es sich um die Geschwindigkeit des flüssigen Kraftstoffes handelt. Des Weiteren ist der Einfluss der Kraftstofftemperatur zu berücksichtigen [16, 34]

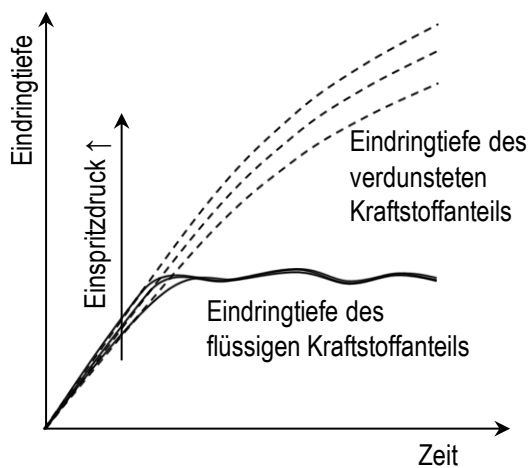


Abbildung 3.11: Schema der Eindringtiefe des flüssigen und gasförmigen Kraftstoffes nach [16]

Neben der Strömungsgeschwindigkeit ist weiter der Einspritzimpuls resultierend aus dem Einspritzdruck zu betrachten. Dieser steigt ebenfalls mit dem Einspritzdruck, aufgrund der höheren Massenströme und Fluidgeschwindigkeiten, an. Der Strahlerfall in kleinere Tröpfchen und eine verbesserte Gemischbildung durch höheres Air-Entrainment werden dadurch gefördert. [16]

Zur Analyse des Einspritzdruckeinflusses auf die Eindringtiefe und den Strahlkegelwinkel sind die Versuchsbedingungen zu beachten. Bei Umgebungsdruck und -temperatur wird lediglich der flüssige Kraftstoffstrahl untersucht. Die Verdunstungseinflüsse sind zu vernachlässigen. Mit steigendem Einspritzdruck nimmt die Eindringtiefe aufgrund des höheren Einspritzimpuls und der höheren Einspritzgeschwindigkeit zu [16, 34].

Der Einfluss auf den Strahlkegelwinkel ist dahingegen umstritten und wird sogar in vielen empirischen Modellen vernachlässigt [19]. Für Untersuchungen unter verdunstenden Bedingungen wird zwischen den makroskopischen Daten des flüssigen und des verdunsteten Kraftstoffes unterschieden. In Abbildung 3.11 ist die Eindringtiefe in Abhängigkeit des

Einspritzdrucks für verdunstende Bedingungen dargestellt. Mit zunehmendem Einspritzdruck nimmt die Eindringtiefe des flüssigen Strahlanteils zum gleichen Zeitschritt nach Einspritzbeginn ab. Unabhängig vom Einspritzdruck stagniert die Eindringtiefe des flüssigen Strahlanteils bei Erreichen der Siedetemperatur. Dieser Zustand wird für einen höheren Einspritzdruck früher erreicht. Nachfolgend entspricht die Verdunstungsrate der Einspritzrate. Die Penetration wird weiter über den verdunsteten Kraftstoff ermittelt. Dieser zeigt dieselbe Abhängigkeit vom Einspritzdruck wie der flüssige Strahlanteil. Mit zunehmenden Einspritzimpuls dringt der verdunstete Kraftstoff weiter in den Brennraum ein. Eine gewisse Eindringtiefe wird entsprechend früher erreicht im Vergleich zu einem geringeren Einspritzdruck. [16, 19, 47]

Weiter hat Siebers [47] den Zusammenhang zwischen der stagnierenden Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffes und des Lufteintrags untersucht. Über die Gleichungen (3.11) bis (3.13) werden die Relationen formuliert.

$$\dot{m}_{Luft} \propto \sqrt{\rho_{Gas} \cdot \rho_{Fluid}} \cdot d_{SPL} \cdot x \cdot v_{Fluid} \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_{Fluid} \propto \rho_{Fluid} \cdot d_{SPL}^2 \cdot v_{Fluid} \quad (3.12)$$

$$\frac{\dot{m}_{Luft}}{\dot{m}_{Fluid}} = \frac{\sqrt{\frac{\rho_{Gas}}{\rho_{Fluid}}}}{d_{SPL}} \cdot x \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.13)$$

Der Lufteintrag \dot{m}_{Luft} (Gleichung (3.11)) in den Kraftstoffstrahl ist linear abhängig von der Gas- und Fluidichte (ρ_{Gas}, ρ_{Fluid}), dem Spritzlochdurchmesser d_{SPL} und der Fluidgeschwindigkeit v_{Fluid} zu einer bestimmten Position im Strahl. Diese wird über die Eindringtiefe x und den Strahlkegelwinkel θ definiert. Da die Verdunstungsrate vom eingebrachten Kraftstoff und dessen Verdampfungsenthalpie abhängt, muss der Fluidmassenstrom \dot{m}_{Fluid} nach Gleichung (3.12) mitbetrachtet werden. Das Verhältnis aus beiden Massenströmen, Gleichung (3.13), zeigt die Abhängigkeit des Lufteintrages von dem Dichteverhältnis des Umgebungsgases zum Fluid sowie dem Spritzlochdurchmesser für eine definierte Eindringtiefe und einen definierten Kegelwinkel bezogen auf den Fluidmassenstrom. Diese Beziehung ist für den flüssigen Kraftstoffanteil gültig. Gleichung (3.13) verdeutlicht die Unabhängigkeit der Eindringtiefe vom Einspritzdruck für den flüssigen Strahlanteil bei Erreichen der Siedetemperatur des Fluides. Es ist zu beachten, dass die Verweildauer in der Flüssigphase des Kraftstoffes mit zunehmenden Einspritzdruck aufgrund des höheren Impulses und des feineren Strahlzerfalls reduziert wird. Dadurch folgt wiederum das Stagnieren der Eindringtiefe auf dem gleichen Niveau wie bei geringeren Einspritzdrücken. Mit steigendem Einspritzdruck verringert sich somit die Tröpfchengröße, wodurch sich der Lufteintrag in den Einspritzstrahl und weiter zu den Kraftstofftropfen optimiert. Die flüssigen Tropfen verdunsten schneller und es resultiert ein homogeneres Kraftstoff-Luft-Gemisch. [19, 45, 47]

Einflussfaktor Düsengeometrie: Spritzlochdurchmesser und Spritzlochlänge

Der Einfluss des Spritzlochdurchmessers muss mit dem hydraulischen Durchfluss zusammen betrachtet werden, da der Durchfluss maßgeblich durch den Düsenlochdurchmesser definiert wird. Ein höherer Fluidmassenstrom ist durch einen größeren Lochdurchmesser oder eine höhere Anzahl an Spritzlöchern realisierbar. Die Düsenlochzahl ist jedoch begrenzt durch die Baugröße des Sackloches und den resultierenden Abstand zwischen den Löchern. Wird dieser zu gering gewählt, steigt das Risiko des Materialversagens durch Kavitationserosion. In den Studien von Gostic [34] ist der Einfluss verschiedener geometrischer Düsenparameter von Düsen mit nach innen öffnender Einspritznadel auf die makroskopischen Strahlcharakteristika untersucht worden. Bei der Betrachtung zweier Düsen mit derselben Lochlänge und unterschiedlichen Lochdurchmessern zeigt sich eine verringerte Penetration für die Düse mit dem größeren Lochdurchmesser für den Einspritzbereich in der ballistischen Öffnungsphase der Nadel. Dieser Effekt wird umgekehrt, sobald sich die Nadel im Vollhub befindet und sich die Strömung vollständig ausbilden kann. Daraus folgt, dass ein kleinerer Lochdurchmesser für den Betrieb im ballistischen Bereich vorteilhaft ist. Im Gegensatz zur Eindringtiefe ist der Strahlkegelwinkel

für kleinere Spritzlochdurchmesser unabhängig von der Entfernung vom Düsenlochaustritt geringer. Die Ergebnisse von Gostic [34] bezogen auf den Einfluss des Spritzlochdurchmessers auf die Eindringtiefen stimmen mit den Resultaten von Su et al. [48] überein. Jedoch zeigen die Strahlkegelwinkel der Düsen mit kleineren Düsenlochdurchmessern in den Untersuchungen von Su et al. [48] einen größeren Wert gegenüber derjenigen Düsen mit größerem Spritzlochdurchmesser. Dies zeigt, wie bereits oben beschrieben, die erforderliche düsenabhängige Analyse des Strahlkegelwinkels. [34, 48]

Im Hinblick auf die Tröpfchengröße und weiter die Gemischbildung sind ebenfalls verschiedene empirische Modelle für den mittleren Sauterdurchmesser SMD aufgestellt worden. Ein Überblick ist in Schneider [19] zu finden. In allen Modellen nimmt der mittlere Tropfendurchmesser mit dem Spritzlochdurchmesser zu. Das Air-Entrainment in den Kraftstoffstrahl und weiter die Gemischbildung verschlechtert sich somit. Ein größeres Verhältnis aus Volumen zu Oberfläche resultiert. Es folgt ein erhöhter Schadstoffausstoß. Diesen Zusammenhang bestätigen die Ergebnisse von Su et al. [48].

Der Einfluss der Spritzlochlänge wird in allen empirischen Modellen über das Verhältnis dieser mit dem Spritzlochdurchmesser, l/d -Verhältnis, betrachtet [19, 20, 34, 46]. Das l/d -Verhältnis beeinflusst maßgeblich die Düsenlochströmung. Aufgrund der auftretenden Kavitations- und Turbulenzeffekte ist ein hohes l/d -Verhältnis vorteilhaft, da die Strömung entweder durch ein langes oder ein kleines Spritzloch beruhigt wird [20, 21]. Es resultiert ein schlanker Kraftstoffstrahl. Das bestätigen die Untersuchungen von Gostic [34] und Hiroyasu et al. [49]. Dem Spritzlochdurchmesser wird dabei ein höherer Einfluss zugesprochen.

Einflussfaktor Düsengeometrie: Höhenwinkel und Spritzlocheinlaufkante

Der geometrische Höhenwinkel beeinflusst ebenfalls die Düseninnenströmung und weiter die flüssige sowie verdunstende Strahlausbreitung. Die Spritzlochorientierung in der Einspritzdüse wird maßgeblich durch die Injektorpositionierung im Zylinderkopf bestimmt. Für das direkte Einspritzen des Kraftstoffes ist die zentrale und vertikale Positionierung des Injektors von Vorteil, da durch diese eine gleichverteilte Kraftstoffausbreitung im Brennraum abgebildet werden kann.

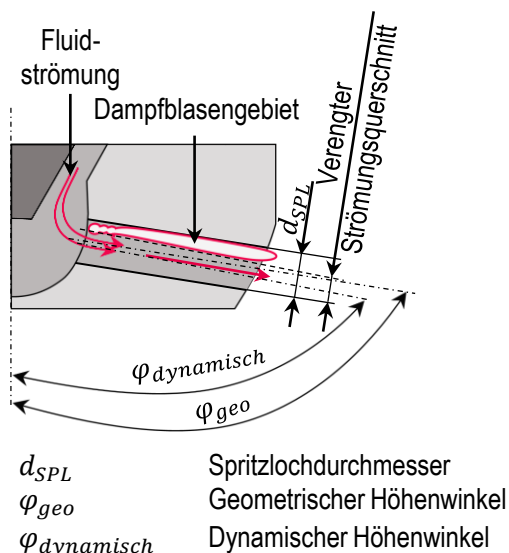


Abbildung 3.12: Geometrischer vs. dynamischer Höhenwinkel

Aufgrund der auftretenden Strömungsverluste sinkt der Strahlimpuls sowie weiter die Strahleindringtiefe. Es resultiert ein vergrößerter Strahlkegelwinkel. [20, 50, 51]

Daraus resultiert für Sacklochdüsen, wie sie in Großmotoren verwendet werden, eine rotationssymmetrische Anordnung der Spritzlöcher um die Düsenachse. Über den Höhenwinkel wird weiter die Einspritzung des Kraftstoffes in Richtung Kolben gelenkt, um ein Benetzen des Flammdecks zu vermeiden. Der Höhenwinkel der Spritzlöcher führt zu einer Strömungsumlenkung am Spritzlocheinlauf. Es resultiert eine Strömungsablösung, wodurch Wirbel und weiter Kavitation auftreten können. Der effektive Strömungsquerschnitt wird reduziert und es folgen Strömungsverluste. Der Durchflussbeiwert und der Fluidvolumenstrom sinken. Es entsteht ein inhomogenes Strömungsfeld. Der geometrische Höhenwinkel kann vom dynamischen, sich einstellenden Strömungs- und Spritzwinkel abweichen, Abbildung 3.12.

Neben dem Höhenwinkel muss zusätzlich die Spritzlocheinlaufkante betrachtet werden. Die Ausrichtung der Spritzlöcher über den Höhenwinkel führt zwar zu einer optimierten Kraftstoffverteilung im Brennraum, jedoch folgt aus dem Design auch die Strömungsumlenkung an der Spritzlocheinlaufkante. Strömungsverluste sind die Folge daraus. Um die Strömungsablösung an der Einlaufkante möglichst gering zu halten, gibt es die Möglichkeit durch hydroerosives Verrunden die Einlaufkante mit einem Radius zu versehen. Die Strömungsführung wird dadurch verbessert und die Strömungsablösung am Spritzlocheinlauf verringert. Der dynamische kann dem geometrischen Höhenwinkel angenähert werden. Die Strömungsverluste werden reduziert, der effektive Strömungsquerschnitt erhöht und somit der hydraulische Durchfluss gesteigert. Es folgt ein höherer Strahlimpuls, eine längere Strahleindringtiefe sowie ein schlankeres Spray. [52]

Nach Gostic [34] ist der Einfluss des Einlaufkantenradius erst ab dem vollständigen Nadelhub und damit ab dem nicht-ballistischen Einspritzbereich zu erkennen. Der entscheidende Einflussfaktor auf den Volumenstrom bei kleinen Einspritzmengen im ballistischen Bereich ist der Spritzlochdurchmesser. Diese Erkenntnisse bestätigen die Studien von Kull [18].

Einflussfaktor Düsengeometrie: Spritzlochkonizität

Die Konizität entspricht einer Verjüngung der Spritzlöcher zwischen Ein- und Austritt. In Abbildung 3.13 ist ein konisches einem zylindrischem Düsenloch gegenübergestellt. Der sogenannte k -Faktor ist bei größerem Eintritts- im Vergleich zum Austrittsdurchmesser positiv und für den umgekehrten Fall negativ (Gleichung 3.14)). Bei Hochdruckeinspritzdüsen mit nach innen öffnender Nadel werden positive Konizitätsfaktoren angewendet, um die Strömungsführung zu optimieren und Strömungsverlusten und damit Kavitation und der daraus folgenden Kavitationserosion vorzubeugen. [17, 20]

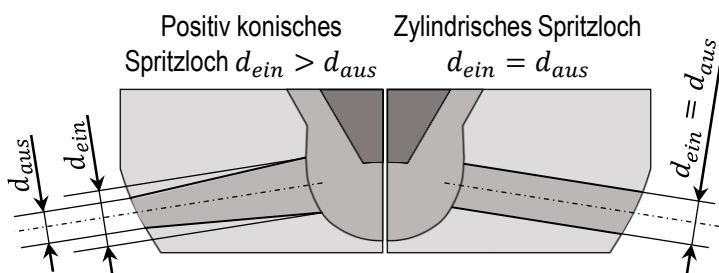


Abbildung 3.13: Positiv konisches vs. zylindrisches Spritzloch

$$k = \frac{d_{Ein} - d_{Aus}}{10} \quad (3.14)$$

Jedoch ist der Effekt der Konizität auf die Penetration vernachlässigbar klein, was Studien von Gostic [34] und Weber et al. [53] zeigen. Dahingegen wird im ballistischen Bereich der Strahlkegelwinkel maßgeblich durch den k -Faktor beeinflusst. Die Studien von Gostic [34] weisen einen höhe-

ren Strahlkegelwinkel im düsen nahen Bereich für konische Spritzlöcher auf. Dies wird auf die resultierende Profilrelaxation zurückgeführt, wobei die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen den Strahlrandbereichen und des Umgebungsgases basierend auf konischen Spritzlöchern erhöht und weiter der Strahlkegelwinkel vergrößert wird. Im düsenfernen Bereich pendeln sich die Strahlkegelwinkel wieder auf einem Niveau ein. Es ist zu beachten, dass die Konizität und die daraus folgende Düseninnenströmung in direktem Zusammenhang mit der Spritzlochlänge stehen. Die oben aufgeführten Effekte drehen sich mit längeren Spritzlöchern um, was die Aussage erlaubt, dass die Spritzlochlänge und weiter das l/d -Verhältnis einen größeren Einfluss auf die Düseninnenströmung und die makroskopischen Spraydaten haben. Dies spiegelt sich in den empirischen Modellen für die Eindringtiefe und den Kegelwinkel wider, in welchen die Konizität nicht betrachtet wird. [16, 19, 34, 46]

3.2. Zündung der diffusiven Verbrennung

In dieser Arbeit wird die heterogene Dual-Fuel-Verbrennung für Flüssigkraftstoffe untersucht. Ein Hauptkraftstoff (Methanol) wird durch die Zündung eines Pilotkraftstoffes (Diesel) entflammt. Das zugehörige Brennverfahren entspricht der

diffusiven Verbrennung der beiden Kraftstoffe. Die initiale Zündung kann in zwei Kategorien unterteilt werden, die thermische Explosion und die chemische Reaktion. Letztere findet temperaturunabhängig durch die ablaufenden Reaktionen im zu zündenden Gemisch statt. Die thermische Explosion folgt auf die chemischen Reaktionen. Sobald die Rate der resultierenden Wärmefreisetzung der chemischen Vorreaktionen die Dissipationsrate überschreitet, setzt die thermische Explosion ein. [40, 41, 54]

Zwischen der Brennstoffeinspritzung und der Zündung liegt die Zündverzugszeit, die sich in den physikalischen und den chemischen Zündverzug unterteilt. Der physikalische Zündverzug ergibt sich aus dem Strahlaufbruch, der Kraftstoffverdunstung und weiter aus der Gemischbildung zwischen dem flüssigen Kraftstoff und dem Brennraumgas. Basierend auf der Verteilungsfunktion gilt die Annahme, dass sich stets eine ausreichende Anzahl an sehr kleinen Tröpfchen im Brennraum befindet, die zur raschen Vermischung mit der Brennraumluft und zur Zündung führt. Der physikalische Zündverzug wird somit unabhängig von der Brennraumgeometrie als konstant angenommen.

Der chemische Zündverzug basiert auf der Arrhenius-Gleichung (Gleichung (3.15)). A entspricht dem Anteil der Molekülzusammenstöße, die zu einer Reaktion der beteiligten Stoffe führen. Die Wirksamkeit eines Aufeinanderprallens ist abhängig von der Aktivierungsenergie E . Sobald diese groß genug ist, startet die Reaktion der beiden Moleküle.

$$A = e^{-\frac{E}{RT}} \text{ mit } 0 < A < 1 \quad (3.15)$$

Um einen möglichst hohen Anteil an wirksamen Zusammenstößen zu erreichen, ist nach Gleichung (3.15) entweder eine hohe Temperatur T oder eine niedrige Aktivierungsenergie durch das Vorhandensein von Radikalen erforderlich. Die ablaufenden Reaktionen während des chemischen Zündverzugs werden in bimolekular und monomolekular unterschieden. Im ersten Fall reagieren die zusammenstoßenden Moleküle miteinander. Im zweiten Fall zerfallen die beiden Reaktionspartner entweder exotherm oder endotherm. Die, im Brennraum ablaufenden Verbrennungsreaktionen unterteilen sich in mehrstufige Zwischenreaktionen, die sowohl bi- als auch monomolekular ablaufen. In Abbildung 3.14 (1) sind hierzu qualitativ die Entflammungsarten von Kohlenwasserstoffen dargestellt.

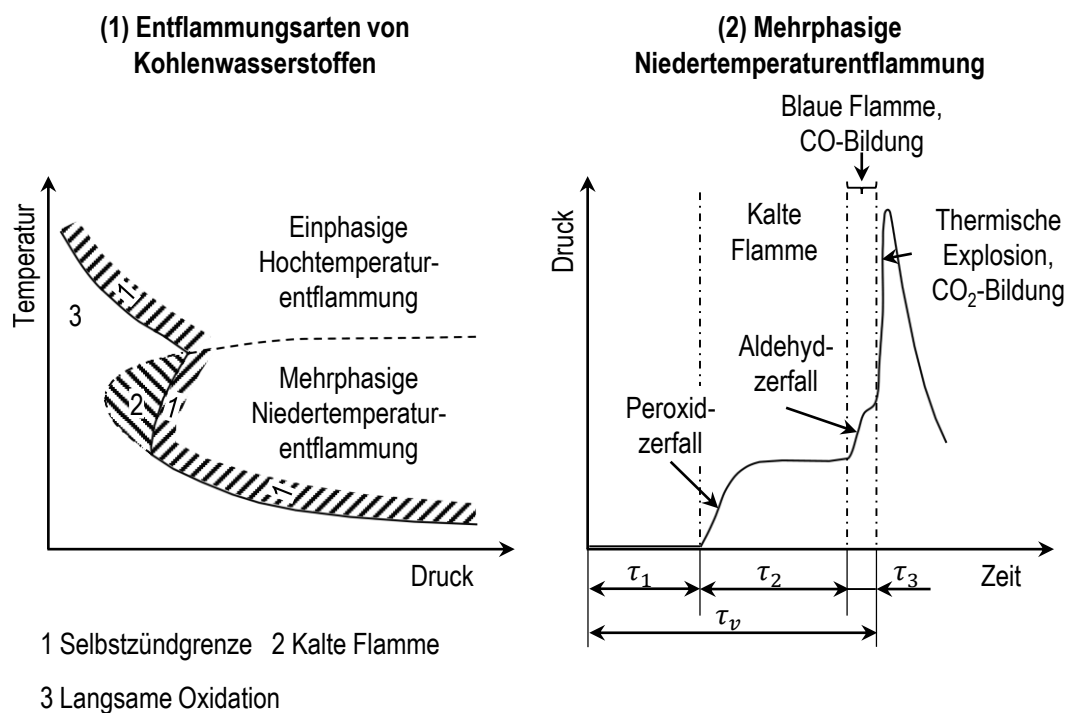


Abbildung 3.14: (1) Entflammungsarten von Kohlenwasserstoffen und (2) mehrphasige Niedertemperaturentflammung nach [54]

Allgemein beginnen die im Brennraum ablaufenden Reaktionen mit geringer Geschwindigkeit (langsame Oxidation). Es werden die ersten Radikale gebildet, die eine niedrige Aktivierungsenergie besitzen, dennoch aber sehr reaktionsfreudig sind und weiterreagieren. Eine Reihe von Kettenreaktionen wird ausgelöst. Diese laufen von der Selbstzündgrenze entweder rechts explosionsartig oder links als sogenannte kalte Flamme ab. Im letzteren Fall werden eine größere Anzahl an aktiven Zwischenprodukten aufgebraucht als das neue entstehen. Es folgt eine Verlangsamung der Folgereaktionen bis hin zum Abbruch. Ein, für eine explosive Verbrennung, zu geringer Druck- und Temperaturanstieg ist das Resultat. Führen die weiteren Reaktionen jedoch zu einem Überschuss von Radikalen, wird die Reaktionsgeschwindigkeit stets erhöht bis es schließlich zur Entflammung kommt. Diese Reaktionen können exo- oder endotherm ablaufen. Im Falle der Wärmefreisetzung beschleunigt die Temperaturerhöhung zusätzlich die chemischen Vorgänge bis zum Einsetzen der thermischen Entflammung. In dem Fall wird von der einphasigen Hochtemperaturentflammung gesprochen, die für das vorgemischte Brennverfahren charakteristisch ist. Die diffusive Verbrennung ist durch die mehrphasige Niedertemperaturentflammung gekennzeichnet, Abbildung 3.14 (2). Die sogenannten kalten und blauen Flammen der Niedertemperaturentflammung treten vor der thermischen Explosion auf. Die, in diesen Flammen ablaufenden Reaktionen weisen jedoch eine zu geringe Wärmefreisetzungsrates auf, sodass nur eine marginale, nicht nennenswerte Energieumsetzung stattfindet und sie somit zum Zündverzug beitragen. Dieser wird dementsprechend in verschiedene Phasen unterteilt. Während der ersten Zündverzugsphase, τ_1 , erfolgt weder ein Druck-, noch Temperaturanstieg. Es werden die ersten aktiven Zwischenprodukte, sogenannte Peroxide, gebildet. In der zweiten Phase, τ_2 , zerfallen die gebildeten Zwischenprodukte schlagartig, was zu einem rapiden Druckanstieg unter Wärmefreisetzung und zur Bildung von Formaldehyd führt. Da die Temperaturzunahme noch gering ist, wird dieser Vorgang als kalte Flamme bezeichnet. In Phase drei, τ_3 , folgt der Aldehydzerfall unter Bildung von Kohlenstoffmonoxid. Dieser Prozess wird blaue Flamme genannt und läuft mit einem raschen Druckanstieg ab. Anschließend folgt die thermische Explosion. In Abhängigkeit von den Druck- und Temperaturverhältnissen im Brennraum kann die Zündverzugszeit verkürzt werden. Ein Temperaturanstieg resultiert aufgrund der Zunahme der Molekülgeschwindigkeiten in einer höheren Anzahl an wirksamen Molekülzusammenstößen, siehe Gleichung (3.15). Durch einen Druckanstieg werden die freien Weglängen der Radikale und Moleküle verkürzt und die Wahrscheinlichkeit der weiteren Reaktion der zusammenprallenden Moleküle gesteigert. [40, 41, 54]

3.3. Diffusive Verbrennung

Die diffusive Verbrennung wird charakteristisch in vier Phasen unterteilt. Diese sind anhand der Einspritzrate und des Brennverlaufs in Abbildung 3.15 dargestellt. Die dem Zündverzug folgenden Phasen gliedern sich in die vorgemischte Verbrennung, die Hauptverbrennung und die Nachverbrennung. Die vorgemischte Verbrennung wird durch die Zündung des homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisches, das sich während des Zündverzugs bildet, initiiert. Da der Anteil der vorgemischten Gebiete in dieser Phase signifikant höher, im Vergleich zur Hauptverbrennung, ist und die ablaufenden chemischen Reaktionen eine hohe Geschwindigkeit aufweisen, folgt eine rasche Wärmefreisetzung. Der initiale Druckanstieg kann durch die Wahl des Einspritzzeitpunktes beeinflusst werden, wobei ein später Einspritzbeginn zu einem weicherem Druckverlauf führt. Weiter kann eine Voreinspritzung einer kleinen Kraftstoffmenge aufgrund einer folgenden geringen Wärmefreisetzung mit Druckerhöhung den Druckgradienten und damit das Verbrennungsgeräusch der Hauptverbrennung reduzieren. Die Hauptverbrennung wird durch die turbulenten Mischungsvorgänge charakterisiert. Mehrere Prozesse laufen zeitgleich ab. Dazu zählen die Kraftstoffeinspritzung, der Aufbruch der flüssigen Strahlen sowie die weitere Verdunstung der Tröpfchen, die Bildung eines Kraftstoff-Luft-Gemisches, die folgende Verbrennung und Emissionsbildung. Die vierte Phase der Verbrennung ist die Nachverbrennung, die auch vom Ende der Einspritzung abhängt. Durch den fehlenden Einspritzimpuls aufgrund der Drosseleffekte während des Nadelschließens und durch die sinkenden Brennraumtemperaturen ist die Nachverbrennung reaktionskinetisch kontrolliert. In dieser Phase entspricht die Flamme einer Zone mit Zwischenprodukten der Oxidation, die wiederum von der Diffusionsflamme umgeben ist. Ein schnelles

Schließen der Düsennadel ist von hoher Bedeutung. Der Einspritzimpuls kann bis zum Einspritzende erhalten bleiben. Kleine Kraftstofftropfen werden gebildet. Fette Verbrennungsbereiche und die damit verbundenen Emissionen können reduziert werden. [40, 54–56]

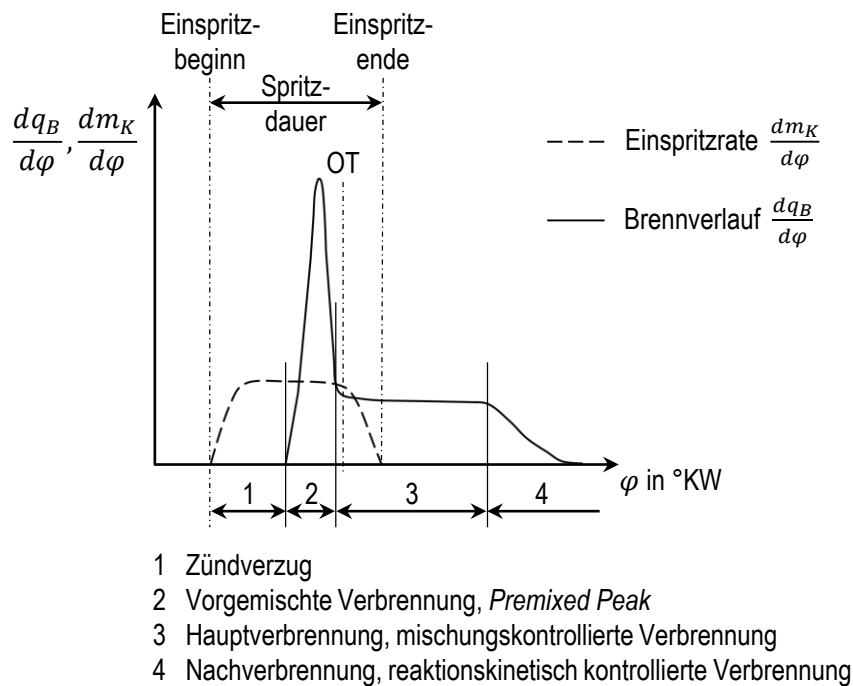


Abbildung 3.15: Vier Phasen der diffusiven Verbrennung anhand der Einspritzrate und des Brennverlaufs nach [40, 54]

Die Zusammenhänge der mischungskontrollierten Hauptverbrennung haben Dec [55] und Flynn [56] untersucht und in einem schematischen Modell visualisiert. Dieses ist in Abbildung 3.16 dargestellt. Die Gültigkeit des Ansatzes ist zu beachten, die sich auf ruhende Umgebungsbedingungen beschränkt. Als Annäherung für die turbulente Umgebung im Brennraum kann dieses Modell jedoch verwendet werden. Die Lift-Off Länge definiert die axiale Distanz des flüssigen Strahlkerns vom Lochaustritt bis zur Diffusionsflamme. Die Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffes weicht von dieser ab, da der Strahlaubruch, die Tropfenverdunstung und der Lufteintrag zunächst in den Strahlrandbereichen dominieren. Nach der Einspritzung des flüssigen Kraftstoffes und durch den Lufteintrag in den Kraftstoffstrahl bildet sich ein brennbares Kraftstoff-Luft-Gemisch. Es folgt vorerst eine fette vorgemischte Verbrennung. Mit größerer Entfernung von der Einspritzdüse und der Strahlachse wird das Gemisch magerer. Im Strahlinneren bilden sich Bereiche mit kleinem Luftverhältnis aus, wodurch es lediglich zu einer Teiloxidation des Kraftstoffes kommt. Flynn [56] gibt ein Luftverhältnis von 0,25 für diesen Bereich an. Es entstehen Produkte der fetten Verbrennung, die ebenfalls Zwischenspezies der Partikelbildung sind, welche weiter abwärts der Strahlachse erfolgt. Zusätzlich werden die Produkte der Teiloxidation bis zur vollständigen Umsetzung in die Diffusionsflamme weiter transportiert. Kohlenstoffdioxid und Wasser bilden die Endprodukte der vollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen. Durch die vollständige Umsetzung des Kraftstoffes entstehen hohe Temperaturen in den mageren Strahlrandbereichen. Dort werden Stickoxide gebildet. Des Weiteren ist zu beachten, dass die idealen Brennbedingungen aufgrund von verschiedenen Einflüssen, wie ein nicht optimaler Strahlaubruch, eine verschlechterte Gemischbildung und eine nicht ausreichende Luftmenge, im realen Motorbetrieb nicht erreicht werden können. Für die Dieselerverbrennung resultieren weitere Emissionen, wie Ruß und unverbrannte Kohlenwasserstoffe. [40, 54–56]

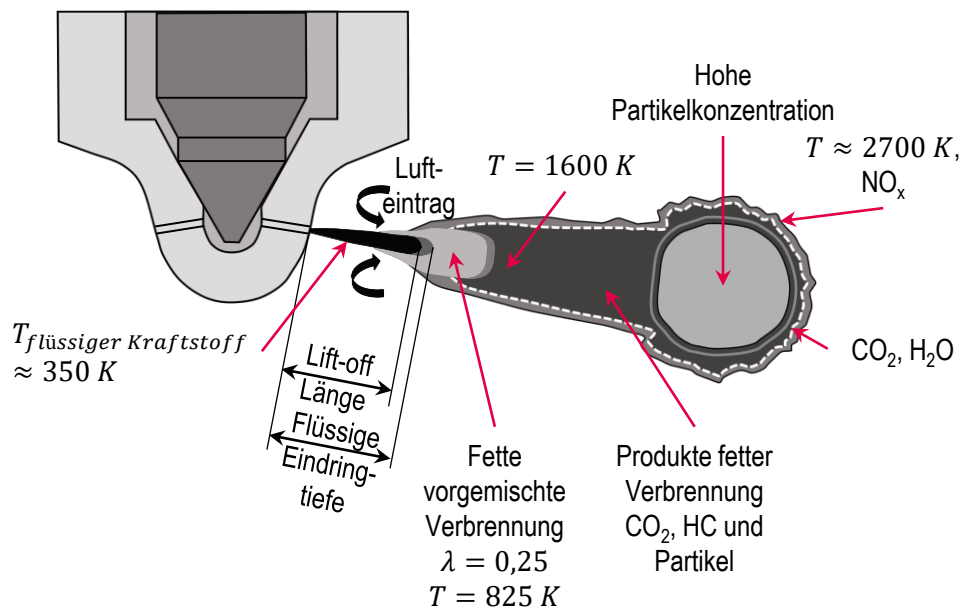


Abbildung 3.16: Schema der Diffusionsflamme nach [55, 56]

Da die diffusive Methanolverbrennung ein Dual-Fuel-Brennverfahren mit einem Pilotdiesel darstellt, wird nachfolgend auf die Emissionsbildung der diffusiven Verbrennung von Kohlenwasserstoffen eingegangen. Die Emissionen der Methanolverbrennung sind in Kapitel 3.7.2 aufgeführt.

3.4. Emissionsbildung der diffusiven Verbrennung von Kohlenwasserstoffen

Konventionelle Kraftstoffe (Kohlenwasserstoffe) reagieren bei vollständiger Verbrennung zu Wasserdampf (H_2O), Kohlenstoffdioxid (CO_2), Stickstoff (N_2) und Sauerstoff (O_2). Die ablaufenden Reaktionen sind jedoch abhängig von der zur Verfügung stehenden Luftmenge und weiter von der Gemischbildung zwischen dem Brennraumgas und dem Kraftstoff. Die Gemischbildung ist entscheidend für den Verbrennungsablauf. In zu fetten oder auch zu mageren Bereichen können weitere Abgasbestandteile auftreten, da die Kohlenstoff-Wasserstoff-Verbrennung nicht vollständig abläuft. Zu den weiteren Emissionen zählen Partikel, Stickoxide (NO_x), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) sowie Kohlenstoffmonoxid (CO).

Bei der Verbrennungsanalyse wird zwischen vollkommener und unvollkommener sowie vollständiger und unvollständiger Verbrennung unterschieden. Eine unvollkommene Verbrennung liegt bei Nichterreichen des chemischen Gleichgewichts durch langsame Reaktionsgeschwindigkeiten oder einer nicht idealen Mischung des Kraftstoffes mit der Luft vor. Nebenreaktionen können die vollkommene Umsetzung zusätzlich verhindern. Es wird von einer vollständigen Kraftstoffverbrennung gesprochen, sofern der gesamte, in den Brennraum eingebrachte Brennstoff verbrannt wird. Dies findet selbst unter idealen Bedingungen mit Luftüberschuss nicht statt, da die Reaktionen maximal bis zum Erreichen des chemischen Gleichgewichts ablaufen. Somit werden immer Kohlenstoffmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe emittiert. Bei fettem Luftverhältnis ist aufgrund des Sauerstoffmangels die Verbrennung stets unvollständig. [40]

3.4.1. Stickoxide (NO_x)

Im Großmotorenbereich sind Stickoxide neben unverbrannten Kohlenwasserstoffen die Hauptschadstoffkomponenten und deswegen auch von der IMO streng reglementiert [57]. In Verbrennungsmotoren entsteht vorwiegend Stickstoffmonoxid (NO), das in der Atmosphäre weiter zu Stickstoffdioxid (NO₂) reagiert. Es werden vier verschiedene NO-Bildungsmechanismen unterschieden. Dazu zählen das thermische NO, das Prompt-NO, die NO-Bildung über Lachgas und das Brennstoff-NO.

Das thermische NO entsteht bei hohen Temperaturen nach dem Zeldovich-Mechanismus. Prompt-NO wird in der Flammenfront über den Fenimore-Mechanismus gebildet. Beide Reaktionswege basieren auf dem, in der Luft enthaltenen Stickstoff. Das Brennstoff-NO und das, über Lachgas gebildete Stickstoffmonoxid werden über die Stickstoffanteile im Kraftstoff gebildet. Die verschiedenen Bildungsmechanismen sind abhängig von der vorherrschenden Temperatur. Ist diese gering, dominiert Prompt-NO bei kraftstoffreicher und die NO-Bildung über Lachgas bei sauerstoffreicher Umgebung. Das Brennstoff-NO ist bei motorischer Dieselerverbrennung meist vernachlässigbar [40]. Im Hinblick auf den Zukunftskraftstoff Ammoniak ist insbesondere die NO-Bildung über Lachgas und das Brennstoff-NO nicht zu vernachlässigen. Aufgrund des gebundenen Stickstoffatoms wird zum einen Lachgas als Zwischenprodukt der Ammoniak-Oxidation gebildet und zum anderen kann das NO direkt über das gebundene Stickstoffatom gebildet werden [2].

Thermisches Stickstoffmonoxid

Das thermische Stickstoffmonoxid ist der Hauptbildungsmechanismus während der Dieselerverbrennung. Die Reaktionen sind erstmals von Zeldovich [58] (Gleichung (3.16) und (3.17)) beschrieben worden. Lavoire et al. [59] haben diesen um Gleichung (3.18) erweitert.



Die thermische NO-Bildung ist eine geschwindigkeitsabhängige Reaktion. Durch die stabile Dreifachbindung des Stickstoffes läuft Gleichung (3.16) erst bei sehr hohen Temperaturen ab. Sie ist damit die bestimmende Reaktion für die NO-Bildung. Erst bei Temperaturen von über 2000 K wird das N₂ gespalten und Stickstoffmonoxid gebildet. Die Reaktionen laufen sowohl über die Hin- als auch die Rückreaktion ab. Es ist zu beachten, dass für beide Reaktionswege hohe Temperaturen erforderlich sind. Da die Temperaturen mit dem Expansionshub abnehmen, laufen im Brennraum meist nur die Hinreaktionen ab und das NO wird nicht zurückgebildet. [40]

Prompt-NO

Die Bildung von Prompt-NO ist erstmals über den Fenimore-Mechanismus [60] (Gleichungen (3.19) und (3.20)) beschrieben worden und ist mit der Bildung des CH-Radikals verbunden. Gleichung (3.19) stellt die geschwindigkeitsbestimmende Reaktion dar, wobei Blausäure (HCN) gebildet wird, die schnell zu Stickstoffmonoxid weiterreagiert. Die Bildung von Prompt-NO läuft gegenüber der thermischen NO-Bildung bei geringen Temperaturen in kraftstoffreichen Flammenbereichen ab. Ab einer Temperatur von 1000 K ist die Aktivierungsenergie für Gleichung (3.19) ausreichend, damit das CH-Radikal mit dem Stickstoff reagiert. Lange ist diese Reaktion als geschwindigkeitsbestimmende Gleichung angenommen worden.



Die Berechnungen von Cui et al. [61] sowie der Vergleich der berechneten Reaktionsrate mit experimentellen Untersuchungen zeigen eine zu geringe angenommene Reaktionsrate von Fenimore. In Moskaleva et al. [62] wird die Bildung von Prompt-NO über die Zwischenspezies NCN, eine Stickstoff-Kohlenstoff-Stickstoff-Verbindung, untersucht und gezeigt, dass dieser Reaktionspfad bevorzugt abläuft. Die Relevanz dieser Reaktionen wird in Sutton et al. [63] durch experimentelle Untersuchungen einer Methanflamme mittels laserinduzierter Fluoreszenz bestätigt. Es resultiert die Bildung von Prompt-NO nach Gleichung (3.21). [40]

NO-Bildung über Lachgas (N₂O)

Die NO-Bildung über Lachgas findet ebenfalls wie der Prompt-NO-Bildungsmechanismus bei niedrigen Temperaturen statt und läuft vorzugsweise bei hohen Druckniveaus ab. In mageren Gemischen wird dann die Bildung des CH-Radikals und damit der NO-Reaktionspfad über dieses Radikal abgeschwächt. Die geschwindigkeitsbestimmende Reaktion der Bildung von Stickstoffmonoxid über Lachgas entspricht der ersten Reaktion des Mechanismus von Zeldovich erweitert mit einem Stoßpartner M (Gleichung (3.22)). Durch diesen wird die Aktivierungsenergie im Vergleich zu Gleichung (3.16) signifikant reduziert und die Reaktion läuft bereits bei geringen Temperaturen ab. Das entstandene Lachgas wird weiter oxidiert, wodurch Stickstoffmonoxid entsteht (Gleichung (3.23)). [40]



Brennstoff-NO

Der Bildungsmechanismus von Brennstoff-NO kann bei der Dieselerbrennung vernachlässigt werden, da der Stickstoffgehalt in Dieselmotorkraftstoffen zu gering für eine Relevanz des Brennstoff-NOs ist. In dieser Arbeit ist Methanol der Hauptkraftstoff und Diesel lediglich der Pilotkraftstoff. Methanol enthält jedoch ebenfalls keinen Stickstoff, weshalb auf das Brennstoff-NO nicht weiter eingegangen wird. [40, 64]

3.4.2. Kohlenstoffmonoxid (CO)

Das giftige, geruchs- und farblose Kohlenstoffmonoxid entsteht als Zwischenprodukt bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen. Bei ausreichend Sauerstoffangebot wird CO unter idealen Bedingungen vollständig zu Kohlenstoffdioxid oxidiert. Da jedoch auch bei einer Verbrennung mit Luftüberschuss lokal fette Bereiche auftreten, ist die Bildung von CO bei einer mageren Verbrennung nicht auszuschließen. Des Weiteren ist die Oxidation von CO zu CO₂ temperaturabhängig. Mit sinkender Temperatur wird die CO-Oxidation zunehmend stärker gehemmt, was insbesondere bei der Expansion auftritt. Die Reaktion von CO mit Hydroxylradikalen (OH) (Gleichung (3.24)) ist bei der Oxidation von Kohlenstoffmonoxid neben der Oxidation über Hydroperoxyradikale (HO₂) der dominierende Reaktionspfad und somit hängt die Umwandlung von CO in CO₂ in hohem Maße von der OH-Konzentration ab.



Die Hydroxylradikale reagieren ebenfalls mit Kohlenwasserstoffen. Die Reaktionsrate dieser chemischen Umwandlung ist signifikant höher im Vergleich zur CO-Oxidation. Die Zwischenspezies des Kraftstoffes sowie die Kraftstoffmoleküle selbst oxidieren dadurch zuerst. Die CO-Konzentration steigt somit bei magerem Luftverhältnis im Abgas an. [40, 54]

3.4.3. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe resultieren aus der unvollständigen Verbrennung. HC-Emissionen entsprechen den Zwischenprodukten der Kohlenwasserstoffoxidation oder unverbranntem Kraftstoff. Deren Entstehungsorte sind somit nicht vollständig von den Flammen oder gar nicht erfasste Bereiche im Brennraum. Die Quellen der HC-Bildung sind abhängig vom Brennverfahren und der dazugehörigen Gemischbildung. Im Folgenden wird lediglich auf die Quellen basierend auf der heterogenen Gemischbildung durch Direkteinspritzung eingegangen. Hierzu zählen: [40]

- ein zu magerer Strahlrandbereich außerhalb der Zündgrenzen,
- ein zu fetter Strahlkern,
- das Auslösen der Flamme während der Expansion durch starken Abfall von Temperatur und Druck,
- der, durch Wandfilmbildung an der Zylinderbuchse angelagerte Kraftstoff wird aufgrund der geringen Temperaturen, die auf die Wärmeleitung zurückzuführen sind, nur teiloxidiert,
- der Schmierölfilm an der Zylinderbuchse,
- das Entleeren des Sacklochs durch Nachtropfen und Ausdampfen, das mit dem Sacklochvolumen ansteigt,
- durch Injektorleckage verursachtes Austreten von Kraftstoff in den Brennraum, das insbesondere beim Kaltstart zu unvollständiger Verbrennung führt.

3.4.4. Ruß

Die Bildung von Ruß, der Kohlenstoffteilchen entspricht, erfolgt in lokal fetten Bereichen bei Temperaturen zwischen 800 K und 1400 K. Durch die chemischen Reaktionen der Kraftstoffmoleküle entstehen Sauerstoff-, Wasserstoff- und Hydroxylradikale. In der frühen Verbrennungsphase von Kohlenwasserstoffen entstehen die ersten Benzolringe. Die Polymerisation dieser führt zu polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK). Die Anhäufung und Anlagerung mehrerer PAKs ist die Folge. Es entstehen Rußprimärteilchen, die weiter zu Sekundärpartikeln wachsen. An diese können sich wiederum teiloxidierte oder unverbrannte Kohlenwasserstoffe anlagern. Im weiteren Verbrennungsverlauf erfolgt die Reduktion der gebildeten Rußpartikel durch die Oxidation mit OH-Radikalen und Sauerstoffmolekülen. Die sogenannte Rußnachoxidation kann durch einen hohen Einspritzdruck, eine steile Schließflanke der Einspritzrate, eine turbulente Luftführung, wie beispielsweise durch Drall, aufgrund der erhöhten Energie begünstigt werden und somit zur Reduktion der Rußemissionen beitragen. Die genannten Maßnahmen zur Unterstützung der Nachoxidation von Rußpartikeln führt bei Dieselmotoren aufgrund der erhöhten Temperaturniveaus jedoch auch zur Erhöhung der Stickoxidemissionen. Der sogenannte Ruß-NOx-Trade-Off. [40, 41]

3.5. Maßnahmen zur Emissionsreduktion

Aus Kapitel 3.4 geht die Abhängigkeit der Emissionsbildung von der Temperatur und der Gemischbildung hervor. Bei innermotorischer Emissionsreduktion folgt meist aus einer Reduktionsmaßnahme gleichzeitig die Erhöhung eines anderen Schadstoffes. Dieser Zusammenhang ist für HC-, Ruß- und NOx-Emission in Abbildung 3.17 schematisch dargestellt. Die Bildung von Stickoxiden läuft bei hohen Temperaturen in magereren Bereichen ab, wohingegen die Entstehung von Kohlenstoffmonoxid, unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Ruß auf fette Bereich zurückzuführen ist. Aufgrund der auftretenden Trade-Offs werden in den meisten Fällen mehrere Maßnahmen kombiniert.

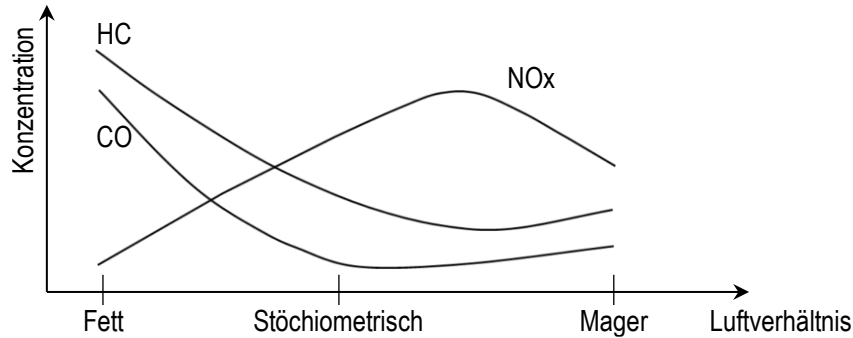


Abbildung 3.17: Bildung von CO, HC und Stickoxiden in Abhängigkeit vom Luftverhältnis nach [40]

Die Emissionsreduktion und damit die Wirkungsgradsteigerung basiert auf der Optimierung der, im Brennraum ablaufenden Wechselwirkungen und Prozesse, die durch die Brennraumgeometrie, das Einspritzsystem und die Zylinderinnenströmung beeinflusst werden. Maßnahmen, die auf diesen Komponenten basieren, bilden die innermotorischen Möglichkeiten zur Schadstoffminderung ab. Sofern diese nicht ausreichen, folgt die Abgasnachbehandlung. [40, 41]

Zu den innermotorischen Maßnahmen zur Emissionsreduktion zählen [40, 41]:

- Die Abgasrückführung zur Senkung der Stickoxide durch
 - Minimierung der Verbrennungs- und Verdichtungsendtemperatur durch die
 - Verlangsamung der Oxidation der Kohlenwasserstoffe aufgrund einer erhöhten Konzentration von Abgaskomponenten, wie Kohlenstoffdioxid und Wasser, im Brennraum. Die höhere Wärmekapazität von CO_2 und H_2O unterstützt die Absenkung der Spitzentemperaturen.
- Variable Ventilsteuerzeiten, insbesondere durch die Anwendung des Miller- und Atkinson-Prozesses zur Senkung der Prozesstemperaturen und weiter der Stickoxidbildung.
- Die Erhöhung des Einspritzdrucks zur Verbesserung der Gemischbildung und zur Erhöhung der Gemischbildungsenergie. Ersteres wird durch einen optimierten Strahlaufbruch in Form von kleineren Tropfen erreicht. Eine höhere Gemischbildungsenergie resultiert aus einem höheren Einspritzimpuls. Die Entstehung von Rußpartikeln wird reduziert. Diese Maßnahme ist oft mit einer Erhöhung der Stickoxidemissionen aufgrund der verbesserten Kraftstoff-Luft-Mischung und der damit verbundenen höheren Verbrennungstemperaturen verbunden. Die Kombination mit der Abgasrückführung kann hier Abhilfe leisten.
- Der Einsatz eines alternativen Kraftstoffes, der aufgrund seiner chemischen Zusammensetzung den Trade-Off zwischen Ruß- und Stickoxidemissionen verhindert und damit die gleichzeitige Reduktion dieser Schadstoffe ermöglicht.

Zur Abgasnachbehandlung werden folgende Komponenten verwendet [40, 41]:

- Katalysatoren, wie ein SCR- (engl: *Selective Catalytic Reduction*), NOx-Speicher-, Dreiwege- und Oxidationskatalysator. Die ersten beiden werden zur Reduktion der Stickoxidemissionen eingesetzt. Die letzten beiden dienen der Minimierung von Kohlenstoff- und Stickstoffmonoxid sowie der Reduktion von teiloxydierten und unverbrannten Kohlenwasserstoffen.
- Partikelfilter zur Reduktion der entstandenen Partikel, wie beispielsweise Rußemissionen.

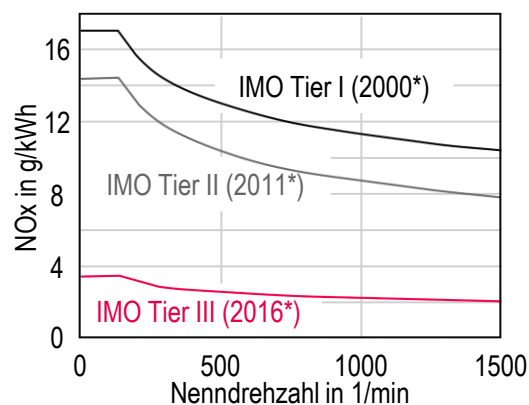
3.6. Emissionsgesetzgebung im Marinebereich

Im Jahr 2000 hat die *International Maritime Organisation* (IMO) erstmals Grenzwerte für die Stick- und Schwefeloxid- (SOx-) Emissionen für Schiffsneubauten ab dem 01.01.2000 eingeführt. SOx-Emissionen hängen vom Schwefelgehalt

des Kraftstoffs und NOx-Emissionen hauptsächlich von der Verbrennung ab. Neben den Reglementierungen der IMO gibt es weitere Bestrebungen anderer Behörden, wie der EU und der *Environmental Protection Agency* (EPA), neben den NOx- auch die Partikel- und HC-Emissionen zu limitieren. Diese beziehen sich in den meisten Fällen auf nationale Küstengewässer. In Abbildung 3.18 sind die NOx-Grenzwerte der IMO Tier Richtlinien der letzten Jahre über die Nenndrehzahl dargestellt. Die Jahreszahlen neben den Richtlinien beziehen sich auf das Datum des Schiffsneubaus. In Tabelle 3.3 sind weiter die erlaubten absoluten NOx-Emissionen aufgelistet. Es ist zu erkennen, dass der gestattete Ausstoß von Stickoxid insbesondere mit der Einführung der IMO Tier III Richtlinie, welche ab dem 01.01.2016 gilt, signifikant verschärft worden ist. Dabei ist die Gültigkeit zu beachten, die sich nur auf bestimmte Küstengebiete, den sogenannten *Emission Control Areas* (ECA) bezieht. Weiter sind die Grenzwerte für Motoren mit einer Nenndrehzahl zwischen 130 und 2000 1/min in Abhängigkeit dieser zu bewerten.

Tabelle 3.3: Spezifische NOx-Grenzwerte der IMO Tier Richtlinien nach [57, 65]

Nenndrehzahl n_N in 1/min	NOx-Grenzwerte in g/kWh		
	Tier I	Tier II	Tier III
$0 < n_N \leq 130$	17	14,4	3,4
$130 < n_N \leq 2000$	$45n_N^{-0,2}$	$44n_N^{-0,23}$	$9n_N^{-0,2}$
$n_N > 2000$	9,8	7,7	2



*gültig für Schiffsneubauten ab dem 01.01.2000

*gültig für Schiffsneubauten ab dem 01.01.2011

*gültig für Schiffsneubauten ab dem 01.01.2016

Abbildung 3.18: Stickoxidgrenzwertvorgaben der *International Maritime Organisation* (IMO) nach [40, 57]

Tabelle 3.4: IMO Grenzwertvorgaben zu SOx- und Partikelemissionen nach [66]

Datum des Schiffsneubaus	Limitierung für SOx- und Partikelemissionen	
	Außerhalb von ECAs	Innerhalb von ECAs
Vor 01.07.2010	-	1,5 % m/m
Ab dem 01.07.2010	-	1,0 % m/m
Vor dem 01.01.2012	4,5 % m/m	-
Ab dem 01.01.2012	3,5% m/m	-
Ab dem 01.01.2015	-	0,1% m/m
Ab dem 01.01.2020	0,5% m/m	-

In Tabelle 3.4 sind weiter die aktuell gültigen Grenzwerte für die Schwefeloxid- und Partikelemissionen der IMO aufgezeigt. Hierbei wird ebenfalls zwischen den küstennahen und küstenfernen Gebieten unterschieden. Neben den Stick-

und Schwefeloxidemissionen wird mit Einführung der Treibhausgasstrategie der IMO ebenfalls der Ausstoß von Treibhausgasemissionen reglementiert. Dabei sollen diese um bis zu 100 % bis 2050 im Vergleich zum Jahr 2008 reduziert werden. Weiter ist in der Strategie die Minimierung der Kohlenstoffdioxidemissionen vermerkt. Die CO₂-Emissionen sollen demnach um mindestens 40 % bis 2030 und um mindestens 70 % bis 2050 verglichen zu den Werten von 2008 gesenkt werden (siehe Abbildung 1.1). Aufgrund der stets strikteren Reglementierungen ist eine Kraftstoffalternative zum konventionellen Schweröl oder Marinediesel unausweichlich. [1, 40, 57, 65, 66]

3.7. Methanol als Kraftstoff für Großmotoren

Methanol ist der einfachste Alkohol und besteht aus einer Methyl- (CH₃) und Hydroxyl- (OH) Gruppe. Es bindet daher nur ein Kohlenstoffatom und kann als C1-Alkohol betrachtet werden. Es zeigt einen signifikanten Vorteil gegenüber den gasförmigen Alternativen. Methanol ist flüssig bei Umgebungsbedingungen und an Bord von Schiffen somit leicht zu lagern. Außerdem ist Methanol eine bereits weltweit gehandelte Chemikalie und in vielen Häfen verfügbar. Eine weitere positive Eigenschaft des C1-Alkohols ist dessen Wasserlöslichkeit und leichte biologische Abbaubarkeit. Die tödliche Konzentration von Dieselmotoren für 50 % einer Population von Meeresbewohnern gemessen über 96 Stunden liegt bei 21 mg/l [7]. Für Methanol liegt der Wert bei 15.400 mg/l [8]. Die Umweltbelastung bei einer Leckage ist um ein Vielfaches reduziert im Vergleich zu den konventionellen Schiffskraftstoffen. Neben diesen Vorteilen ist die Toxizität von Methanol nicht zu vernachlässigen. Eine Aufnahme von 20 ml Methanol über die Atemwege, die Haut, die Augen oder

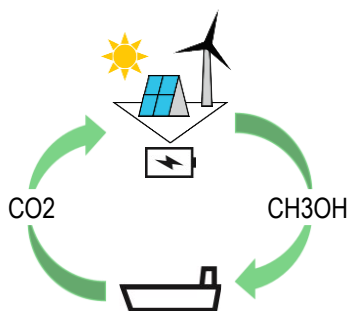


Abbildung 3.19: CO₂-Kreislauf mit CO₂-neutralem Methanol (CH₃OH)

den Mund können zum Tod führen [67]. Geringere Mengen können den Verlust der Sehkraft verursachen. Entsprechende Sicherheitsvorkehrungen sind für den Schutz des Menschen einzuhalten. Neben den schädlichen Eigenschaften für den Menschen führt die Oxidation von Methanol zum Ausstoß eines Treibhausgases, dem Kohlenstoffdioxid. Bei Verwendung von CO₂-neutral hergestelltem Methanol ist dessen Ausstoß im CO₂ Kreislauf (Abbildung 3.19), wodurch kein neues Kohlenstoffdioxid ausgestoßen wird. [7, 8, 39, 67, 68]

In Abbildung 3.20 sind die Vorteile und Herausforderungen für die Anwendung von Methanol als Kraftstoff dargestellt. In Tabelle 3.5 sind ausgewählte Charakteristika des C1-Alkohols mit denen von EN590 Diesel verglichen. Die physikalischen und chemischen Eigenschaften von Methanol bringen sowohl Vorteile und Herausforderungen für das gesamte Hochdruckeinspritzsystem und das Brennverfahren mit sich. Aufgrund der fehlenden direkten Kohlenstoff-Kohlenstoff Bindungen kann der Einspritzdruck für die Hochdruckdirekteinspritzung signifikant reduziert werden, da die erforderlichen Drücke für einen optimierten Strahlaufbruch zur Rußreduktion nicht länger erforderlich sind. Das ist insbesondere ein Vorteil für die mechanischen Belastungen der Kraftstoffsystemkomponenten, da sich diese minimieren. Aufgrund der geringen Cetanzahl von Methanol und der dadurch fehlenden Selbstzündfähigkeit ist sowohl für das diffusive als auch das vorgemischte Brennverfahren eine Zündquelle erforderlich. Für Großmotoren in der Schifffahrt gilt aus wirtschaftlichen und sicherheitstechnischen Gründen eine Kraftstoffredundanz. Eine Pilotmenge an Dieselmotoren anstelle einer Zünd- oder Glühkerze dient daher als Zündquelle für den C1-Alkohol. Für diese Anwendung sind entweder zwei einzelne Injektoren oder ein Multikraftstoffinjektor erforderlich. Das bringt erneute Herausforderungen für das Hochdruckeinspritzsystem, insbesondere für den Hochdruckinjektor, aufgrund der begrenzten Platzverhältnisse im Zylinderkopf, mit sich. [14, 39]

Kraftstoffpumpe bei Großmotoren durch den Schweröleinsatz ohnehin bereits fremdgeschmiert. Aufgrund der Schwerölzusammensetzung und der Tatsache, dass es vor der Verwendung aufgeheizt werden muss, macht es unumgänglich die Kraftstoffpumpe fremdzuschmieren. Zudem ist bei der Auswahl der Materialien auf Beständigkeit gegenüber Korrosion und der Lösungsmittleigenschaft von Methanol zu achten.

Der gravimetrische Energiegehalt des einfachsten Alkohols ist im Vergleich zu Diesel um das 2,14-fache geringer. Das notwendige Kraftstoffvolumen zur Abbildung einer vergleichbaren Leistung ist somit signifikant erhöht. Da für mittelschnelllaufende 4-Taktmotoren das Zeitfenster zur Einbringung des Kraftstoffes aufgrund der Drehzahl begrenzt ist, stellt dies eine Herausforderung bei der Auslegung des Injektors und der Einspritzdüse dar. Es gibt zwei Optionen, um das zeitliche Einspritzfenster einzuhalten. Entweder wird eine Düsengeometrie identisch zu einer Dieseldüse verwendet, was mit einer Erhöhung des Einspritzdrucks über die bekannten Dieseldrücke hinausgeht. Oder es wird der Einspritzdruck verringert bei gleichzeitiger Erhöhung der Einspritzlochdurchmesser und damit des hydraulischen Durchflusses. Aufgrund der sinkenden Komponentenbelastung mit geringerem Einspritzdruck, ist die zweite Variante zu bevorzugen. Diese Variante ist bei dem, in dieser Arbeit untersuchten Düsengeometrien gewählt worden.

Tabelle 3.5: Ausgewählte physikalische und chemische Eigenschaften von Methanol und EN590 Diesel [8, 14, 39–43]

	Diesel EN590	Methanol
Cetanzahl	min. 51,0	< 5
Dampfdruck in bar	0,004 (40°C)	0,169 (25°C)
Kinematische Viskosität in cSt	2,5 – 4,5 (40°C)	0,69 – 0,75 (25°C)
Unterer Heizwert in MJ/kg	42,9	20,09
Unterer Heizwert in MJ/l	35,6	15,87
Zündgrenzen in Luft in Vol.-%	0,6 – 5,5	6 – 36
Selbstzündtemperatur in °C	230 – 450	470
Siedetemperatur in °C	141 – 462	64,6
Flammpunkt in °C	> 55	12
Verdampfungsenthalpie in kJ/kg	≈ 350	1100
Stöchiometrischer Luftbedarf in kg _{Luft} /kg _{Kraftstoff}	14,7	6,5
Dichte bei 15°C in kg/m ³	820 – 845	796

Sowohl die Siedetemperatur als auch der Flammpunkt von Methanol liegen deutlich unter den Werten des EN590 Diesels. Beide Stoffdaten müssen insbesondere bei der Auslegung der Sicherheitsvorkehrungen zur Kraftstoffhandhabung an Prüfständen und im Maschinenraum beachtet werden. Die hohe Zündtemperatur in Kombination mit der hohen unteren Zündgrenze sowie der hohen Verdampfungsenthalpie stellen eine Herausforderung für die Formung eines entflammbareren Gemisches dar. Die Auswahl des Zündzeitpunktes des Pilotdiesels ist essentiell für die Entflammung des Alkohols. Die hohe Verdampfungsenthalpie führt jedoch auch zur Senkung der Brennraumtemperaturen. Das hat zum einen die Klopfunterdrückung und damit eine höhere Leistungsdichte mit höherem Wirkungsgrad sowie die Reduktion der Stickoxid-Emissionen zur Folge. Neben dem Vorteil entstehen jedoch auch unverbrannte Methanolemissionen aufgrund der

verschlechterten Oxidationsbedingungen durch die geringeren Temperaturen. Eine weitere Herausforderung bei der Verbrennung des Alkohols sind die aufgrund der gebundenen Hydroxylgruppe resultierenden Aldehydemissionen bei unvollständiger Oxidation, welche im Vergleich zum EN590 Diesel deutlich höher ausfallen können. [14, 39, 54]

3.7.1. Produktionspfade von Methanol

In Abbildung 3.21 sind die verschiedenen Produktionspfade von Methanol dargestellt. Der C1-Alkohol kann auf Basis von Kohle, Erdgas, erneuerbarer Elektrizität und Biomasse hergestellt werden. Als Zwischenprodukt fast aller Prozesse dient Synthesegas, eine Mischung aus Wasserstoff, Kohlenstoffmonoxid und Kohlenstoffdioxid, welches weiter zu Methanol umgewandelt wird.

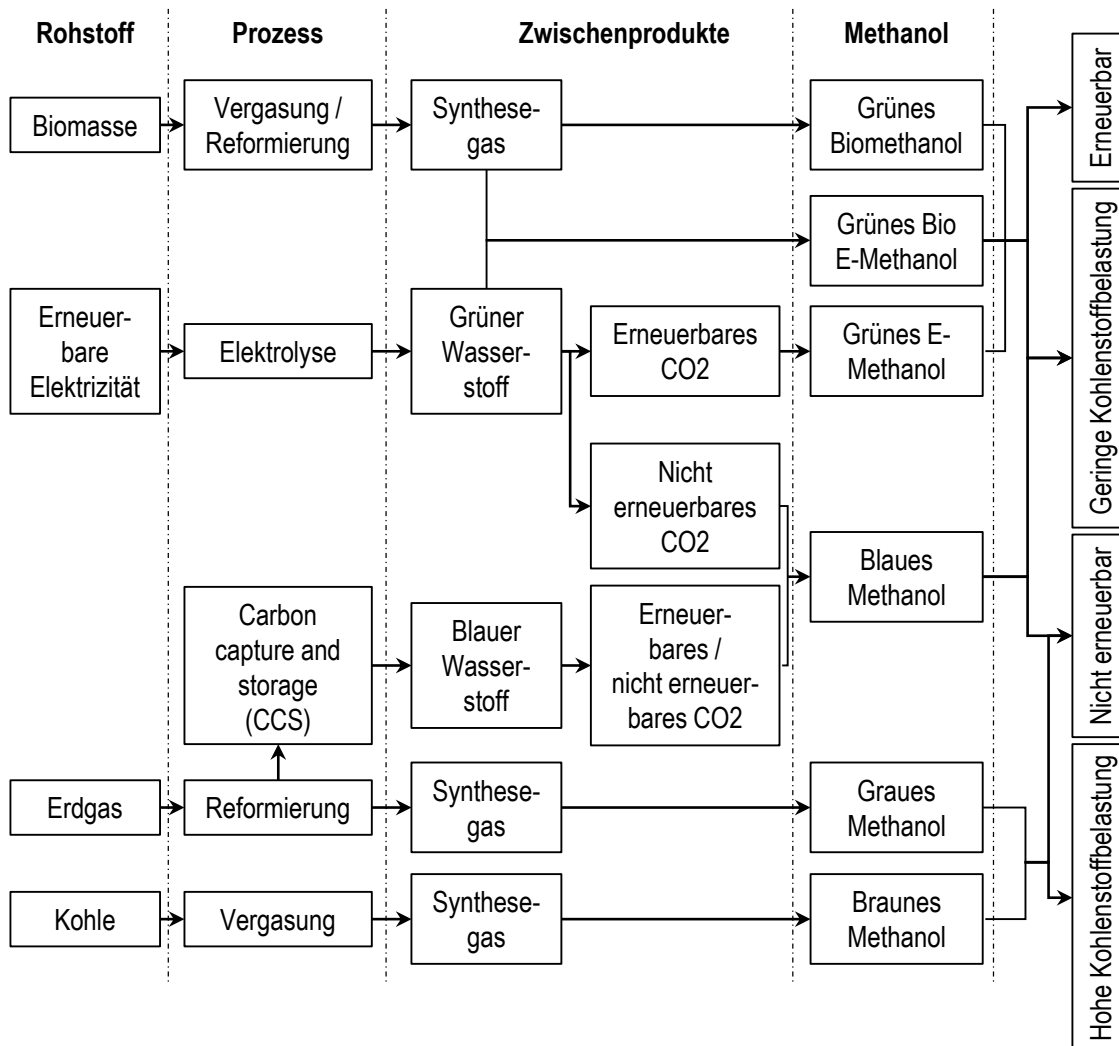


Abbildung 3.21: Produktionspfade von Methanol nach [67]

Die Produktionspfade können in ihrer Kohlenstoffbelastung und der Erneuerbarkeit unterschieden werden. Die konventionellen Herstellungsprozesse aus Erdgas und Kohle sind weder erneuerbar noch zeigen sie eine geringe Kohlenstoffbelastung. Dennoch wird der Großteil des produzierten Methanols aus wirtschaftlichen Gründen auf diese Weise hergestellt [67]. Um den Kohlenstoffausstoß zu reduzieren, kann das Carbon Capture and Storage (CCS) Verfahren nach der Erdgasreformierung angewendet werden. Beim CCS-Prozess wird CO₂ aus der Atmosphäre gespeichert. Es entsteht sogenannter blauer Wasserstoff, dessen Produktion zwar nicht auf einem erneuerbaren Rohstoff basiert, jedoch den

Kohlenstoffausstoß durch das CCS-Verfahren reduziert. Der blaue Wasserstoff wird in einem weiteren Prozessschritt mit Kohlenstoffdioxid zu blauem Methanol umgewandelt. Auf Basis von Biomasse oder erneuerbarer Elektrizität erfolgt die Herstellung von grünem Methanol, dessen Produktion erneuerbar und mit geringem Kohlenstoffausstoß abläuft. Um eine CO₂-Neutralität herstellen zu können, ist die Verwendung von grünem Methanol erforderlich. Dennoch ist bereits heute durch den Einsatz von grauem und braunem Methanol die Reduktion der Treibhausgas-, Stickoxid- und Partikelemissionen möglich. [67]

3.7.2. Emissionen der Methanolverbrennung

Neben den aus der diffusiven Dieselverbrennung resultierenden und in Kapitel 3.4 aufgeführten Emissionen, ausgenommen von Ruß, muss bei der unvollständigen Verbrennung von Methanol der Formaldehyd-Ausstoß betrachtet werden. Dieser tritt in höheren Mengen im Vergleich zur Dieselverbrennung auf und ist hervorzuheben, da es bereits bei geringen Mengen gesundheitsschädliche Belastungen verursacht. Formaldehyd-Grenzwerte gibt es bislang nur in der TA Luft. Die empfohlenen Grenzen liegen bei 12,5 g/h oder 5 mg/m³ [69]. In Abbildung 3.22 sind vereinfacht die Reaktionspfade der Oxidation von Methanol dargestellt. Diese verläuft entweder über die Bildung von Formaldehyd (CH₂O) oder über die Bildung von CH-Radikalen ausgehend von der abgespaltenen Methyl- (CH₃) Gruppe und ist abhängig vom Luftangebot. Bei fetten Luftverhältnissen dominieren die Reaktionen, die zur Bildung des CH-Radikals führen. Liegen magere Bedingungen vor, wird Formaldehyd gebildet. Somit stehen die beiden Oxidationswege in Konkurrenz zueinander, wobei abhängig vom dominierenden Pfad entweder die Bildung des Aldehyds oder die des CH-Radikals reduziert wird. Bestimmt der Pfad über die Methylgruppe die Oxidation, wird weiter die Stickoxidbildung über den Prompt-NO Mechanismus aufgrund der geringeren Verbrennungstemperaturen gefördert. Die niedrigeren Brennraumtemperaturen basieren auf der hohen Verdampfungsenthalpie von Methanol, welche zu einer starken Temperaturabsenkung führt. Es ist davon auszugehen, dass die hohe Verdampfungsenthalpie des C1-Alkohols die Bildung des thermischen Stickstoffmonoxids reduziert und der Prompt-NO Pfad der bestimmende NO-Bildungsmechanismus ist. [70, 71]

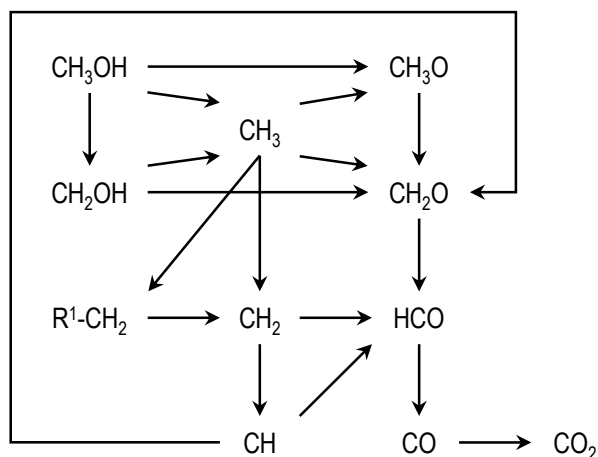


Abbildung 3.22: Vereinfachte Reaktionspfade der Methanol Oxidation nach [70]

3.8. Einspritztechnik für Großmotoren

Das dominierende Einspritzsystem für Großmotoren ist für lange Zeit ein mechanisch angetriebenes Pumpe-Leitung-Düse System. Dieses entspricht einem Einzelpumpensystem, bei dem für jeden Zylinder eine Einspritzpumpe, eine Hochdruckleitung und ein Einspritzventil verbaut ist. In Abbildung 3.23 ist ein solches System schematisch dargestellt.

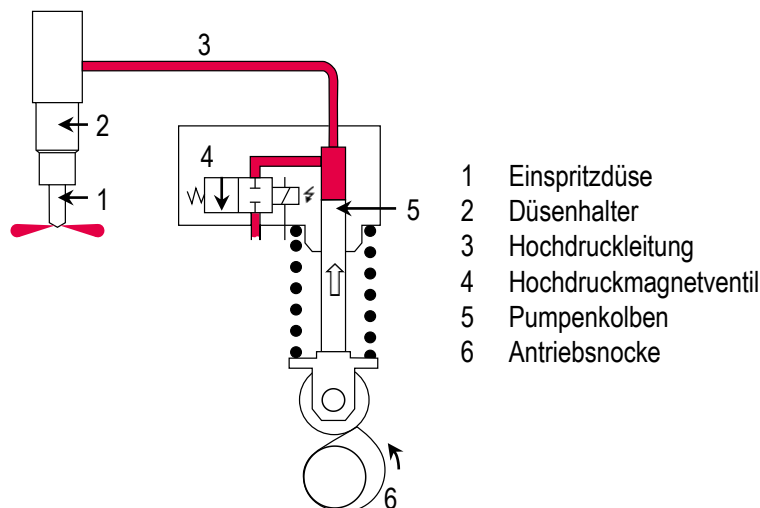


Abbildung 3.23: Schematische Darstellung der Hauptkomponenten eines Pumpe-Leitung-Düse Systems nach [54]

Der Pumpenkolben (5) wird über die Antriebsnocke (6) angetrieben. Bei der Aufwärtsbewegung des Pumpenkolbens wird in der Hochdruckleitung (3) Kraftstoffdruck aufgebaut. Sobald die Federkraft der Düsennadelfeder im Düsenhalter (2) überwunden ist, hebt sich die Düsennadel aus dem Nadelsitz und die Kraftstoffeinspritzung beginnt. Über das Hochdruckmagnetventil (4) wird der Einspritzbeginn sowie das Einspritzende geregelt. Hierbei ist zu beachten, dass die elektrische Steuerung des Einspritzzeitpunktes eine Weiterentwicklung ist, um der Forderung eines flexibleren wählbaren Einspritzzeitpunktes zur Reduktion von Geräusch- und Schadstoffemissionen nachzugehen. Es ist dennoch zu beachten, dass der Einspritzzeitpunkt weiterhin vom Antriebsnocken abhängig ist. [40, 54, 65]

Die Einspritzung der ersten und auch heute im Großmotorenbereich dominierenden Pumpe-Leitung-Düse Systeme ist rein über die Steuerkanten des Pumpenkolbens sowie Steuerbohrungen zum Druckaufbau und -abbau geregelt worden. Die Einspritzung erfolgt dennoch weiterhin druckgesteuert. Bei diesem System ist die Einspritzrate von der Antriebsnockenform und von der Motordrehzahl abhängig. Im Gegensatz zu Pkw- und Lkw-Anwendungen, sind bei Großmotoren eigene Einspritznockenwellen vorgesehen. Nachteile vom Pumpe-Leitung-Düse System sind zum einen der langsame Druckaufbau sowie Druckabbau, wodurch die Emissionen im Teillastbereich aufgrund des kleinen Nadelhubs und des geringen Einspritzdrucks durch die folgende verschlechterte Gemischaufbereitung erhöht werden. Zum anderen erfolgt über die Leitung zwischen dem Pumpenelement und dem Einspritzventil die Übertragung von Druckwellen. Der maximal erreichbare Einspritzdruck variiert dadurch. Ein solches Einspritzsystem kann nur für einen bestimmten Motorbetriebspunkt optimiert werden. [40, 54, 65]

Da die Emissionsgesetzgebungen auch in der Schifffahrt stets strikter werden, ist das Speichereinspritzsystem, das sogenannte Common-Rail (CR) System, auch im Marinebereich eingeführt worden. Bei diesen Systemen ist der Einspritzdruck sowie die Einspritzratenform unabhängig von der Nockenform. Das System wird zudem von der Motordrehzahl entkoppelt betrieben. In Abbildung 3.24 sind die Hauptkomponenten eines solchen Moduls für Pkw-Anwendungen schematisch dargestellt. Die Druckerzeugung erfolgt über eine Hochdruckpumpe (1), die mechanisch oder elektrisch angetrieben wird. Der, auf Hochdruck verdichtete, Kraftstoff wird in einem Verteilersystem (2), dem sogenannten Rail, gesammelt und von diesem zu den einzelnen Injektoren verteilt. Der Unterschied der Common-Rail Systeme für Großmotoren liegt in der Rail- und Pumpenanzahl. Jeder Zylinder verfügt über eine eigene Kraftstoffpumpe. In Abbildung 3.25 ist ein MAN CR2.2 System für einen Reihensechszylindermotor als Beispiel dargestellt.

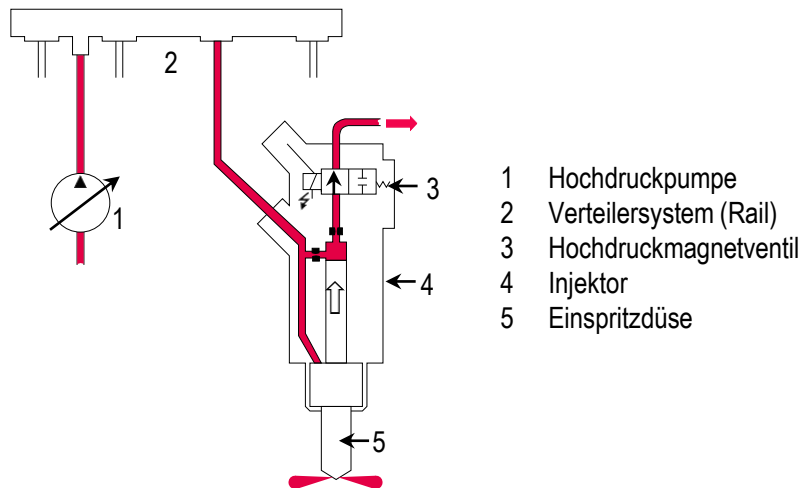


Abbildung 3.24: Schematische Darstellung der Hauptkomponenten eines Common-Rail Einspritzsystems für Pkw-Anwendungen nach [54]

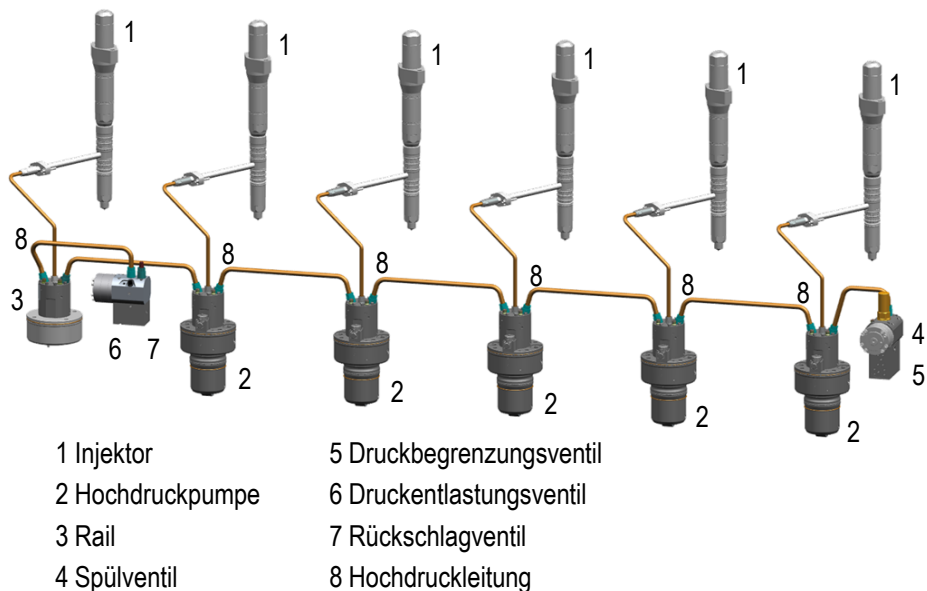


Abbildung 3.25: MAN CR2.2 Dieselmotorsystem für einen Reihensechszylindermotor

Vorteile von Common-Rail Systemen sind die, von der Motordrehzahl entkoppelten Einspritzvorgänge, wodurch der Einspritzdruck in Abhängigkeit von der geforderten Motorlast eingestellt werden kann und auch für den Teillastbereich ausreichend hoch zur Verfügung steht. Somit ist auch bei niedrigen Lasten eine feine Kraftstoffzerstäubung sichergestellt. Ein weiterer Vorteil ist die Möglichkeit der Mehrfacheinspritzung, wodurch Geräusch- und Schadstoffemissionen innermotorisch in einem hohen Maße reduziert werden können. [40, 54, 65]

Für die Hochdruckdirekteinspritzung von zukunftsfähigen Kraftstoffen für Großmotoren im Viertaktbereich kommen ebenfalls Common-Rail Einspritzsysteme zum Einsatz.

3.9. Übersicht zum Stand der Technik

Der Stand der Technik umfasst die fünf grundlegenden Prozesse des diffusiven Brennverfahrens. Im Detail wird auf die Einspritzung und Gemischbildung, die Zündung, die heterogene Verbrennung und die Emissionsbildung eingegangen.

Die Charakteristika zur Bewertung des hydraulischen Verhaltens, der Düseninnenströmung und der Kraftstoffverdunstung sind aufgeführt. Die Strahlerfallsmechanismen sowie die makroskopischen Strahlgrößen sind detailliert erläutert. Des Weiteren ist ein Überblick über die Einflussgrößen auf die Düseninnenströmung und auf die Strahlausbreitung gegeben. Die Reaktionsmechanismen der Emissionsbildung der Kohlenwasserstoffverbrennung sowie entsprechende Reduktionsmaßnahmen der auftretenden Schadstoffe bilden den Abschluss zu den Grundlagen des diffusiven Brennverfahrens. Weiter wird auf den alternativen Kraftstoff Methanol und dessen Produktionspfade eingegangen. Der Einfluss der chemischen und physikalischen Eigenschaften von Methanol auf das Einspritzsystem, die Verbrennung und die Schadstoffbildung wird detailliert ausgearbeitet. Den Abschluss der Stand der Technik bildet eine Übersicht über die Einspritztechnik für Großmotoren.

4. Versuchsträger und Methodik

Der Einsatz von Methanol als alternativer Kraftstoff für Großmotoren im maritimen Bereich erfordert neue Einspritzkomponenten. Für die, in dieser Arbeit durchgeführten Experimente kommt ein Mehrstoff-Common-Rail Injektor zum Einsatz. Die Funktionsweise und der Aufbau werden nachfolgend erläutert. Weiter sind die Versuchsträger für die hydraulische Charakterisierung des Injektors, für die optischen Untersuchungen des Strahlbildes des flüssigen, verdunstenden sowie verbrennenden Kraftstoffes und der Einzylinderforschungsmotor für die Analyse des diffusiven Brennverfahrens mit Methanol aufgeführt. Auf die angewandte Messmethodik am jeweiligen Prüfstand wird ebenfalls eingegangen. Zusätzlich wird die Vorgehensweise für die 3D-CFD Simulation zur Analyse der Düseninnenströmung erläutert.

4.1. Mehrstoff-Common-Rail Injektor

Methanol kann nicht so einfach als Drop-In Kraftstoff für einen bestehenden Dieselmotor genutzt werden. Die Notwendigkeit einer Zündquelle, die geringe Schmierfähigkeit und der niedrigere Heizwert von Methanol im Vergleich zu Diesel sind als Gründe zu nennen. Weiter hat die geringe Viskosität des einfachsten Alkohols bei kraftstoffgeschmierten Komponenten einen verfrühten Verschleiß zur Folge. Der geringe Energiegehalt (gravimetrisch und volumetrisch) erfordert einen höheren hydraulischen Durchfluss, um die erforderliche Kraftstoffmenge in einem definierten Zeitfenster einzuspritzen. Für einen guten Wirkungsgrad soll die Einspritzdauer vergleichbar zu einer Einspritzung bei aktuellen Dieselmotoren sein. Aus den genannten Gründen ist ein, auf Methanol ausgelegter Injektor notwendig. Neben den, aus den Kraftstoffeigenschaften folgenden Anforderungen, ist weiter der Bauraumbedarf im Zylinderkopf zu beachten. Dies gilt insbesondere für Retrofitlösungen.

In dieser Arbeit ist ein Mehrstoff-Common-Rail Injektor mit vier Einspritznadeln der Firma Woodward L'Orange GmbH untersucht worden. Das Design führt lediglich zu minimalen konstruktiven Anpassungen am Zylinderkopf. Der Injektor ist zentral positioniert und verfügt über vier Hochdruckpfade. Diese sind der Diesel-, Methanol-, Steuer- und Sperrölpfad. Durch den Injektor kann sowohl Diesel als auch Methanol eingespritzt werden. Der Dieselpfad ist für die erforderlichen Pilotmengen und den reinen Dieselmotorbetrieb ausgelegt. In Abbildung 4.1 ist der Prototypinjektor und ein Schema des Düsendesigns sowie des Strahlbilds dargestellt. Der Injektor verfügt über zwei Hochdruckspeicher, einen für Methanol und einen für Diesel. Neben den Hochdruckanschlüssen für den alternativen und den fossilen Kraftstoff ist ein Steuer- sowie ein Sperrölanschluss vorhanden. Das Steuer- und Sperrölmedium ist Diesel. Das Sperröl dient zur injektorinternen Abdichtung. Im Schadensfall im Injektor, beispielsweise bei einem Dichtstegbruch, wird das Methanol kontrolliert mit dem Sperröl in die Leckage abgeführt.

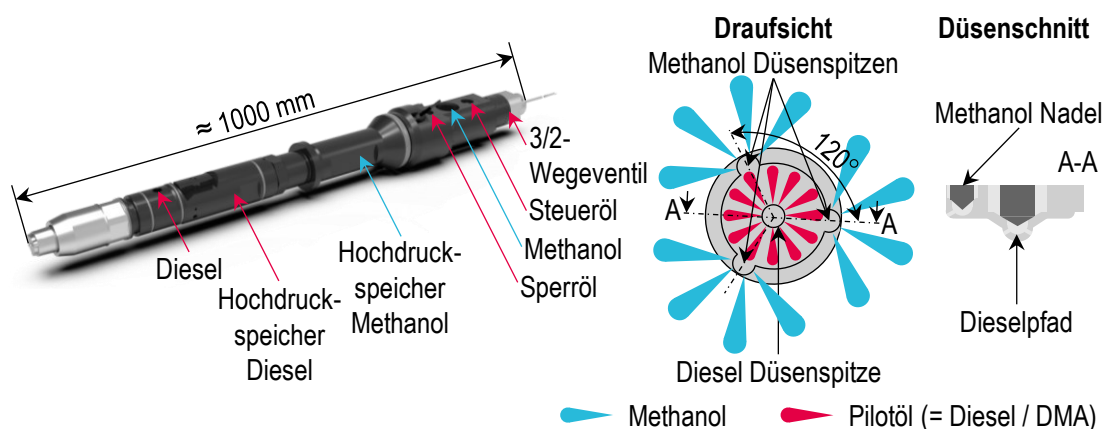


Abbildung 4.1: Methanol-Diesel Dual-Fuel-Hochdruckinjektor und schematische Darstellung des Düsendesigns

Die Anordnung der Einspritznadeln ist so gewählt worden, dass der Kraftstoff gleichverteilt in den Brennraum eingebracht wird. Die Einspritznadel für Diesel ist bei dem Versuchsinjektor zentral in der Düse positioniert. Ein rotationssymmetrisches Lochbild um die Nadelachse garantiert die bestmögliche Luftausnutzung für die Dieselstrahlen. Damit dies im Methanolbetrieb ebenfalls erreicht werden kann, sind die drei weiteren Düsennadeln im 120°-Winkel um die zentrale Dieseleinspritznadel angeordnet. Diese drei Nadeln werden gemeinsam hydraulisch über das Steueröl geöffnet und geschlossen. Über ein magnetgesteuertes 3/2-Wegeventil erfolgt die Aktivierung des Steueröl- und weiter des Methanolfpads. In Abbildung 4.2 ist ein Schema der hydraulischen Unterstützung der Nadelbewegung für eine Methanol-Düsennadel zu sehen. Im geschlossenen Zustand liegt an der oberen und der unteren Druckschulter derselbe Steueröldruck an. Während der Nadelöffnung wird der Druck im Steuerraum oberhalb der oberen Druckschulter abgebaut, wohingegen der Steueröldruck an der unteren Druckschulter weiterhin anliegt.

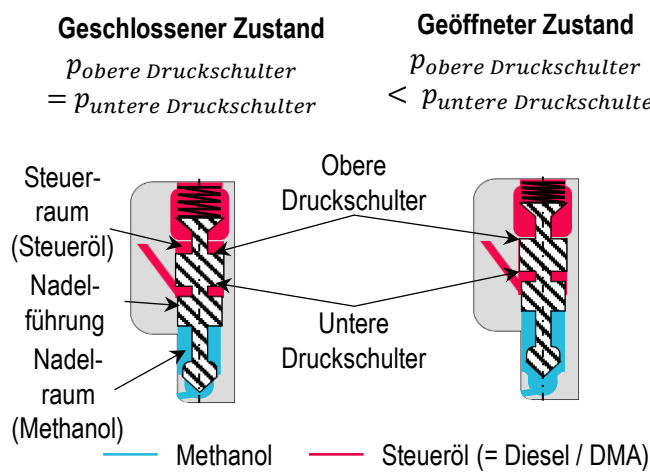


Abbildung 4.2: Schema der Methanolnadel-Betätigung

Aufgrund der Dicht- sowie Steuerfunktion liegt das Druckniveau vom Steuer- und Sperröl stets höher als der Methanoleinspritzdruck. Dadurch ist gewährleistet, dass das Methanol in den Brennraum eingespritzt wird und nicht zu den Steuerkomponenten des Injektors übertritt. Dieses Merkmal führt weiter zu einer systembedingten Einschränkung im Betrieb. Über die Nadel-führung tritt Steueröl in den Methanol-Nadelraum über. Während eines Einspritzvorgangs wird neben dem alternativen Kraftstoff ebenfalls eine kleine Menge Steuermedium eingespritzt.

Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen sind verschiedene Düsengeometrien getestet worden. In Tabelle 4.1 sind diese aufgeführt.

Tabelle 4.1: Untersuchte Düsengeometrien des Mehrkraftstoff-Common-Rail Injektors

		Düse 1 (Referenzdüse)	Düse 2	Düse 3	Düse 4
Methanolfpad	Anzahl Spritzlöcher	12 (3x4)	9 (3x3)	12 (3x4)	
	Hydraulischer Durchfluss in l/min	80		67	80
	Düsenlochdurchmesser in µm	1200	1380	1090	1200
	Höhenwinkel in °	α			β (β < α)
Dieselpfad	Anzahl Spritzlöcher	12			
	Hydraulischer Durchfluss in l/min	15			
	Höhenwinkel in °	α			

Die Geometrieparameter des Dieselpfads sind für alle Varianten gleich gewählt. Düse 1 entspricht der Referenzdüse. Sie hat zwölf Spritzlöcher für den Methanol- und den Dieselpfad. Die Höhenwinkel sind ebenfalls gleich, wodurch die jeweiligen Strahlen parallel zueinander eingespritzt werden. Der hydraulische Durchfluss für den Methanolfpad beläuft sich auf 80 l/min. Düse 2 unterscheidet sich zur Referenzdüse durch eine geringere Spritzlochzahl. Der hydraulische

Durchfluss ist identisch, womit sich ein größerer Lochdurchmesser ergibt. Düse 3 stellt eine Durchflussvariante im Vergleich zur Referenzdüse dar. Um dies zu erreichen, ist der Düsenlochdurchmesser bei gleicher Spritzlochanzahl kleiner gewählt. Die Geometrie von Düse 4 berücksichtigt erneut zwölf Methanolspritzlöcher. Diese sind im Vergleich zu Düse 1 mit einem spitzeren Höhenwinkel angeordnet. Die Folge hiervon sind sich überschneidende Methanol- und Dieselstrahlen. In Abbildung 4.3 ist eine Prinzipskizze der Orientierung der Methanol- und Dieselstrahlen dargestellt. Für die Düsen 1, 2 und 3 werden die Strahlen parallel eingespritzt. Durch den spitzeren Höhenwinkel der Methanolspritzlöcher von Düse 4 und dem unveränderten Winkel der Dieselstrahlen spritzen die Methanolstrahlen in Richtung des Zündöls. Hierdurch kann eine verbesserte Interaktion der beiden Kraftstoffe erreicht werden.

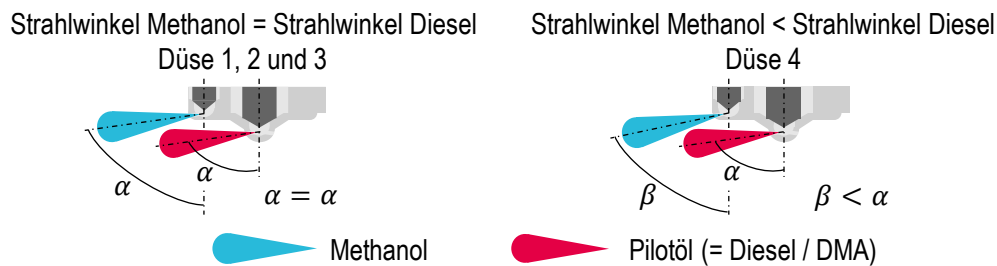


Abbildung 4.3: Strahlorientierung der Methanol- und Pilotdieselstrahlen

Mit den untersuchten Düsen kann der Einfluss des Lochdurchmessers bei gleichem und geänderten Durchfluss sowie die Auswirkungen der Strahlorientierung auf folgende Aspekte betrachtet werden:

- die Düseninnenströmung,
- die makroskopischen Strahlgrößen des flüssigen und verdunstenden Kraftstoffes,
- das Zünd- und Verbrennungsverhalten von Methanol und
- die diffusive Verbrennung inklusive der resultierenden Emissionen.

In den weiteren Kapiteln sind die Modellierung der Strömungsberechnung und die Versuchsträger sowie die angewandte Methodik für die Charakterisierung der aufgeführten Prozesse beschrieben.

4.2. 3D-CFD Simulation zur Berechnung der Düseninnenströmung

Im Rahmen dieser Arbeit sind 3D-CFD Simulationen der Düseninnenströmung des Methanolfpads mit zwei unterschiedlichen Modellen durchgeführt worden. Das eine Modell dient der Grundlagenuntersuchung der Fluidströmung mit statischer Düsennadel und damit einem definierten Nadelhub. Mithilfe des zweiten Modells erfolgt die Analyse der Strömungsverhältnisse während der Nadelbewegung für den Öffnungs- und Schließvorgang. Die numerischen Randbedingungen für die Berechnung des jeweiligen Vorgangs sind identisch, das Rechenetz unterscheidet sich allerdings aufgrund der Nadelbewegung.

4.2.1. Erhaltungsgleichungen und Turbulenzmodellierung

Die numerische 3D-CFD Analyse der Düseninnenströmung ist als URANS (engl.: *Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) Simulation im kartesischen Koordinatensystem mit Siemens Star-CCM+ durchgeführt worden. Die Strömungsberechnung basiert auf der Massen- und Impulserhaltung. Die entsprechenden Gleichungen der instationären turbulenten Strömung werden gemittelt. Aufgrund der turbulenten Strömungen entstehen zusätzliche zu berechnende Spannungen, die sogenannten Reynoldsspannungen, die in der Impulserhaltung berücksichtigt werden. Es resultiert die Gleichung (4.1) für die Massenerhaltung und die Gleichung (4.2) für die Impulserhaltung. Die beiden Gleichungen sind als

instationäre Reynolds-gemittelte Navier-Stokes Gleichungen, auch URANS-Gleichungen, bekannt. Die Energieerhaltung wird aufgrund der Annahme einer isothermen Strömung nicht berücksichtigt. [72]

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j) = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \overline{u'_i u'_j})}_{\text{Reynolds-Spannungen}} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad \text{mit } i = 1, 2, 3 \quad (4.2)$$

Die Variable ρ entspricht der Dichte, u der Geschwindigkeit, p dem Druck, $\bar{\tau}_{ij}$ dem mittleren viskosen Spannungstensor und $\overline{u'_j u'_i}$ dem gemittelten Reynolds-Spannungstensor. Die Abhängigkeit zwischen der Dichte und dem Druck wird in den vorliegenden Modellen über eine Tabelle als benutzerdefinierte Zustandsgleichung eingelesen. Die Reynolds-Spannungen entstehen durch die Mittelung der skalaren Größen. Sie zeigen den Einfluss der turbulenten Fluktuationen auf die gemittelten Werte und den Energietransport der gemittelten Strömungsbewegung in die turbulenten Schwankungen auf. Über den mittleren Spannungstensor $\bar{\tau}_{ij}$ werden die aufkommenden Reibungskräfte berücksichtigt. Diese werden über Gleichung (4.3) für kompressible Newton'sche Fluide nach der Stokes-Hypothese berechnet. Die Variable μ ist die dynamische Viskosität und δ_{ij} entspricht der Einheitsmatrix. [72]

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \quad (4.3)$$

Die in Gleichung (4.2) enthaltenen Reynoldsspannungen $\overline{u'_j u'_i}$ führen zu einem weiteren notwendigen Gleichungssystem, dem sogenannten Schließungsproblem. Mit Hilfe des Turbulenzmodells wird dieses gelöst. In der vorliegenden Arbeit ist das *Lag Elliptic Blending* k - ε -Modell verwendet worden. Wie die meisten Turbulenzmodelle basiert es auf der *Boussinesq*-Hypothese, die besagt, dass der Energietransport der gemittelten Strömung über turbulente Fluktuationen durch einen Anstieg der turbulenten Viskosität beschrieben werden kann. Das angewandte Modell kombiniert das k - ε - mit einer Weiterentwicklung des *standard elliptic blending* Modells. Das k - ε -Modell verwendet die Gleichungen für die turbulente kinetischen Energie k und für die turbulente Dissipation ε , um damit die turbulente Viskosität zu berechnen. Das Modell ist vor allem für die Berechnung von freien Strömungen geeignet. Um dennoch die Strömung in den Grenzschichten abbilden zu können, kommt das *Lag Elliptic Blending* Modell zum Einsatz, das eine elliptische Relaxationsfunktion in das Gleichungssystem hinzufügt. Der Vorteil des *Lag Elliptic Blending* k - ε -Modells liegt in der Berechnung der wandnahen Strömungen. Durch die Wandbedingung (Normalkomponente der Geschwindigkeit ist null) stellen sie einen Sonderfall dar. Lineare Wirbelviskositätsmodelle führen zur Fehlberechnung der Strömung in Wandnähe, da die erzeugte turbulente Viskosität durch die mögliche Fehlausrichtung der Spannungs- und Dehnungstensoren überschätzt werden kann. Hierfür ist im *Lag Elliptic Blending* Modell der Winkel zwischen den Hauptkomponenten der genannten Tensoren inkludiert. Weiter wird der Einfluss der Anisotropie, der Krümmungen und der auftretenden Rotationseffekte berücksichtigt. [73, 74]

4.2.2. Mehrphasenmodellierung

Die Düseninnenströmung stellt eine dreidimensionale Strömung mit Dampfblasenbildung dar. Für die Betrachtung der beiden Phasen, gasförmig und flüssig, findet die *Volume of Fluid Methode* Anwendung. Die Dichte und die Viskosität der beiden Phasen werden dabei über eine Zelle im diskretisierten Rechengebiet gemittelt. Das Medium innerhalb dieser Zelle repräsentiert ein Fluid mit variabler Dichte ρ_m und variabler Viskosität μ_m . Die Berechnung der beiden Größen erfolgt über Gleichung (4.4) und (4.5). Die Variable α entspricht dem Volumenanteil der Gasphase innerhalb einer Zelle.

Die Indizes v und l korrelieren zum gasförmigen (engl.: *vapor*) und flüssigen (engl.: *liquid*) Anteil des Mediums in der Berechnungszelle. Der Phasenübergang wird durch den Zusammenhang von Dichte und Druck bestimmt. Gleichung (4.4) wird dazu in die Massenerhaltung aufgenommen. Die entsprechende Kontinuitätsgleichungen für die flüssige und die gasförmige Phase zeigen Gleichungen (4.6) und (4.7). [74–76]

$$\rho_m = \alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_l \quad (4.4)$$

$$\mu_m = \alpha\mu_v + (1 - \alpha)\mu_l \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\alpha\rho_v + \frac{\partial}{\partial x_i}(\alpha\rho_v u_i) = \dot{S}_v \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(1 - \alpha)\rho_l + \frac{\partial}{\partial x_i}(1 - \alpha)\rho_l u_i = \dot{S}_l \quad (4.7)$$

Die Variablen \dot{S}_v und \dot{S}_l stellen die Bildungsrate des jeweiligen Zustands dar. Für die Berechnung von \dot{S}_v ist ein Kavitationsmodell erforderlich. In den vorliegenden Studien wird das *Schnerr-Sauer* Modell verwendet. Die zugehörige Formel zur Bestimmung von \dot{S}_v ist Gleichung (4.8). [74]

$$\dot{S}_v = N \cdot \frac{dV_b}{dt} = n_0\alpha_l V \cdot 4\pi R^2 v_r \quad (4.8)$$

$$v_r = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{sat} - p}{\rho_l}} \quad (4.9)$$

Die Variable N repräsentiert die Keimanzahl in einem definierten Flüssigvolumen $\alpha_l V$, V_b beschreibt das Blasenvolumen und n_0 ist die Keimanzahl pro flüssiger Volumeneinheit. Die, in der Volumeneinheit enthaltenen Keime sind gleichmäßig verteilt und sphärisch. R ist der Radius der Blase und v_r die Geschwindigkeit des Blasenwachstums. v_r wird mittels Gleichung (4.9) berechnet, die auf der Rayleigh-Plesset Gleichung basiert. Dieser Ansatz definiert das Wachstum sowie den folgenden Kollaps einzelner Blasen in einem flüssigen Medium mit einem konstanten Druck p . Die Variable p_{sat} entspricht dem Sättigungsdampfdruck. ρ_l ist die Dichte der umgebenden Flüssigkeit. Im *Schnerr-Sauer* Modell werden die Beschleunigung des Blasenwachstums, Viskositätseffekte und die Oberflächenspannung vernachlässigt. Diese Größen sind für die meisten praktischen Anwendungen nicht relevant. [26, 74, 75, 77]

4.2.3. Diskretisierung

Bei der 3D-CFD Simulation wird die Finite-Volumen Methode angewendet. Diese basiert auf der Integralform der Erhaltungsgleichungen. In den vorliegenden Modellen sind für die Lösung der Gleichungen Methoden zweiter Ordnung verwendet worden. Diese Methode ist für komplexe Gitterstrukturen geeignet [72]. Über die Finite-Volumen Methode erfolgt die Berechnung der Strömungsparameter im Zellzentrum. Für die Approximation der Terme an der Zellwand sind *Upwind* Methoden zweiter Ordnung gewählt worden. Für die zeitliche Diskretisierung findet ein Diskretisierungsschema zweiter Ordnung Anwendung, wobei die Lösungen der beiden vorangegangenen Zeitschritte bekannt sind und lediglich die Lösung zum aktuell zu berechnenden Zeitschritt bestimmt wird. Diese Methode ist als BDF-Verfahren (engl.: *Backward Differentiation Formula*) bekannt. Zur Lösung des Gleichungssystems wird ein vollimpliziter Solver, der SIMPLE-Algorithmus (engl.: *Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*), verwendet [72].

Die Vernetzung der Geometrie zählt ebenfalls zum Diskretisierungsprozess. Bei beiden Simulationsmodellen wird zur Reduktion der Rechenzeit unter Ausnutzung der bestehenden Symmetriebedingung nur die Hälfte einer Methanolnadel berechnet. Die zu berechnende Geometrie entspricht dem Negativmodell der Düse und somit dem Strömungspfad des

Kraftstoffs. Ebenfalls ist bei beiden Modellen die Gitterart bestehend aus einem dreidimensionalen, unstrukturierten Gitter mit Polyedern und Prismen gleich. An den strömungsrelevanten Stellen, dem Nadelsitz, dem Sackloch und den Spritzlöchern, ist ein feineres Netz als im Einlaufbereich gewählt worden. Damit können mit akzeptablen Rechenkapazitäten die Strömungsgrößen an den kritischen Stellen so genau wie möglich bestimmt werden. Im Einströmbereich ist eine grobe Vernetzung ausreichend, da hier lediglich geringe Strömungsgeschwindigkeiten mit einem minimalen Einfluss auf Turbulenz und Blasenwachstum auftreten. In Abbildung 4.4 ist das Vollmodell einer Methanolnadel mit vier Spritzlöchern sowie das darauf basierende und vernetzte Halbmodell der 3D-CFD Simulation der Düseninnenströmung mit konstantem Nadelhub dargestellt.

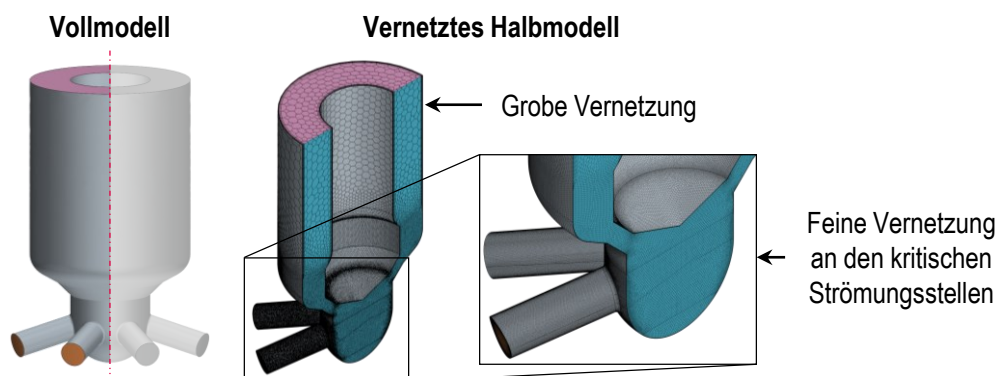


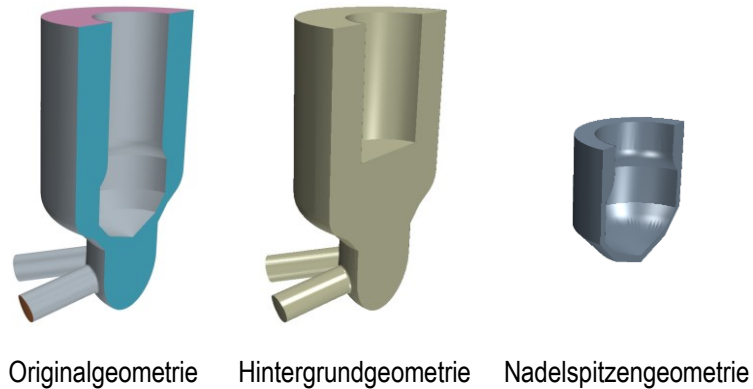
Abbildung 4.4: Räumliche Diskretisierung der 3D-CFD Simulation des Methanolfades mit konstantem Nadelhub

Die räumliche Diskretisierung für die Analyse der Strömungsverhältnisse während des Nadelöffnungs- und -schließvorgangs unterscheidet sich zum Modell mit statischer Nadel hinsichtlich der Vernetzungsart. Das resultiert aus der Randbedingung der Bauteilbewegung. Die Prismenschichten im Nadelsitzbereich werden in Abhängigkeit der Bewegungsrichtung zusammengedrückt oder auseinandergezogen. In Abbildung 4.5 ist die Vorgehensweise dargestellt. Basierend auf der Originalgeometrie des Halbmodells wird eine Hintergrundgeometrie sowie eine separate Nadelspitzengeometrie erzeugt (Abbildung 4.5 (1)). Diese beiden werden für die Berechnung übereinandergelegt. Die Bewegung erfolgt über die, sich in Nadelachse, in der Hintergrundgeometrie bewegende Nadelspitze. In Abbildung 4.5 (2) ist das Fluidvolumen mit maximalen und minimalen Nadelhub dargestellt. Die finale Vernetzung der einzelnen Komponenten ist in Abbildung 4.5 (3) zu sehen.

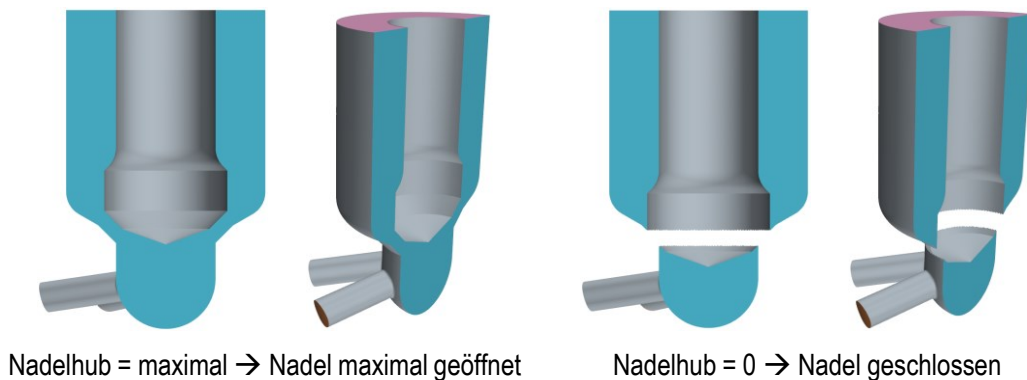
Durch das Übereinanderlegen mehrerer Geometrien entsteht ein kombiniertes Volumen, das sich aufgrund der Nadelbewegung während der Berechnung stetig verändert. Um dies abzubilden, wird ein sogenanntes *Overset Mesh* angewendet, welches um das sich bewegende Bauteil aufgebaut wird. Das *Overset Mesh* ist in Abbildung 4.5 (3) als Umrisskante um die Nadelspitze zu erkennen. In einem solchen übereinanderliegenden Netz tauschen Geber- und Empfängerzellen die Werteinformationen über die einzelnen Rechenschritte aus. Weiter wird zwischen aktiven und inaktiven Zellen unterschieden. Letztere haben für den nächsten Rechenschritt keine Relevanz mehr und werden deswegen inaktiv geschaltet, wohingegen in den aktiven Zellen weiterhin die Berechnung der Strömungsparameter erfolgt.

Im geschlossenen Zustand der Nadel entsteht ein minimaler Spalt mit einer geringen Anzahl an Zellen im Rechennetz (Abbildung 4.5 (2) rechts). Um hier Fehlermeldungen durch fehlende Nachbarzellen vorzubeugen, wird die Randbedingung des sogenannten *Zero Gap Interface* verwendet. Sobald die Spalthöhe im Bereich des *Zero Gap Interface* einen zuvor definierten Wert unterschreitet, werden die Zellen in dem Spalt als inaktiv angesehen und der Kraftstofffluss ins Sackloch unterbunden. Um eine möglichst hohe Ergebnisgüte im Bereich des *Overset Meshs* zu erreichen, ist die adaptive Netzverfeinerung hinterlegt. Es erfolgt die Verfeinerung des Hintergrundgeometrienetzes im Bereich des kombinierten Fluidvolumens. Die Strömungswerte können dadurch genauer interpoliert werden. Zusätzlich ist die Funktion der einheitlichen Spaltverfeinerung berücksichtigt. Der Netzspalt wird im geschlossenen Zustand darüber optimiert. [74]

(1) Geometrieadaption für die 3D-CFD Simulation mit bewegter Nadel



(2) Maximaler und minimaler Nadelhub für die 3D-CFD Simulation mit bewegter Nadel



(3) Finale Vernetzung der Geometrien für die 3D-CFD Simulation mit bewegter Nadel

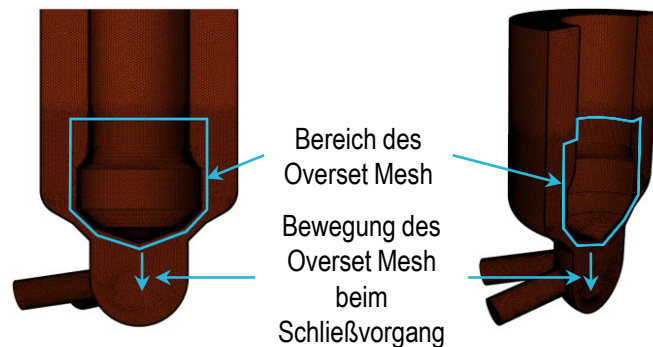


Abbildung 4.5: Räumliche Diskretisierung für die 3D-CFD Simulation mit bewegter Nadel: (1) Geometrieadaption, (2) Minimaler und maximaler Nadelhub, (3) Finale Vernetzung

Die Berechnung der Düseninnenströmung mit konstantem Nadelhub bildet die Basis für die grundlegende Analyse der Düseninnenströmung des Methanolpfades. Zu den untersuchten Einflussgrößen zählen der Einspritzdruck, der Kraftstoff und die Düsengeometrie. Auf diesen Berechnungen bauen die 3D-CFD Simulationen mit bewegter Nadel auf, die einen reduzierten Untersuchungsaufwand aufzeigen. Der Fokus dieser Untersuchungen liegt auf den Strömungsverhältnissen während der Nadelbewegungen. Neben den Druckrandbedingungen am Ein- und Auslass, dient die Nadelhubkurve als zusätzliche Eingangsgröße für die Simulation mit bewegter Nadel. Hierzu erfolgt die Berechnung der Nadelgeschwindigkeit, die schließlich als Funktion eingegeben wird. Da in der Praxis drei Nadeln zur selben Zeit betätigt werden und somit

drei Nadelhubkurven die Basis bilden, in der 3D-CFD Simulation aus Rechenkapazitäts- und Symmetriegründen jedoch nur eine Nadel abgebildet ist, erfolgt die Mittelung der drei Nadelhubkurven. Diese sind vom Injektorhersteller Woodward L'Orange GmbH über eine 1D-Simulation berechnet worden.

4.3. Hydraulischer Druckanstiegsanalysator und Einspritzratenverlauf

Zur Analyse der hydraulischen Funktionalität, wie beispielsweise der Einspritzrate, des 4-Nadelinjektors werden Versuche an einem hydraulischen Druckanstiegsanalysator (HDA) der Firma Moehwald GmbH durchgeführt. Der schematische Prüfaufbau ist in Abbildung 4.6 dargestellt.

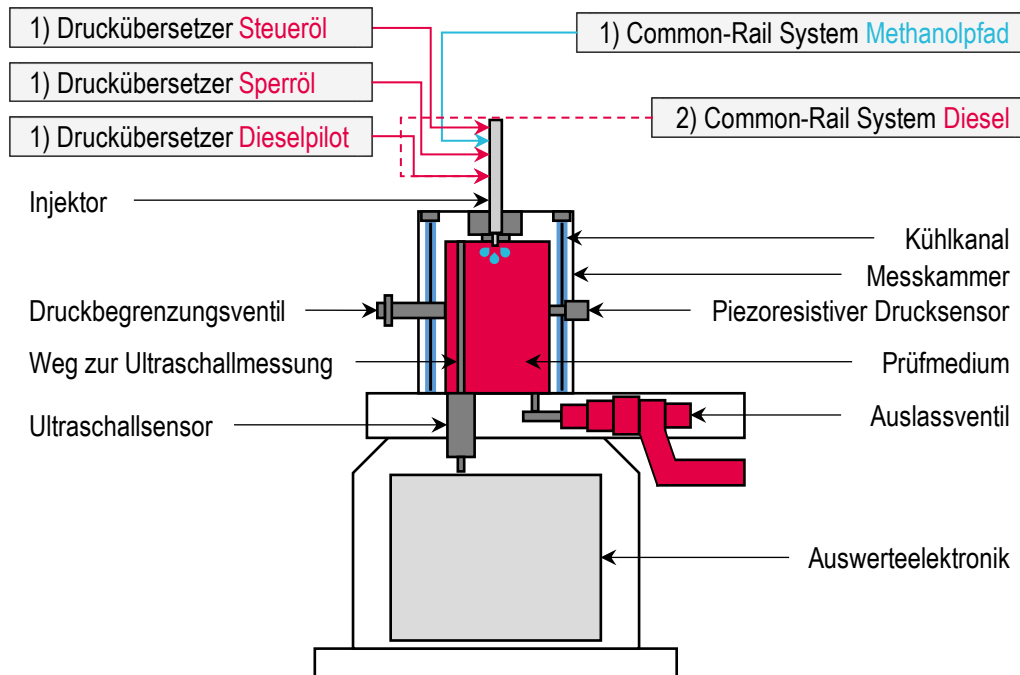


Abbildung 4.6: Schematischer Aufbau eines hydraulischen Druckanstiegsanalysators (HDA) nach [78] ergänzt um die Druckerzeugung für zwei Anwendungsfälle: 1) Vermessung des Methanolpfades und 2) Vermessung des Dieselpfades

Zur Druckerzeugung für die vier Hochdruckpfade des Injektors kommen neben dem Common-Rail System des Prüfstands für den Methanolpfad drei Druckübersetzer der Firma Gerus Apparatebau GmbH & Co. KG zum Einsatz. Die Funktionsweise dieser basiert auf dem Prinzip einer proportionalen Druckpumpe, wobei über Druckluft und einem Druckbegrenzungsventil der gewünschte hydraulische Druck eingestellt wird. Bei diesem System sind die Fördermengen beschränkt. Für die hydraulische Vermessung des Injektors werden zwei Fälle unterschieden. Der erste entspricht der Vermessung der Methanolseite, der zweite der Untersuchung der Dieselseite. Da für die Vermessung des Methanolpfades auf dem Steuer-, Sperröl- und Pilotdieselpfad lediglich ein konstanter Druck anliegen soll und somit keine großen Fördermengen notwendig sind, ist die Verwendung solcher Druckübersetzer möglich. Für den zweiten Anwendungsfall, zur Vermessung des Dieselpfades, werden die drei Hochdruckanschlüsse für den Betrieb der Methanolseite drucklos gesetzt und die Druckerzeugung für den Diesel auf das Common-Rail System umgebaut. Dadurch sind die Volumenströme der Dieselseite darstellbar. An dieser Stelle ist anzumerken, dass für die hydraulische Vermessung stets ein Prüföl verwendet worden ist, das nach der ISO Norm 4113 zertifiziert ist. Die Implementierung von Methanol in den Prüfstand ist aufgrund der einzuhaltenden Sicherheitsvorschriften, die mit einem erheblichen technischen Aufwand verbunden sind, aus zeitlichen Gründen nicht möglich gewesen.

Das Messprinzip des HDA basiert auf dem hydraulischen Druckanstiegsverfahren. Die abgeschlossene, gekühlte und mit Prüfmedium gefüllte Messkammer wird während des Betriebs mit einem definierten Druck beaufschlagt. Das ist erforderlich um Messfehler durch das Ausgasen von gelöster Luft und von Kavitationsblasen zu umgehen. Über den piezoresistiven Drucksensor wird der Druckanstieg im Messvolumen während einer Einspritzung gemessen. Dieser ist abhängig von der Kompressibilität des Prüfmediums.

Die Berechnung der Einspritzrate erfolgt mittels Gleichung (4.10) über die Auswertelektronik. Sie wird in Abhängigkeit vom Druckanstieg, vom absolut gemessenen Druck p und von der Ultraschallgeschwindigkeit c ermittelt. Letztere wird mit dem Ultraschallsensor über den dynamischen Schallimpuls bestimmt.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \left(V \cdot \int_{p(0)}^{p(t)} \frac{1}{c(p)^2} dp \right) \quad (4.10)$$

Durch Integration von Gleichung (4.10) wird weiter die Einspritzmenge abhängig von der Bestromungsdauer des Injektors berechnet. Diese Berechnungen erfolgen ebenfalls über die Auswertelektronik. Sie ist die Schnittstelle zwischen dem Prüfstand und der Prüfstandsteuerung. [65, 79]

Mithilfe des hydraulischen Druckanstiegsverfahren ist die Messung der Schallgeschwindigkeit und des Injektorinnen-druckverlaufs möglich. Der Einfluss von Dichte, Temperatur und Kompressibilität des Prüfmediums auf die Injektorhydraulik wird dadurch erfasst. Neben der Einspritzrate und den Einspritzmengen können die hydraulischen Verzüge, der Öffnungs- und Schließverzögerung der Düsenadel(n), bestimmt werden. Hierfür wird das Injektoransteuersignal in die Prüfstandelektronik eingekoppelt.

Für die hydraulische Vermessung des Mehrstoffinjektors wird die Messtechniksoftware *imc Cronos* verwendet. In dieser sind Fehlerkorrekturfunktionen hinterlegt, die zum Beispiel Temperaturschwankungen des Drucksensors ausgleichen. Als Einstellgröße dient die Bestromungsdauer des Injektors, welche sich aus der mengengesteuerten Düsenauslegung ergibt. Über die Software *imc Famos* werden die gemessenen Daten weiter verarbeitet. Weiterführende Informationen zur Messtechnik- und Auswertesoftware der Firma *imc Test & Measurement GmbH* sind in [80] und [81] zu finden.

4.4. Optische Sprayuntersuchungen bei Umgebungstemperatur

Die Strahlbildanalyse des 4-Nadelinjektors mit flüssigem Kraftstoff erfolgt an einer optischen Einspritzkammer. In Tabelle 4.2 sind die Kenndaten des Einspritzprüfstandes aufgeführt. Die optisch zugängliche Druckkammer kann in zwei verschiedenen Modi betrieben werden. Der Heißbetrieb ermöglicht die kombinierte Detektion des flüssigen Strahlinnerens und des verdunstenden Kraftstofftropfens mittels der Schlieren-Streulicht Messtechnik. Der dazugehörige Messaufbau erlaubt allerdings nur die Betrachtung eines einzelnen Einspritzstrahls. Da für die vorliegenden Untersuchungen das gesamte Strahlbild von Interesse ist, erfolgt der Kammerbetrieb bei Umgebungstemperatur im sogenannten Kaltbetrieb. Es wird lediglich die Flüssigphase des Kraftstoffes betrachtet. Auf den Heißbetrieb und den entsprechenden Messaufbau wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Details zum Heißbetrieb sind in [82, 83] zu finden.

Für den Kaltbetrieb kommt die Streulicht Messtechnik zum Einsatz. Diese Messmethode basiert auf dem Prinzip der Lichtstreuung. Die dazugehörigen Prozesse sind entweder elastisch oder inelastisch. Bei der elastischen Lichtstreuung wird das einfallende Licht lediglich am Medium in eine andere Richtung abgelenkt, die Frequenz und das Energieniveau des Mediums bleiben erhalten. Die inelastische Lichtstreuung hingegen zeichnet sich durch eine Änderung der eintreffenden Lichtfrequenz und des Energieniveaus des Mediums aus. Energie wird somit übertragen. Mit Hilfe der inelastischen Prozesse können Atome und Moleküle angeregt und mittels Fluoreszenz- sowie Lichtabsorptionsdetektion visua-

liert werden. Elastische Streuprozesse gliedern sich in die Mie- und die Rayleigh-Streuung. Ist der Teilchendurchmesser des Mediums signifikant kleiner als die Frequenz des eintreffenden Lichts, kann die Rayleigh-Streuung detektiert werden. In gasförmigen Medien kann darüber die Dichte oder die Temperatur gemessen werden. Ist die Größe der Teilchen vergleichbar mit der einfallenden Lichtwellenlänge, wird von der Mie-Streuung gesprochen. Partikelgrößen können dadurch bestimmt sowie Strömungen visualisiert werden. [84]

Tabelle 4.2: Betriebsparameter der optischen Einspritzkammer nach [82]

	Kaltbetrieb	Heißbetrieb
Betriebsdruck in bar	0 – 30	0 – 100
Zulässige Betriebstemperatur in °C	-10 – 20	-10 – 700
Kammervolumen in l	80	
Stickstoffdurchfluss in l _n /min	0 – 1100	850 – 1100
Durchmesser des Fronflanschfenster in mm	300	60 x 300
Maße (b x h) der seitlichen Fenster in mm	60 x 300	
Optische Messtechnik	Mie-Streulicht	Schlieren + Mie-Streulicht

Da in der vorliegenden Arbeit die Einspritzkammer bei Umgebungstemperatur betrieben und die Flüssigphase aufgenommen wird, erfolgt die Detektion der Mie-Streuung und erlaubt die Visualisierung der Einspritzstrahlen. Die durchgeführten Grundlagenuntersuchungen des gesamten Spritzbildes ermöglichen die Charakterisierung der makroskopischen Strahlgrößen der flüssigen Einspritzstrahlen – Eindringtiefe, Kegelwinkel und Strahlbildsymmetrie. Weiter kann das Nadelöffnen der drei Methanol Nadeln zeitabhängig untersucht werden. Eine Aussage über die synchrone oder asynchrone Nadelbewegung ist dadurch möglich.

In Abbildung 4.7 ist die Einspritzkammer mit der optischen Messtechnik und der Druckerzeugung dargestellt. Die Druckkammer umfasst ein Volumen von 80 l und wird über vier Flansche abgedichtet. Über einen dieser Flansche wird der Injektor montiert. Die beiden seitlichen Flansche sowie der Frontflansch sind mit einem Fenster versehen. Dadurch wird die Messkammer optisch zugänglich. Die beiden Seitenfenster haben eine Breite von 60 mm und eine Höhe von 300 mm. Vor den seitlichen Fenstern sind Blitzlampen der Firma HENSEL-VISIT GmbH & Co. KG positioniert, die als Lichtquelle dienen. Der, dem Injektorflansch gegenüberliegende Frontflansch verfügt über ein Fenster mit einem Durchmesser von 300 mm. Vor diesem ist eine Hochgeschwindigkeitskamera, eine HSSX der Firma Fastcam, positioniert. Die Strahlbildaufnahme erfolgt aus Kolbensicht mit einer Frequenz von 12,5 kHz, was einem Bildabstand von 80 µs entspricht. Die Einspritzkammer wird mit dem Inertgas Stickstoff durchspült. Dadurch kann sich kein zündfähiges Gemisch bilden. Der maximal zulässige Kammerdruck für den Betrieb bei Umgebungstemperatur liegt bei 30 bar. Die Hochgeschwindigkeitskamera und die Blitzlampen sind mit der Aufnahmesoftware *DaVis* der Firma LaVision GmbH verbunden. Über die Injektoransteuerung, die über die Software *SaCoS One* der MAN Energy Solutions SE erfolgt, werden die Strahlbildaufnahme und die Blitzlampen gesteuert.

Für die Druckerzeugung kommen neben dem Common-Rail System des Prüfstands Druckübersetzer der Firma Gerus Apparatebau GmbH & Co. KG zum Einsatz. Diese sind bereits in Kapitel 4.3 beschrieben und werden hier nicht weiter betrachtet. In Abhängigkeit vom Betriebsmodus variiert die Druckerzeugung für den Methanol- und den Dieselpfad. Der Druck für das Steuer- und Sperröl wird durchgängig über einen Diesel-Druckübersetzer erzeugt. Der erste Betriebsmodus betrachtet das Strahlbild basierend auf dem Methanolfpfad, wobei neben Diesel auch Ethanol (C₂H₅OH) zum Einsatz

gekommen ist. Die Implementierung von Methanol ist aufgrund der strikten Sicherheitsvorkehrungen in Verbindung mit dem hohen zeitlichen Aufwand bei diesem Prüfstand ebenfalls nicht möglich gewesen. Um dennoch Aussagen über den Einfluss von veränderten Stoffdaten auf die makroskopischen Strahlendaten gegenüber einem Dieselmotortreibstoff treffen zu können, ist Ethanol untersucht worden. Der zweite Betriebsmodus umfasst die Analyse des kombinierten Strahlbildes aus Pilotdiesel und Haupteinspritzung aus dem Methanolfad. Das verwendete Prüfmedium für beide Kraftstoffpfade ist Diesel. Der letzte und dritte Betriebsmodus betrachtet das Spray aus dem Dieselpfad. Prinzipiell erfolgt die Druckerzeugung für den Methanolfad über das Common-Rail System des Prüfstands. Für die Strahlbilduntersuchung basierend auf dem Methanolfad mit Ethanol wird allerdings ein, für den Einsatz von Alkoholen adaptierter Druckübersetzer der Firma Gerus Apparatebau GmbH & Co. KG verwendet. Die Funktionsweise ist dieselbe, jedoch sind die Dichtungsmaterialien ausgetauscht worden. Die Druckerzeugung für den Pilotdiesel erfolgt in diesem Betriebsmodus und zur Untersuchung des Dieselsprays über das Common-Rail System des Prüfstands. Die Injektorleckage wird in einem separaten Behälter gesammelt, da es sich beim Betrieb mit Ethanol um Mischleckage handeln kann. Das Common-Rail System des Prüfstands umfasst kraftstoffgeschmierte Komponenten und Dichtungen, die nur für Diesel ausgelegt sind. Weiter soll das Strahlbild von Ethanol und nicht von einer Medien-Mischung untersucht werden. Aus den genannten Gründen ist die Rückführung der Leckage ins System nicht möglich.

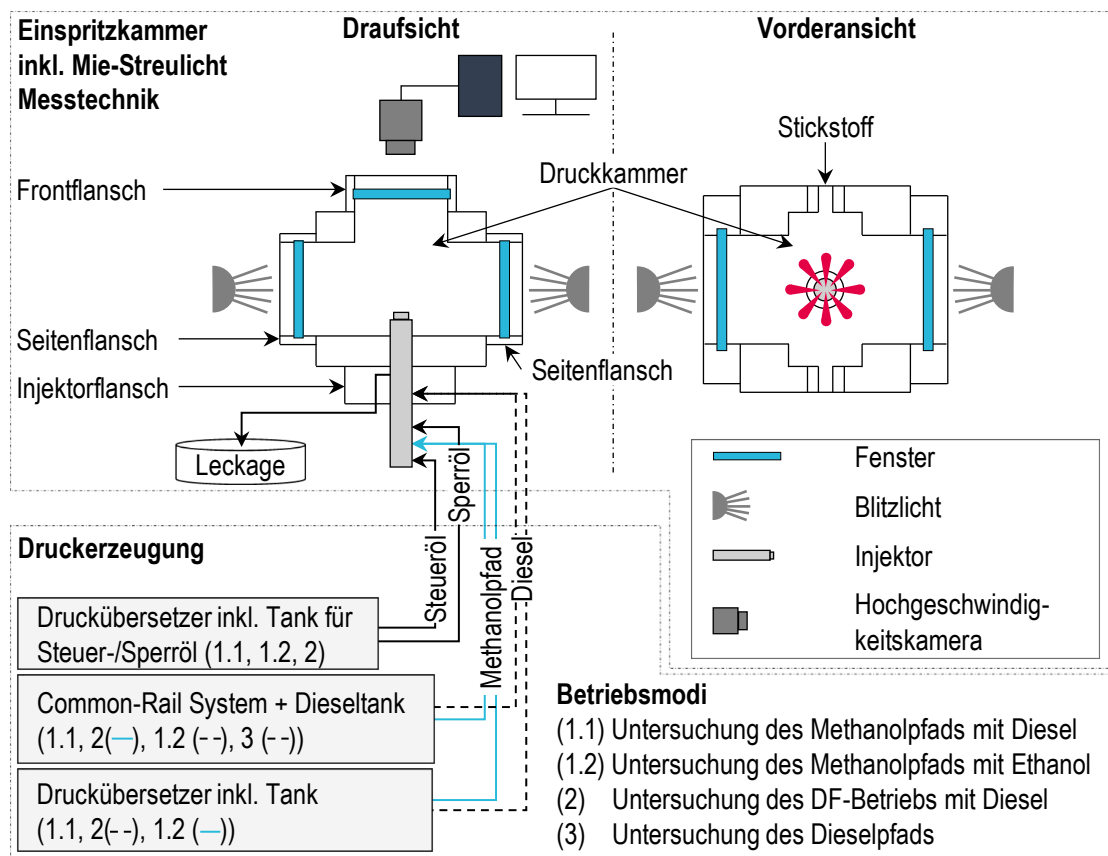


Abbildung 4.7: Prüfaufbau der optischen Untersuchungen der flüssigen Einspritzstrahlen bei Umgebungstemperatur

Die Verarbeitung und Auswertung der Strahlbildaufnahmen erfolgt über ein eigens geschriebenes MATLAB®-Skript. Darüber ist es möglich die Eindringtiefe und Strahlkegelwinkel der einzelnen Strahlen, der Strahlen pro Nadel und des gesamten Strahlbildes zu charakterisieren. Des Weiteren wird die Asymmetrie innerhalb des Strahlbildes bewertet. Über die Mittelung der zehn Einspritzungen pro Messpunkt erfolgt zusätzlich die Auswertung der Streuung über die Einzeleinspritzungen.

4.5. Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer

Zusätzlich zur Analyse des flüssigen Strahlbildes des 4-Nadelinjektors sind Untersuchungen zur Verdunstung, Zündung und Verbrennung von Methanol in Zusammenarbeit mit der FVTR GmbH an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer durchgeführt worden. Die Versuche erlauben es Aussagen über das Verdunstungs-, Zünd- und Verbrennungsverhalten von Methanol zu treffen. Als Zündquelle dient eine kleine Pilotmenge Diesel aus dem Dieselpfad des Injektors. Da Methanol nicht sichtbar verbrennt [39], kommt für die Detektion der Verbrennung die Schlieren-Streulicht Messtechnik zum Einsatz. Das Grundprinzip der Schlieren-Messmethode ist in Abbildung 4.8 schematisch zu sehen.

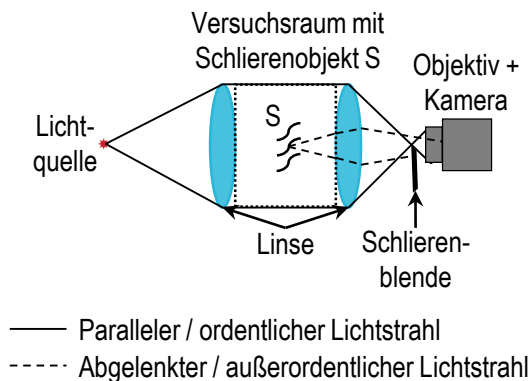


Abbildung 4.8: Grundprinzip der Schlieren-Messmethode nach [85]

Hierbei befindet sich der Versuchsraum mit dem Messobjekt zwischen zwei optischen Linsen. Die von der Lichtquelle ausgesendeten Lichtwellen werden an der ersten Linse parallel ausgerichtet. Durch das Schlierenobjekt S treten im Messvolumen Dichteunterschiede auf. Die Lichtstrahlen werden durch diese gebrochen und phasenverschoben. Die Lichtstrahlen, die den Versuchsraum parallel durchlaufen, werden über die zweite Linse im Linsenbrennpunkt fokussiert. Aufgrund der Phasenverschiebung der gebrochenen Lichtwellen befindet sich im Brennpunkt der zweiten Linse eine Schlierenblende in Form einer scharfen Kante. Über diese wird ein Teil der gebrochenen Strahlen blockiert. Daraus entsteht ein Kontrastbild, das die Dichtegradienten des Versuchsobjekts sichtbar macht. [85]

In Abbildung 4.9 ist der schematische Prüfaufbau gezeigt. Die Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer besteht aus einem zylindrischen Grundkörper, einem Rück- sowie einem Frontflansch. Über den Rückflansch wird der Injektor positioniert. Der Frontflansch ist mit einem Quarzglas mit einem Durchmesser von 300 mm versehen. Das Messvolumen kann sowohl mit Stickstoff als auch mit Luft befüllt werden. Das Medium strömt durch einen Heizflansch, worüber die gewünschte Temperatur eingestellt werden kann. Für inerte Untersuchungen kommt Stickstoff und für reaktive Versuche kommt Luft zum Einsatz. Die Druckerzeugung von Methanol erfolgt über einen Druckübersetzer der Firma Maximator GmbH. Das Funktionsprinzip der proportionalen Druckübersetzung wird auch hier angewendet und entspricht demselben Prinzip wie bei den Geräten der Firma Gerus Apparatebau GmbH & Co. KG. Die Hochdruckerzeugung für das Steuer- und Sperröl wird über das bereits bestehende Diesel-Drucksystem mittels eines Druckregelventils im Dieselpfad realisiert. Die Leckage wird auch hier, wie bei den optischen Untersuchungen der Flüssigphase, in einen separaten Behälter abgeführt, da es während des Betriebs zu einer Mischleckage kommen kann. Diese muss auch aufgrund von Komponentenunverträglichkeit und der Methanol-Reinheit gesondert entsorgt werden.

Nach dem Grundprinzip der Schlierenmethode, Abbildung 4.8, liegt das Schlierenobjekt zwischen zwei optischen Linsen. Der, an der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer verwendete Schlieren-Messaufbau (Abbildung 4.9) unterscheidet sich vom Grundprinzip der Schlieren-Messtechnik, da sich das Schlierenobjekt nicht zwischen zwei Linsen befindet. Um das gesamte Strahl- und Verbrennungsbild aus Kolbensicht aufnehmen zu können, wird das einfallende Licht an einem Siliziumwafer-Spiegel an der Rückseite der Einspritzkammer reflektiert und durch das Quarzglas an der Frontseite zurückgelenkt. Um sowohl die abgelenkten als auch die parallelen Lichtstrahlen detektieren zu können, wird ein Konkav- und ein Konkavspiegel eingesetzt. Die Lichtquelle für die Schlierendetektion ist ein Nd:YAG-Laser, der Lichtwellen mit einer Frequenz von 532 nm emittiert. Über einen Notchfilter, einen Bandsperrfilter, werden diese Lichtwellen in Richtung Einspritzkammer umgelenkt. Die am Spiegel reflektierten Strahlen werden über den Konkav- und den Konkavspiegel

sowie über den Notchfilter wieder zurückgelenkt und an einem Strahlteiler zur Schlierenblende weitergeleitet – ein weiterer Unterschied zum Grundprinzip der Schlieren-Messmethode. Anstelle von einer scharfen Kante wird hier eine Blende verwendet. Die abgelenkten Strahlen werden blockiert, die parallelen Lichtstrahlen erreichen den Kamerasensor. Ein Negativbild der verdunsteten Bereiche resultiert. Über die beiden Bandsperrfilter und einen Planspiegel werden weiter die Streulichtstrahlen ausgekoppelt und können so ebenfalls aufgenommen werden. Für den detaillierten Mess- und Prüfstandsaufbau wird an dieser Stelle auf Pinkert [86] verwiesen.

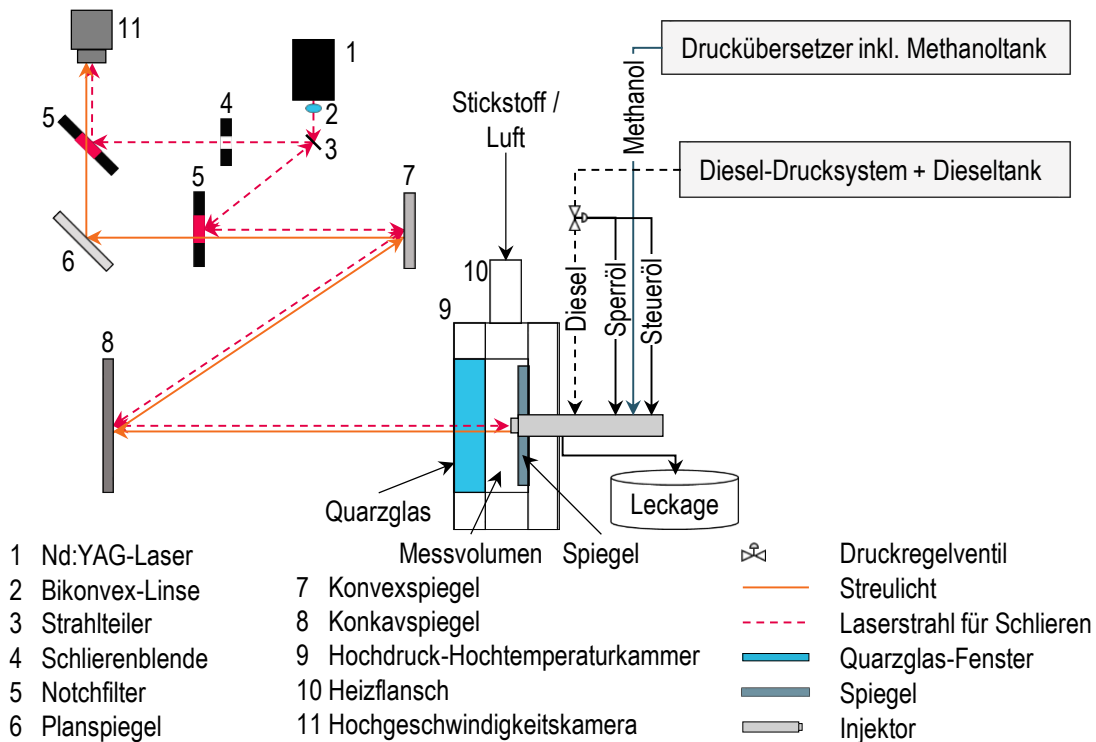


Abbildung 4.9: Schema der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer mit Schlieren-Streulicht-Messtechnik nach [86] und Druckerzeugung für Methanol, Diesel und Steuer- / Sperröl

4.6. Einzylinderforschungsmotor

Zur Charakterisierung der diffusiven Verbrennung von Methanol, das mit einem kleinen Dieselvolumen gezündet wird, finden Versuche an einem 32/44-Einzylinderforschungsmotor in Zusammenarbeit mit der WTZ Roßlau gGmbH statt. In Tabelle 4.3 sind die technischen Daten des Motors aufgelistet. Der Versuchsträger ist ein mittelschnelllaufender Großmotor. Der Motor ist für den Betrieb mit Schweröl und DMA ausgelegt und für den Methanolbetrieb umgerüstet worden. Für das Anschleppen und den Niedriglastbereich ist eine elektrische Bremse angekoppelt. Für die hohen Lasten dient eine Wasserbremse als Belastungseinheit. Weiter verfügt der Motor über einen Massenausgleich erster und zweiter Ordnung. Zur Luftaufladung ist im Gegensatz zu einem Vollmotor kein Abgasturbolader verbaut. Eine Ladeluftkonditionierung mit Verdichter und Heizstrecke dient der Einstellung der erforderlichen Betriebsparameter. Der Abgasgegen- druck wird über eine Drosselklappe in der Abgasstrecke geregelt. Schmieröl, Kühlwasser und Kraftstoff werden über separate Konditioniersysteme betrieben. Alle Systeme laufen zentral in der Prüfstandautomatisierung zusammen und können über die Prüfstandsteuerung aus der Leitwarte bedient werden. Für den Betrieb mit Methanol ist der Prüfstand mit zwei zusätzlichen Kraftstoffmodulen ergänzt worden. Die Entwicklung und der Aufbau dieser Systeme ist in Zusammen- arbeit mit der WTZ Roßlau gGmbH erfolgt. In Abbildung 4.10 ist der Einzylinderforschungsmotor sowie die Kraft-

stoffmodule zu sehen. Für die Hochdruckerzeugung von Methanol kommt eine Hochdruckpumpe der Firma Hammelmann GmbH zum Einsatz. Sowohl das Methanol- als auch das Steuer- / Sperröl-Modul sind aufgrund der Explosionschutzvorgaben für Methanol separat eingekapselt.

Tabelle 4.3: Technische Daten des Einzylinderforschungsmotors

Bohrung in mm	320
Hub in mm	440
Hubvolumen in l	35,4
Drehzahl in 1/min	750
Max. Zylinderleistung in kW	640
Anzahl Ein- / Auslassventile	2 / 2
Betriebsmodi	1) Schweröl, 2) DMA, 3) Methanol-DF (Dual-Fuel)

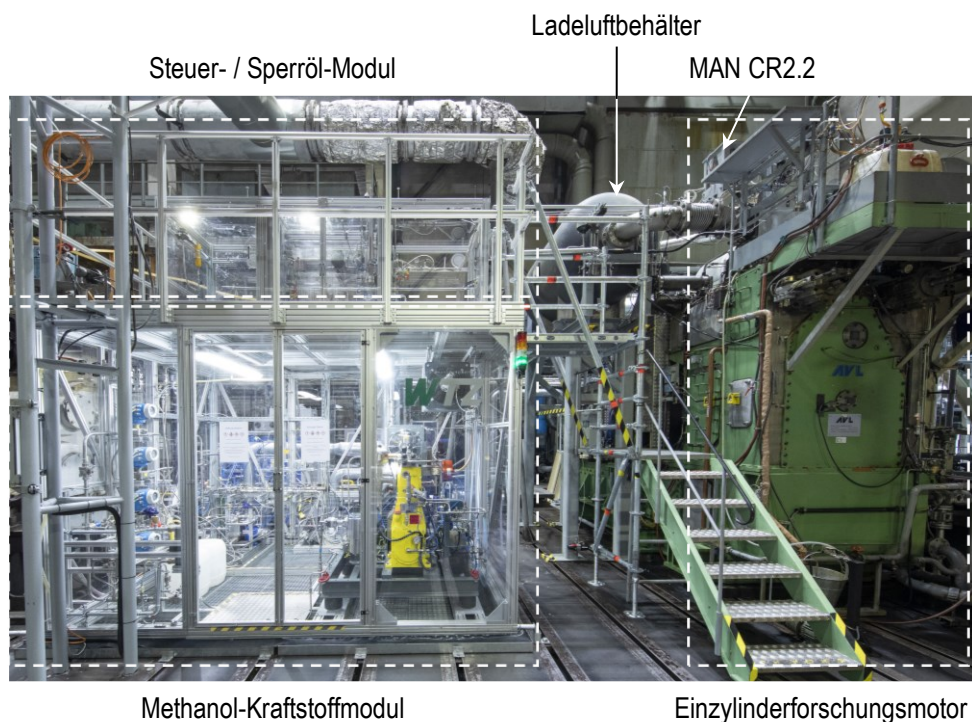


Abbildung 4.10: Einzylinderforschungsmotor vom MAN Typ 32/44 und Kraftstoffmodule an der WTZ Roßlau gGmbH

In Abbildung 4.11 ist ein vereinfachtes Übersichtsschema des gesamten Kraftstoffsystems bestehend aus den drei einzelnen Modulen (Methanol, Steuer- / Sperröl und DMA) dargestellt. In Tabelle 4.4 und Tabelle 4.5 sind ausgewählte technische Daten zu den Einspritzsystemen in Abhängigkeit des Betriebsmodus aufgeführt. Jedes Teilsystem des Kraftstoffsystems verfügt über ein Niederdruck- (ND) und Hochdruckmodul (HD) sowie über ein Rail. Das Methanol und das Steuer- / Sperröl-Modul entsprechen damit auch einem Common-Rail System. Für den Schweröl- und DMA-Betrieb steht ein MAN Common-Rail System (MAN CR2.2) zur Verfügung, das einen maximalen Einspritzdruck von 2200 bar bereitstellen kann. Dieses System wird ebenfalls für den Methanol-DMA-Dual-Fuel-Betrieb für die Pilotöleinspritzung verwenden.

det. In diesem Fall liegt der maximale Einspritzdruck bei 1000 bar. Dieses Limit ist einzig auf Vorgaben des Injektorherstellers zurückzuführen. Aufgrund des Prototypenstatus gibt es Limitierungen in Bezug auf die Materialbelastung der Einspritzdüse.

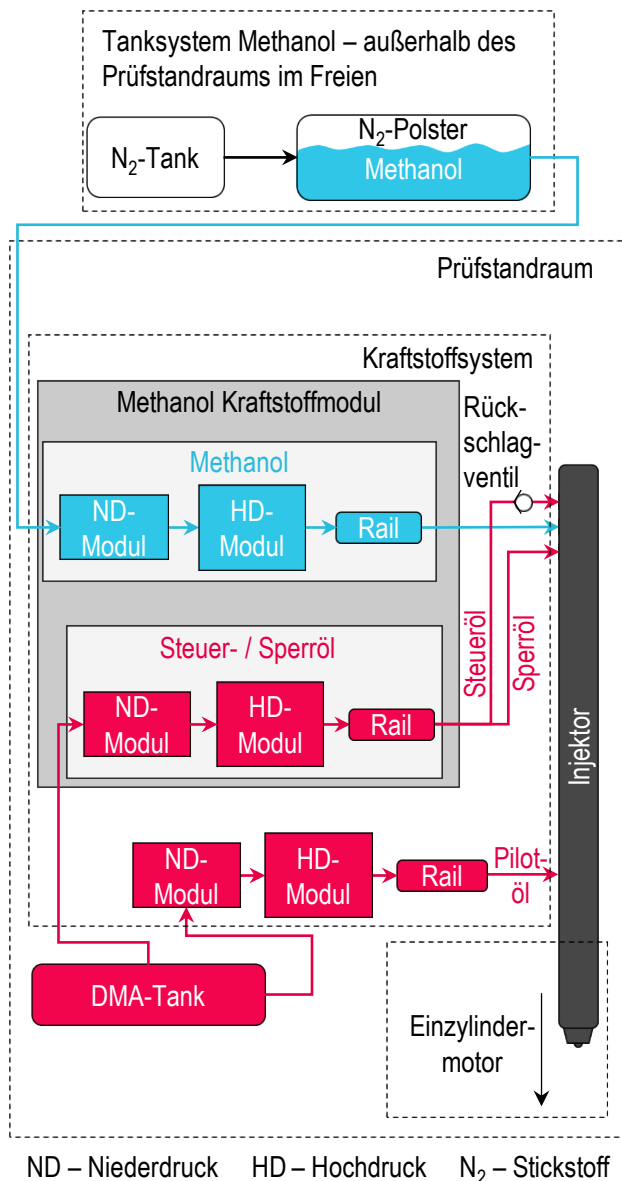


Abbildung 4.11: Kraftstoffsystem für den Methanol-Dual-Fuel-Betrieb

Tabelle 4.4: Technische Daten zum Einspritzsystem für den Schweröl- und DMA-Betrieb

Schweröl- / DMA-Betrieb	
Einspritzsystem für DMA und Schweröl	MAN CR2.2
Max. möglicher Einspritzdruck in bar	2200

Tabelle 4.5: Technische Daten zum Einspritzsystem für den Methanol-DMA-DF-Betrieb

Methanol-DMA-DF-Betrieb	
Einspritzsystem für DMA	MAN CR2.2
Einspritzsystem für MeOH	Prototypinjektor der Firma Woodward L'Orange GmbH
Kraftstoffmodule (1x HD- und 1x ND-Pumpe sowie Rail pro Modul)	DMA
	Steuer- / Sperröl
	Methanol
Max. Methanol-Einspritzdruck in bar	600
Differenzdruck Steuer- / Sperröl zu MeOH in bar	50
Max. Einspritzdruck Pilotdiesel in bar	1000

Sowohl der DMA- (Pilotöl) als auch der Steuer- / Sperrölpfad werden aus demselben DMA-Tank versorgt. Dieser befindet sich im Prüfstandraum. Im Gegensatz dazu ist der Methanoltank aus Sicherheitsgründen außerhalb des Gebäudes im Freien positioniert. Zusätzlich wird der Tank mit Stickstoff gespeist. Dadurch soll verhindert werden, dass das gelagerte Methanol durch seine hygroskopische Eigenschaft Wasser zieht und sich somit die Qualität, insbesondere die Energiedichte, des Kraftstoffes aufgrund der geänderten Zusammensetzung reduziert. In der Steuerleitung ist zusätzlich kurz vor Injektor ein Rückschlagventil eingebaut. Dieses soll gewährleisten, dass auch im Schadenfall stets zuerst der Methanoldruck und nachfolgend der Steueröldruck abgebaut wird. Ein Nadelöffnen durch den anliegenden Einspritzdruck im Methanoldraht ist damit nicht möglich.

Der Einzylinderforschungsmotor und das gesamte Kraftstoffsystem verfügen über umfangreiche Messtechnik. Neben Druck- und Temperatursensoren sowie Durchflussmessgeräten ist eine Niederdruck- und eine Hochdruckindizierung implementiert. Die Überwachung der Emissionen erfolgt über eine AVL AMA i60, ein IAG FTIR und ein AVL Smokemeter 415. Die FTIR-Messstelle befindet sich zylindernah. Die Rohemissionen können dadurch erfasst werden. Die AMA-Messstelle ist hinter dem Abgasbehälter positioniert. Über einen Vergleich der vom FTIR und der von der AMA gemessenen Schadstoffe sind Aussagen über Nachoxidationen im Abgasbehälter möglich. In dieser Arbeit wird lediglich auf die Rohemissionen aus der Methanolverbrennung eingegangen und demnach ausschließlich die FTIR-Werte verwendet. Die Aufzeichnung eines Messpunkts erfolgt über einen vorgegeben Zeitraum. Damit wird sichergestellt, dass mehrere Zyklen erfasst werden. Eine statistische Analyse der Messwerte ist so möglich. Die Messdatenerfassung läuft in der Prüfstandsteuerung zusammen. In dieser werden weiterführende Berechnungen von Motorbetriebswerten (z.B. Wirkungsgrad) durchgeführt. Über die nachfolgende Messdatenauswertung erfolgt die Überprüfung der gesammelten Daten und der Vergleich von Messpunkten.

4.7. Kurzfassung der Versuchsträger und Messmethodik

Die Versuchsträger und die Messmethodiken zur Charakterisierung der Hochdruckdirekteinspritzung von Methanol und des diffusiven Brennverfahrens mit Methanol sind aufgeführt. Zusätzlich ist die Vorgehensweise zur Analyse der Düseninnenströmung mittels einer 3D-CFD Simulation dargestellt.

Die Einspritzung des Alkohols erfolgt mit einem Common-Rail Injektor der Firma Woodward L'Orange GmbH. Das Design des Injektors umfasst vier Einspritznadeln. Eine zentral angeordnete Nadel dient der Einspritzung des Pilotöls, das auch der Zündquelle entspricht. Drei weitere Nadeln für die Methanoleinspritzung sind im 120°-Winkel um die zentrale Pilotölnadel angeordnet. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen kommen vier verschiedene Düsengeometrien zum Einsatz.

Für die numerische 3D-CFD Simulation der Düseninnenströmung ist eine *URANS*-Simulation aufgebaut worden. Die Basisuntersuchung ist mit einem Halbmodell einer Methanolinadel bei konstantem Nadelhub erfolgt. Die Kraftstoffströmung während des Öffnungs- und Schließvorgangs der Nadel wird zusätzlich über Berechnungen mit bewegter Nadel charakterisiert.

Die Charakterisierung des hydraulischen Injektorverhaltens erfolgt mit Hilfe von Messungen an einem hydraulischen Druckanstiegsanalysator der Firma Moehwald GmbH. Hydraulische Verzüge, Raildrücke, Einspritzraten und Einspritzmengenkennlinien werden für unterschiedliche Motorbetriebspunkte gemessen. Das Betriebsmedium ist ein Prüflöl, das nach der ISO-Norm 4113 zertifiziert ist. Die Implementierung von Methanol ist aufgrund der strikten Sicherheitsvorkehrungen und dem damit verbundenen hohen zeitlichen Aufwand nicht möglich gewesen. Die Ergebnisdaten dienen als Basiswissen und Eingangsgrößen für die weiteren Untersuchungen an den optischen Einspritzkammern und dem Einzylinderforschungsmotor.

Für die Analyse des Strahlbilds basierend auf dem Methanol- und dem Dieselpfad sowie für die Charakterisierung des kombinierten Strahlbilds sind Untersuchungen an zwei optischen Einspritzkammern durchgeführt worden. Bei beiden Versuchsaufbauten wird das Strahlbild aus Kolbensicht aufgenommen. Die Detektion des flüssigen Spraybilds erfolgt an einer optischen Einspritzkammer unter Umgebungstemperatur mittels der Mie-Streulicht Messtechnik. Als Betriebsmedien sind hier Diesel und Ethanol zu nennen. Die Verwendung von Methanol ist ebenfalls aufgrund der erforderlichen Sicherheitsmaßnahmen zeitlich nicht ausführbar gewesen. Die Auswertung über ein eigens geschriebenes MATLAB®-Skript erlaubt die Detailanalyse der makroskopischen Daten der Einzelstrahlen, der Strahlen pro Nadel und des gesamten Strahlbildes. Die Verdunstung, Zündung und Verbrennung von Methanol wird in Zusammenarbeit mit der FVTR

GmbH an ihrem Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer Prüfstand analysiert. Hierfür wird die kombinierte Schlieren-Streulicht Messtechnik verwendet. Sowohl für den Methanol- als auch den Dieselpfad wird Realkraftstoff verwendet.

Die Charakterisierung der diffusiven Verbrennung von Methanol wird an einem 32/44-Einzylinderforschungsmotor in Kooperation mit der Firma WTZ Roßlau gGmbH durchgeführt. Ein eigens für den Methanolbetrieb entwickeltes Kraftstoffsystem in Kombination mit dem Steuer- und dem Sperrölsystem ist in Zusammenarbeit mit der WTZ Roßlau gGmbH aufgebaut worden. Zur Messung der Emissionen stehen eine AVL AMA i60, ein IAG FTIR und ein AVL Smokemeter 415 zur Verfügung. In der nachfolgenden Ergebnisanalyse stehen die Rohemissionen der FTIR-Messstelle im Vordergrund.

Aufgrund von Injektorverfügbarkeiten sind nicht alle Untersuchungen mit jeder Düse erfolgt. Eine grundlegende Analyse der Hochdruckdirekteinspritzung von Methanol, der Düseninnenströmung und des Strahlbilds des Methanolfpads sowie des Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahrens ist unabhängig davon dennoch möglich.

5. Ergebnisdarstellung und Ergebnisdiskussion

Nachfolgend werden die Ergebnisse der numerischen, hydraulischen, optischen und motorischen Untersuchungen dargestellt und diskutiert. Der Fokus liegt auf der grundlegenden Analyse des Injektorverhaltens und des Strahlbilds basierend auf dem Methanolfad, sowie auf der Charakterisierung des diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahrens. Weiter wird der Einfluss von verschiedenen Düsen-Geometrieparametern auf die genannten Themen dargelegt. Zu den Variationsparametern zählen die Lochanzahl bei gleichbleibendem hydraulischen Durchfluss und der Düsenlochdurchmesser bei variierendem hydraulischen Durchfluss sowie der Höhenwinkel der Methanolspritzlöcher. Abschließend wird ein kurzer Vergleich zwischen dem otto- und dem dieselmotorischen Brennverfahren mit Methanol gezeigt.

5.1. Hydraulische Charakterisierung des Methanol-HPDI-Injektors

Für die Analyse der hydraulischen Funktionsweise des Mehrstoffinjektors werden die Ergebnisse der Vermessung am hydraulischen Druckanstiegsanalysator betrachtet. Der Fokus der Analyse liegt auf der Methanolseite. Die Hydraulik der Dieselseite wird nicht vollumfänglich betrachtet. Das Funktionsprinzip für die Dieseleinspritzung entspricht einem Common-Rail Magnetventilinjektor und ist in [87] ausführlich beschrieben.

Für die Charakterisierung der hydraulischen Funktionsweise des Injektors werden drei Düsen untersucht. Die Referenzdüse (Düse 1) wird für die grundlegende Analyse verwendet. Des Weiteren wird der Einfluss auf das hydraulische Verhalten eines größeren sowie kleineren Spritzlochdurchmessers bei gleichem beziehungsweise niedrigerem Durchfluss untersucht. Die Geometrie der Dieselseite ist für alle Düsen identisch. An dieser Stelle sei erwähnt, dass die drei Düsen auf drei unterschiedlichen Injektorkörpern montiert worden sind. Unschärfen durch Fertigungstoleranzen sind dadurch in der Ergebnisinterpretation zu berücksichtigen. In Tabelle 5.1 sind die Geometriedaten der untersuchten Düsen aufgeführt.

Tabelle 5.1: Parameterspezifikation der untersuchten Düsen am hydraulischen Druckanstiegsanalysator

		Düse 1 (Referenzdüse)	Düse 2	Düse 3
Methanolfad	Anzahl Spritzlöcher	12 (3x4)	9 (3x3)	12 (3x4)
	Hydraulischer Durchfluss in l/min	80		67
	Düsenlochdurchmesser in μm	1200	1380	1090
	Höhenwinkel in $^\circ$	α		
Dieselfad	Anzahl Spritzlöcher	12		
	Hydraulischer Durchfluss in l/min	15		
	Höhenwinkel in $^\circ$	α		

In Tabelle 5.2 sind die Druckrandbedingungen und das Prüfmedium für die hydraulische Vermessung des Mehrstoffinjektors aufgeführt. Es werden zwei Methanoleinspritzdrücke untersucht. Der Steuer- und Sperröldruck ist stets 50 bar höher im Vergleich zum Druck des Methanolfads. Dadurch wird gewährleistet, dass inklusive Druckschwankungen kein Methanol über die Nadelführung in den Steuerölpfad übertreten kann. Der anliegende Dieseldruck während der Vermessung des Methanolfads beträgt 1000 bar. Dieser Druck entspricht dem Druck, der am Einzylinderforschungsmotor

ebenfalls für die Methanol-Dual-Fuel Untersuchungen eingestellt worden ist. Die Untersuchungen der Dieselseite umfassen mehrere und auch höhere Einspritzdrücke im Vergleich zum Mehrstoffbetrieb. Der Druckbereich entspricht bekannten Dieseleinspritzdrücken. Da es sich um einen Prototypen handelt, sind aufgrund neu eingesetzter Materialien Limitierungen des Dieseldrucks im Dual-Fuel-Betrieb vorhanden. Des Weiteren wird für die Vermessung der Methanolseite der Leckage-Gegendruck variiert. Bei Erhöhung des Leckage-Gegendrucks wird der Unterschreitung des Medien-dampfdrucks im Injektorrücklauf und der dortigen Dampfblasenbildung sowie der weiteren Kavitationserosion entgegen-gewirkt. Eine erhöhte Lebensdauer kann damit erreicht werden. Als Prüfmedium wird ein Prüföl nach der ISO-Norm 4113 verwendet. Die Implementierung von Methanol in den Prüfstand ist aufgrund der hohen Sicherheitsanforderungen zeitlich nicht umsetzbar gewesen. Der Druck in der Messkammer beträgt bei allen Untersuchungen 50 bar.

Tabelle 5.2: Druckrandbedingungen und Prüfmedium für die hydraulische Vermessung des Mehrkraftstoffinjektors

Vermessung von der	Methanolseite	Dieselseite
Einspritzdruck Methanolfad in bar	300 / 600	1,013 (drucklos / Umgebungsdruck)
Differenzdruck zwischen Steuer-/ Sperröl und dem Methanolfad in bar	50	-
Einspritzdruck Diesel in bar	1000	800 / 1000 / 1200 /1400
Leckage-Gegendruck in bar	0,5 / 6	0,5
Prüfmedium	Prüföl nach der ISO-Norm 4113	
Druck in der Messkammer in bar	50	

5.1.1. Grundlegende hydraulische Charakterisierung der Methanolseite

Die Charakterisierung des grundlegenden hydraulischen Verhaltens der Methanolseite erfolgt anhand der gemessenen Daten mit der Referenzdüse (Düse 1). In Abbildung 5.1 sind hierzu die normierten Einspritzmengenlinien und die dazugehörige einfache Standardabweichung der Methanolseite für zwei Einspritzdrücke, 300 bar und 600 bar, über die Bestromungsdauer für den ballistischen und den Beginn des linearen Bereichs aufgetragen. Die Strichpunktlinie deutet die Grenze zwischen den beiden Bereichen an. Zum Vergleich sind ebenfalls die Daten aus der Vermessung der Dieselseite abgebildet. Die Normierung erfolgt auf die jeweils maximale Einspritzmenge der Methanol- und Dieselseite.

Aus Abbildung 5.1 links geht sowohl für die 600 bar als auch für die 300 bar Untersuchungen hervor, dass die Methanolseite des Injektors für Bestromungsdauern kleiner 1 ms keine oder nur instabil Kraftstoffmengen einspritzt. Die zugrundeliegende Ursache für die Streuung ist der Injektoraufbau. In Abbildung 5.2 sind schematisch die Strömungsweglängen aller Fluide und die wirkenden Kräfte an einer Methanoldüse dargestellt. Neben den Medienanschlüssen von Steueröl und Methanol befindet sich ebenfalls das 3/2-Wegeventil am oberen Ende des Injektors. Bei Bestromung des Methanol-Magneten wird das 3/2-Wegeventil geschaltet, wodurch sich der Steueröldruck im Steuerraum abbaut. Die Einspritznadeln, der Steuer- und Nadelraum sowie die Düsenfedern der Methanoldüsen sind in der Einspritzdüse am unteren Ende des Injektors positioniert. Zwei Faktoren erhöhen demnach die minimalste mögliche Bestromungsdauer. Zunächst wird die Methanoleinspritzung nicht direkt über den Magneten gesteuert, sondern über ein zwischengelagertes Ventil, wodurch eine zusätzliche Schaltzeit zu berücksichtigen ist. Des Weiteren ergibt sich über die Gesamtlänge des Injektors eine Fluidsäule von etwa einem Meter, die in Bewegung gesetzt werden muss. Bestromungsdauern kleiner 1 ms reichen

demnach nicht aus, um den Steueröldruck an der oberen Druckschulter abzubauen und die, in die entgegengesetzte Richtung wirkende Federkraft zu überwinden. Für den Injektorbetrieb mit 600 bar Einspritzdruck sind auch Einspritzungen kleiner 1 ms möglich. Hier ergeben sich Shot-to-shot Abweichungen von bis zu 50 % des eingespritzten Volumens. Da die Kennlinie anschließend wieder auf bis zu 0 mm³ Einspritzmenge absinkt, ist davon auszugehen, dass sich entstehende Druckwellen im Injektor überlagern, die zu einem kurzzeitigen, aber nicht kontrollierbarem Nadelöffnen führen. Der Betrieb der Methanelseite ist somit erst ab einer Bestromungsdauer von 1 ms möglich. Im Vergleich zur Methanelseite kann die Dieselseite bereits mit Bestromungsdauern ab 0,25 ms betätigt werden. Das liegt zum einen an den kürzeren hydraulischen Wegen der Dieselseite und zum anderen an den höheren Einspritzdrücken, die zur Überwindung der Federkraft beitragen. Die Länge der Fluidsäule, die in Bewegung gesetzt wird, ist entsprechend kürzer im Vergleich zur Methanelseite.

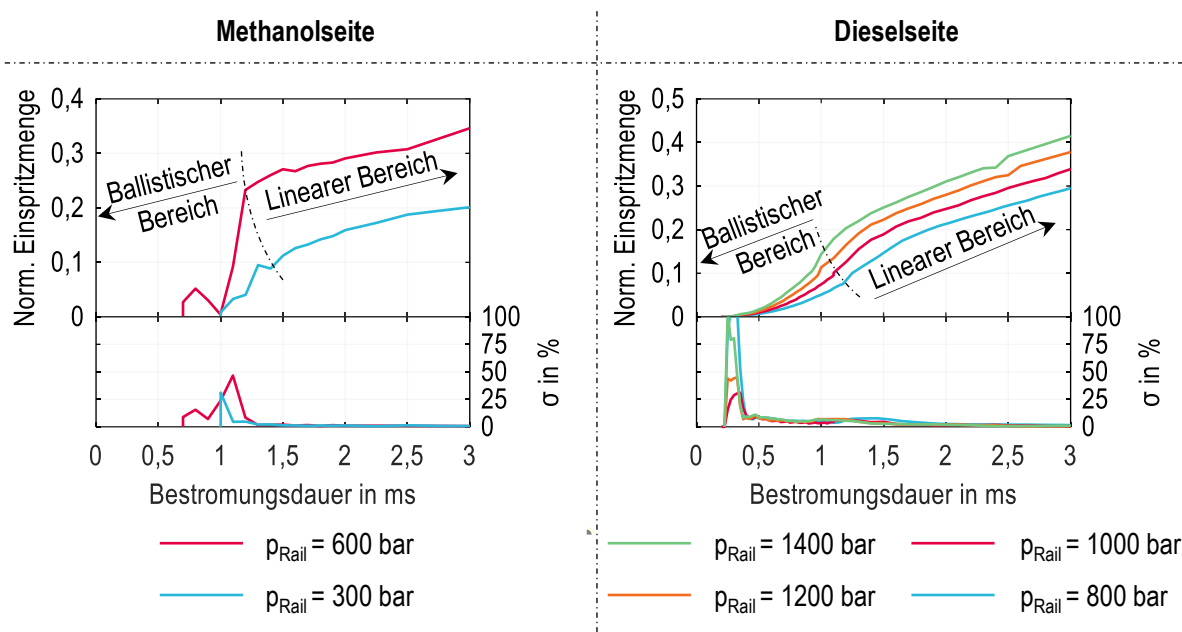


Abbildung 5.1: Normierte Einspritzmengenkennlinien auf die jeweils maximale Einspritzmenge mit einfacher Standardabweichung der Methanol- und Dieselseite des 4-Nadelinjektors, gemessen mit einer Prüflötemperatur von 35 °C und einem Leckage-Gegen- druck von 0,5 bar

Sowohl für die Diesel- als auch die Methanelseite zeigt sich eine Druckabhängigkeit der eingespritzten Mengen pro Bestromungsdauer (Abbildung 5.1). Mit einem höheren Einspritzdruck werden die wirkenden Druck- und Federkräfte schneller überwunden. Zusätzlich ergibt sich nach Bernoulli eine höhere Strömungsgeschwindigkeit. Bei gleicher Bestromungsdauer wird damit mit einem höheren Einspritzdruck mehr Menge eingespritzt. Im Vergleich zur Dieselseite ist der ballistische Bereich der Methanelseite steil ausgelegt. Die einfache Standardabweichung der Einspritzmengen ist auf der Dieselseite nur für die minimalsten Bestromungsdauern bei über 100 %. Bereits ab einer Ansteuerdauer von 0,4 ms liegt der Wert unter 10 %. In diesem Kennlinienbereich sind die Einspritzmengen so gering, dass sie für den Methanol-DF Betrieb als Pilotmengen von Interesse sind. Ein stabiler Betrieb der Dieselseite ist demnach ab 0,4 ms möglich und sollte im Motorbetrieb nicht unterschritten werden. Der steile Anstieg der Einspritzmengenkennlinie im ballistischen Bereich der 600 bar Methanol-Kennlinie führt demgegenüber bereits bei geringen Bestromungsdauern zu großen Einspritzmengen, die im Motorteil- und -mittellastbetrieb benötigt werden. Da hier Shot-to-shot Abweichungen von bis zu 50 % auftreten, ist ein stabiler Betrieb mit dem maximal möglichen Methanoleinspritzdruck nur bedingt möglich. Eine Reduktion des Einspritzdrucks muss erfolgen, um auch für kleinere Mengen einen stabilen Motorbetrieb gewährleisten zu können. Im

linearen Kennlinienbereich liegt die einfache Standardabweichung der Methanol- und Dieselseite bei etwa 1 %. Die Nadeln befinden sich im maximalen Hub, die ballistische Öffnungs- und Schließphase fällt nicht mehr ins Gewicht und die Strömung kann vollständig ausgebildet werden. Eine konstante Mengenabgabe ist die Folge.

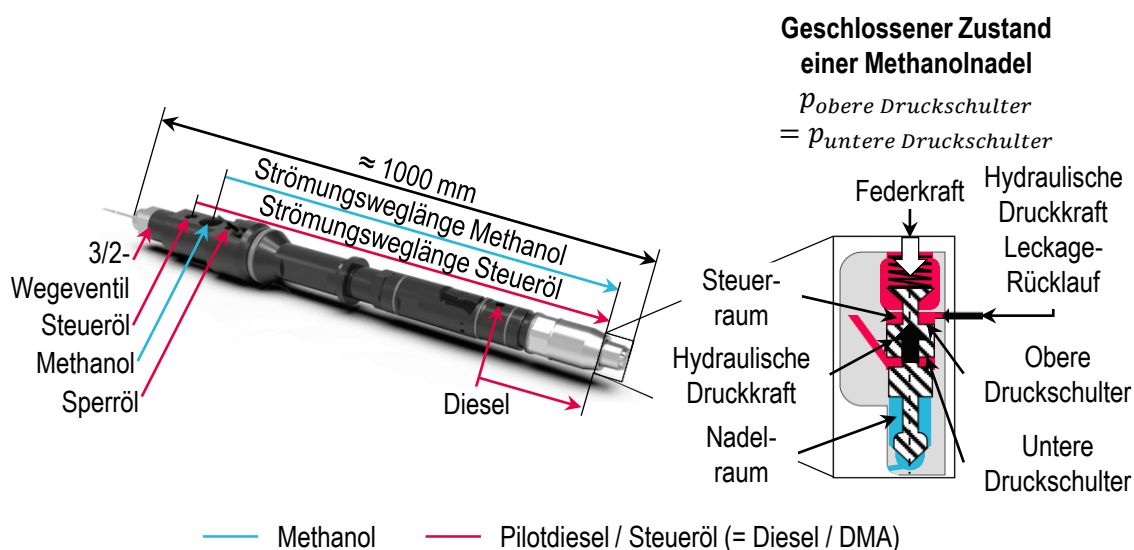


Abbildung 5.2: Schematische Darstellung der Strömungsweglängen und Kräfteverteilung der Methanolseite

Für die weitere Analyse des hydraulischen Betriebsverhaltens der Methanolseite sind in Abbildung 5.3 die Stromprofile, die auf den theoretischen Volumenstrom normierten Einspritzraten und der Raildruck für jeweils fünf Punkte mit 300 bar und 600 bar Einspritzdruck dargestellt. Der Raildruck ist über die Schallgeschwindigkeit und die Weglänge auf den Injektorspeicherdruck korrigiert worden. Die Punkte mit einer Bestromungsdauer von 1,1 ms und 1,2 ms befinden sich auf der Mengenkennlinie im ballistischen Bereich, wohingegen die Punkte mit einer Ansteuerdauer von 1,5 ms, 2,0 ms und 2,5 ms dem linearen Kennlinienbereich zugeordnet werden. Für den 600 bar Betriebspunkt mit einer Ansteuerdauer von 2,5 ms ist beispielhaft die Bestromungsdauer und der Öffnungs- und Schließverzögerung eingezeichnet. Der Öffnungsverzögerung ist als Zeit zwischen dem Bestromungsbeginn und dem Nadelöffnen definiert. Der Schließverzögerung entspricht der Dauer zwischen Bestromungs- und Einspritzende.

Für alle gezeigten Betriebspunkte ist zu Beginn der Einspritzrate eine negative Steigung zu erkennen. Dieser Effekt basiert auf dem Öffnungsmechanismus der drei Methanol-Einspritznadeln in Zusammenhang mit der Messmethodik. Die Einspritznadeln werden durch den Steueröldruck an der oberen Druckschulter unterstützend in den Nadelsitz gedrückt. Bei Bestromung des 3/2-Wegeventils sinkt der Steueröldruck im Steuerraum ab und die Einspritznadeln werden entlastet. Für einen kurzen Zeitraum wird allerdings der Querschnitt zwischen der Nadelspitze und dem Nadelsitz nicht freigegeben [87]. Dadurch entsteht in der Messkammer eine Unterdruckwelle und der Drucksensor erfasst einen negativen Wert. Sobald die Einspritznadeln aus dem jeweiligen Nadelsitz gehoben und die Strömungsquerschnitte freigegeben werden, füllt sich das Sackloch mit Kraftstoff und das Fluid wird in die Druckkammer eingespritzt. Bis zum Erreichen des maximalen Nadelhubes unterliegen die Düsenadeln dem Prinzip des Pumpens. Ursache ist das Abbauen des Kraftstoffpolsters im Steuerraum. Bis dies vollständig abgebaut ist, werden die Düsenadeln an dem Flüssigkeitspolster abgefördert, wodurch eine geringe pulsierende Bewegung entsteht. Für die ballistischen Betriebspunkte werden die theoretischen Ratenmaxima nicht erreicht, da die Nadeln nicht vollständig geöffnet werden. Die Nadeln öffnen sich solange der Steueröldruck im Steuerraum abgebaut wird. Nach Bestromungsende wird dieser wieder aufgebaut und die Nadeln fallen zurück in den Nadelsitz. Es entsteht eine, für den ballistischen Betriebsbereich typische Dreiecksform der Einspritzrate [87].

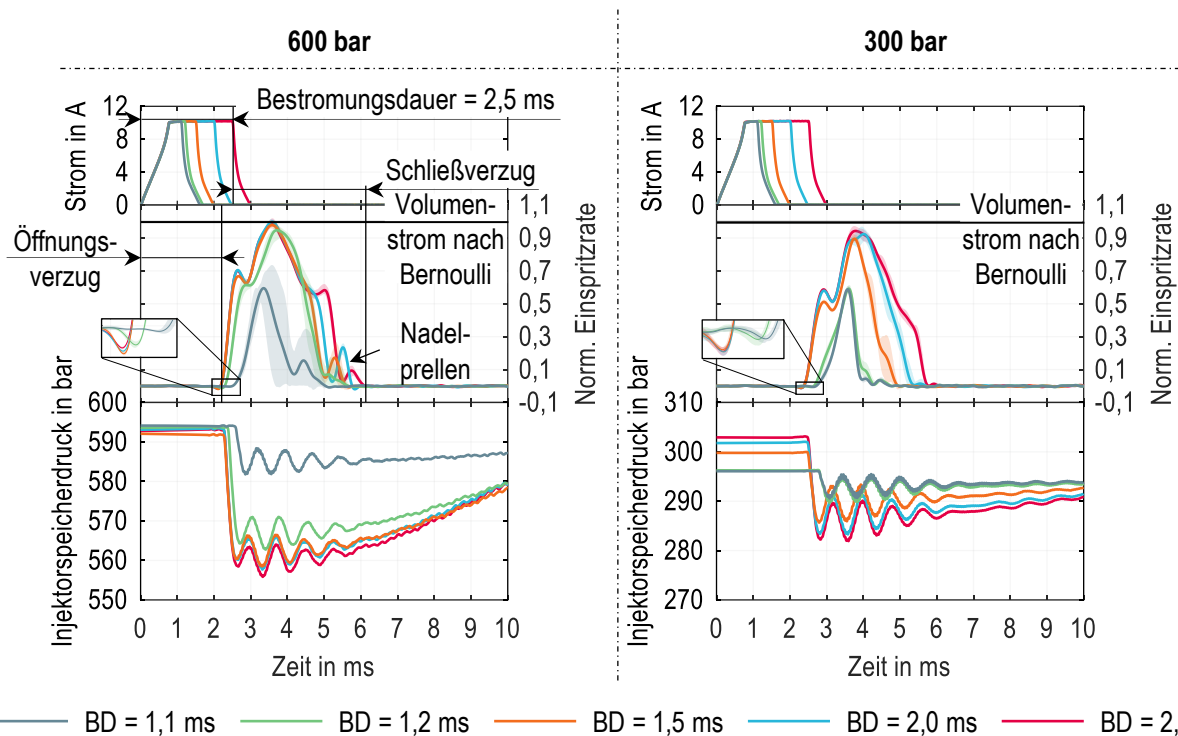


Abbildung 5.3: Stromprofile, auf das theoretische Ratenmaximum normierte Einspritzraten und Injektorspeicherdruckverläufe für fünf unterschiedliche Bestromungsdauern (BD) jeweils gemessen mit der Düse 1 und einem Einspritzdruck von 600 bar und 300 bar, einer Prüfföltemperatur von 35°C und einem Leckage-Gegendruck von 0,5 bar

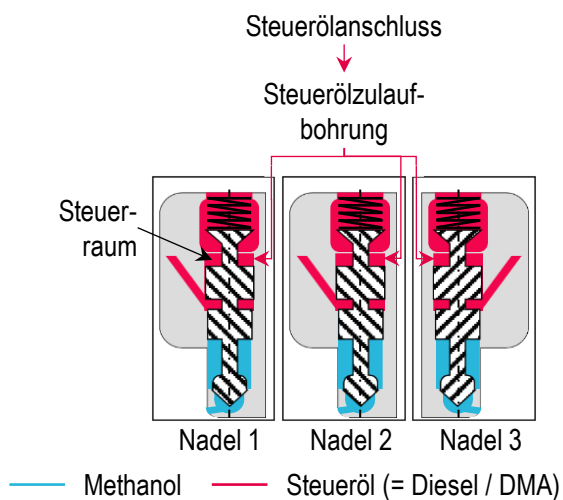


Abbildung 5.4: Schema der Steuerölströmung durch den Mehrkraftstoff-Injektor

Der durch die Mengenabnahme induzierte Druckabfall im Injektor ist dementsprechend für die ballistischen Betriebspunkte geringer im Vergleich zu den Versuchspunkten im linearen Kennlinienbereich. Auffällig sind die Druckschwankungen auf dem Injektorinnendruckverlauf nach dem initialen Druckabfall. Diese treten unabhängig von der Bestromungsdauer auf. Für die linearen Betriebspunkte entsteht eine Einspritzratenform, die von Druckschwankungen bestimmt wird. Diese Form weicht von der bekannten Trapezform von Common-Rail Magnetventilinjektoren ab [87]. Bei vollständigem Nadelhub bleibt die Einspritzrate auf einem definierten Niveau bevor die Schließflanke beginnt. Für die Methanolseite ist dieses klassische Einspritzratenplateau nicht zu erkennen. Die Rate wird von einem Peak dominiert und fällt anschließend auf ein geringeres Niveau herab. Dieser schwankende Verlauf kann durch die Strömungsführung im Injektor erklärt werden. In Abbildung 5.4 ist die Steuerölführung schematisch dargestellt.

Über einen Steuerölanschluss und eine Steuerölaufbohrung wird das Steuermedium in einen Ringraum in der Düse am unteren Ende des Injektors geführt. In diesem Ringraum teilt sich die eine Steuerölaufbohrung in drei Bohrungen auf. Die drei Steuerräume werden damit über eine einzige Zulaufbohrung gespeist. Durch die Aufteilung des Steueröls ausgehend von einer Bohrung hin zu drei resultiert eine zeitversetzte Zuströmung der drei einzelnen Steuerräume. Die

Nadeln werden minimal zeitversetzt druckentlastet und aus dem Nadelsitz gehoben. Das Pumpen bis zum Erreichen des maximalen Nadelhubs wird durch diese Zuströmart verstärkt. Der erste Peak im Ratenverlauf deutet weiter auf ein Prellen hin, woraus eine kurzzeitige negative Ratensteigung resultiert. Dieser Effekt ist aufgrund der Nadelanzahl verstärkt zu erkennen. Das Ratenmaximum des folgenden höchsten Peaks wird weiter nicht erreicht. Dies deutet auf Drosseleffekte durch die Strömungsweglängen und durch die Verzweigung der Zulaufbohrungen im Injektor hin. Die Zuströmung der drei Nadelräume erfolgt nach dem gleichen Prinzip wie die Steuerölströmung. Ein Anschluss und eine Zulaufbohrung führen das Methanol in die drei Nadelräume. Durch diese zusätzliche Verzweigung entstehen weitere Drosseleffekte, die das Ratenmaximum senken. Am Ende der Schließflanke ist vereinzelt eine erneute positive Ratensteigung zu sehen. Dieser Effekt tritt hauptsächlich bei den 600 bar Versuchspunkten auf und ist auf ein Nadelprellen zurückzuführen. Mit höherem Einspritzdruck steigt die Strömungsgeschwindigkeit und der Steueröldruck an der oberen Druckschulter kann schneller wieder aufgebaut werden. Die Nadeln fallen mit einer höheren Geschwindigkeit in den Nadelsitz zurück im Vergleich zu den 300 bar Betriebspunkten. Dadurch prallen sie im Nadelsitz ab und für einen kurzen Moment wird der Strömungsquerschnitt erneut freigegeben.

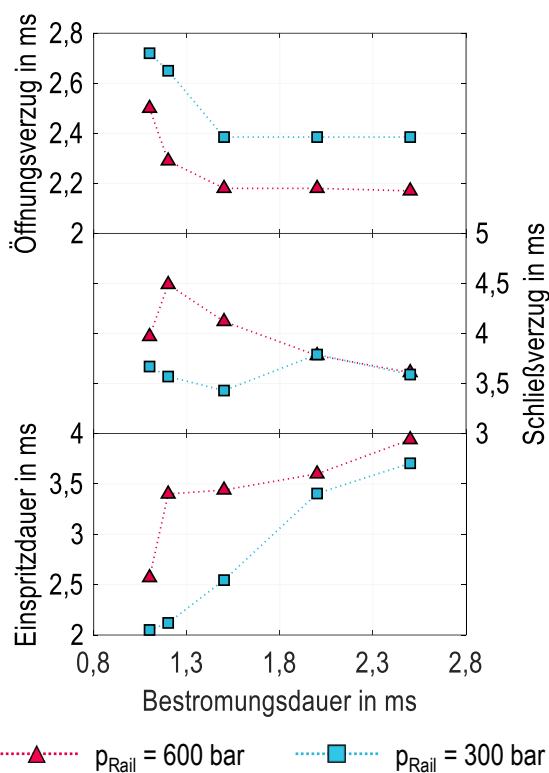


Abbildung 5.5: Hydraulische Verzögerungen und Einspritzdauer für fünf unterschiedliche Bestromungsdauern jeweils gemessen mit einem Einspritzdruck von 600 bar und 300 bar, einer Prüflöstemperatur von 35°C und einem Leckage-Gegendruck von 0,5 bar, Messobjekt: Referenzdüse (Düse 1)

Des Weiteren ist zu erkennen, dass für alle dargestellten Betriebspunkte außer der beiden Punkte mit einer Bestromungsdauer von 2,5 ms das Bestromungsende bereits erreicht ist, bevor die Nadeln öffnen. Die Dreiecksform der ballistischen Versuchspunkte ist weitestgehend unverändert, lediglich aufgrund der langen Strömungsweglängen zeitlich versetzt. Der resultierende Öffnungsverzug ist somit von den im Injektor vorherrschenden Druck- und Strömungsverhältnissen abhängig. Dies spiegelt sich auch in Abbildung 5.5 wieder. Hier sind die hydraulischen Verzögerungen und die Einspritzdauern der Versuchspunkte aus Abbildung 5.3 zusammenfassend gezeigt. Bis zu einer Bestromungsdauer von 1,5 ms nimmt der Öffnungsverzug ab. Anschließend bleibt der Wert auf einem konstanten Niveau. Es kann davon ausgegangen werden, dass eine Bestromungsdauer von 1,5 ms erforderlich ist, um ein kontrolliertes Öffnen der Nadeln zu erhalten. Unter diesem Zustand wird ausreichend Zeit verstanden, die Fluidsäule von etwa einem Meter in Bewegung zu setzen und den Steueröldruck im Stellraum komplett abzubauen. Wohingegen bei den ballistischen Betriebspunkten die Nadelbewegung durch die vorliegenden Druckbedingungen und Druckwellen durch ein zu kurzes Ansteuern des Magneten beherrscht wird. Die Fluidsäule wird lediglich angeregt, jedoch nicht kontrolliert in Bewegung gesetzt. Dies ist auch

an den Druckschwingungen im Raildruckverlauf zu erkennen. Des Weiteren wird in Abbildung 5.5 der unterschiedliche Öffnungsverzug zwischen der 600 bar und der 300 bar Einspritzung deutlich. Der hydraulische Verzögerung ist für einen geringeren Einspritzdruck höher, was demnach die Abhängigkeit von den Druckverhältnissen im Injektor bestätigt. Zudem ist der Öffnungsverzug von der Injektorfunktionsweise abhängig. Da der Steueröl- und der Einspritzdruck das Nadelöffnen unterstützen, ergibt sich mit geringeren Drücken bei gleichbleibender Angriffsfläche an den drei Nadelspitzen

und der unteren Druckschulter eine niedrigere Druckkraft, die zur Überwindung der Federkraft beiträgt. Die Dauer bis der Strömungsquerschnitt zwischen der Nadelspitze und dem Nadelsitz freigegeben wird, erhöht sich damit. Dieser Effekt ist unabhängig von der Bestromungsdauer. Neben der Dauer des Öffnungsverzuges ist die Länge des Schließverzugs hervorzuheben. Aufgrund der Injektorbauweise und der Funktionsweise der Methanolseite dauert das Nadelschließen nach Bestromungsende in Abhängigkeit vom Einspritzdruck, der Nadelposition und den auftretenden Druckwellen verschieden lang an. Im Gegensatz zum Öffnungsverzug zeigt sich keine eindeutige Druckabhängigkeit des Schließverzugs. Für die ballistischen 600 bar Betriebspunkte ist sogar ein verlängerter Schließverzug im Vergleich zum Betrieb mit 300 bar zu sehen. Das deutet daraufhin, dass mit höherem Einspritzdruck die Anregung der Fluidsäule und die entstehenden Druckwellen eine höhere Amplitude besitzen. Daraus folgt, dass bereits bei geringster Anregung ein größerer Querschnitt zwischen dem Nadelsitz und der Nadelspitze freigegeben wird. Als Ursache sind die höheren Druckverhältnisse im Vergleich zu einem Einspritzdruck von 300 bar zu nennen. Die Nadel öffnet sich somit mit höherem Einspritzdruck mehr und muss entsprechend eine längere Strecke wieder in den Nadelsitz zurücklegen. Dadurch wird zusätzlich die Einspritzdauer verlängert. Der Schließverzug im linearen Kennlinienbereich ist für beide Einspritzdrücke nahezu gleich lang (3,6 ms), wobei für die 600 bar Versuchspunkte das Nadelprellen am Ende der Schließflanke ausschlaggebend ist. Bei separater Betrachtung der Schließflanke ist diese für den höheren Einspritzdruck steiler ausgelegt. Dieser Effekt ist ebenfalls auf die Druck- und Strömungsverhältnisse im Injektor zurückzuführen.

Die grundlegende Charakterisierung der Methanolseite zeigt ein instabiles hydraulisches Verhalten im ballistischen Bereich sowie einen langen Öffnungs- und Schließverzug. Die Charakteristiken sind abhängig vom Einspritzdruck. Es zeigt sich ein steiler ballistischer Kennlinienbereich mit hoher Shot-to-shot Abweichung für den höheren Einspritzdruck, was einen stabilen Injektorbetrieb auf der Methanolseite für kleine Einspritzvolumina nur schwer ermöglicht. Weiter führt ein höherer Einspritzdruck zu einem geringeren Öffnungsverzug und einer steileren Schließflanke im linearen Betriebsbereich. Der hydraulische Öffnungsverzug kann durch eine frühe Wahl des Bestromungsbeginns im Motorbetrieb kompensiert werden. Der Schließverzug bestimmt maßgeblich die Einspritzdauer. Eine steile Schließflanke ist hinsichtlich eines hohen Einspritzimpuls auch am Ende der Einspritzung anzustreben.

5.1.2. Einfluss des Leckage-Gegendrucks

Der Leckage-Gegendruck stellt einen Parameter zur Risikominimierung der Dampfblasenbildung und der weiteren Kavitationserosion im Fluidrücklauf der Schalt- und Permanentleckage des Injektors dar. Durch eine Druckerhöhung im Rücklauf wird dem Erreichen des Dampfblasendrucks entgegengewirkt und somit die Kavitationsgefahr reduziert. Eine Änderung des Leckage-Gegendrucks beeinflusst die hydraulische Funktionsweise des Injektors. Um diesen Einfluss auf die Methanolseite des Mehrstoffinjektors zu analysieren, sind Versuche mit 0,5 bar und 6 bar Leckage-Gegendruck erfolgt. Der Druck von 0,5 bar entspricht dem vorgegebenen Systemdruck. In Abbildung 5.6 sind die normierten Einspritzmengenkennlinien und deren einfache Standardabweichung für die Variation des Leckage-Gegendrucks bei zwei Einspritzdrücken, 600 bar und 300 bar, dargestellt. Die Strichpunktlinien deuten den Übergang vom ballistischen zum linearen Bereich an. Die Normierung erfolgt auf die maximale Einspritzmenge bei 600 bar Einspritzdruck und 0,5 bar Gegendruck.

Unabhängig vom Einspritzdruck wird deutlich, dass ein höherer Leckage-Gegendruck insbesondere im ballistischen Bereich und zusätzlich zu Beginn des linearen Kennlinienbereichs bei gleicher Bestromungsdauer zu geringeren Einspritzmengen führt. Des Weiteren verschiebt sich zum einen die minimale, erforderliche Bestromungsdauer für das Nadelöffnen und zum anderen der Beginn des linearen Betriebsbereichs hinzu längeren Bestromungsdauern. Diese Effekte sind auf die Druckkraftverteilung im Injektor zurückzuführen. Ein höherer Leckage-Gegendruck erhöht demnach die Druckkraft, die dem Steueröldruck im Steuerraum zusätzlich zur Federkraft entgegengewirkt (Abbildung 5.2).

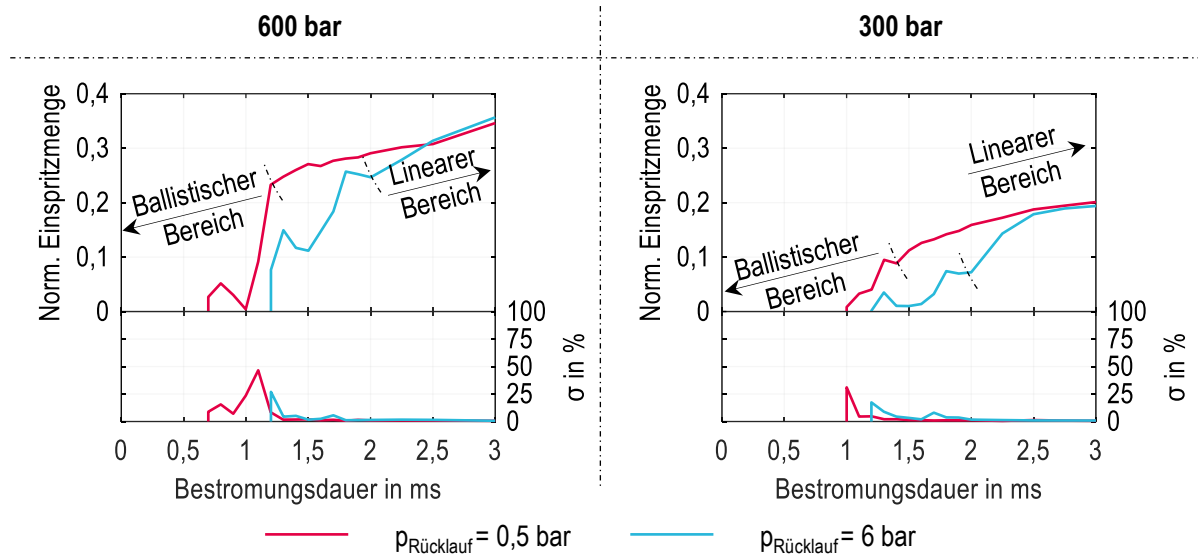


Abbildung 5.6: Normierte Einspritzmengenkennlinien der Methanolseite des 4-Nadelinjektors, gemessen mit der Düse 1 bei einer Prüfföltemperatur von 35 °C und einem Leckage-Gegendruck von 0,5 bar verglichen mit einem Leckage-Gegendruck von 6 bar bei zwei Einspritzdrücken (600 bar und 300 bar); Normierung analog Kapitel 5.1.1

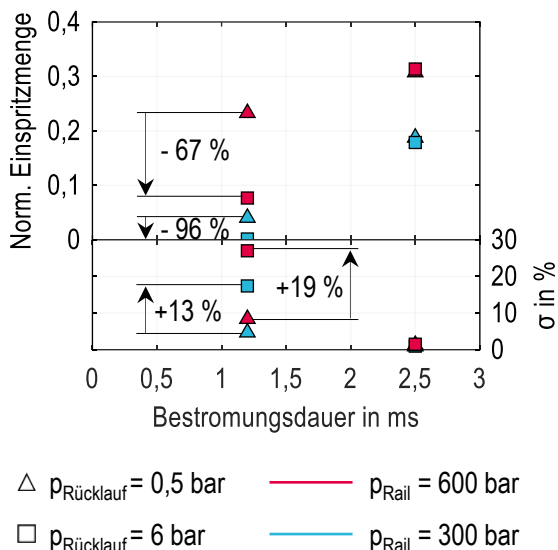


Abbildung 5.7: Normierte Betriebspunkte zur Detailanalyse des Leckage-Gegendruckeinflusses; Normierung analog Kapitel 5.1.1

Zur weiteren Detailanalyse des höheren Leckage-Gegendrucks auf das hydraulische Injektorverhalten der Methanolseite sind in Abbildung 5.7 einzelne Betriebspunkte für den Betrieb mit einem Einspritzdruck von 300 bar und 600 bar aufgeführt. Die untersuchten Bestromungsdauern sind 1,2 ms für den ballistischen Bereich und 2,5 ms für den linearen Kennlinienbereich. Ein höherer Leckage-Gegendruck führt im ballistischen Bereich unabhängig vom Einspritzdruck zu einer erhöhten Standardabweichung. Der bereits instabile Betrieb im ballistischen Kennlinienbereich wird durch die zusätzlich wirkende Druckkraft verstärkt. In Bezug auf den Teil- und Mittellastmotorbetrieb stellt dies eine Herausforderung dar, wenn der Rücklaufdruck zur Risikominimierung der Kavitation erhöht werden soll. Der Betrieb im linearen Kennlinienbereich ist unbeeinflusst vom Leckage-Gegendruck. Die einfache Standardabweichung verändert sich nicht maßgeblich.

In Abbildung 5.8 sind weiter die Bestromungsprofile, die, auf das theoretische Maximum normierten Einspritzraten und der Injektorspeicherdruck der Methanolseite für die Betriebspunkte aus Abbildung 5.7 gegenübergestellt. Insbesondere für die Versuchspunkte mit einer Bestromungsdauer von 1,2 ms wird der Einfluss des höheren Leckage-Gegendrucks ersichtlich. Aufgrund des langen Öffnungsverzugs ist das Nadelöffnen nur von den vorherrschenden Druck- und Strömungsverhältnissen im Injektor abhängig (Kapitel 5.1.1). Eine Erhöhung des Leckage-Gegendrucks führt demnach zu einer höheren, zu überwindenden Druckkraft auf der Rücklaufseite. Das Steuerölvolumen im Steuerraum, das während eines Einspritzvorgangs abgebaut wird, fließt über den Rücklauf als Leckage zurück. Die entgegenwirkende Fluidruckkraft ist mit dem erhöhten Leckage-Gegendruck größer und wirkt dem Steueröldruckabbau entgegen. Demnach verlängert sich die zeitliche Dauer der Druckentlastung der Einspritznadeln ohne Freigabe des Strömungsquerschnitts am

Bestromungsdauern. Es resultiert bei identischer Ansteuerdauer eine Reduktion der Einspritzvolumina. Dies führt letztendlich dazu, dass die Anwendung des Injektors im DF-Betrieb für kleine Einspritzmengen zusätzlich erschwert wird. Des Weiteren zeigt sich eine zusätzliche Druckwelle auf dem Ratenverlauf bis zum Erreichen des Maximums. Es wird davon ausgegangen, dass durch die zusätzliche Druckkraft eine pulsierende Nadelbewegung entsteht. Im Hinblick auf den Motorbetrieb, stellt insbesondere die höhere Standardabweichung für kleine Ansteuerdauern eine Herausforderung dar. Da diese unabhängig vom Einspritzdruck ist, ist ein stabiler Teillastbetrieb nur bedingt möglich. Es muss somit ein Kompromiss aus Komponentenverschleiß durch mögliche Kavitation und der Teillastfähigkeit getroffen werden. In allen nachfolgenden Untersuchungen ist ein Leckage-Gegendruck von 0,5 bar eingestellt worden, um auch geringere Einspritzmengen über der Methanolseite einspritzen zu können.

5.1.3. Einfluss der Dichte und Viskosität

Aufgrund der unterschiedlichen Dichte und Viskosität zwischen Methanol und dem verwendeten Prüflöl, ist in einem weiteren Versuch die Prüflötemperatur von 35°C auf 60°C erhöht worden. Aus Tabelle 5.3 geht hervor, dass durch die Temperaturerhöhung des Versuchsfuids nur teilweise ähnliche Stoffwerte wie von Methanol erreicht werden. Eine grundlegende Analyse des Einflusses einer niedrigeren Viskosität in Kombination mit einer geringeren Dichte kann dennoch durchgeführt werden.

Tabelle 5.3: Vergleich von der Dichte und der kinematischen Viskosität zwischen Methanol und dem am HDA verwendeten Prüflöl nach der ISO-Norm 4113 nach [14, 39, 88]

	Prüflöl nach ISO 4113	Methanol
Dichte in kg/m ³	811 (35°C) / 792 (60°C)	796 (15°C)
Kin. Viskosität in mm ² /s	2,8 (35°C) / 1,8 (60°C)	0,69 – 0,75 (25°C)

In Abbildung 5.9 sind die normierten Einspritzmengenkennlinien für die Untersuchungen mit unterschiedlichen Prüflötemperaturen dargestellt. Die Normierung erfolgt auf die maximale Einspritzmenge bei 600 bar Einspritzdruck und einer Prüflötemperatur von 35°C. Die Versuche sind mit einem Einspritzdruck von 600 bar und 300 bar durchgeführt worden. Die roten Linien entsprechen den Versuchen mit einer Prüflötemperatur von 35°C, die blauen Linien den Versuchen mit einer Prüflötemperatur von 60°C. Für beide Einspritzdrücke ist kein signifikanter Unterschied zwischen den Einspritzmengenkennlinien zu erkennen. Lediglich im ballistischen Bereich und im Übergang zum linearen Bereich sind marginale Differenzen ersichtlich. Da der Injektorbetrieb in diesem Bereich jedoch sehr instabil ist, liegt es nahe, dass diese Unterschiede nicht auf die Prüflölerwärmung, sondern auf die Instabilität des Injektors zurückzuführen sind. Sowohl die Dichte als auch die Viskosität werden durch das Erwärmen verringert. Es kann die Annahme getroffen werden, dass bei gleichzeitiger Größenänderung der Dichte und der Viskosität in dieselbe Richtung das hydraulische Verhalten des Injektors nicht beeinflusst wird. Um diese These zu analysieren werden im nächsten Schritt die Einspritzraten herangezogen. In Abbildung 5.10 sind die Stromprofile, die auf das theoretische Ratenmaximum normierten Einspritzraten und die Raildruckverläufe für vier Betriebspunkte gegenübergestellt, wobei jeweils zwei in Abhängigkeit des Einspritzdrucks dargestellt sind. Der Versuchspunkt mit einer Bestromungsdauer von 1,2 ms entspricht erneut einem Punkt im ballistischen Betriebsbereich, wohingegen die Versuchspunkte mit einer Ansteuerdauer von 2,5 ms dem Betrieb im linearen Kennlinienbereich entsprechen. Beim Vergleich der Einspritzraten der ballistischen Betriebspunkte sind nennenswerte Unterschiede zu erkennen, wohingegen die Unterschiede in den Einspritzverläufen für die Versuchspunkte im linearen Kennlinienbereich marginal sind.

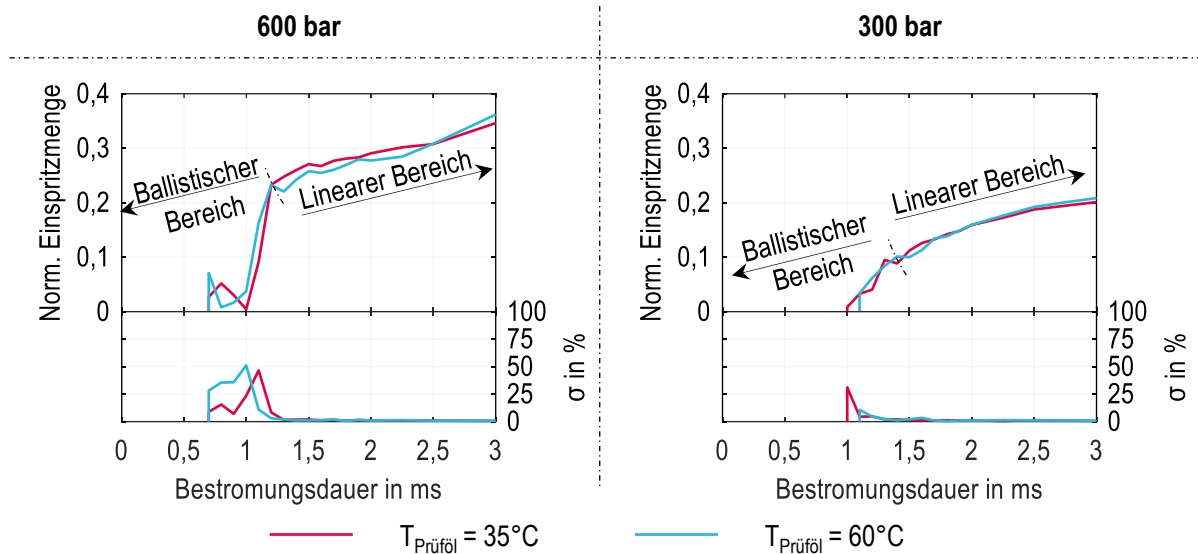


Abbildung 5.9: Normierte Einspritzmengenkennlinien der Methanalseite für 600 bar und 300 bar Einspritzdruck der Referenzdüse (Düse 1) gemessen mit einer Prüfföltemperatur von 35°C (rot) und 60°C (blau); Normierung analog Kapitel 5.1.1

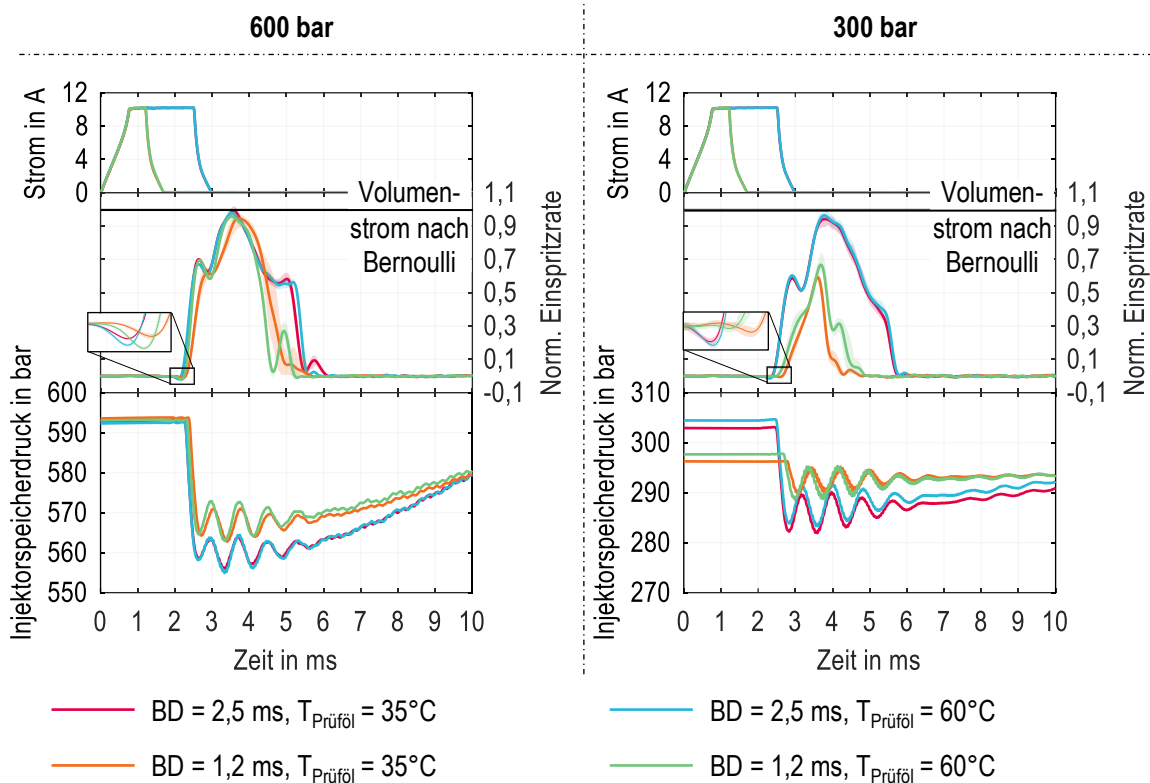


Abbildung 5.10: Stromprofile, auf das theoretische Ratenmaximum normierte Einspritzraten und Injektorspeicherdruckverläufe für eine Bestromungsdauer von 1,2 ms und 2,5 ms jeweils gemessen mit der Düse 1 bei 600 bar und 300 bar Einspritzdruck, einem Leckage-Gegendruck von 0,5 bar und einer Prüfföltemperatur von 35°C und 60°C

Während der Nadeldruckentlastung zu Beginn des Einspritzvorgangs treten geringe Unterschiede für die ballistischen Betriebspunkte auf. Unabhängig vom Einspritzdruck ist ein früheres Nadelöffnen für die Versuche mit höherer Prüfföltemperatur zu erkennen. Für die Versuchspunkte mit einer Bestromungsdauer von 2,5 ms ist diese Auffälligkeit nicht vorhanden. Für die ballistischen Betriebspunkte werden die Nadeln nicht kontrolliert geöffnet, da die Bestromung bereits

beendet ist, bevor sich die Nadeln öffnen. Der Öffnungsverzögerung für die linearen Betriebspunkte bleibt dagegen unabhängig von der Prüfföltemperatur gleich. Es ist anzunehmen, dass der Unterschied des hydraulischen Verzögerung für die ballistischen Versuchspunkte durch die Druck- und Strömungsverhältnisse im Injektor ausgelöst wird (Kapitel 5.1.1) und vom Medium unbeeinflusst bleibt. Des Weiteren zeigt sich ein höheres Ratenmaximum für die ballistischen Betriebspunkte mit höherer Prüfföltemperatur. Als Ursache ist die höhere Strömungsgeschwindigkeit zu nennen. Nach Bernoulli geht die Dichte als Nenner einer Wurzelfunktion in die Berechnung des Massenstroms ein. Mit geringerer Dichte wird die Strömungsgeschwindigkeit demnach erhöht. Weiter zeigt sich bei kleiner Bestromungsdauer ein Einfluss der Temperaturerhöhung auf den Injektorspeicherverlauf. Die Amplituden der Druckwellen sind größer und können auf die Dämpfungswirkung mit niedrigerer Viskosität zurückgeführt werden. Im Hinblick auf das Nadelschließen zeigen sich erneut größere Unterschiede für die Betriebspunkte im ballistischen Kennlinienbereich im Vergleich zu den linearen Versuchspunkten. Für den ballistischen Punkt mit einem Einspritzdruck von 600 bar ist ein starkes Nadelprellen in Form von einem zusätzlichen Ratenpeak ersichtlich. Ein ähnlicher Effekt, jedoch schwächer ausgeprägt, ist für den ballistischen 300 bar Betriebspunkt zu erkennen. Für die linearen Betriebspunkte dreht sich der Effekt entweder um oder tritt nicht auf. Es ist davon auszugehen, dass sich die Viskosität und Dichte des Fluids in Abhängigkeit des Betriebsbereichs unterschiedlich auf die Injektorhydraulik auswirken. Im unkontrollierten, ballistischen Betriebsbereich sind Einflüsse der Stoffdaten zu erkennen, da hier die Nadelbewegung hauptsächlich von den Druck- und Strömungsverhältnissen im Injektor abhängt. Die Bestromung ist bei diesen Betriebspunkten zum Zeitpunkt des Nadelöffnens bereits abgeschlossen. Demgegenüber überschneiden sich die Bestromungsdauer und der Beginn des Einspritzverlaufs im linearen Kennlinienbereich, wodurch eine kontrollierte Nadelbewegung erzwungen wird. Die Effekte aus den ballistischen Betriebspunkten hinsichtlich des kürzeren Öffnungsverzögerung, des höheren Ratenmaximums und einem Nadelprellen am Ende der Schließflanke relativieren sich mit längerer Bestromungsdauer.

In den Studien von Payri et al. [89] wird der Einfluss der Stoffdaten auf das hydraulische Einspritzverhalten eines Injektors untersucht. Die Ergebnisse zeigen mit höherer Viskosität und Dichte einen verlängerten Einspritzverzögerung, jedoch ebenfalls eine höhere maximale Einspritzrate. Der längere Einspritzverzögerung ist in den vorliegenden Studien für die ballistischen Betriebspunkte ebenfalls vorhanden, allerdings zeigt sich ein gegenteiliger Effekt für das Ratenmaximum. Das verlangsamte Nadelöffnen wird der höheren Viskosität zugeschrieben. Diese Aussage wird durch die Studien von Dermotte et al. [90] bestätigt, die ebenfalls den Effekt der Dichte und Viskosität des Kraftstoffes auf das Einspritzverhalten, insbesondere den Strömungsbeiwert, untersuchen. Weiter wird sowohl in den Studien von Payri et al. [89] als auch in den Untersuchungen von Dermotte et al. [90] der Einfluss der Viskosität auf das hydraulische Einspritzverhalten als höher eingestuft im Vergleich zur Dichte. Als Ursache wird hier genannt, dass die Dichte als Wurzelfunktion in den Massenstrom mit eingeht. Da die Dichte von Methanol im Vergleich zu Diesel lediglich um $24 - 49 \text{ kg/m}^3$ geringer ist (vgl. Tabelle 3.5), was einem prozentualen Unterschied von maximal 6 % entspricht, wird hier ebenfalls der Dichteinfluss auf den Massenstrom vernachlässigbar klein. Da die signifikant geringere Viskosität von Methanol im Vergleich zu Diesel durch die Prüffölerwärmung nicht erreicht wird, wird der Viskositätsinfluss im gesamten Betriebsbereich nicht ausreichend genau über diesen Versuch abgebildet. Aus diesem Grund sind für weitere Untersuchungen des Stoffdateneinflusses Versuche mit dem Realkraftstoff erforderlich.

5.1.4. Einfluss der Düsengeometrie

Aufgrund der Unbekanntheit des Methanolkraftstoffes im Großmotorenbereich für mittelschnelllaufende Dieselmotoren sind unterschiedliche Düsengeometrien konstruiert und untersucht worden. In den hydraulischen Versuchen sind die Düse 1, die Referenzdüse, mit zwölf Einspritzlöchern (3×4) und einem hydraulischen Durchfluss von 80 l/min , die Düse 2 mit demselben Durchfluss, jedoch neun Einspritzlöchern und damit einem größerem Lochdurchmesser sowie die Düse 3

mit wiederum zwölf Einspritzlöchern, allerdings einem geringeren hydraulischen Durchfluss von 67 l/min und somit einem geringeren Lochdurchmesser im Vergleich zur Referenzdüse untersucht worden. In Abbildung 5.11 sind die Einspritzmengenkennlinien für einen Einspritzdruck von 300 bar und 600 bar der drei Düsen gegenübergestellt. Die Strichpunktlinien deuten den Übergang vom ballistischen in den linearen Betriebsbereich an.

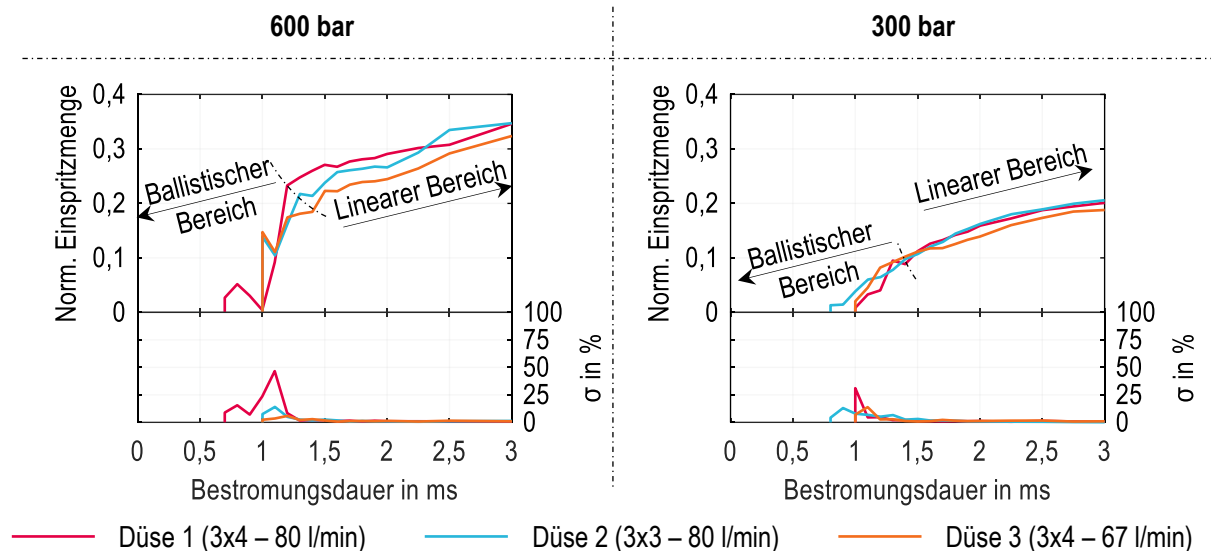


Abbildung 5.11: Vergleich der normierten Einspritzmengenkennlinien der Methanolseite für 600 bar und 300 bar Einspritzdruck, 0,5 bar Leckage-Gegendruck, 35°C Prüfföltemperatur gemessen mit unterschiedlichen Düsengeometrien: Düse 1, 2 und 3; Normierung analog Kapitel 5.1.1

Für den Betrieb mit einem Einspritzdruck von 600 bar liegt die minimale, erforderliche Bestromungsdauer zur Nadelöffnung bei 1 ms. Für die Referenzdüse sind Einspritzungen mit Bestromungsdauern kleiner 1 ms nur instabil möglich. Die Detailanalyse hierzu ist in Kapitel 5.1.1 zu finden. Für die Einspritzmengenkennlinien mit einem Einspritzdruck von 300 bar zeigen sich Unterschiede in der minimal erforderlichen Bestromungsdauer. Der Betrieb mit Düse 2 erfordert eine geringere minimale Bestromungsdauer, wohingegen für Düse 3 die minimale Ansteuerdauer identisch zu derjenigen von Düse 1 ist. Für alle Düsengeometrien ist der ballistische Bereich der 600 bar Kennlinie steil und schmal ausgelegt. Für den Injektorbetrieb mit 300 bar Einspritzdruck ist die Steigung des ballistischen Bereichs moderat bis steil, bevor die Kennlinie in den linearen Bereich übergeht. Da die Düsen auf drei unterschiedlichen Injektorkörpern montiert sind, sind Fertigungstoleranzen als mögliche Ursache nicht auszuschließen. Die Düsengeometrie ist allerdings eine wichtige Einflussgröße auf die Düseninnenströmung und die Einspritzung und wird daher als Ursache angesehen. Im linearen Kennlinienbereich ergeben sich für die 300 bar Untersuchungen marginale Unterschiede für die Düse 1 und Düse 2. Mit Düse 3 wird bei identischer Bestromungsdauer weniger Fluidmenge eingespritzt. Dies ist auf den geringeren Durchfluss zurückzuführen. Gleiches zeigt sich für die 600 bar Versuche. Hier sind ebenfalls Unterschiede zwischen der Kennlinie von Düse 1 und Düse 2 zu erkennen. Da der hydraulische Durchfluss allerdings gleich gewählt ist, ist davon auszugehen, dass die unterschiedliche Düsengeometrien auch den linearen Betriebsbereich beeinflussen. Es ist anzunehmen, dass der detaillierte Hintergrund auf die verschiedenen Strömungsquerschnitte am Düsenlocheintritt und weiter der Ausbildung der Dampfblasengebiete in den Einspritzlöchern zurückzuführen ist. Hinsichtlich der Standardabweichung zeigt sich das gleiche Bild wie für die Düse 1 in Kapitel 5.1.1 beschrieben. Mit zunehmender Bestromungsdauer nimmt die Shot-to-shot Abweichung auch für die Düsen 2 und 3 aufgrund der Strömungsstabilisierung durch die vollständig geöffneten Nadeln ab.

Um weiter den Einfluss der Düsengeometrie auf die Injektorhydraulik zu charakterisieren, werden im nächsten Schritt Einspritzraten der drei Düsen gegenübergestellt. Hierzu sind in Abbildung 5.12 die Bestromungsprofile, die, auf das theoretische Ratenmaximum normierten Einspritzverläufe und die Injektorspeicherdruckverläufe für zwei unterschiedliche Bestromungsdauern bei zwei Einspritzdrücken, 300 bar und 600 bar gezeigt. Die Ansteuerdauern sind erneut 1,2 ms für den ballistischen und 2,5 ms für den linearen Betriebsbereich. Zunächst fällt bei Betrachtung der Stromprofile auf, dass sich die Stromanstiegs- und Stromabfallsflanke für die drei Düsen marginal unterscheiden. Die angelegte Spannung, sowie der Boost- und Haltestrom sind für alle drei Versuchsobjekte identisch. Da die drei Düsen jedoch auf drei verschiedenen Injektorkörpern mit drei Magneten montiert sind, kann es hier zu kleinen Unterschieden kommen. Der maximale Strom und die Dauer der Bestromung sind für alle Versuchspunkte gleich. Für die ballistischen Betriebspunkte zeigen sich signifikante Unterschiede in den Einspritzverläufen der drei Düsen, wohingegen die Verlaufsform für die Versuchspunkte mit einer Bestromungsdauer von 2,5 ms sich lediglich im Maximum und den Öffnungs- sowie Schließverzügen unterscheiden. Die grundlegende Einspritzratenform ist die gleiche. Für Düse 2 und Düse 3 zeigen sich dieselben Effekte für den Öffnungs- und Schließverzug in Abhängigkeit des Einspritzdrucks wie für Düse 1. Der Öffnungsverzug ist für den Betrieb mit 300 bar im Vergleich zu einem Betrieb mit 600 bar Einspritzdruck aufgrund der geringeren angreifenden Druckkraft an der unteren Druckschulter und im Nadelraum zur Überwindung der entgegenwirkenden Federkraft länger. Unabhängig vom Einspritzdruck zeigen sich auch für die Düsen 2 und 3 Druckwellen auf dem Raildruckverlauf nach dem initialen Druckabfall. Diese sind somit unabhängig von der Düsengeometrie auf das Funktionsprinzip des Injektors zurückzuführen.

Der Schließverzug im ballistischen Betriebspunkt ist weiter für die 300 bar Punkte der Düse 2 und Düse 3 länger im Vergleich zur Düse 1. Für den ballistischen Betriebspunkt mit einem Einspritzdruck von 600 bar ist weiter auffällig, dass Düse 2, die mit demselben hydraulischen Durchfluss wie die Referenzdüse ausgelegt ist, nicht das Ratenmaximum der Düse 1 erreicht. Für den Betriebspunkt im ballistischen Kennlinienbereich mit 300 bar übersteigt das Maximum der Einspritzrate der Düse 2 und 3 das, des Einspritzverlaufs von der Referenzdüse. Ein größerer Raildruckabfall ist die Folge. Da es sich bei den betrachteten Punkten um Punkte im ballistischen Betriebsbereich mit unkontrollierter Nadelbewegung durch die Totzeit zwischen Bestromungsende und Ratenbeginn handelt, gibt es zwei Einflussgrößen. Zum einen die Druck- und Strömungsbedingungen im Injektor, die den ballistischen Betriebsbereich dominieren und zum anderen die unterschiedlichen Einstrombedingungen durch die verschiedenen Spritzlochgeometrien, die die Düseninnenströmung beeinflussen.

Für die linearen Betriebspunkte mit einem Einspritzdruck von 300 bar zeigen sich keine Unterschiede für die Einspritzverläufe von Düse 1 und Düse 2. Für Düse 3 liegt das Ratenmaximum unterhalb der Maxima der Raten von Düse 2 und der Referenzdüse. Weiter ist der Schließverzug länger. Das geringere Ratenmaximum und der längere Schließverzug vom linearen Betriebspunkt der Düse 3 im Vergleich zur Düse 1 zeigen sich ebenfalls für den Betrieb mit 600 bar. Für Düse 2 ist der Schließverzug für den linearen 600 bar Betriebspunkt am höchsten. Die niedrigere Spitzenrate von Düse 3 ist in dem verstärkten Drosseleffekt durch die kleineren Einspritzlöcher begründet. Eine mögliche Ursache für den längeren Schließverzug der Düse 3 im Vergleich zur Referenzdüse sind die Druckverhältnisse im Sackloch. Durch den kleineren Düsenlochdurchmesser und dem damit folgenden geringeren Strömungsquerschnitt am Düsenlocheintritt ist anzunehmen, dass ein höherer Sacklochdruck erreicht wird, der anschließend aufgrund des geringeren Strömungsquerschnitts langsamer abgebaut wird.

Für Düse 2 ergibt sich bei gleicher Bestromungsdauer wie für Düse 1 ebenfalls ein späteres Nadelschließen. Die größere Einspritzmenge und der unterschiedliche Kennlinienverlauf bei gleicher Bestromungsdauer von der Düse 2 ist damit im späteren Nadelschließen begründet. Die Geometrie von Düse 2 sieht anstelle von zwölf neun Löcher mit größerem Loch-

durchmesser bei gleichem hydraulischen Durchfluss vor. Der Strömungsquerschnitt pro Düsenlocheintritt wird zwar erhöht, der gesamte Einströmquerschnitt jedoch verringert, da die geringere Lochanzahl in Kombination mit dem gewählten Lochdurchmesser bei Betrachtung einer idealen Kreisfläche zu einem geringeren Einströmquerschnitt führt. Demnach ergibt sich für die Düse 1 ein Querschnitt von 13,6 mm² und für die Düse 2 eine ideale Kreisfläche von 13,5 mm². Somit ist auch hier anzunehmen, dass für Düse 2 ein höherer Sacklochdruck erreicht wird. Der Druckabbau ausgehend von einem höheren Niveau dauert somit länger.

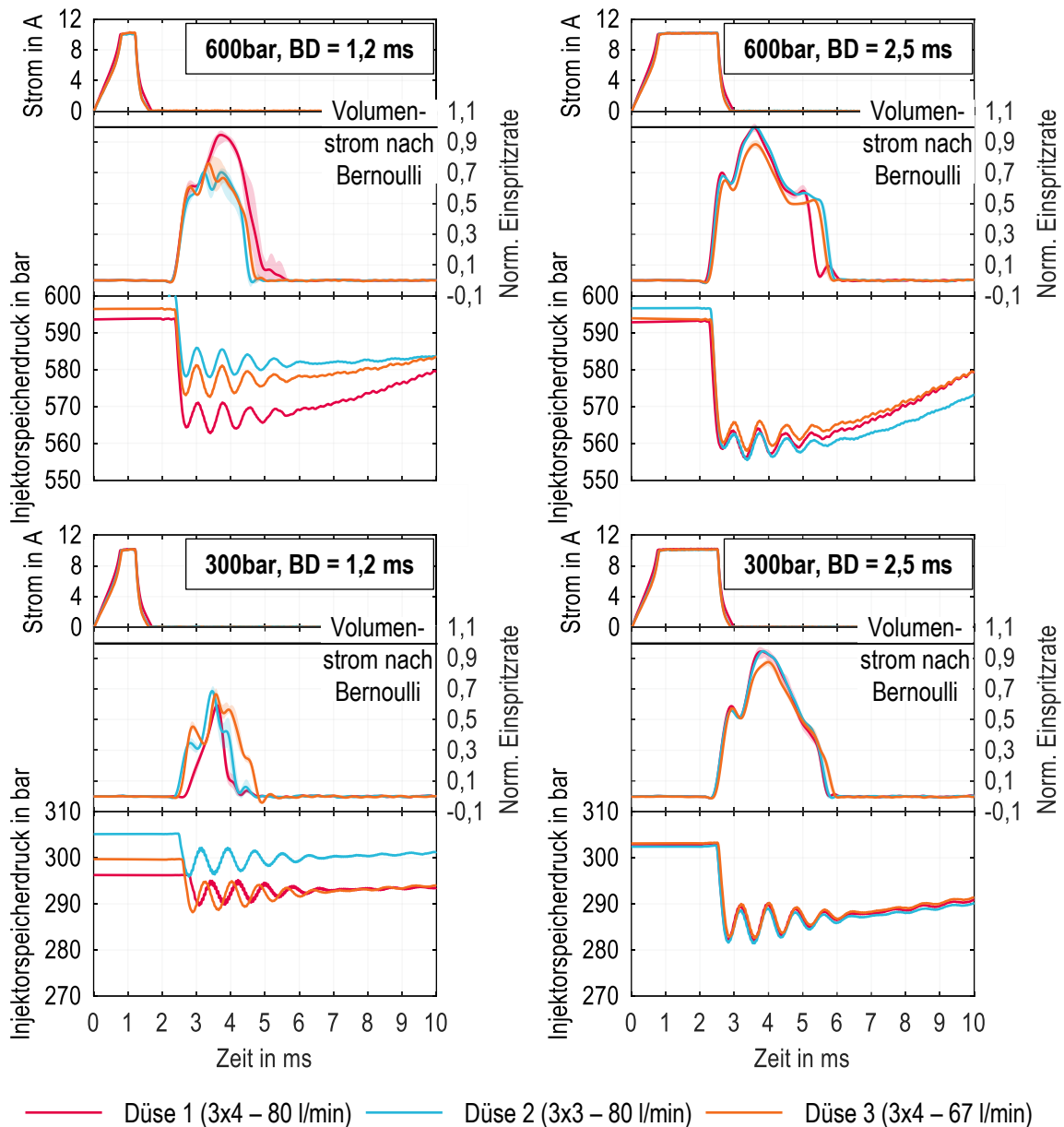


Abbildung 5.12: Stromprofile, auf das theoretische Ratenmaximum normierte Einspritzraten und Injektorspeicherdruckverläufe von Düse 1, 2 und 3 für eine Bestromungsdauer von 1,2 ms und 2,5 ms jeweils gemessen mit 600 bar und 300 bar Einspritzdruck, 0,5 bar Leckage-Gegendruck und einer Prüfföltemperatur von 35°C

In [91] wird der Einfluss von verschiedenen Düsengeometrieparametern auf die Düseninnenströmung und die Einspritzrate untersucht. Dabei werden ebenfalls zwei Düsen mit unterschiedlicher Lochanzahl, aber gleichem hydraulischen

Durchfluss verglichen. Der Einfluss der Geometrieparameter wird bei zwei Einspritzdrücken 500 bar und 1100 bar betrachtet. Bei den Untersuchungen zeigt sich insbesondere ein Unterschied im Ratenmaximum, welches für die Düse mit höherer Lochanzahl und geringerem Lochdurchmesser höher ist. Demnach ergeben sich hier im Gegensatz zu den vorliegenden Ergebnissen beim Vergleich von Düse 1 und Düse 2 Unterschiede. Die Öffnungsverzögerungen der beiden Düsen aus [91] sind für beide Einspritzdrücke identisch. Der Schließverzögerung ist für den Betrieb mit 500 bar für die Düse mit höherer Lochanzahl und damit geringerem Lochdurchmesser höher. Für die 1100 bar Untersuchungen relativiert sich der Unterschied und die Schließverzögerungen der beiden Düsen sind identisch. Der längere Schließverzögerung bei den Versuchen mit 500 bar Einspritzdruck bestätigt die obige Aussage für Düse 2. Allerdings zeigen die Studien von Shao et al. [91] entgegengesetzte Ergebnisse zu den in dieser Arbeit erlangten Ergebnisse beim Vergleich von Düse 1 und Düse 2. In den Studien von Wloka [45] werden Düsen mit unterschiedlichen hydraulischen Durchflüssen untersucht. Die Unterschiede werden durch mehrere Faktoren erreicht. Neben dem Spritzlochdurchmesser wird gleichzeitig der Konizitätsfaktor und die Lochanzahl verändert. Ein geringerer Durchfluss wird durch einen geringeren Spritzlochdurchmesser oder eine Reduktion der Einspritzlochanzahl erreicht. Es zeigen sich in Bezug auf die unterschiedlichen Durchflüsse von Düse 1 und Düse 3 die gleichen Ergebnisse hinsichtlich des geringeren Ratenmaximums und des verlängerten Schließverzögerung. Als Ursache werden hier ebenfalls das höhere Druckniveau im Sackloch sowie der erhöhte Drosseloeffekt in den kleineren Spritzlöchern genannt. Für die weitere Analyse des späteren Nadelschließens von Düse 2 mit geringerer Lochanzahl, aber gleichem hydraulischen Durchfluss im Vergleich zu Düse 1, ist ein unterschiedlicher Sacklochdruck anzunehmen. Die Analyse der Düseninnenströmung und der Druckverhältnisse im Sackloch folgt im nächsten Kapitel.

5.1.5. Zwischenfazit der hydraulischen Untersuchungen

Die grundlegende Charakterisierung der Injektorhydraulik zeigt für den Auslegungseinspritzdruck von 600 bar einen steilen und schmalen ballistischen Kennlinienbereich. Für einen geringeren Einspritzdruck von 300 bar ergibt sich eine moderatere Kennliniensteigung im ballistischen Bereich. Die Einspritzratenform im linearen Kennlinienbereich zeigt kein klassisches Ratenplateau, sondern ist nach einem ersten Peak, durch einen zweiten Peak dominiert. Anschließend fällt die Einspritzrate auf ein geringeres Niveau ab. Diese Form ist unabhängig vom Einspritzdruck. Im ballistischen Betriebsbereich ergibt sich eine druckwellendominierte Dreiecksform, da in diesem Betriebsfall die Bestromung bereits beendet ist bevor die drei Methanolnadeln den Strömungsquerschnitt zwischen Nadelspitze und Nadelsitz freigeben. Somit liegt hier eine hochgradig ballistische Bewegung der Einspritznadeln vor. Ein stabiler Betrieb in diesem Bereich ist nur bedingt möglich.

Die Variation des Leckage-Gegendrucks zeigt eine zeitliche Verschiebung der Kennlinien sowie einen verlängerten Öffnungsverzögerung insbesondere im ballistischen Betriebsbereich. Als Ursache ist die erhöhte Druckkraft im Rücklauf zu nennen, welche zum Steuerölabbau und schließlich zum Nadelöffnen zusätzlich zur Federkraft überwunden werden muss. Als Versuchsfluid ist anstelle von Methanol Prüfol verwendet worden. Um dennoch die unterschiedlichen Stoffdaten hinsichtlich der Dichte und der Viskosität zu untersuchen, ist die Prüfoltemperatur von 35°C auf 60°C angehoben worden. Die Stoffdaten von Methanol werden dadurch allerdings nicht erreicht. Eine grundlegende Aussage ist dennoch möglich, da sich sowohl die Dichte als auch die Viskosität in dieselbe Richtung verändern. Im linearen Betriebsbereich zeigen sich marginale Unterschiede. Im ballistischen, druckwellenkontrolliertem Bereich ergeben sich Unterschiede, welche auf die verschiedenen Dichten und Viskositäten zurückzuführen sind. Es zeigt sich ein geringeres Ratenmaximum für die Versuche mit einer Prüfoltemperatur von 35°C, welche auf die geringere Strömungsgeschwindigkeit durch die höhere Dichte zurückgeführt werden kann. Des Weiteren ist die Amplitude der Druckwellen auf dem Raildrucksignal für die Punkte mit erwärmten Prüfol höher. Die Ursache hierfür ist die geringere Dämpfungswirkung durch eine niedrigere Viskosität. In der Literatur [89] und [90] wird der Einfluss der Dichte und Viskosität auf die Injektorhydraulik untersucht. In diesen Studien zeigt sich ein erhöhter Einfluss der geringeren Viskosität. Die Effekte der Dichte werden in [89] und [90]

als nicht nennenswert beschrieben. Da die Viskosität von Methanol durch die Prüfvorwärmung nicht erreicht wird, diese jedoch einen signifikanten Einfluss auf das hydraulische Verhalten haben soll, sind Untersuchungen mit dem Realkraftstoff erforderlich.

Als letzte Variation sind verschiedene Düsengeometrien verglichen worden. Düse 3 hat im Vergleich zur Referenzdüse einen geringeren hydraulischen Durchfluss bei gleicher Lochanzahl. Es zeigt sich ein niedrigeres Ratenmaximum bei gleichzeitig späterem Nadelschließen. Aufgrund des kleineren Lochdurchmessers ist der Drosseleffekt in den Einspritzlöchern erhöht, wodurch die maximale Einspritzrate geringer ist. Das spätere Nadelschließen ergibt sich durch einen höheren Sacklochdruck. Durch den kleineren Strömungsquerschnitt am Düsenlocheintritt wird der Sacklochdruck während des Nadelschließens langsamer abgebaut. Es liegt bis zum Ende der Einspritzung ein höheres Druckniveau im Sackloch vor.

Der Vergleich von Düse 1 und Düse 2 mit gleichem hydraulischen Durchfluss, aber unterschiedlicher Lochanzahl zeigt keinen Unterschied in der Ratenform auf. Lediglich ein späterer Beginn der Schließflanke für die Düse 2 ist vorhanden. Auch hier wird als Ursache ein unterschiedlicher Sacklochdruck aufgrund verschiedener Strömungsquerschnitte angenommen. Um weiter auf die Effekte der Düseninnenströmung und deren Einfluss auf die Injektorhydraulik und das Strahlbild einzugehen, wird im nächsten Kapitel die 3D-CFD Simulation der Düseninnenströmung in Kombination mit den optischen Untersuchungen des Flüssigsprays detailliert betrachtet.

5.2. Düseninnenströmung und Flüssigstrahlbild des Methanolpfads

Das Strömungsfeld im Sackloch und in den Spritzlöchern beeinflusst maßgeblich das Strahlbild. Daher wird in diesem Kapitel die Analyse der Düseninnenströmung mit der Charakterisierung der makroskopischen Daten des Flüssigstrahlbilds kombiniert. Für die Analyse der Düseninnenströmung werden die Ergebnisse der Simulationen mit bewegter und statischer Nadel herangezogen. Im Fokus der Betrachtungen stehen die Strömungsbildung, die Geschwindigkeit, der Druck und die Dampfblasenbildung. Die makroskopischen Strahldaten des Methanolsprays, die Eindringtiefe, der Kegelswinkel und die Strahlsymmetrie werden anhand der optischen Aufnahmen an der Hochdruck-Einspritzkammer bei Umgebungstemperatur ausgewertet. Neben der Grundcharakterisierung der einzelnen Vorgänge und Zustände erfolgt die Betrachtung verschiedener Einspritzdrücke, Düsengeometrien und Kraftstoffe und deren Einfluss auf die Düseninnenströmung und das Flüssigstrahlbild.

Für die Berechnung der Düseninnenströmung des Öffnungs- und Schließvorgangs ist zu beachten, dass für alle Berechnungen dieselbe Nadelhubkurve aus den 1D-Simulationen des Injektorherstellers als Eingangsgröße dient. Hintergrund dieser Vorgehensweise ist der direkte Vergleich der einzelnen Einflussgrößen auf die Düseninnenströmung. Der Einfluss des Einspritzdrucks und der Fluidstoffdaten auf die Nadelbewegung steht hier nicht im Fokus. Die Nadelhubkurve entspricht einem Betriebspunkt mit 600 bar Einspritzdruck und einer Bestromungsdauer von 3 ms und wird zunächst über den Vergleich mit den experimentell ermittelten Steigungen der Öffnungs- und Schließflanke der Einspritzverläufe verifiziert. Über die Ratensteigung kann auf die Nadelbewegung geschlossen werden. Sind die Steigungen der Öffnungs- und Schließflanke für verschiedene Betriebspunkte identisch, liegt dieselbe Nadelbewegung vor. Für diese Analyse sind in Abbildung 5.13 das Stromprofil, die normierte Einspritzrate und Ratensteigung während des Öffnens und Schließens für die, in Kapitel 5.1 betrachteten Versuchspunkte mit einer Bestromungsdauer von 1,2 ms und 2,5 ms sowie ein weiterer Betriebspunkt mit 3,0 ms Ansteuerdauer bei einem Einspritzdruck von 600 bar dargestellt. Damit werden die Ratensteigungen im ballistischen und linearen Kennlinienbereich verglichen.

Des Weiteren ist in Abbildung 5.13 (2) die aus der Nadelhubkurve berechnete, normierte Nadelgeschwindigkeit in grün zu sehen. Das unterschiedliche Vorzeichen der Nadelgeschwindigkeit ergibt sich aus der Nadelbewegungsrichtung und ist positiv während des Öffnens und negativ während des Schließens. Die Rate und das Stromprofil sind zeitabhängig dargestellt, wohingegen die Ratensteigung und die Nadelgeschwindigkeit zeitneutral betrachtet werden. Für einen Betriebspunkt im ballistischen Bereich ergibt sich, wie in Kapitel 5.1.1 erläutert, ein verlängerter Öffnungsverzug im Vergleich zum Betrieb im linearen Bereich der Einspritzmengenkennlinie. Die unterschiedlichen Bestromungsdauern führen weiter zu einem zeitlich versetzten Beginn der Schließflanke. Aufgrund der zeitlichen Versätze erfolgt der Vergleich der Ratensteigung während des Öffnens und Schließens zeitunabhängig (Abbildung 5.13 (2)). Entsprechend ist auch die Nadelgeschwindigkeit zeitneutral dargestellt.

Die Öffnungsflanke der Einspritzrate und dementsprechend ebenfalls die Ratensteigung ist für die Betriebspunkte im linearen Kennlinienbereich identisch. Die Nadelöffnungsbewegung ist somit die gleiche für die Bestromungsdauer von 2,5 ms und 3,0 ms. Im Vergleich dazu erfolgt das Nadelöffnen für den Betriebspunkt im ballistischen Bereich mit einer flacheren Ratensteigung und somit auch mit einer geringeren Geschwindigkeit. Weiter ist davon auszugehen, dass die drei Einspritznadeln im ballistischen Betriebsbereich den maximalen Hub nicht erreichen und die Nadelbewegung durch die im Injektor vorherrschenden Druckverhältnisse und Druckwellen dominiert wird (Kapitel 5.1). Im Gegensatz dazu wird für den Betrieb im linearen Bereich der maximale Nadelhub erreicht, da aufgrund der längeren Bestromungsdauer genug Zeit zur Verfügung steht, dass sich die Nadeln komplett öffnen. Der Vergleich der Ratensteigung während des Öffnens lässt Rückschlüsse auf ein unterschiedliches Nadelöffnen für Versuchspunkte im ballistischen und linearen Kennlinienbereich ziehen. Trotz der gleichen Öffnungsratensteigung der beiden Betriebspunkte im linearen Kennlinienbereich unterscheiden sich diese von der aus der Nadelhubkurve berechneten Nadelgeschwindigkeit.

Die experimentell ermittelte Ratensteigung für den Öffnungsvorgang dreht sich nach der ersten positiven Steigung ins Negative um, bevor sie schließlich wieder ansteigt und das Ratenmaximum erreicht wird. Die berechnete Nadelgeschwindigkeit zeigt demgegenüber einen stetigen positiven Verlauf. Nach dem ersten, mit den experimentell ermittelten Daten deckungsgleichen Anstieg, flacht die 1D simulierte Öffnungsgeschwindigkeit ab, bevor sie anschließend wieder bis zum Maximum ansteigt. Der exakte Aufbau des Simulationsmodells ist nicht bekannt. Aus diesem Grund kann an dieser Stelle nicht weiter auf die möglichen Ursachen dieses Verlaufs eingegangen werden.

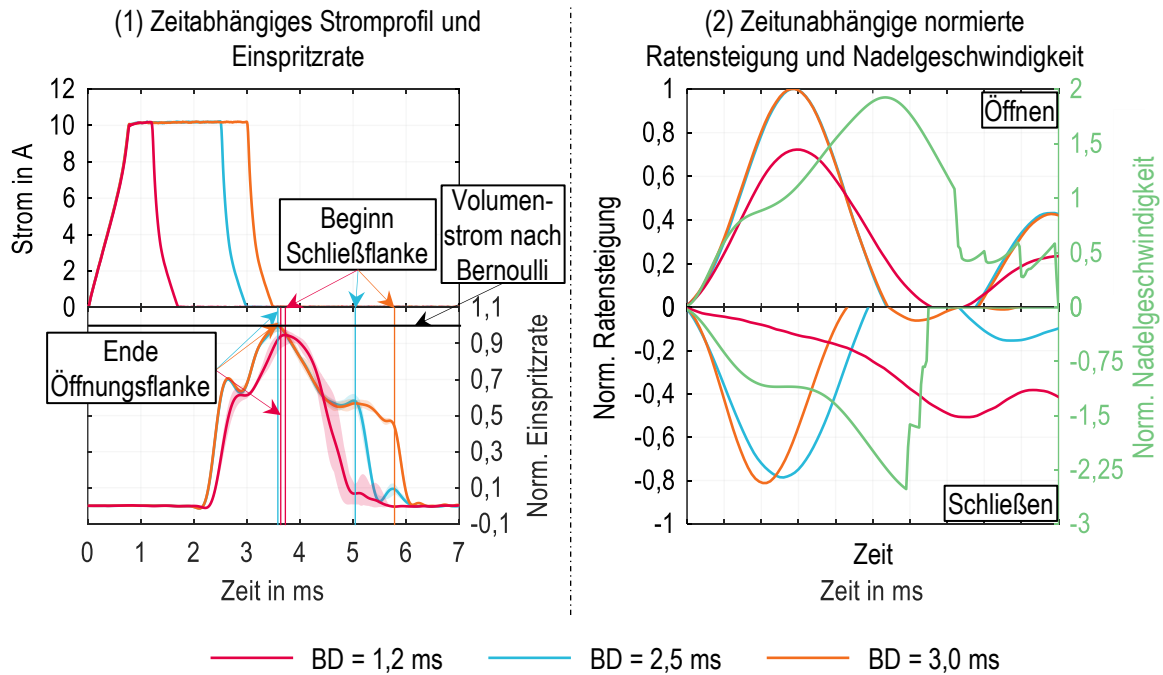


Abbildung 5.13: Bestromungsprofil, normierte Einspritzrate, normierte Ratensteigung der Öffnungs- und Schließflanke und normierte Nadelhubgeschwindigkeit für drei Betriebspunkte bei 600 bar Einspritzdruck; blau: Bestromungsdauer (BD) = 1,2 ms, schwarz: Bestromungsdauer (BD) = 2,5 ms, rot: Bestromungsdauer (BD) = 3,0 ms

Im Gegensatz zur Steigung der Öffnungsflanken unterscheiden sich die Ratensteigungen während des Schließens für alle Betriebspunkte. Insbesondere der Vergleich des Versuchspunktes mit einer Bestromungsdauer von 1,2 ms und den anderen beiden Punkten zeigt einen signifikanten Unterschied in der Steigung der Schließflanke. Zu Beginn der Schließflanke befinden sich die Nadeln direkt im Umkehrpunkt der Bewegungsrichtung mit niedriger Geschwindigkeit. Erst mit zunehmender Schließbewegung wird die Nadel beschleunigt. Allerdings ist auch beim weiteren Verlauf der Schließflanke die Steigung für den ballistischen Betriebspunkt geringer im Vergleich zu den Betriebspunkten im linearen Bereich. Das Nadelschließen der Methanoldadeln ist aufgrund des Injektorkonzeptes maßgeblich vom Steueröldruckaufbau im Steuererraum abhängig. Bei den Betriebspunkten im ballistischen Kennlinienbereich kann davon ausgegangen werden, dass der Druck im Steuererraum nicht vollständig abgebaut wird. Hintergrund für diese Annahme ist das frühe Ende der Bestromung noch bevor die Nadeln geöffnet werden und die Einspritzung beginnt. Somit liegt für den ballistischen Betriebsbereich immer ein Reststeueröldruck im Steuererraum an. Bei vollständigem Druckabbau im Steuererraum wirkt lediglich der Systemdruck des Kraftstoffrücklaufs dem Steueröldruck an der unteren Druckschulter und dem Methanoldruck im Nadelraum und im Sackloch entgegen. Dieser beläuft sich auf maximal 6 bar. Dadurch entsteht eine hohe Druckdifferenz zwischen dem Rücklauf- und dem Steueröldruck und die Methanoldadeln werden während des Nadelschließens stark beschleunigt. Im Falle des nicht vollständigen Druckabbaus an der oberen Druckschulter ist die Druckdifferenz zwischen dem noch anliegenden Druck im Steuererraum und dem Steueröldruck an der unteren Druckschulter und dem Methanoldruck im Nadelraum und Sackloch geringer, wodurch die Einspritznadeln weniger stark beschleunigt werden. Zusätzlich

legen die Nadeln nicht die volle Hubstrecke zurück, wodurch sich die zurückzulegende Wegstrecke und weiter die Beschleunigung der Nadeln ebenfalls reduziert. Die Steigung der Schließflanken der Betriebspunkte mit einer Bestromungsdauer von 2,5 ms und 3,0 ms ist zu Beginn identisch. Allerdings zeigt sich kurz vor Erreichen der minimalsten Steigung ein Unterschied. Die Nadelbewegung des Betriebspunkts mit einer Ansteuerdauer von 2,5 ms verlangsamt sich. Da kurz vor dem Nulldurchgang der Schließflanke eine erneute positive Steigung zu erkennen ist, ist anzunehmen, dass es zu einem Nadelpreller kommt, bevor die Nadeln schließlich den Strömungsquerschnitt verschließen. Aufgrund des geringen und erklärbaren Unterschieds in den Ratensteigungen der Schließflanke der beiden Betriebspunkte mit linearen Kennlinienbereich kann angenommen werden, dass für Betriebspunkte mit einer Bestromungsdauer von mindestens 2,5 ms die Ratensteigung der Schließflanke gleich ist. Beim Vergleich mit der Nadelgeschwindigkeit zeigen sich jedoch für alle experimentellen Betriebspunkte Unterschiede. Im Anfangsbereich des Schließvorgangs stimmen die Ratensteigung und die Nadelgeschwindigkeit der beiden Betriebspunkte im linearen Kennlinienbereich überein. Anschließend wird die Nadelgeschwindigkeit zunächst verlangsamt, bevor sie nochmals bis zum Minimum, dem Nadelauftreffen im Nadelsitz, ansteigt. Ebenso wie für den Öffnungsvorgang ist der exakte Aufbau des 1D-Simulationsmodells nicht bekannt. Aus diesem Grund kann an dieser Stelle nicht weiter auf die möglichen Ursachen dieses Verlaufs eingegangen werden.

In der vorliegenden Arbeit soll die grundlegende Charakterisierung der Düseninnenströmung erfolgen. Der Einfluss der einzelnen Variationsparameter, Einspritzdruck, Kraftstoff und Düsengeometrie auf die Nadelbewegung wird aufgrund der Vorgabe der Nadelhubkurve nicht erfasst. Da im Fokus der Untersuchungen die Düseninnenströmung in Abhängigkeit der genannten Parameter und nicht die Nadelbewegung steht, wird aus Gründen der Vereinfachungen trotz der Unterschiede zu den experimentell ermittelten Ratensteigungen die Nadelhubkurve als Eingangsgröße verwendet. Für Untersuchungen des Druck-, Düsengeometrie- und Kraftstoffeinflusses auf die Nadelbewegung ist der Aufbau eines weiteren Modells erforderlich. In diesem stellt die Nadelhubkurve ein Ergebnis und keine Eingangsgröße dar.

Für die Kombination der Ergebnisse der berechneten Düseninnenströmung und der optisch gemessenen Strahlbilder ist der Unterschied im Gegendruck zu beachten. Für erstere ist ein Druck am Auslass aufgrund der Korrelation zum Motorbetrieb von 100 bar angenommen worden, wohingegen der Kammerdruck am Einspritzkammerprüfstand 25 bar beträgt. Der Gegendruck beeinflusst das Öffnungsverhalten der Nadeln und den Massenstrom. Ein höherer Auslassdruck unterstützt die Nadelöffnung aufgrund der höheren Druckkraft, die an der Nadelspitze anliegt. Bei der CFD-Simulation mit bewegter Nadel dient die Nadelhubkurve als Eingangsgröße. Der Einfluss des höheren Gegendrucks auf die Nadelbewegung wird dadurch nicht betrachtet. Bei den numerischen Berechnungen mit statischer Nadel wird die Nadelbewegung erst gar nicht in Betracht gezogen. Ein höherer Gegendruck an den Einspritzlöchern führt weiter zu einem geringeren Massenstrom. Ursache hierfür ist die geringere Druckdifferenz zwischen dem Ein- und Auslassdruck. Der Massenstrom wird allerdings bei der Analyse der makroskopischen Strahlraten nicht ausgewertet. Da zum einen die Nadelbewegung nicht als Ergebnis berechnet und zum anderen der Massenstrom für die optischen Daten nicht analysiert wird, ist die Kombination der Ergebnisse für die berechnete Düseninnenströmung und die experimentell ermittelten makroskopischen Strahlraten möglich.

5.2.1. Basisanalyse der Düseninnenströmung

Für die Analyse der Düseninnenströmung wird vorab die Nomenklatur erläutert. In Abbildung 5.14 ist diese dargestellt. Die Charakterisierung erfolgt anhand der Einzelllochbetrachtung. Demnach wird zwischen dem inneren und dem äußeren Einspritzloch unterschieden. Das innere Loch entspricht dem Loch näher an der Symmetrieebene, wohingegen das äußere Einspritzloch von der Symmetrieebene abgewandt ist. Des Weiteren erfolgt die qualitative Betrachtung der Strömungsgeschwindigkeit, des Drucks und der Dampfblasenbildung für den Öffnungs- und Schließvorgang an jeweils vier definierten Nadelhuben. Diese sind in Tabelle 5.4 aufgeführt. Es werden jeweils ein Nadelhub kurz nach Beginn, ein

weiterer kurz vor Ende des Vorgangs und zwei weitere, dazwischenliegende Hübe betrachtet. Das Strömungsfeld während dem maximalen Nadelhub wird über die numerischen Berechnungen mit statischer Nadel analysiert.

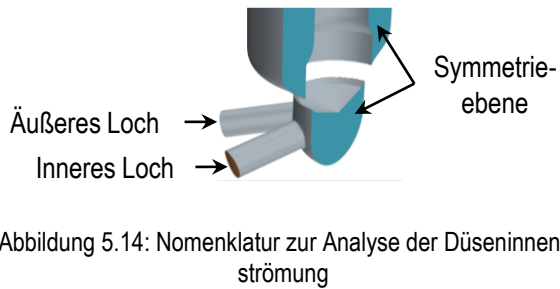


Tabelle 5.4: Nadelhübe in % vom maximalen Nadelhub für den Öffnungs- und Schließvorgang

Nadelhübe Öffnen in %	Nadelhübe Schließen in %
5	98
14	78
48	54
93	11

Die Randbedingungen für die grundlegende Charakterisierung der Düseninnenströmung sind in Tabelle 5.5 aufgeführt. Die Analyse erfolgt anhand der Geometrie der Referenzdüse. Da nur eine Hälfte einer Methanolnadel abgebildet wird, sind lediglich zwei Einspritzlöcher zu sehen. Als Fluid wird der Realkraftstoff Methanol verwendet. Als Eingangsdruck wird der maximale Einspritzdruck von 600 bar angenommen. Der, am Spritzlochauslass anliegende Druck beträgt 100 bar und basiert auf einem gemittelten Wert aus den motorischen Untersuchung zum Zeitpunkt der Methanoleinspritzung. Der Aufbau der Simulationsmodelle ist in Kapitel 4.2 zu finden.

Tabelle 5.5: Randbedingungen der 3D-CFD Simulation der Düseninnenströmung für die grundlegende Charakterisierung der Düseninnenströmung

Geometrie	Referenzdüse (Düse 1 – 3x4 – 80 l/min)
Fluid	Methanol
Eingangsdruck in bar	600
Druck am Auslass in bar	100
Dampfdruck Methanol in bar	0,17

In Abbildung 5.15 ist die Geschwindigkeit in Form von Stromlinien aller berechneten Zustände chronologisch dargestellt. Die Ergebnisdarstellung erfolgt anhand von zwei Ansichten. In der jeweils oberen Reihe ist das innere Spritzloch und die Symmetrieebene im Vordergrund. In der jeweils unteren Reihe ist die Strömung im äußeren Spritzloch und an der spritzlochzugewandten Seite des Sacklochs und des Nadelsitzbereichs zu sehen. Bei einem Nadelhub von lediglich 5 % wird bereits das Sackloch und auch die Spritzlöcher angeströmt. Durch den erst geringen Strömungsquerschnitt im Nadelsitzbereich und der hohen Druckdifferenz zwischen dem Zulauf- und Sacklochdruck sind an dieser Stelle die höchsten Geschwindigkeiten. Das Methanol wird beschleunigt und strömt ins Sackloch und weiter in die Spritzlöcher ein. Durch die Querschnittsvergrößerung im Sackloch wird das Fluid verlangsamt. Nach dem Einströmen ins Sackloch trifft das Fluid am Sacklochboden auf. Dort wird es über die Sacklochwand weiter in die Spritzlöcher umgelenkt. Es entstehen zwei große Strömungsfelder, die sich ins innere und äußere Spritzloch aufteilen. Durch die Umlenkung bilden sich Totwassergebiete im Sackloch und im inneren Spritzloch. Die Umlenkung der Strömung an der Sacklochwand führt im inneren Spritzloch zu einer wirbelförmigen Einströmung, wohingegen das äußere Spritzloch zunächst direkt angeströmt wird.

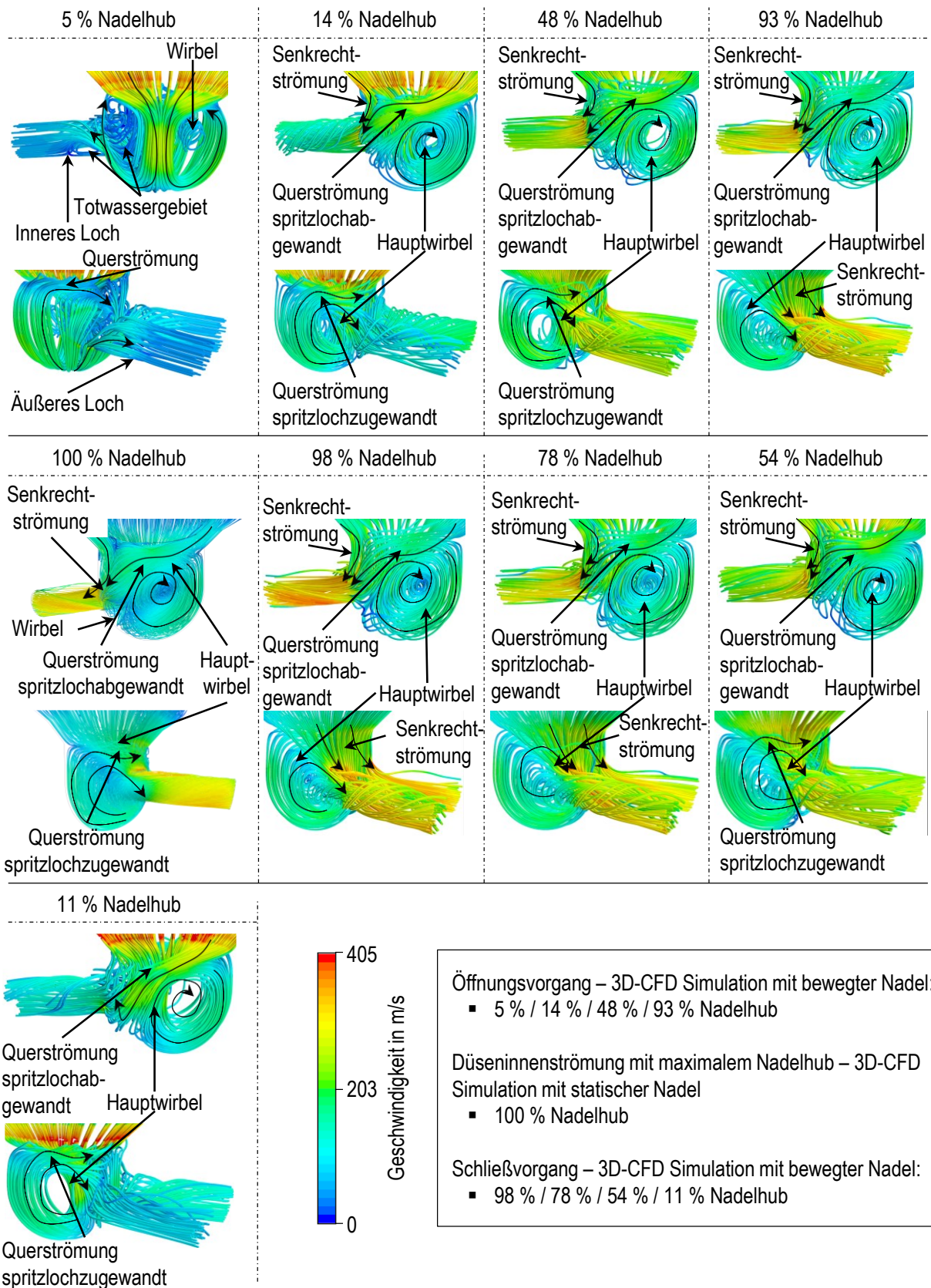


Abbildung 5.15: Stromlinien mit Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung, Randbedingungen nach Tabelle 5.5

Durch das Umlenken der Strömung entlang der Sacklochwand wird das Fluid weiter Richtung Nadelsitz gefördert. Dadurch treffen die Hauptzuströmung über den Kraftstoffzulauf und die umgelenkte Strömung aufeinander. Es entsteht eine Querströmung unterhalb des Nadelsitzes. Zusätzlich ist in der oberen Ansicht ein Wirbel auf der rechten Seite des Sacklochs zu erkennen, der ebenfalls in das äußere Düsenloch strömt.

Im weiteren Bewegungsverlauf der Nadel wird der Strömungsquerschnitt zwischen dem Nadelsitz und der Nadelspitze größer, wodurch sich die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich reduziert. Die Geschwindigkeit im Sackloch und in den Spritzlöchern nimmt hingegen zu. Die Totwassergebiete haben sich durch den nachströmenden Kraftstoff und den Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit verkleinert. Der Wirbel auf der Sacklochseite des äußeren Spritzlochs und die Querströmung nahe des Nadelsitzbereichs haben sich weiter ausgebildet. Ersterer strömt in das äußere Spritzloch ein und führt nun auch hier zu einer wirbelförmigen Spritzlochströmung. Der große Wirbel drängt zudem die Querströmungen an der spritzlochzu- und -abgewandten Seite aus dem Nadelsitzbereich in Richtung Sacklochmitte und hin zum inneren Spritzloch. Die wirbelförmige Spritzlochströmung wird dadurch verstärkt.

Zusätzlich erfolgt nun auch die senkrechte Einströmung des inneren Spritzlochs ausgehend von der Kraftstoffzuführung über den Nadelsitzbereich. Bei einem Nadelhub von 48 % ist die Nadel fast zur Hälfte geöffnet. Die Strömungsgeschwindigkeit im Nadelsitzbereich nimmt weiter ab, wohingegen die Strömungsgeschwindigkeit im Sackloch und insbesondere in den Spritzlöchern durch die erneute Querschnittsverringerng zunimmt. Die Strömungsform hat sich geändert im Vergleich zu einem Nadelhub von 14 %. Der Hauptwirbel und die spritzlochabgewandte Querströmung haben sich aufgelockert. Die wirbelförmige Strömung im inneren Spritzloch hat sich verringert.

Bei fast vollständig geöffneter Nadel ist die Strömungsgeschwindigkeit im Nadelsitzbereich nun am geringsten, wohingegen die Geschwindigkeit in den Spritzlöchern am höchsten ist. Das Zentrum des Hauptwirbels bildet nun die Haupteinströmung des äußeren Spritzloches, das zusätzlich senkrecht über den Strömungsquerschnitt am Nadelsitz gefüllt wird. Die Querströmung an der spritzlochzugewandten Seite nahe des Nadelsitzes ist nicht mehr sichtbar, wohingegen die Querströmung an der spritzlochabgewandten Seite weiterhin besteht. Diese strömt direkt in das innere Spritzloch ein. Zusätzlich wird das innere Spritzloch, ebenfalls wie das äußere, über eine senkrechte Strömung entlang der Sacklochwand angeströmt.

Bei vollständig geöffneter Nadel hat sich das Strömungsbild erneut verändert. Die Intensität des Hauptwirbels hat zugenommen, die Senkrechtströmung sowie die spritzlochabgewandte Querströmung sind weiterhin vorhanden. Zusätzlich hat sich ein weiterer Wirbel am Sacklochboden ausgebildet, der in das innere Spritzloch strömt. Auffällig ist die erneut zu sehende spritzlochzugewandte Querströmung, welche jedoch bereits bei einer Strömungsquerschnittsverringerng von nur 2 % wieder verschwunden ist. Die Senkrechtströmung ins innere Spritzloch, der Hauptwirbel sowie die spritzlochabgewandte Querströmung bleiben bis kurz vor Schließen weiterhin vorhanden. Es fällt auf, dass die spritzlochzugewandte Querströmung bei geringer werdendem Nadelhub erneut zu sehen ist. Die Strömung zu unterschiedlichen Nadelhuben während des Schließvorgangs ist demnach fast identisch zur Strömung während des Nadelöffnens.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Düseninnenströmung der Methanolseite von mehreren Strömungsfeldern dominiert wird. Der große Hauptwirbel, die Senkrechtströmung entlang der Nadelsitz- und Sacklochkontur sowie die spritzlochab- und -zugewandte Querströmung formen das Strömungsbild zu fast allen Zeitpunkten. Die spritzlochabgewandte Querströmung, der Wirbel am Sacklochboden und die spritzlochzugewandte Querströmung, die weiter ins äußere Spritzloch strömt, deuten auf eine turbulente Strömung hin. Dieses Strömungsbild basiert auf der Düsengeometrie. Von Common-Rail Dieselinjektoren sind Düsen mit rotationssymmetrischem Lochbild um die Einspritznadel bekannt [87]. Durch diesen symmetrischen Aufbau bildet sich ebenfalls eine symmetrische Strömung aus, wobei die Achse der Einspritznadel als Symmetrieachse dient. Das Strömungsbild in Dieseldüsen ist bereits ausführlich untersucht worden. Die

Studien von Wloka [45], Walther [27] und Date et al. [92] sind als Beispiele zu nennen. Die Methanolseite des 4-Nadelinjektors ist demgegenüber so aufgebaut, dass jeder Einspritznadel drei oder vier Einspritzlöcher folgen. Des Weiteren sind die drei Nadeln um die zentrale Dieseleinspritznadel angeordnet. Die Geometrie sieht ein um das Dieselstrahlbild symmetrische Methanolstrahlbild vor. Was wiederum zur Folge hat, dass die Methanol-Einspritzlöcher nicht rotations-symmetrisch um die jeweilige Methanolnadel angeordnet werden können. Dadurch entsteht auf der spritzlochzugewandten Sacklochseite eine Ausströmmöglichkeit, wohingegen das einströmende Fluid auf der anderen Seite umgelenkt wird. Wirbel und Querströmungen sind durch das Aufeinandertreffen der verschiedenen Strömungsrichtungen die Folge.

Hinsichtlich der maximalen Strömungsgeschwindigkeit fällt auf, dass diese in Abhängigkeit des Nadelhubs wandert. Bei geringem Nadelhub bildet der Bereich zwischen Nadelsitz und Nadelspitze den engsten Querschnitt. Demnach ist hier die Strömungsgeschwindigkeit am höchsten. Bei zunehmendem Nadelhub wird die Geschwindigkeit in den Spritzlöchern höher, da zum einen das Sackloch mit Kraftstoff gefüllt wird, sich der Sacklochdruck aufbaut und die Strömung vom Sackloch wiederum in einen engeren Querschnitt der Spritzlöcher strömt. Allerdings kommt es aufgrund der Orientierung der Spritzlöcher im Sackloch zu Bereichen mit einer sehr hohen Strömungsgeschwindigkeit. Das sind die Einlaufkanten der Düsenlöcher. Hier wird die Strömung stark umgelenkt, wodurch es zu einem Strömungsabriss kommen kann. Die Bildung von Dampfblasen ist die Folge. Um diese zu analysieren, sind in Abbildung 5.16 die Dampfblasengebiete während des Öffnungs- und Schließvorgangs sowie zum maximalen Nadelhub dargestellt. Die Ansichten sind diesmal so gewählt, dass in der oberen Reihe die Dampfblasenanteile in Schnittebenen und in der unteren Reihe an den Oberflächen zu sehen sind. Der Dampfblasenanteil entspricht dem prozentualen Dampfanteil in jeder einzelnen Zelle. Für eine übersichtlichere Darstellung sind die Zellen zu sehen, die einen Dampfanteil von mindestens 1 % aufweisen.

Bei einem geringen Nadelhub werden sowohl während des Öffnungs- als auch Schließvorgangs Dampfblasen am Nadelsitz gebildet. Der Druck vor dem Nadelsitz entspricht dem Einspritzdruck von 600 bar. Der Sacklochdruck ist zu diesem Zeitpunkt gleich dem Gegendruck von 100 bar. Aufgrund des geringeren Strömungsquerschnitts zwischen der Nadelspitze und dem Nadelsitz, den damit verbundenen hohen Strömungsgeschwindigkeiten und die dem Bernoulli'schen Gesetz folgenden geringen Drücken ([93]) am Eintritt ins Sackloch bilden sich die ersten Dampfblasengebiete im Nadelsitzbereich. Die dortigen Dampfanteile in den Zellen sind jedoch sehr gering. Zusätzlich treten an den Spritzlocheinlaufkanten erste Dampfblasengebiete auf. Aufgrund der dortigen starken Strömungsumlenkung kommt es an diesen Stellen zu Strömungsablösungen und weiter zur Unterschreitung des Dampfdrucks [25]. Bei geringen Nadelhüben sind diese Bereiche noch klein, doch mit fortschreitender Freigabe des Strömungsquerschnitts im Nadelsitzbereich vergrößern sich die Dampfblasengebiete an den Spritzlocheinlaufkanten.

Im Gegensatz dazu verringert sich das Dampfblasengebiet am Nadelsitz bis es komplett verschwindet. Hintergrund hierfür sind die sich angleichenden Strömungsgeschwindigkeiten und damit Drücke im Nadelsitzbereich und im Sackloch. Aufgrund des nun höheren Drucks im Sackloch und des nachströmenden Kraftstoffs wird die Strömung weiter an den Einlaufkanten umgelenkt. Es entsteht aus den ersten Dampfblasen im Einlaufkantenbereich eine Filmkavitation an den Spritzlochwänden. Diese ist für das innere Düsenloch aufgrund der dominierenden Senkrechteinströmung stärker ausgeprägt im Vergleich zum äußeren Spritzloch. Da dieses hauptsächlich über den Hauptwirbel im Sackloch angeströmt wird, kommt es insbesondere im äußeren Düsenloch zu einer zusätzlichen Kavitation, der sogenannten Wirbelkavitation. Diese entsteht in Wirbelzentren, da hier der Druck so gering ist, dass der Dampfdruck unterschritten wird [22, 27]. Mit zunehmendem Nadelhub vergrößern sich die Dampfblasengebiete in den Spritzlöchern und sind bei maximalem Nadelhub am größten. Da sowohl Wirbel- als auch Filmkavitation in den Spritzlöchern auftritt, muss davon ausgegangen werden, dass diese miteinander interagieren. Dies wird einen signifikanten Einfluss auf die folgende Kavitationserosion haben und muss entsprechend bei einer langen Laufzeit der Düsen beachtet werden.

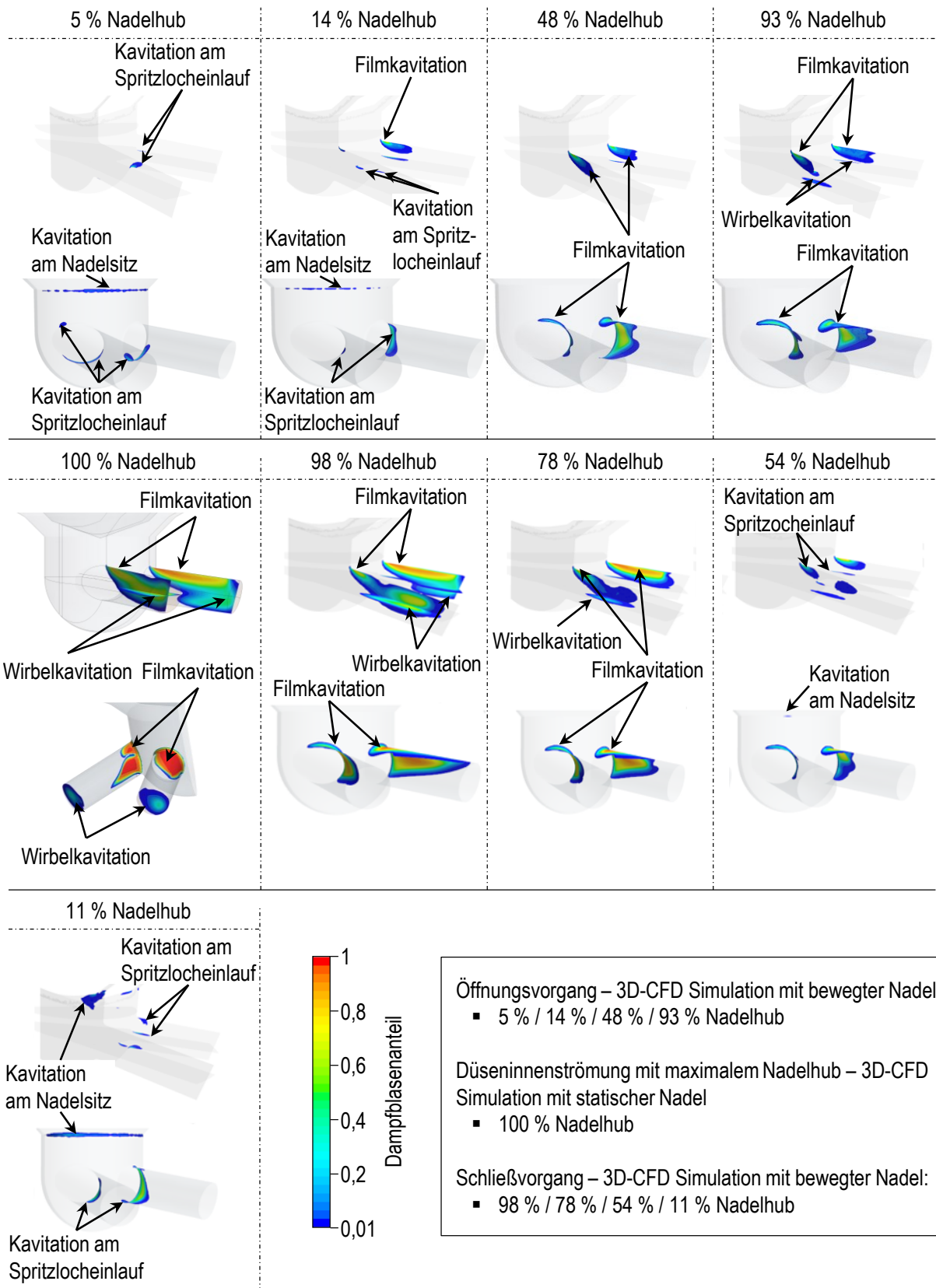


Abbildung 5.16: Dampfblasenanteil der Düseninnenströmung für verschiedene Nadelhübe, Eingangsdruck = 600 bar, Druck am Auslass = 100 bar, Fluid: Methanol

In der Literatur ist die Dampfblasenbildung in Einspritzdüsen bereits weit verbreitet untersucht worden. In den Studien von Soteriou et al. [94] wird neben der Filmkavitation auch die Wirbelkavitation in einer Ein-Loch-Düse nachgewiesen. Busch [25] untersucht Kavitationsphänomene in Dieseleinspritzdüsen in Abhängigkeit des Nadelhubs. Die Ergebnisse zeigen eine Zunahme der Dampfblasengebiete im Nadelsitzbereich bei gleichzeitig abnehmendem Nadelhub, wohingegen die Dampfblasen an den Einlaufkanten und die auftretende Filmkavitation mit sich öffnender Nadel zunimmt. Palao [75] betrachtet den Einfluss der Düseninnenströmung auf den Strahlerfall. Es werden Durchlichtaufnahmen von Glasdüsen mit unterschiedlichen Spritzlochgeometrien gemacht. Auch hier tritt die Filmkavitation an den Spritzlochwänden durch die signifikante Strömungsumlenkung an der Spritzlocheinlaufkante auf. Payri et al. [95] untersuchen ebenfalls den Einfluss von verschiedenen Düsengeometrien auf die Dampfblasenbildung. Bei diesen Studien wird auch die Filmkavitation entlang der Spritzlochwände gesehen. Maßnahmen zur Dampfblasenreduktion sind konische Spritzlöcher oder die Erhöhung des Einlaufkantenradius [25, 75].

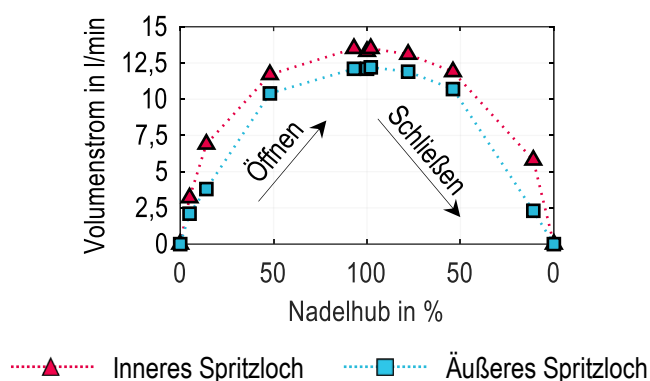


Abbildung 5.17: Volumenstrom pro Spritzloch für verschieden Nadelhübe während des Öffnungs- und Schließvorgangs sowie maximalem Nadelhub bei 600bar Einspritzdruck, 100 bar Auslassdruck, Fluid: Methanol

Aufgrund der Strömungsunterschiede zwischen dem inneren und äußeren Spritzloch wird nachfolgend der gemittelte Volumenstrom am Düsenlochaustritt der einzelnen Löcher betrachtet. In Abbildung 5.17 sind die Volumenströme zu den in Abbildung 5.15 und Abbildung 5.16 analysierten Nadelhüben dargestellt. In rot sind die Werte für das innere und in blau die Werte für das äußere Spritzloch zu sehen. Während des gesamten Strömungsvorgangs sind Unterschiede zwischen dem inneren und dem äußeren Spritzloch für den Volumenstrom vorhanden. Dabei strömt durch das äußere Spritzloch kontinuierlich weniger Kraftstoff im Vergleich zum inneren Düsenloch.

Ursache sind die oben beschriebenen Strömungsstrukturen im Sackloch und die unterschiedliche Einströmung der Spritzlöcher. Durch die entstehende Drallströmung im äußeren Spritzloch, wird die Strömung im Vergleich zu einer senkrechten, direkten Einströmung verlangsamt. Eine geringere Strömungsgeschwindigkeit und ein niedrigerer Volumenstrom sind die Folge. Diese Unterschiede wirken sich weiter auf das Strahlbild und die Gemischbildung aus. Die grundlegende Charakterisierung des Strahlbilds ist nachfolgend aufgeführt.

5.2.2. Basisanalyse der makroskopischen Daten des Methanolsprays

Die Versuchsrandbedingungen für die Basisanalyse des Flüssigstrahlbildes basierend auf dem Methanolfeld des Mehrstoffinjektors sind in Tabelle 5.6 aufgeführt. Für diese Analyse wird erneut die Referenzdüse als Versuchsobjekt verwendet. Als Prüfmedium dient Ethanol, das ähnliche Stoffdaten im Vergleich zu Methanol aufweist. Die detaillierte Untersuchung des Kraftstoffeinflusses wird in Kapitel 5.2.4 betrachtet. An dieser Stelle wird für den Vergleich der Stoffdaten auf Tabelle 5.9 verwiesen. Die Implementierung von Methanol in den Prüfstand ist aufgrund der aufwendigen Sicherheitsanforderungen zeitlich nicht möglich gewesen. Der Einspritzdruck liegt bei 600 bar und der Steuer- und Sperröldruck bei 650 bar. Die Methanolseite ist mit 3,0 ms bestromt worden und entspricht damit einem Betriebspunkt im linearen Bereich der Einspritzmengencharakteristik. Die kombinierte Betrachtung der optischen und numerischen Untersuchungen ist dadurch möglich. Der Kammerdruck beträgt 25 bar. Für jeden Messpunkt werden die Daten über zehn Einspritzungen gemittelt. Die Aufnahmezeit beträgt 12,5 kHz und resultiert in einem Bildabstand von 80 μ s. Die Belichtungszeit beträgt 2,5 μ s.

Tabelle 5.6: Randbedingungen der optischen Untersuchungen an der Hochdruck-Einspritzkammer bei Umgebungstemperatur für die grundlegende Charakterisierung der makroskopischen Strahlendaten

Geometrie	Referenzdüse (Düse 1 – 3x4 – 80 l/min)
Fluid	Ethanol
Einspritzdruck Methanolfad in bar	600
Druckdifferenz zwischen Steuer-/Sperröl und Prüfmedium des Methanolfads in bar	50
Bestromungsdauer in ms	3,0
Kammerdruck in bar	25
Aufnahmefrequenz in kHz	12,5
Belichtungszeit in μ s	2,5

Die Auswertung des Strahlbilds erfolgt mittels unterschiedlicher Vorgehensweisen. Die verwendete Nummerierung der Einzelstrahlen und der Methanoldüsen sind in Abbildung 5.18 dargestellt. Nadel 1 entspricht der, dem Methanolanschluss gegenüberliegenden Nadel. Nadel 2 und 3 sind bei Düsendraufsicht gegen den Uhrzeigersinn beschriftet. Die Nummerierung ergibt sich aus der Injektormontage in der Einspritzkammer, wobei die der Nadel 1 folgenden Strahlen nach oben einspritzen. Es ist zu beachten, dass die Ergebnisbilder gespiegelt sind und die Strahlen aus dem Düsenabschnitt von Nadel 2 nach rechts unten einspritzen. Die Strahlnummerierung erfolgt im Uhrzeigersinn.

In Tabelle 5.7 ist zusätzlich die Strahlnummerierung und Strahlgruppierung für die Auswertung aufgezeigt. Die Analyse der Aufnahmen erfolgt auf drei unterschiedlichen Wegen:

- Einzelstrahlauswertung,
- Auswertung der Strahlen in Abhängigkeit der Nadel und
- Auswertung aller Strahlen.

Die Einzelstrahlauswertung dient dem Vergleich der individuellen Strahlen, wodurch mögliche Unterschiede zwischen den inneren und den äußeren Strahlen sichtbar werden. Die Auswertung der Strahlen in Abhängigkeit der jeweiligen Nadel gibt Aufschluss über die Symmetrie der Nadelbewegungen. Der dritte Weg ist die Auswertung aller Strahlen. Die makroskopischen Spraydaten werden dabei über alle Strahlen gemittelt. Hierüber können beispielsweise Düsengeometrien verglichen werden.

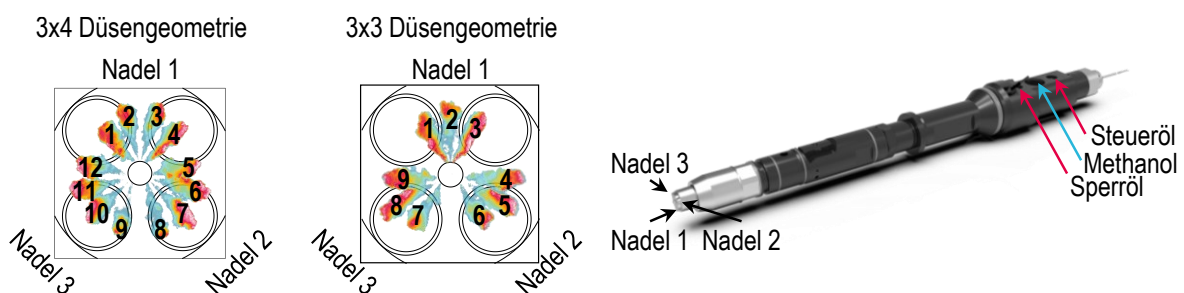


Abbildung 5.18: Nummerierung der Einzelstrahlen und Nadeln für die Auswertung der makroskopischen Strahlendaten des flüssigen Strahlbildes

Tabelle 5.7: Gruppierung der einzelnen Strahlen für die 3x4 und 3x3 Düsengeometrie

	Nadel 1	Nadel 2	Nadel 3	Innere Strahlen	Äußere Strahlen
3x4 Düsengeometrie	1, 2, 3, 4	5, 6, 7, 8	9, 10, 11, 12	2, 3, 6, 7, 10, 11	1, 4, 5, 8, 9, 12
3x3 Düsengeometrie	1, 2, 3	4, 5, 6	7, 8, 9	2, 5, 8	1, 3, 4, 6, 7, 9

In Abbildung 5.19 sind die Strahlbilder für eine Einspritzung des in Tabelle 5.6 genannten Versuchspunkts dargestellt. Die gezeigten Zeitschritte sowie die Zeitskala entsprechen der Zeit nach Bestromungsbeginn der Methanolseite. Der Zeitschritt mit 0 ms ist damit dem Bestromungsbeginn gleichzusetzen. Die Farbskala mit der Einheit *Counts* spiegelt die Helligkeitsstufe wieder. Je höher die Counts, desto mehr Licht wird am Kamerasensor detektiert.

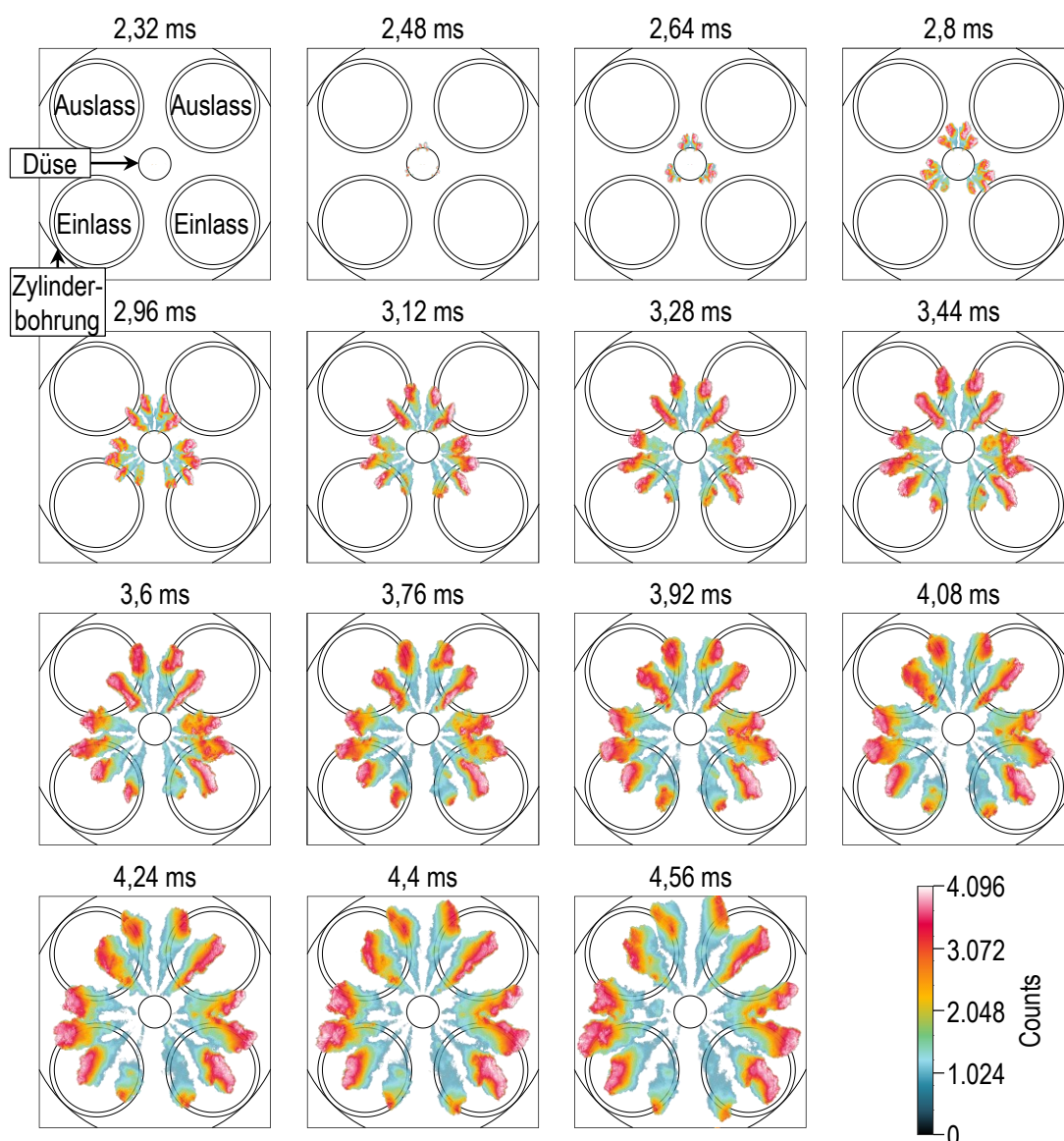


Abbildung 5.19: Strahlbilder einer Einspritzung mit der Referenzdüse (Düse 1, 3x4 - 80 l/min) bei einem Einspritzdruck von 600 bar und einer Bestromungsdauer von 3,0 ms, Fluid: Ethanol

Im Hintergrund der Bilder ist das Flammdeck mit der Zylinderbohrung, die Konturen der Ein- und Auslassventilsitze sowie der Düsendurchmesser eingezeichnet. Die Abmaße entsprechen dem 32/44-Einzylinderforschungsmotor, an dem das diffusive Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahren untersucht worden ist. Es ist zu erkennen, dass der Bohrungsdurchmesser des Motorversuchsträgers größer ist als der Messbereich der Einspritzkammer. Lediglich in den Ecken der Bilder ist die Kontur zu sehen. Darüber können Annahmen über einen möglichen Kontakt zwischen dem Kraftstoff und brennraumumgebenden Bauteilen, wie dem Kolben oder der Buchse, getroffen werden. Es ist jedoch zu beachten, dass der Kompressionstakt des Motors und die dadurch kontinuierliche Veränderung der Druck- und Temperaturrandbedingungen im Brennraum nicht berücksichtigt werden. Des Weiteren wird ausschließlich die Flüssigphase betrachtet. Für eine detaillierte Aussage, ob es zu einem Kontakt zwischen Kraftstoff und Bauteilen kommt, sind weitere Untersuchungen an einem Optikmotor erforderlich.

Die Einspritzung beginnt 2,48 ms nach dem Bestromungsbeginn. Dieser lange Öffnungsverzug ist aus der Charakterisierung der Injektorhydraulik (Kapitel 5.1) bekannt. In Abbildung 5.20 ist die normierte Einspritzrate und die Eindringtiefe für den untersuchten Versuchspunkt dargestellt. Der Maximalwert der Eindringtiefe liegt bei 130 mm, was der Messbereichsgrenze entspricht. Der Unterschied zwischen den Öffnungsverzügen aus der Messung am hydraulischen Druckanstiegsanalysator und des optischen Einspritzprüfstands basiert auf den verschiedenen Gegendrücken. Die Druckkammer des Hydraulikprüfstands ist mit einem Druck von 50 bar beaufschlagt, wohingegen der Gasdruck in der Einspritzkammer bei 25 bar liegt. Die Öffnungsverzögerungen aus der hydraulischen Analyse können aufgrund des höheren Gegendrucks und der damit folgenden größeren Druckunterstützung an der Nadelspitze während der Öffnung geringfügig kürzer sein. Nach 4,56 ms erreicht der erste Strahl, Strahl 3, die Messbereichsgrenze von 130 mm. Da die anderen Strahlen

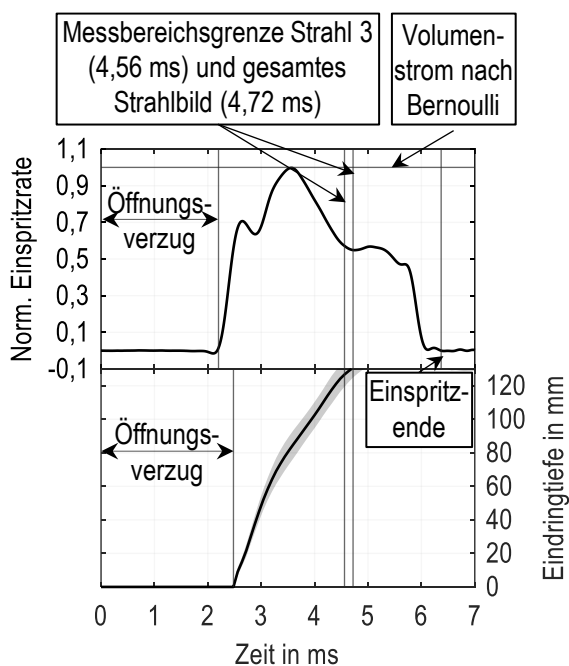


Abbildung 5.20: Normierte Einspritzrate vom hydraulischen Druckanstiegsanalysator (Fluid: Prüfföl) und Eindringtiefe aller Flüssigstrahlen (Fluid: Ethanol) für die Referenzdüse bei einem Einspritzdruck von 600 bar und einer Bestromungsdauer von 3,0 ms

verspätet die Grenze erreichen, wird die Messbereichsgrenze in Bezug auf das gesamte Strahlbild durch die Mittelung über alle Strahlen erst später erreicht. Nach 4,56 ms ist die Einspritzung allerdings noch nicht beendet. Der Einspritzvorgang dauert etwa weitere 1,5 ms an. Unter den vorliegenden Bedingungen mit einem Gegendruck von lediglich 25 bar und der Umgebungstemperatur ist ein Linerkontakt zu erwarten. Da der Brennraumdruck zum Zeitpunkt der Einspritzung in etwa 100 bar beträgt und zusätzlich ein höheres Temperaturniveau vorherrscht, wird die Eindringtiefe des flüssigen Strahlanteils unter Realbedingungen deutlich kürzer sein. Nichtsdestotrotz kann aufgrund der hohen Methanoldmengen in Kombination mit der hohen Verdampfungsenthalpie ein Kontakt zwischen dem Kraftstoff, dem Kolben und der Laufbuchse nicht ausgeschlossen werden.

Der Eindringtiefenverlauf zeigt schwankende Steigungen auf. In Anbetracht der wellenförmigen Einspritzrate sind die Schwankungen auf die Ratenform zurückzuführen. Ein direkter Vergleich zwischen der Steigung der Einspritzrate und der Strahlspitzengeschwindigkeit kann aufgrund der unterschiedlichen Gegendrücke nicht erfolgen.

Für die detaillierte Analyse des Strahlbildes werden nachfolgend die Eindringtiefe und der Kegelwinkel für die einzelnen Strahlen gegenübergestellt. In Abbildung 5.21 sind die über 10 Einspritzungen gemittelten Verläufe der makroskopischen Strahlendaten zu sehen. Die einfache Standardabweichung ist als schattierter Bereich dargestellt. Für eine bessere Übersicht sind die Werte der zwölf Strahlen auf drei Diagramme aufgeteilt, wobei jedes Diagramm die Strahlen einer Nadel zeigt.

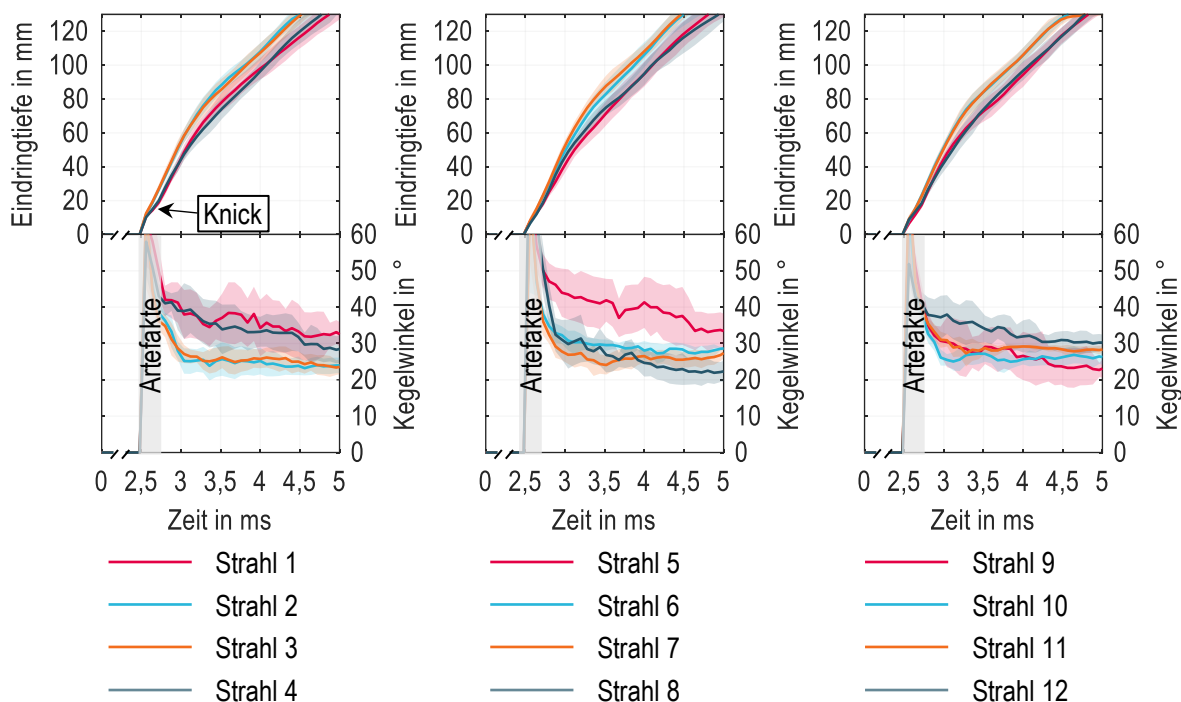


Abbildung 5.21: Eindringtiefe und Kegelwinkel der einzelnen Strahlen der Referenzdüse für einen Einspritzdruck von 600 bar und einer Bestromungsdauer von 3,0 ms, Fluid: Ethanol

Der erste Bereich der Kegelwinkelverläufe kann aufgrund von Mess- und Auswertartefakten nicht ausgewertet werden. Zusätzlich ist zu beachten, dass der Kegelwinkel für die Strahlen 8 und 9 ebenfalls mit Messfehlern behaftet ist. Die Ursache liegt im Messaufbau. Da die beiden Blitzlampen seitlich vor den zwei Seitenflanschen positioniert sind, wird das, auf die Strahlen 8 und 9 auftreffende, Licht durch die anderen Strahlen abgeschwächt. Trotzdem ist auffällig, dass die inneren Strahlen (Strahlen 2, 3, 6, 7, 10, 11) zum gleichen Zeitschritt nach Bestromungsbeginn mit einem kleineren Kegelwinkel weiter in die Kammer eindringen im Vergleich zu den äußeren Strahlen. Eine Ausnahme bilden die Strahlen 8 und 9, deren Auswertung mit Messartefakten behaftet ist. Die Ursache für die Differenz in den Eindringtiefen und Kegelwinkel zwischen den inneren und äußeren Strahlen basiert auf der Düsengeometrie, der Spritzlochorientierung und der daraus folgenden Düseninnenströmung. Deren Basisanalyse in Kapitel 5.2.1 zeigt eine unterschiedliche Einstromung und Spritzlochströmung für das innere und das äußere Spritzloch. Das innere Düsenloch wird hauptsächlich durch eine, der Nadelsitz- und Sacklochwandkontur folgenden Senkrechtströmung eingeströmt, wohingegen die Strömung im äußeren Spritzloch durch einen im Sackloch entstehenden Wirbel dominiert wird. Die unterschiedlichen Strömungen führen zu verschiedenen Volumenströmen und Strömungsgeschwindigkeiten am Spritzlochaustritt. Es folgen unterschiedliche Eindringtiefen und Kegelwinkel für die inneren und die äußeren Strahlen. Für den Strömungszustand mit maximalem Nadelhub ergibt sich eine Geschwindigkeitsdifferenz von 9 % zwischen den beiden Spritzlöchern (Tabelle 5.8).

Tabelle 5.8: Gemittelte Strömungsgeschwindigkeit am Austritt des inneren und äußeren Spritzlochs für den Zustand mit maximalem Nadelhub, 600 bar Eingangsdruck, 100 bar Auslassdruck, 3D-CFD Simulation mit statischer Nadel und Methanol als Fluid

	Inneres Spritzloch	Äußeres Spritzloch	Abweichung in %
Strömungsgeschwindigkeit in m/s	311	283	9

Weiter führt die unterschiedliche Ein- und die weitere Spritzlochströmung zu verschiedenen Kegelwinkeln beim Vergleich der inneren und äußeren Strahlen. Die wirbeldominierte Strömung im äußeren Düsenloch resultiert aufgrund der hohen Turbulenz in einem größeren Kegelwinkel der äußeren Strahlen (Strahlen 1, 4, 5, 8, 9, 12). Die Ausnahme von Strahl 8 und 9 aufgrund von Messartefakten ist zu beachten. Die Studien von Soteriou et al. [94] bestätigen diese Erkenntnisse. In experimentellen Untersuchungen an optischen Motoren sind Wirbelstrukturen aus der Spritzlochströmung und in den folgenden düsennahen und düsenfernen Bereichen detektiert worden, die die makroskopische Strahlform beeinflussen. Einen zusätzlichen Einflussfaktor auf den Kegelwinkel der äußeren Strahlen bilden die freien Bereiche zwischen den jeweils äußeren Strahlen pro Nadel. Ein erhöhtes Air-Entrainment folgt, wodurch sich die Strahlaufbruchfläche und entsprechend der Kegelwinkel vergrößert.

Des Weiteren ist insbesondere in den Eindringtiefenverläufen der äußeren Strahlen 1 und 4 im Bereich von 2,5 bis 3 ms nach Bestromungsbeginn ein Knick zu erkennen. Diese Auffälligkeit ist in den restlichen äußeren Strahlen abgeschwächt oder nicht vorhanden. Messartefakte durch die Anordnung der Blitzlichter im Verhältnis zur Strahlorientierung sind hier als Ursache zu nennen. Die Strahlen 1 und 4 reflektieren aufgrund ihrer Orientierung im Vergleich zu den restlichen Strahlen mehr Licht. Der Knick in den Strahlen 1 und 4 lässt sich ebenfalls auf die unterschiedliche Einstromung des Kraftstoffs in die Einspritzlöcher zurückführen. Es ist nicht auszuschließen, dass dieser Effekt ebenfalls bei den Strahlen 5, 8, 9 und 12 auftritt. Ein Hinweis darauf gibt der abgeschwächte Knick bei den Strahlen 9 und 12.

In Abbildung 5.22 ist der Volumenstrom des gesamten Öffnungsvorgangs für das innere und das äußere Spritzloch und die Strömungsgeschwindigkeit in Form von Stromlinien für den Strömungszustand bei 5 und 14 % Nadelhub aus der 3D-CFD Simulation mit bewegter Nadel dargestellt. Die Initialisierungszeit der Berechnung beträgt 0,2 ms, anschließend beginnt die Nadelbewegung.

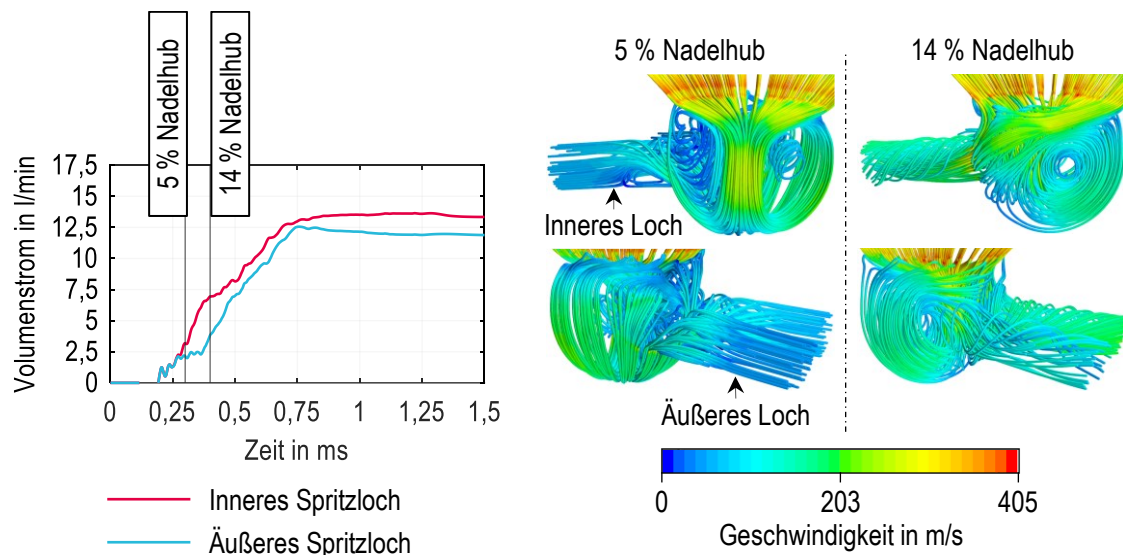


Abbildung 5.22: Volumenstrom pro Loch für den gesamten Öffnungsvorgang und Geschwindigkeit in Form von Strömungslinien für 5 % und 14 % Nadelhub aus der 3D-CFD Simulation mit bewegter Nadel, 600 bar Eingangsdruck, 100 bar Druck am Auslass, Fluid: Methanol

Zu Beginn des Öffnungsvorgangs sind die Volumenströme der beiden Spritzlöcher identisch. 0,28 ms nach Simulationsstart, also 0,08 ms nach Bewegungsstart ändern sich die Durchflüsse. Der Volumenstrom des inneren Spritzlochs steigt weiter an, wohingegen der Volumenstrom des äußeren Spritzlochs zunächst stagniert bevor er erneut ansteigt. Auf der rechten Seite von Abbildung 5.22 sind die Strömungsgeschwindigkeiten in Form von Stromlinien für einen Zeitpunkt kurz nach Beginn des Plateaus und zu einem zweiten Zeitpunkt kurz nach Ende des Plateaus zu sehen. Während sich die Strömung ins innere Spritzloch bei einem Nadelhub von 14 % bereits weitestgehend aufgebaut hat, wird der Hauptwirbel, welcher die dominierende Einströmung des äußeren Spritzlochs bildet, noch weiter ausgebildet. Dadurch kommt es zu einem Unterschied im Durchfluss zwischen den beiden Spritzlöchern und zu dem Knick im Volumenstromdiagramm aus der CFD-Simulation und weiter zu dem Knick im Eindringtiefenverlauf des flüssigen Strahlbildes für die äußeren Spritzlöcher 1 und 4. Aufgrund der Messartefakte durch die Strahlorientierung im Verhältnis zur Blitzlichtpositionierung ist anzunehmen, dass für die restlichen äußeren Spritzlöcher ebenfalls dieser Effekt auftritt.

Die Basisanalyse der makroskopischen Daten des Flüssigstrahlbildes basierend auf dem Methanolpfad des Mehrstoffinjektors zeigt unterschiedliche Eindringtiefen und Kegelwinkel für die jeweils inneren und äußeren Strahlen pro Nadel. Die Ursache ist die Düseninnenströmung, im Speziellen die abweichende Einströmung und weitere Spritzlochströmung zwischen innerem und äußerem Spritzloch. Der Kegelwinkel wird des Weiteren durch den unterschiedlichen Lufteintrag in die Strahlen beeinflusst. Durch die freien Bereiche zwischen den jeweils äußeren Strahlen pro Nadel erfolgt ein höheres Air-Entrainment. Eine größere Strahlaufbruchfläche ist die Folge. Nachfolgend wird der Einfluss des Einspritzdrucks, der Düsengeometrie und des Kraftstoffs auf die Düseninnenströmung und das Flüssigstrahlbild betrachtet.

5.2.3. Variation des Einspritzdrucks

Der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Düseninnenströmung und das flüssige Strahlbild wird ebenfalls mit der Geometrie der Referenzdüse charakterisiert. Die weiteren Randbedingungen hinsichtlich des Kraftstoffs und der Gegendrücke sind identisch zu den Basisanalysen. Der Einspritzdruck wird variiert zwischen 300 bar, 450 bar und 600 bar. In Abbildung 5.23 sind die Eindringtiefe, der Kegelwinkel und die Strahlspitzengeschwindigkeit für das gesamte Strahlbild dargestellt. Die Bestromungsdauern unterscheiden sich für die unterschiedlichen Raildrücke, um die gleiche Einspritzmenge zu erhalten. Die Ansteuerdauer für den 600 bar Versuchspunkt beträgt 3 ms, für den 450 bar Punkt 3,6 ms und für den 300 bar Betriebspunkt 4,75 ms.

Der Öffnungsverzug, die Strahlsymmetrie und der Kegelwinkel ändern sich bei einer Einspritzdruckreduktion von 600 bar auf 450 bar nicht. Eine weitere Reduktion des Raildrucks um 150 bar auf 300 bar resultiert in einem längeren Einspritzverzug und einem größeren Kegelwinkel bei Vergleich der Werte zum selben Zeitpunkt nach Bestromungsbeginn. Der Anstieg des Öffnungsverzugs ist bereits in Kapitel 5.1.1 charakterisiert worden und lässt sich auf die Funktionsweise des Injektors zurückführen. Da allerdings bei einem Einspritzdruck von 450 bar derselbe Öffnungsverzug im Vergleich zu einem Raildruck von 600 bar detektiert worden ist, lässt dies darauf schließen, dass es keine lineare Abhängigkeit zwischen den anliegenden Drücken im Injektor und der Öffnungscharakteristik gibt. In den Studien von Wloka [45] wird unter anderem der Einfluss des Einspritzdrucks auf den Spritzverzug untersucht. Auch hier ist kein linearer Zusammenhang zwischen dem Spritzverzug und dem Einspritzdruck zu erkennen. Eine Tendenz in Richtung längerem Öffnungsverzug bei Reduktion des Raildrucks ist zu sehen. Die Erkenntnisse werden ebenfalls über die Injektorhydraulik erklärt.

Die Eindringtiefe sinkt mit dem Einspritzdruck beim Vergleich der Daten zu einem definierten Zeitpunkt nach Bestromungsbeginn. Die Ursache liegt im niedrigeren Impuls begründet und führt weiter zu einer niedrigeren Strahlspitzengeschwindigkeit.

Der Einfluss des Einspritzdrucks auf die makroskopischen Strahlendaten ist in der Literatur bereits ausführlich untersucht worden. Die Studien von Gostic [34], Pinkert [86], Schneider [19] und Su et al. [48] sind hier als Beispiele zu nennen.

Ebenfalls wird in den bekannten empirischen Penetrationsmodellen der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Eindringtiefe gleich eingestuft. Eine Übersicht ist in Schneider [19] zu finden.

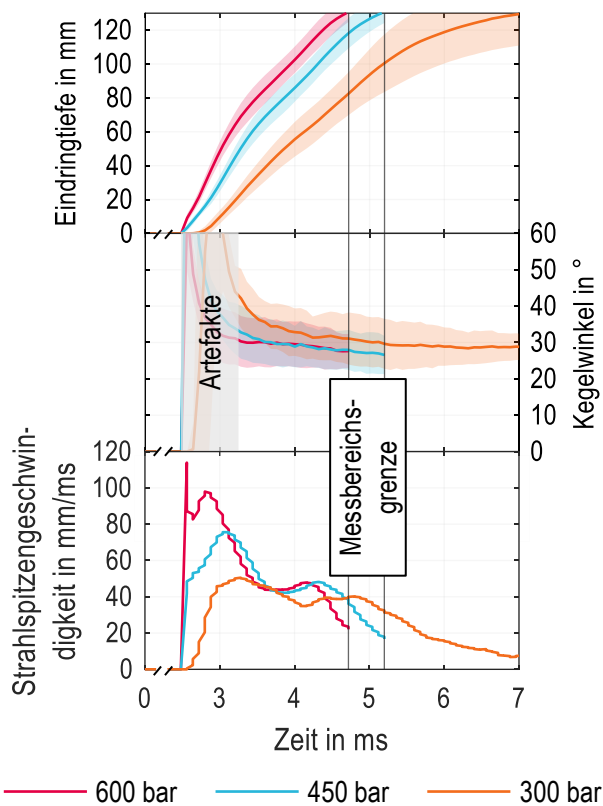


Abbildung 5.23: Über alle Strahlen gemittelte Eindringtiefe, Kegelmessbereichsgrenze und Strahlspitzengeschwindigkeit für 600 bar, 450 bar und 300 bar Einspritzdruck für die gleiche Einspritzmenge der Referenzdüse, Fluid: Ethanol

Demgegenüber führt die Variation des Einspritzdrucks in verschiedenen Studien zu unterschiedlichen Ergebnissen hinsichtlich des Kegelmessbereichswinkels. Schneider [19], Su et al. [48, 96] und Pinkert [86] beobachten mit ansteigendem Einspritzdruck eine Reduktion des Kegelmessbereichswinkels. Mohan et al. [97] detektiert keine Änderung im Kegelmessbereichswinkel mit variierendem Einspritzdruck und Gostic [34] beobachtet einen Anstieg des Strahlkegelwinkels mit zunehmendem Einspritzdruck. In den bekannten empirischen Modellen wird der Einfluss des Einspritzdrucks auf den Kegelmessbereichswinkel ebenfalls unterschiedlich und teilweise als nicht relevant angesehen. Die Modelle basieren auf experimentellen Untersuchungen. Die Düsengeometrie und die Gasdichte werden dabei als Haupteinflussfaktoren auf den Kegelmessbereichswinkel beschrieben. Eine Übersicht zu den empirischen Modellen zur Berechnung des Strahlkegelwinkels ist ebenfalls in Schneider [19] zu finden.

Die Erkenntnisse aus dieser Arbeit und die Ergebnisse aus der Literatur lassen darauf schließen, dass die Detektion des Kegelmessbereichswinkels von den Versuchsbedingungen, den Versuchsobjekten und der Auswertemethodik abhängt. Aus diesem Grund beschränkt sich die weitere Analyse des Kegelmessbereichswinkels auf die, in der vorliegenden Arbeit erlangten Ergebnisse.

Für die Versuche mit einem Einspritzdruck von 300 bar ist weiter auffällig, dass das gesamte Strahlbild asymmetrischer ist im Vergleich zu den Untersuchungen mit 450 bar und 600 bar. Erkennbar ist dies an dem breiteren schattierten Bereich der einfachen Standardabweichung der Eindringtiefe in Abbildung 5.23. Ursache ist eine asymmetrische Einspritzung der Strahlgruppen pro Nadel. In Abbildung 5.24 ist die Eindringtiefe der Strahlgruppen pro Nadel für die unterschiedlichen Einspritzdrücke dargestellt. Bei einem Einspritzdruck von 300 bar spritzen die Strahlen, die zu Nadel 2 gehören bei gleichem Zeitschritt kürzer in die Druckkammer ein als die restlichen acht Strahlen von Nadel 1 und Nadel 3. Für die Untersuchungen mit 450 bar und 600 bar ist für alle Strahlgruppen pro Nadel ein einheitliches Bild zu erkennen. Dieser Effekt führt zu der Erkenntnis, dass nicht für alle Einspritzdrücke eine gleichmäßige Druckverteilung im Injektor herrscht. Ob die Strahlbildasymmetrie durch den Steueröl- oder den Methanoldruck verursacht wird, muss in zukünftigen Studien untersucht werden. Für diese Untersuchungen sind Druckmessungen im Injektor erforderlich.

Der Einspritzdruck beeinflusst ebenso die Düseninnenströmung. Der Öffnungs- und Schließvorgang der Nadeln ist maßgeblich davon abhängig. Die 3D-CFD Simulation mit bewegter Nadel wird mit einer Nadelhubkurve eines 600 bar Betriebspunkts gerechnet. Demnach wird das resultierende Strömungsbild für einen Raildruck von 300 bar und 450 bar von der Praxis abweichen. Die Düseninnenströmung in Abhängigkeit des Einspritzdrucks wird deswegen nachfolgend anhand der Simulationen mit statischer Nadel bei maximalem Hub analysiert. In Abbildung 5.25 sind die Strömungsgeschwindigkeit in Form von Stromlinien und der Dampfblasenvolumenanteil für die Einspritzdruckvariation dargestellt. Für

eine bessere Übersicht sind Dampfblasenvolumenanteile kleiner 1 % nicht zu sehen. In Abbildung 5.26 ist weiter der relative und absolute Druckabfall zwischen dem Einlass und dem Sackloch aufgeführt. Als Einlass ist der Bereich vor dem Nadelsitz definiert. Durch diese Darstellung können Aussagen über den Drossel­effekt im Nadelsitzbereich getätigt werden.

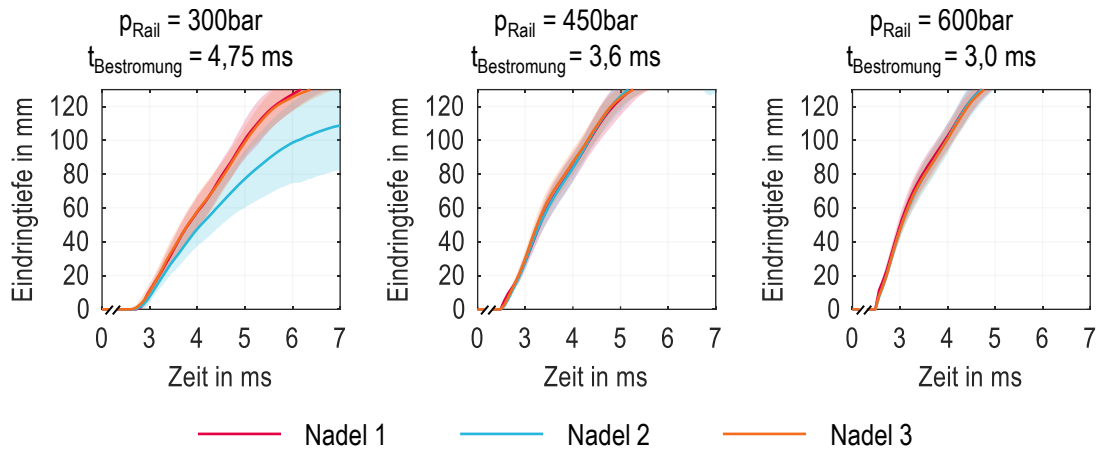


Abbildung 5.24: Eindringtiefe der Strahlgruppen pro Nadel für verschiedene Einspritzdrücke und gleicher Einspritzmenge, Fluid: Ethanol

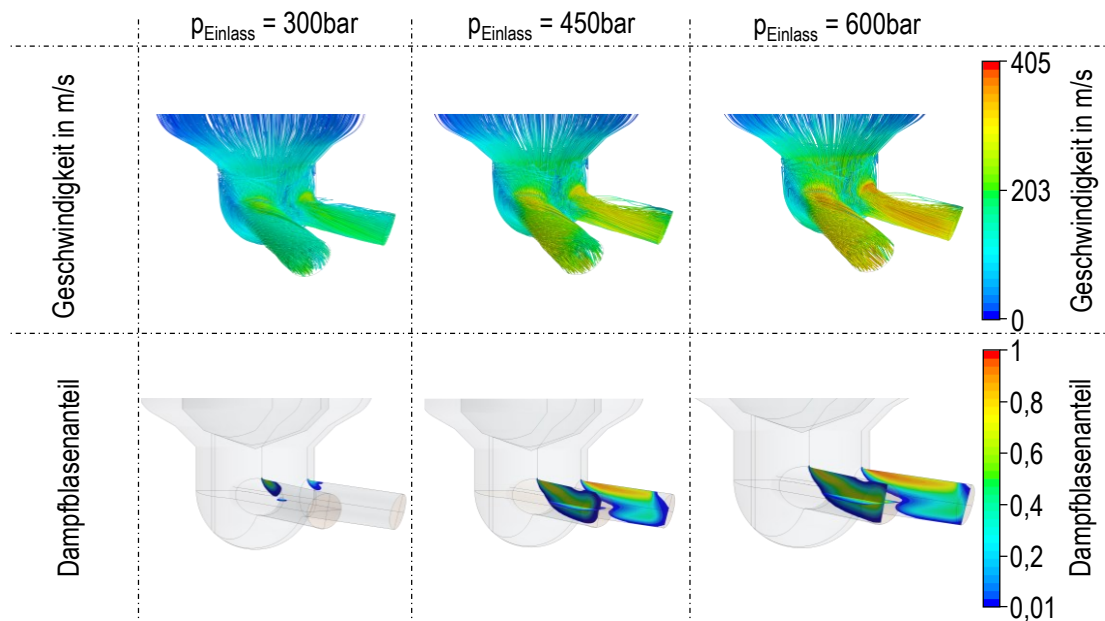


Abbildung 5.25: Strömungsgeschwindigkeit in Form von Stromlinien und Dampfblasenanteil für verschiedene Einspritzdrücke aus der 3D-CFD Simulation mit statischer Nadel, Fluid: Methanol

Aus Abbildung 5.25 geht hervor, dass auch bei einer Reduktion des Einspritzdrucks die Einspritzlöcher unverändert unterschiedlich angeströmt werden. Die Strömung im äußeren Düsenloch wird durch den Hauptwirbel dominiert, wohin­gegen das innere Spritzloch hauptsächlich über die Senkrechtströmung angeströmt wird. Der Dampfblasenanteil nimmt überproportional mit einer Raildruckreduktion ab. Die prozentuale Druckdifferenz zwischen dem Einlass und dem Sack­loch ist marginal (Abbildung 5.26). Das bedeutet, dass der Drossel­effekt im Nadelsitzbereich mit variierendem Einspritz­druck nicht beeinflusst wird. Demgegenüber steht der absolute Druckabfall zwischen dem Einlass und dem Sackloch,

der sich mit linear abnehmenden Einspritzdruck signifikant reduziert. Daraus ergibt sich eine geringere Strömungsbeschleunigung über den Nadelsitz, was zu geringeren Druckunterschieden und schließlich zu einer Reduktion der Dampfblasenbildung führt.

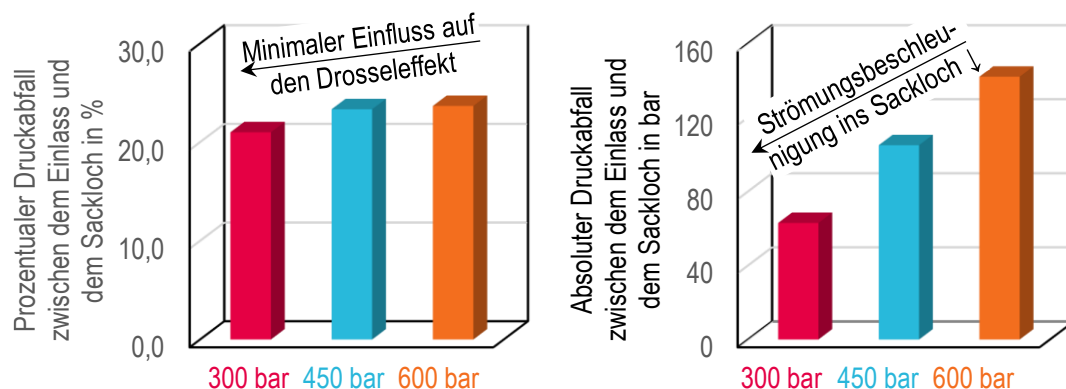


Abbildung 5.26: Druckabfall zwischen dem Einlass und dem Sackloch für verschiedene Einspritzdrücke aus der 3D-CFD Simulation mit statischer Nadel, Fluid: Methanol

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass eine lineare Einspritzdruckreduktion zu einer überproportionalen Abnahme der Dampfblasenbildung und der Strömungsgeschwindigkeit führt. Dies resultiert weiter in einer niedrigeren Strahlspitzengeschwindigkeit und einem geringeren Einspritzimpuls. Demnach wird die Eindringtiefe bei geringerem Einspritzdruck für den gleichen Zeitschritt nach Bestromungsbeginn reduziert. Die Strömungsgeschwindigkeit sinkt mit geringerem Einspritzdruck. In Bezug auf den Kegelwinkel ist aufgrund des kleinen Dampfblasengebietes an den Spritzlocheinlaufkanten zu erwarten, dass sich die Strömung wieder an die Spritzlochwand anlegt und somit einer turbulenten Rohrströmung ähnelt (Kapitel 3.1.2). Die Strömung wird im wandnahen Bereich aufgrund der Haftbedingung verlangsamt. Sobald das Fluid die Einspritzlöcher verlässt, entfällt die Haftbedingung und die Geschwindigkeit in den Grenzschichten passt sich der Geschwindigkeit innerhalb des Strahls an. Die Strahlrandbereiche werden dadurch beschleunigt und es treten Instabilitäten auf. Tropfen und Ligamente werden herausgelöst. Ein vergrößerter Strahlkegelwinkel ist die Folge.

Die Studien von Palao [75] bestätigen die Ergebnisse der Dampfblasenbildung über experimentelle und simulative Untersuchungen. Allerdings sind bei den Studien Einspritzdrücke kleiner 30 bar betrachtet worden und deswegen nicht direkt übertragbar auf die vorliegenden Ergebnisse. Som et al. [98] und Pribicevic [99] haben die Düseninnenströmung und die Kavitation mit praxisrelevanten Einspritzdrücken für den Dieselprozess analysiert. Deren Ergebnisse zeigen eine Stagnierung der Dampfblasenbildung. Dieser Effekt wird für die Untersuchungen des Methanolfads des 4-Nadelinjektors nicht gesehen. Aus diesem Grund wird angenommen, dass das Stagnieren der Kavitation erst bei höheren Einspritzdrücken eintritt. Li et al. [100] untersuchen den Einspritzdruckeinfluss auf die Dampfblasenbildung in einer GDI Düse für Drücke bis 350 bar. In diesen Studien wird ebenfalls keine Stagnierung des Dampfblasenwachstums mit steigendem Einspritzdruck detektiert.

5.2.4. Variation des Kraftstoffs

Für die Analyse des Kraftstoffeinflusses auf das Strahlbild werden die Ergebnisse der optischen Untersuchungen mit der Düse 2 (3x3 – 80 l/min) anstelle der Referenzdüse herangezogen. Hintergrund sind unterschiedliche Komponenten in der Referenzdüse für die Messungen mit Diesel und für die Messungen mit Ethanol. Die verschiedenen Komponenten haben einen Einfluss auf das hydraulische Verhalten und weiter auf das Strahlbild. Aus diesem Grund erfolgt die Analyse der Kraftstoffvariation anhand der Ergebnisse von Düse 2.

Zunächst wird auf die Stoffdaten von Methanol, Ethanol und Diesel eingegangen. Hier sind in Tabelle 5.9 ausgewählte Stoffdaten gegenübergestellt. Für den detaillierten Vergleich der Stoffeigenschaften von Diesel und Methanol wird an dieser Stelle auf Kapitel 3.7 verwiesen. Ethanol zeigt, wie Methanol, gegenüber Diesel eine geringere Dichte, Viskosität, einen kleineren Heizwert und einen höheren Dampfdruck. Jedoch im Vergleich zu Methanol ist der Dampfdruck von Ethanol geringer und die weiteren gelisteten Stoffdaten höher. Eine Ausnahme ist die Dichte, die für beide Alkohole gleich ist. Da für Ethanol und Methanol der gleiche Trend der Größenänderung der Stoffeigenschaften gegenüber den Dieseldaten vorliegt, können Aussagen über diesen Änderungstrend der Stoffdaten und deren Einfluss auf das Strahlbild getroffen werden. Die Studien von Wang et al. [101] und Zeng et al. [102] befassen sich mit den Strahleigenschaften von Ethanol und Methanol basierend auf einem Mehrloch- und einem Wirbelinjektor bei Umgebungstemperatur. Die Versuche zeigen für beide Kraftstoffe eine vergleichbare Eindringtiefe. Weiter weisen die Untersuchungen von Wang et al. [101] einen größeren Kegelwinkel der Methanol- gegenüber den Ethanolstrahlen auf. Diese Ergebnisse werden den unterschiedlichen Dampfdrücken und der höheren Flüchtigkeit von Methanol zugeschrieben. Die Untersuchungen bestätigen die Annahme, dass sowohl für den C1- als auch den C2-Alkohol die gleichen Trends gegenüber der Dieselstrahlen auftreten. Dennoch ist durch den Einsatz von Ethanol anstelle von Methanol nicht dasselbe Ergebnis zu erwarten. Es können lediglich Aussagen über das Strahlbild eines niederviskosereren Kraftstoffes im Vergleich zu Diesel und damit Annahmen getroffen werden, wie sich die Methanolstrahlen ausbilden können.

Tabelle 5.9: Ausgewählte physikalische und chemische Stoffdaten von Methanol, Ethanol und Diesel nach [8, 39, 42, 103, 104]

	Diesel EN590	Methanol	Ethanol
Dampfdruck in bar	0,004 (40°C)	0,169 (25°C)	0,057 (20 °C)
Kinematische Viskosität in mm ² /s	2,5 – 4,5 (40°C)	0,69 – 0,75 (25°C)	1,5 (20 °C)
Gravimetrischer Heizwert in MJ/kg	42,9	20,09	26,95
Volumetrischer Heizwert in MJ/m ³	35,6	15,87	21,29
Dichte in kg/m ³	820 – 845 (15°C)	790 (20°C)	790 (20°C)

In Abbildung 5.27 ist jeweils die Eindringtiefe und der Kegelwinkel für einen 600 bar und einen 300 bar Betriebspunkt für Ethanol und Diesel gegenübergestellt. Die beiden Versuchspunkte befinden sich im linearen Bereich der Einspritzmengenlinien. Die Nadeln erreichen somit den maximalen Hub.

Die Kegelwinkel für den Versuchspunkt mit 600 bar unterscheiden sich in Abhängigkeit des Fluids nicht, wohingegen für den Betriebspunkt mit einem Einspritzdruck von 300 bar schlankere Strahlen für Ethanol im Vergleich zu Diesel detektiert werden. Es kann angenommen werden, dass das Dampfblasengebiet an den Einlaufkanten der Spritzlöcher für Diesel aufgrund des niedrigeren Dampfdrucks kleiner ausfällt im Vergleich zu Ethanol. Die Strömung in den Grenzschichten liegt früher wieder an der Spritzlochwand an, wird verlangsamt und beim Austreten aus den Spritzlöchern stärker beschleunigt. Die entstehenden Instabilitäten im Strahlrandbereich führen durch das Herauslösen von Tropfen und Ligamenten zu einem größeren Strahlkegelwinkel für den Diesel im Vergleich zum Ethanol (Kapitel 3.1.2 und 5.2.3). Für den Betrieb mit 600 bar ist die Film- und Wirbelkavitaiton bis zum Spritzlochaustritt ausgeprägt (Kapitel 5.2.3). Der Einfluss des unterschiedlichen Dampfdrucks wird vernachlässigbar klein, wodurch sich die Kegelwinkel für die Diesel- und die Ethanoleinspritzung nicht unterscheiden.

Für den Betriebspunkt mit 300 bar sind die Eindringtiefen der beiden Fluide von Beginn an unterschiedlich, wohingegen bei der Einspritzung mit 600 bar zunächst der Dieseldraftstoff weiter eindringt. Erst ab etwa 3 ms nach Bestromungsbe-

ginn ist die Eindringtiefe von Ethanol bei gleichem Zeitschritt länger. Ein geringer Unterschied in der Eindringtiefe zwischen Ethanol und Diesel ist ebenfalls aus den theoretischen Betrachtungen zu erwarten. Nach der Bernoulli-Gleichung nimmt die Strömungsgeschwindigkeit bei niedrigerer Dichte und ansonsten gleichen Randbedingungen zu. Dies bestätigt ebenfalls die CFD-Simulation beim Vergleich von Methanol und Diesel. Für Methanol resultiert für einen Eingangsdruck von 600 bar eine Strömungsgeschwindigkeit am Austritt von 296,1 m/s und für Diesel eine Geschwindigkeit von 287,8 m/s. Diese Ergebnisse sind mit der Referenzdüse berechnet und beziehen sich auf die gemittelte Geschwindigkeit am Austritt der beiden Löcher. An dieser Stelle sei auf Kapitel 4.2, der Beschreibung der Simulationsmodelle verwiesen. Eine höhere Strömungsgeschwindigkeit führt weiter zu einer längeren Eindringtiefe bei gleichem Zeitschritt. Da die Eindringtiefe von Ethanol für den Versuch mit 600 bar erst ab 3 ms nach Bestromungsbeginn länger ist als die von Diesel, kann angenommen werden, dass die Stoffdaten einen Einfluss auf das Öffnungsverhalten der Nadeln haben. In Kapitel 5.1.3 werden die Einspritzmengenkenlinien und die Einspritzraten in Abhängigkeit der Prüflöcher-temperatur untersucht. Ein Einfluss der geänderten Dichte und Viskosität auf das Öffnungsverhalten für die Betriebspunkte im linearen Bereich ist allerdings nicht detektiert worden.

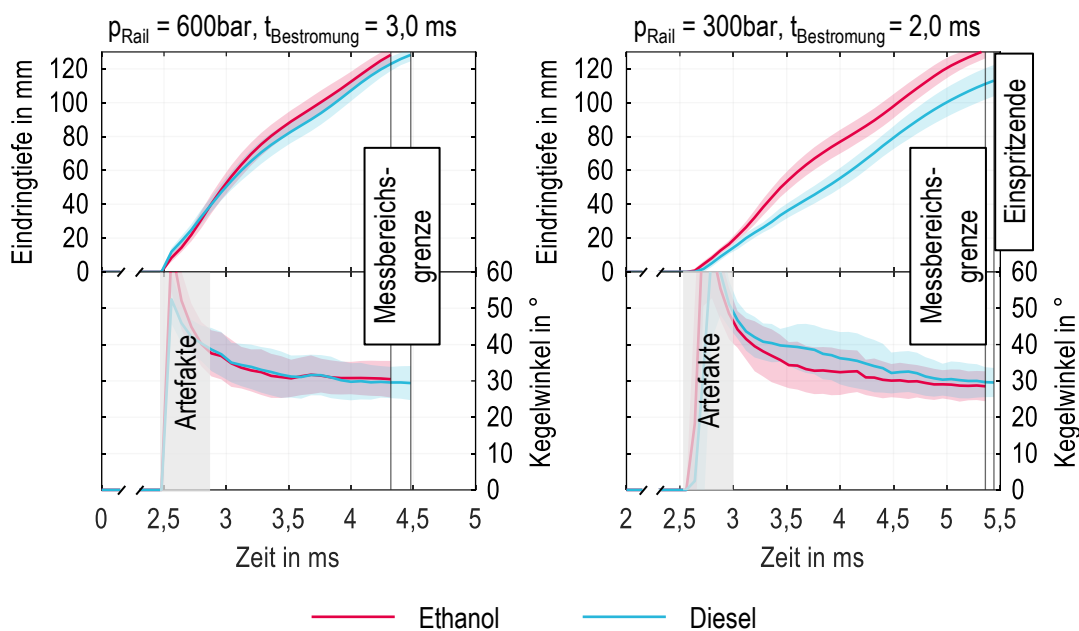


Abbildung 5.27: Vergleich der Eindringtiefen und Kegelwinkel aller Strahlen für Ethanol und Diesel bei 600 bar und 300 bar Einspritzdruck, Versuchsobjekt: Düse 2 (3x3 – 80 l/min)

In den Studien von Dernote et al. [90] wird der Einfluss der Dichte und der Viskosität auf die Einspritzcharakteristik untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass die Dichte hauptsächlich den Massenstrom beeinflusst, jedoch nicht das hydraulische Öffnungs- und Schließverhalten. Vielmehr ist der Einfluss der Viskosität für Druckdifferenzen zwischen 250 bar und 550 bar ersichtlich, wobei mit geringerer Viskosität der Durchflusskoeffizient steigt. Erst für Druckunterschiede zwischen 550 bar und 1800 bar ist der Einfluss der Viskosität vernachlässigbar. Payri et al. [89] untersuchen ebenfalls den Einfluss verschiedener Kraftstoffe auf die hydraulische Charakteristik eines GDI Magnetventilinjektors. Es zeigen sich die gleichen Erkenntnisse wie in den Studien von Dernote et al. [90]. Diese Ergebnisse sind jedoch widersprüchlich zu den vorliegenden Daten der Eindringtiefe für die 600 bar Untersuchungen bis 3 ms nach Bestromungsbeginn. Sowohl die Ergebnisse der CFD-Simulation der Düseninnenströmung, die Erkenntnisse aus der Literatur [89, 90] als auch die makroskopischen Strahldaten der 300 bar Untersuchungen zeigen jedoch eine höhere Strömungsgeschwindigkeit und eine längere Eindringtiefe für Ethanol auch zu Beginn der Einspritzung. Daher kommen zwei Ursachen in Frage. Zum einen können für die 600 bar Versuche mit Ethanol im Vergleich zu Diesel unterschiedliche Messbedingungen in der

Druckversorgung vorgelegen haben. Zum anderen können die Druckverhältnisse im Injektor und die Nadelbetätigung der einzelnen Methanolnadeln variieren. Aus diesem Grund sind in Abbildung 5.28 die Eindringtiefen und Kegelwinkel für die jeweiligen Strahlgruppen pro Nadel dargestellt.

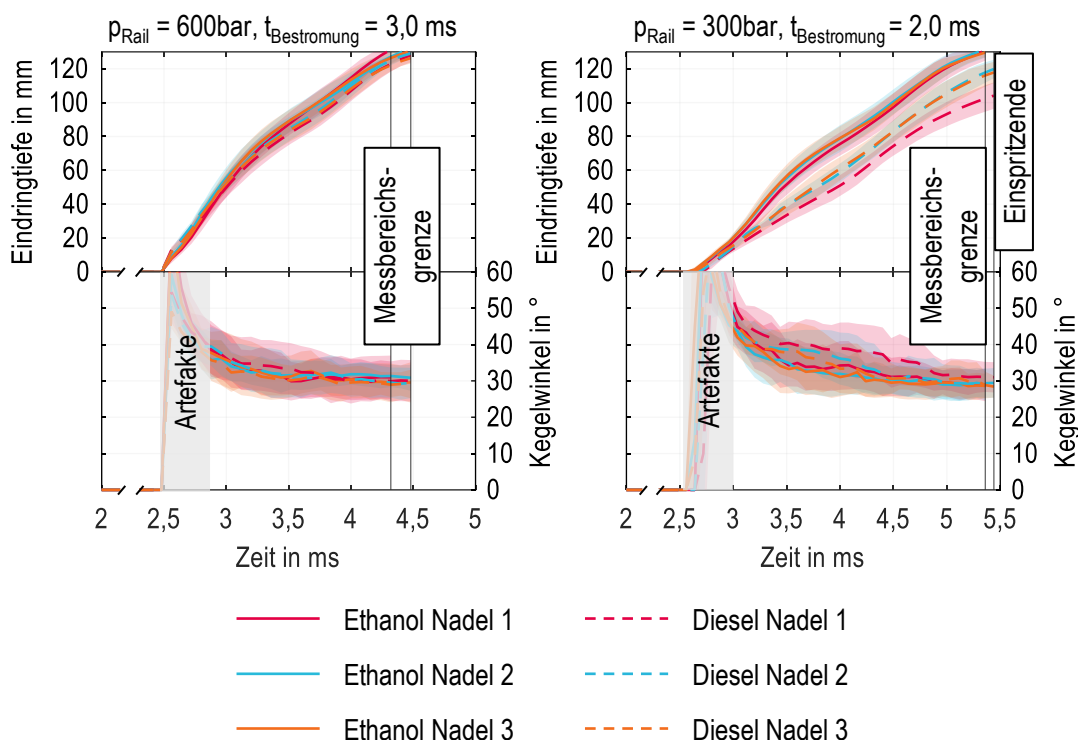


Abbildung 5.28: Vergleich der Eindringtiefen und Kegelwinkel der Strahlen pro Nadel für Ethanol und Diesel, Versuchsobjekt: Düse 2 (3x3 – 80 l/min)

Für die 300 bar Untersuchungen fällt bei Betrachtung des Kegelwinkels auf, dass die Kegelwinkel der Strahlen pro Nadel der Dieselversuche größer sind im Vergleich zu den Ethanolversuchen. Dies bestätigt die Aussage von oben, dass größere Dampfblasengebiete für die Verwendung von Ethanol auftreten und somit die Strömung erst später wieder an der Spritzlochwand anliegt. Demnach kommt es zu geringeren Instabilitäten in den Grenzschichten des Freistrahls. Weiter ist die Abweichung der Eindringtiefe für die Dieselstrahlen der Nadel 1 größer im Vergleich zu den Strahlen von Nadel 2 und Nadel 3. Wie in Kapitel 5.2.3 bereits aufgeführt, zeigt sich eine asymmetrische Einspritzung der Strahlen pro Nadel bei einem Einspritzdruck von 300 bar. Aus diesem Grund wird angenommen, dass die Unterschiede in der Eindringtiefe zwischen der Diesel- und der Ethanoleinspritzung mit 300 bar nicht nur durch den Kraftstoff initiiert werden, sondern auch durch die Druckverteilung im Injektor. Aufgrund der Kraftstoffführung im Injektor kann sich eine ungleichmäßige Druckverteilung ergeben, die für geringe Einspritzdrücke zu einer asymmetrischen Nadelbetätigung führt. Für einen Einspritzdruck von 600 bar zeigen die Ergebnisse aus den Kapiteln 5.1.1, 5.1.3 und 5.2.3 eine gleichmäßige Öffnung der drei Methanolnadeln. Daher ist der Unterschied in der Eindringtiefe allein auf die Stoffdaten zurückzuführen. Die längere Eindringtiefe der Dieselstrahlen bis 3 ms ist für alle Strahlen pro Nadel vorhanden. Somit wird nun davon ausgegangen, dass die längere Eindringtiefe der Dieselstrahlen bis etwa 3 ms nach Bestromungsbeginn auf Messanomalien auf der Druckversorgung beruht und kann abschließend nicht geklärt werden.

Die erlangten Erkenntnisse der längeren Eindringtiefe für Ethanol im Vergleich zu Diesel werden in der Literatur bestätigt. Ishak et al. [105] untersuchen verschiedene Düsengeometrien mit zwei unterschiedlichen Kraftstoffen und detektieren ebenfalls eine geringfügig längere Eindringtiefe für den Kraftstoff mit geringerer Dichte und Viskosität. In den Studien von Torelli et al. [106] wird der Einfluss der Viskosität auf den Massenstrom untersucht. Die Ergebnisse zeigen einen

höheren Massenstrom für Stoffe mit niedrigerer Viskosität aufgrund von geringeren Reibungsverlusten. Die Erkenntnisse stimmen weiter mit den Ergebnissen von Payri et al. [89] und Dernotte et al. [90] überein.

5.2.5. Variation der Düsengeometrie

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Düsengeometrie auf die Düseninnenströmung und die makroskopischen Strahldaten des Flüssigsprays untersucht. In Tabelle 5.10 sind die Versuchsobjekte und deren Geometrien gegenübergestellt.

Tabelle 5.10: Düsengeometrien für die Untersuchung deren Einflusses auf die Düseninnenströmung und die makroskopischen Strahldaten des Flüssigsprays

	Spritzlochzahl	Spritzlochdurchmesser in μm	Hydraulischer Durchfluss in l/min
Referenzdüse (Düse 1)	12 (3x4)	1200	80
Düse 2	9 (3x3)	1380	80
Düse 3	12 (3x4)	1090	67

Es wird einmal die Referenzdüse mit der Düse 2 mit gleichem hydraulischen Durchfluss, aber geringerer Lochanzahl und demnach einem größeren Spritzlochdurchmesser verglichen. Der zweite Vergleich erfolgt zwischen der Referenzdüse und der Düse 3 mit gleicher Lochanzahl, aber geringerem hydraulischen Durchfluss, also kleinerem Spritzlochdurchmesser. In Abbildung 5.29 sind die Kegelwinkel der drei Düsen für jeweils einen 600 bar und einen 300 bar Betriebspunkt im linearen Kennlinienbereich dargestellt. Die Versuchspunkte sind so gewählt, dass eine annähernd gleiche Kraftstoffmenge eingespritzt wird. Als Fluid ist Diesel verwendet worden. Die Kegelwinkel der Strahlen von Düse 1 und Düse 2 zeigen für beide untersuchten Einspritzdrücke keinen nennenswerten Unterschied auf. Der gemittelte Kegelwinkel der Strahlen von Düse 3 ist bis 4 ms nach Bestromungsbeginn für die 600 bar Untersuchungen und bis 5 ms für die 300 bar Untersuchungen geringer im Vergleich zu den anderen beiden Düsen. Empirische Modelle zur Berechnung des Kegelwinkels sehen die Düsengeometrie als einen Haupteinflussfaktor, wobei das Verhältnis aus Spritzlochlänge und Spritzlochdurchmesser (l/d -Verhältnis) herangezogen wird [19]. In Tabelle 5.11 ist das jeweilige l/d -Verhältnis der untersuchten Düsen aufgeführt. Die Düse 2 mit nur neun Spritzlöchern und dem größten Spritzlochdurchmesser hat das kleinste, wohingegen die Düse 3 mit den kleinsten Spritzlöchern das größte l/d -Verhältnis hat.

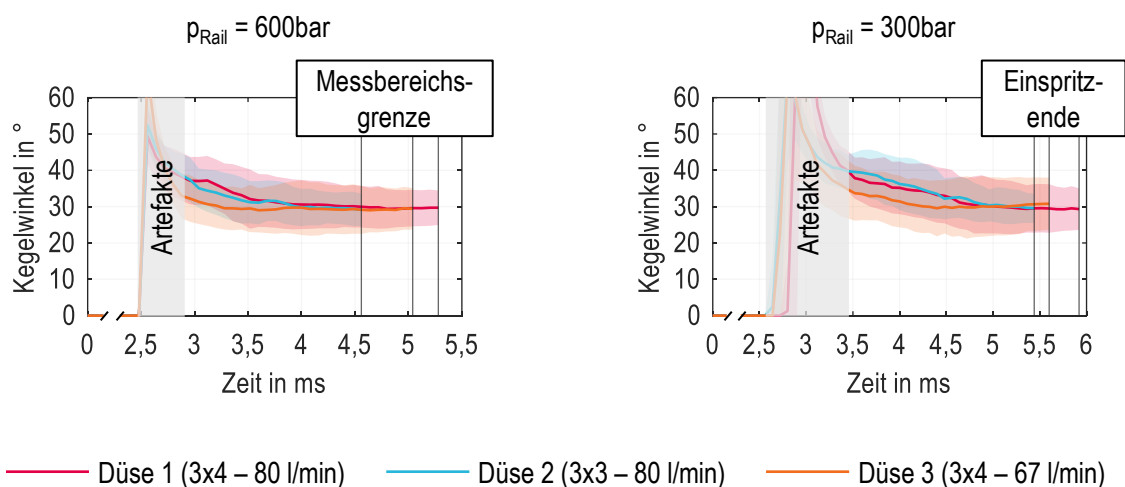


Abbildung 5.29: Kegelwinkel der Düse 1, 2 und 3 für einen Einspritzdruck von 600 bar und 300 bar für jeweils eine ähnliche Einspritzmenge, Fluid: Diesel

Tabelle 5.11: Verhältnis der Spritzlochlänge zum Spritzlochdurchmesser der Düsen 1, 2 und 3

	Referenzdüse (Düse 1) 3x4 – 80 l/min	Düse 2 3x3 – 80 l/min	Düse 3 3x4 – 67 l/min
l/d -Verhältnis	2,81	2,36	3,09

Die Studien von Ohrnberger [20] zeigen, dass mit einem größeren Verhältnis aus Spritzlochlänge zu Spritzlochdurchmesser mehr Zeit für die Spritzlochströmung zur Verfügung steht, um gleichmäßige und stabile Strahlen mit einem schmäleren Kegelwinkel auszubilden. Diese Aussage wird durch den Kegelwinkel der Strahlen der Düse 3 bestätigt. Da sich die Strahlkegelwinkel der Düsen 1 und 2 trotz unterschiedlicher l/d -Verhältnisse nicht signifikant unterscheiden, wird zusätzlich die Düseninnenströmung zur Analyse herangezogen. Aufgrund der wirbeldominierten Strömung im Sackloch und den Spritzlöchern wird eine dimensionslose Kennzahl, die Wirbelzahl S , zur Bewertung der Wirbelintensität betrachtet. Diese berechnet sich über Gleichung (5.1) und beschreibt das Verhältnis aus der Wirbelströmung zur Primärströmung entlang der Spritzlochachse. Dabei wird der Drehimpuls der Spritzlochströmung mit dem linearen Impuls in Richtung der Spritzlochachse verglichen. Die Variablen u_t und u_a beschreiben die tangentielle und die axiale Geschwindigkeitskomponente, \vec{U} den Geschwindigkeitsvektor, A die Fläche und R den hydraulischen Radius. Eine höhere Wirbelzahl ergibt sich demnach aus einer stärkeren Wirbelintensität [74].

$$S = \frac{\int r \cdot u_t \cdot \vec{U} dA}{R \cdot \int u_a \cdot \vec{U} dA} \quad (5.1)$$

In Tabelle 5.12 sind die Wirbelzahl gemittelt über das Fluidvolumen, die Strömungsgeschwindigkeit am Auslass, der gemittelte Sacklochdruck sowie das Dampfblasenvolumen gemittelt über das Fluidvolumen der 3D-CFD Simulation mit statischer Nadel bei maximalem Nadelhub aufgeführt. Des Weiteren ist die Querschnittsfläche aller Spritzlöcher für die drei Düsen unter der Annahme einer idealen Kreisfläche aufgeführt. Es ist zu beachten, dass der Düsenvergleich innerhalb der numerischen Untersuchungen lediglich für einen Einspritzdruck von 600 bar erfolgt ist.

Tabelle 5.12: Lochdurchmesser und gemittelte Ergebnisse der 3D-CFD Simulation mit statischer Nadel und maximalem Hub: Wirbelzahl, Strömungsgeschwindigkeit am Auslass, Sacklochdruck und Dampfblasenvolumen, 600 bar Eingangsdruck, 100 bar am Auslass, Fluid: Methanol und Querschnittsfläche aller Spritzlöcher unter der Annahme einer idealen Kreisfläche

	Referenzdüse (Düse 1) 3x4 – 80 l/min	Düse 2 3x3 – 80 l/min	Düse 3 3x4 – 67 l/min
Lochdurchmesser in μm	1200	1380	1090
Wirbelzahl	0,102	0,1975	0,094
Strömungsgeschwindigkeit am Auslass in m/s	267	280	280
Sacklochdruck in bar	458	474	494
Dampfblasenvolumen in mm^3	1,41	1,30	1,02
Querschnittsfläche am Spritzlocheintritt in mm^2	13,6	13,5	11,2

Ein kleinerer Lochdurchmesser (Düse 3) führt zu einer reduzierten Wirbelzahl und demnach zu einer geringeren turbulenten Düseninnenströmung. Der Unterschied in der Wirbelzahl ist für die Düsen 1 und 2 mit gleichem hydraulischen Durchfluss größer im Vergleich zu den beiden Düsen mit zwölf Spritzlöchern. Dies erlaubt die Aussage, dass eine geringere Lochanzahl mit größerem Lochdurchmesser, um den gleichen hydraulischen Durchfluss zu erreichen, zwar eine höhere Wirbelintensität der Düseninnenströmung zeigt, jedoch keinen Einfluss auf den Kegelwinkel hat. Aufgrund des geringeren l/d -Verhältnis der Düse 2, welches laut den Ergebnissen aus der Literatur zu einem größeren Strahlkegelwinkel führen sollte, wird nun der Sacklochdruck und die Austrittsgeschwindigkeit als mögliche Einflussfaktoren herangezogen. Der Sacklochdruck ist für die Düse 2 mit neun Spritzlöchern höher und führt weiter zu einer höheren Strömungsgeschwindigkeit am Austritt im Vergleich zur Referenzdüse. Der höhere Sacklochdruck basiert auf der geringeren Querschnittsfläche am Spritzlocheintritt. Da der Sacklochdruck maßgeblich die Strömungsgeschwindigkeit beeinflusst, kann gesagt werden, dass der höhere Sacklochdruck die Strömungsnachteile durch ein geringeres l/d -Verhältnis kompensiert und ein ähnlicher Strahlkegelwinkel für die Strahlen der Düse 2 im Vergleich zur Referenzdüse resultiert. Somit ist die Aussage des Einflusses des l/d -Verhältnis auf den Kegelwinkel auf Düsen mit gleicher Lochanzahl und unterschiedlichen Spritzlochdurchmessern oder Spritzlochlängen beschränkt. Für Einspritzdüsen mit dem gleichem hydraulischen Durchfluss und einer unterschiedlichen Lochanzahl ist die Düseninnenströmung als Einflussfaktor auf den Strahlkegelwinkel zu berücksichtigen.

In Tabelle 5.12 ist ebenfalls das gemittelte Dampfvolumen aus den CFD-Berechnungen mit statischer Nadel bei maximalem Nadelhub für die drei Düsen aufgeführt. Das Dampfvolumen der Strömung von Düse 3 mit dem niedrigsten hydraulischen Durchfluss ist am geringsten. Aufgrund der niedrigsten Wirbelintensität ist die, neben der Filmkavitation auftretenden Wirbelkavitation verringert. Trotz der höheren Wirbelintensität von Düse 2 im Vergleich zur Referenzdüse ist der gemittelte Dampfanteil geringer. Die kleinere Lochanzahl führt zu weniger potenziellen Stellen, an denen die Strömung umgelenkt und der Dampfdruck unterschritten wird. Aufgrund der hohen Wirbelzahl und der verstärkten Dampfblasenbildung in den Wirbelzentren ist der Dampfanteil der Düse 2 wiederum höher im Vergleich zur Düse 3 aufgrund der verstärkten Dampfblasenbildung. Damit lässt sich sagen, dass ein kleinerer Lochdurchmesser die Dampfblasenbildung aufgrund der geringeren Wirbelkavitation und ein größerer Lochdurchmesser bei geringerer Lochanzahl die Bildung der Filmkavitation im Vergleich zur Referenzdüse reduziert.

In Abbildung 5.30 ist die Eindringtiefe der Punkte dargestellt, deren Kegelwinkel in Abbildung 5.29 zu sehen ist. In der oberen Reihe ist die Eindringtiefe über die Zeit und in der unteren Reihe über das Einspritzvolumen aufgeführt. Der Öffnungsverzug ist für die 600 bar Untersuchungen für alle Düsen identisch. Bei den 300 bar Punkten beginnt die Einspritzung mit der Referenzdüse kurz nach denen von Düse 2 und Düse 3. In Kapitel 5.1.4 wird der Einfluss der Düsengeometrie auf das hydraulische Verhalten untersucht. Dort sind lediglich geringe Unterschiede im Öffnungsverzug der Düsen für Betriebspunkte im linearen Kennlinienbereich zu sehen. Aufgrund von zwei verschiedenen Prüfständen mit unterschiedlichen Sensoren und Abtastraten kann es demnach auch zu geringfügig abweichenden Ergebnissen kommen. Für die 300 bar Untersuchungen zeigt sich zum gleichen Zeitschritt die längste Eindringtiefe für die Düse 2, gefolgt von Düse 3 und Düse 1. Das gleiche Bild ist bei dem 600 bar Betriebspunkt ab 2,75 ms nach Bestromungsbeginn zu sehen. In der Anfangsphase der Einspritzung dringen die Strahlen der Düse 1 am weitesten und die Strahlen von Düse 3 am kürzesten ein.

Gostic [34] untersucht die makroskopischen Strahldaten für verschiedene Düsengeometrien mit gleicher Lochanzahl und unterscheidet zwischen dem düsen nahen und dem düsen fernem Bereich. Im düsen nahen Bereich detektiert Gostic [34] eine längere Eindringtiefe für Düsen mit einem kleineren Spritzlochdurchmesser. Sobald die Nadel maximal geöffnet ist, dreht sich das Bild und die Strahlen der Düsen mit kleinerem Lochdurchmesser werden weniger weit eingespritzt. In Abbildung 5.30 zeigt sich ein umgekehrtes Bild. Eine mögliche Ursache für die längere Eindringtiefe der Strahlen von

Düse 1 bis 2,75 ms sind auftretende Druckwellen im Injektor. Die drei Düsen sind auf drei unterschiedlichen Injektoren aufgebaut. Fertigungstoleranzen sind als möglicher Grund für diesen Effekt zu nennen.

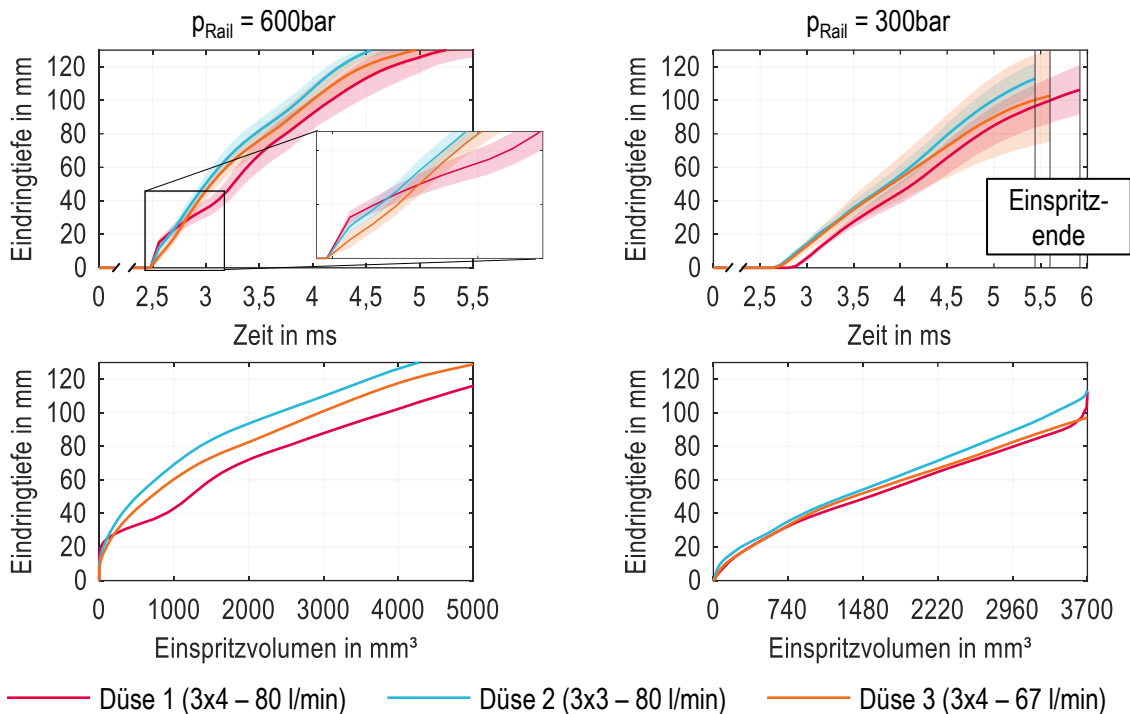


Abbildung 5.30: Eindringtiefen der Düsen 1, 2 und 3 für einen Einspritzdruck von 600 bar und 300 bar für jeweils eine ähnliche Einspritzmenge, Fluid: Diesel

Der wellenförmige Verlauf der Strahleindringtiefe von Düse 1 bei 600 bar Betriebsdruck ist bereits in Kapitel 5.2.2 erläutert und auf die Einströmung der Einspritzlöcher zurückgeführt worden. Für die Düsen 2 und 3 ist der wellenförmige Verlauf ebenfalls vorhanden, jedoch abgeschwächt. Demnach führen die unterschiedlichen Geometrien zu unterschiedlichen Düseninnenströmungen während der ballistischen Nadelöffnungsphase. Aufgrund der geringeren Spritzlochzahl der Düse 2 sind die Düsenlöcher anders im Sackloch orientiert im Vergleich zur Referenzdüse. Die Lochanzahl in Kombination mit deren Orientierung im Sackloch führen zu einer geänderten Strömungsführung. Die Spritzlöcher der Düse 3 sind im Vergleich zur Referenzdüse identisch positioniert, allerdings wird hier der Sacklochdruck durch den geringeren Strömungsquerschnitt an den Locheintritten schneller aufgebaut. Die Einströmung der Löcher unterscheidet sich erneut von der Referenzdüse. Somit sind die Unterschiede in der Eindringtiefe bis 2,75 ms nach Bestromungsbeginn durch die Düseninnenströmung zu erklären. Diese Aussagen werden durch die Untersuchungen von Busch [25] bestätigt. Die längere Eindringtiefe für den düsenferneren Bereich der Düse 2 und der Düse 3 im Vergleich zur Referenzdüse für die 600 bar Untersuchungen lassen sich ebenfalls über die Druck- und Geschwindigkeitsbedingungen der Düseninnenströmung erklären. Sowohl der Sacklochdruck als auch die Austrittsgeschwindigkeit sind für die Vergleichsdüsen höher als die Werte für die Referenzdüse (Tabelle 5.12). Der Druckabfall zwischen dem Bereich vor dem Nadelsitz und dem Sackloch ist demnach für Düsen mit einer kleineren Querschnittsfläche über alle Spritzlocheinläufe geringer. Das bedeutet, dass der Drossel-effekt am Nadelsitz reduziert und in die Spritzlöcher verlagert wird. Da die Eindringtiefe für einen definierten Zeitpunkt für die 300 bar Untersuchungen von Beginn an für die Düse 2 am höchsten und die Düse 1 am geringsten ist, wird auch hier angenommen, dass die Düsengeometrie bei geringerem Einspritzdruck einen maßgeblichen Einfluss auf die initiale Strömungsbildung hat.

Beim Vergleich der beiden Düsen mit gleichem hydraulischen Durchfluss ergibt sich aufgrund der geringfügig unterschiedlichen Querschnittsfläche der Spritzlöcher ein höherer Sacklochdruck für die Düse 2. Bei der Betrachtung der Querschnittsflächen ist zu beachten, dass diese unter der Annahme einer idealen Kreisfläche berechnet sind. Die Realität kann aufgrund von Fertigungstoleranzen abweichen. Die längere Eindringtiefe der Strahlen von Düse 2 für das gleiche Kraftstoffvolumen im Vergleich zur Referenzdüse resultiert demnach aufgrund eines höheren Sacklochdrucks und eine damit verbundene höhere Strömungsgeschwindigkeit am Düsenlochaustritt. Düse 2 hat aufgrund der geringeren Lochanzahl einen weiteren Vorteil. Die Reibungsverluste an den Spritzlochwänden werden durch die reduzierte Anzahl an Spritzlöchern ebenfalls verringert. Somit kann gesagt werden, dass eine Düse mit weniger, aber größeren Löchern für den gleichen hydraulischen Durchfluss aus Sicht der Strömungsmechanik effizienter ist und einen höheren Durchflusskoeffizienten aufweist.

Der Vergleich von Düse 1 und Düse 3 zeigt ähnliche Ergebnisse wie die Betrachtung von Düse 2 und Düse 1. Aufgrund des geringeren Lochdurchmessers wird der Strömungsquerschnitt in die Spritzlöcher reduziert. Ein höherer Sacklochdruck und geringere Reibungsverluste an den Spritzlochwänden folgen. Das wiederum führt zu einer längeren Eindringtiefe für das gleiche Kraftstoffvolumen aufgrund von höheren Strömungsgeschwindigkeiten für Düse 3. Es wird angenommen, dass die höheren Druckniveaus in der Düse und die geringeren Reibungsverluste in den Spritzlöchern zu einem höheren Durchflusskoeffizienten führen. Geringere Druckverluste und ein höherer Einspritzimpuls sind die Folgen. Diese Effekte kompensieren somit den geringeren hydraulischen Durchfluss und erklären den späteren Beginn der Schließflanke für Düse 3 bei gleicher Bestromungsdauer (Kapitel 5.1.4).

Als letztes werden die Ergebnisse von Düse 2 mit den Ergebnisse von Düse 3 verglichen. Der Sacklochdruck ist für die Düse 3 aufgrund des geringeren Lochdurchmessers und der damit kleineren Spritzlochfläche höher. Die Strömungsgeschwindigkeiten sind jedoch gleich. Die Düse 2 hat im Vergleich zur Düse 3 nur neun Düsenlöcher mit reduzierter Fläche an den Spritzlochwänden und deswegen weniger Reibungsverluste. Die Einspritzmenge für die gleiche Eindringtiefe ist für den ballistischen Öffnungsbereich der Nadeln ähnlich hoch, im weiteren Verlauf jedoch höher für die Düse 2. Diese Ergebnisse sind unabhängig vom Einspritzdruck und führen zu der Aussage, dass eine Düse mit geringerem hydraulischen Durchfluss durch geringere Spritzlochdurchmesser im ballistischen Öffnungsbereich aus Sicht der Strömungsmechanik effizienter ist als eine Düse mit hohem hydraulischen Durchfluss und größeren Spritzlöchern. Ursache hierfür sind die geringeren Druckverluste. Allerdings überlagern im weiteren Verlauf die Drosseleffekte und die Reibungsverluste an den Spritzlochwänden in den kleineren Spritzlöchern diesen Vorteil. Somit ist bei vollständig ausgeprägter Düseninnenströmung für die gleiche Eindringtiefe eine höhere Kraftstoffmenge für die Düse 3 erforderlich. Diese Effekte gelten jedoch nur für den höheren Einspritzdruck. Bei einer Reduktion des Raildrucks führt auch im ballistischen Öffnungsbereich ein größerer Lochdurchmesser zu einer höheren Eindringtiefe für die gleiche Kraftstoffmenge.

5.2.6. Kurzfassung der Düseninnenströmung und des Flüssigstrahlbilds des Methanolpfads

Die Basisanalyse der Düseninnenströmung zeigt eine höhere Strömungsgeschwindigkeit und eine reduzierte Wirbelintensität im inneren Spritzloch. Ursache ist die Spritzlochorientierung. Die wirbeldominierte Strömung führt neben der bekannten Filmkavitation an den Einlaufkanten der Spritzlöcher und der oberen Spritzlochwand zu einem zweiten Kavitationsgebiet, der Wirbelkavitation in den Wirbelzentren. Die beiden Dampfbereiche interagieren miteinander und stellen ein erhöhtes Risiko für die Kavitationsbildung dar. Das Strahlbild des Methanolpfads zeigt längere Eindringtiefen und kleinere Kegelwinkel für die jeweils inneren Strahlen einer Strahlgruppe pro Nadel. Dieser Effekt basiert auf der unterschiedlichen Einströmung der Spritzlöcher und den freien Bereichen zwischen den jeweils äußeren Strahlen pro Nadel.

Ein höherer Einspritzdruck führt zu geringeren Shot-to-shot Abweichungen und einer höheren Strahlspitzengeschwindigkeit. Die Strahlen werden für den gleichen Zeitschritt weiter eingespritzt. Der Einfluss auf den Kegelwinkel ist im Gegensatz dazu geringer. Lediglich für einen Einspritzdruck von 300 bar resultiert ein größerer Strahlkegelwinkel. Die, dem Kegelwinkel zugrundeliegenden Einflussfaktoren werden in der Literatur kontrovers diskutiert. In den vorliegenden Untersuchungen kann der größere Kegelwinkel für die 300 bar Betriebspunkte auf die Haftbedingungen in den Grenzschichten der Spritzlochströmung und die folgende Relaxation des Geschwindigkeitsprofils zurückgeführt werden. Zusätzlich vergrößern sich die Dampfblasengebiete mit linear zunehmendem Einspritzdruck überproportional. Die Gefahr des Komponentenverschleiß wird damit erhöht.

Der Vergleich des Strahlbilds von Ethanol und Diesel zeigt nur geringfügige Unterschiede. Die Ethanolstrahlen werden aufgrund der geringeren Dichte weiter in die Druckkammer eingespritzt. Bei 300 bar Einspritzdruck ist die Differenz in den Eindringtiefen höher, jedoch kann dies auf ein asymmetrisches Bild der Strahlgruppen pro Nadel zurückgeführt werden. Die 3D-CFD Simulationen mit statischer Nadel und maximalem Nadelhub bei einem Einspritzdruck von 600 bar zeigen weiter eine höhere Strömungsgeschwindigkeit am Düsenlochaustritt für Methanol im Vergleich zu Diesel und bestätigen somit den Dichteinfluss. Die Unterschiede im Kegelwinkel sind für die 600 bar Untersuchungen vernachlässigbar. Allerdings zeigt sich für einen geringeren Einspritzdruck ein höherer Kegelwinkel für die Dieselstrahlen im Vergleich zu den Ethanolstrahlen. Dieser Effekt ist in dem niedrigeren Dampfdruck von Diesel begründet und über die daraus folgenden kleineren Dampfblasengebiete am Spritzlocheintritt zu erklären. Die Spritzlochströmung legt sich früher wieder an die Spritzlochwand an, wird dadurch signifikanter verlangsamt und die Instabilitäten im Freistrahler werden erhöht.

Die Studien zu verschiedenen Düsengeometrien zeigen neben dem Einfluss des geometrischen Verhältnisses aus Spritzlochlänge zu Spritzlochdurchmesser auf den Kegelwinkel einen Einfluss des Sacklochdrucks. Für Düsen mit dem gleichen hydraulischen Durchfluss resultiert, dass eine Düse mit geringerer Lochanzahl, aber größerem Lochdurchmesser aufgrund der Druck- und Geschwindigkeitsbedingungen der Düseninnenströmung aus Sicht der Strömungsmechanik effizienter ist. Damit ist gemeint, dass für die gleiche Eindringtiefe weniger Kraftstoff erforderlich ist. Für Düsengeometrien mit der gleichen Lochanzahl, aber unterschiedlichem hydraulischen Durchfluss führt die Geometrie mit kleinerem Lochdurchmesser aufgrund von geringeren hydraulischen Strömungsverlusten zu gleichmäßigeren Strömungs- und Spraybedingungen. Für den Vergleich von Düsen mit unterschiedlicher Lochanzahl und unterschiedlichem hydraulischen Durchfluss ist die Geometrie mit geringerem Durchfluss aufgrund des geringeren Dampfanteils in der Düse zu bevorzugen.

Anmerkung: Die in Kapitel 5.2 dargestellten Ergebnisse sind teilweise bereits in Rektorik et al. [107] veröffentlicht worden.

5.3. Diffusives Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahren

Die Untersuchungen des diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahrens sind an einem 32/44-Einzylinderforschungsmotor der MAN Energy Solutions SE in Zusammenarbeit mit der WTZ Roßlau gGmbH durchgeführt worden. Das Ziel der Versuche ist die Anwendbarkeit von Methanol als Kraftstoff für das dieselmotorische Brennverfahren für mittelschnelllaufende Großmotoren zu analysieren. Die Bewertung erfolgt über Brennverfahrensparameter wie die Umsatzpunkte, den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen. Zu den Variationsparametern zählen

- der energetische Anteil an Methanol,
- die Düsengeometrie,
- das Einspritztiming von Pilotdiesel und Methanol,
- der 50 % Umsatzpunkt,
- der Ladedruck,
- die Ladelufttemperatur und
- der Methanoleinspritzdruck.

Unterstützend zu den Ergebnisgrößen, den Druck- und Heizverläufen aus den Motorversuchen werden die Ergebnisse der optischen Untersuchungen des Flüssigsprays und der Methanolverbrennung vorgestellt und diskutiert.

Das Einspritztiming vom Pilotdiesel zu Methanol wird nachfolgend als Sol Offset (engl.: Start of Injection) bezeichnet. In Abbildung 5.31 ist die Nomenklatur schematisch aufgeführt. Ist der Sol Offset kleiner null, wird zuerst Diesel eingespritzt und anschließend Methanol. Bei einem Sol Offset größer null erfolgt die Einspritzreihenfolge entsprechend andersherum. Ist der Sol Offset gleich null werden beide Kraftstoff gleichzeitig eingespritzt.

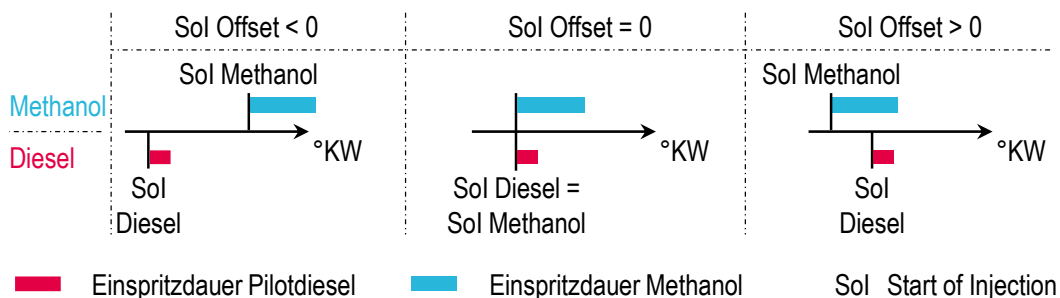


Abbildung 5.31: Schema zur Erläuterung des Sol Offsets (engl.: Start of Injection)

5.3.1. Variation des energetischen Methanolanteils

Der energetische Kraftstoffanteil entspricht der bereitgestellten Energiemenge durch den Diesel und das Methanol. Die Substitution des Diesels durch das Methanol und die Auswirkungen auf die Verbrennung und die Emissionen werden nachfolgend bewertet. Die Untersuchungen sind für 320 kW, 480 kW und 544 kW durchgeführt worden. Der Teillastbetrieb für Lasten kleiner 50 % der Nennlast (< 320 kW) ist aufgrund des begrenzten Injektorbetriebsbereichs für kleine Kraftstoffvolumina nicht möglich gewesen. Die Nennlast von 640 kW ist wegen zu hoher Spitzendrücke in dem untersuchten Motorsetup ebenfalls nicht darzustellen. Die Methanolzumischrate ist von minimal bis maximal möglich variiert worden. Die untere Grenze ist durch die Kleinstmengenfähigkeit des Injektors und die obere Grenze durch die Verbrennung definiert. Zusätzlich wird für die Versuchspunkte bei 480 kW ein reiner Dieselbetriebspunkt zum Vergleich herangezogen. Die Untersuchungen sind mit der Düse 4 durchgeführt worden. Aufgrund von zeitgleichem Betrieb mehrerer Prüfstände (hydraulischer Druckanstiegsanalysator, optische Einspritzkammer) ist diese Variation nicht mit der Refe-

renzdüse erfolgt. Bis auf den Höhenwinkel sind die Geometriedaten der beiden Düsen identisch. Die Methanoleinspritzlöcher der Düse 4 sind mit einem spitzeren Höhenwinkel ausgelegt. Bei gleichbleibendem Höhenwinkel der Dieseleinspritzlöcher spritzen die Methanolstrahlen der Düse 4 in Richtung der Dieselstrahlen (Abbildung 4.3). Eine höhere Interaktion zwischen dem Pilotdiesel und dem Methanol ist damit zu erwarten.

In Tabelle 5.13 sind die Einspritzdrücke für den jeweiligen Betriebsmodus aufgeführt. Der Dieseleinspritzdruck unterscheidet sich für den reinen Diesel- und Methanol-Dual-Fuel (DF)-Betrieb. Da es sich bei dem Injektor um einen Prototypen handelt, gibt es aufgrund von Materialfestigkeiten und geometrischen Ausführungen Restriktionen bezüglich des maximal erlaubten Dieseleinspritzdrucks im jeweiligen Betriebsmodus. Auf der Methanolseite wird der nominelle Auslegungsdruck erreicht.

Tabelle 5.13: Einspritzdrücke zur Variation des energetischen Methanolanteils gefahren mit der Düse 4 (3x4 – 80 l/min – Höhenwinkel Methanoleinspritzlöcher < Höhenwinkel Dieseleinspritzlöcher)

	$p_{Rail\ MeOH}$ in bar	$p_{Rail\ Diesel}$ in bar
Dieseltbetrieb	-	1400
MeOH-DF-Betrieb	600	1000

In Abbildung 5.32 sind die normierten Heiz- und Summenheizverläufe sowie die Einspritzdauern für die untersuchten Lasten mit unterschiedlichem Methanolanteil dargestellt. Die farbigen Einspritzdauern entsprechen der Methanoleinspritzung, die farbigen, schwarz hinterlegten Balken sind die dazugehörigen Pilotdieseleinspritzungen. Der Sol Offset für die jeweiligen Methanol-DF Lastpunkte ist so gewählt, dass der Pilotdiesel vor dem Methanol eingespritzt wird. Die Einspritzbeginne sind für alle Methanol-DF Betriebspunkte lastabhängig gleich. Aussagen über den Einfluss des Methanolanteils auf den Verbrennungsschwerpunkt sind damit möglich. Alle Versuchspunkte sind für die jeweilige Last lambda-neutral betrieben worden.

Für eine Last von 320 kW ist die minimale energetische Methanolzumischrate bereits auf einem hohen Niveau und auf den Injektor und dessen Betriebsverhalten bei kurzen Bestromungsdauern zurückzuführen. Für eine Last von 320 kW liegt der minimale energetische Anteil von Methanol für einen Einspritzdruck von 600 bar bei knapp 90 %. Sollen geringere Methanolvolumen eingespritzt werden, ist eine Reduktion des Einspritzdrucks erforderlich. Diese ist jedoch limitiert. Wird der Einspritzdruck zu stark gesenkt, ist mit einem asymmetrischen Strahlbild und einer verschlechterten Gemischbildung durch eine ungleichmäßige Kraftstoffausbreitung im Brennraum zu rechnen (vgl. Kapitel 5.2.3). Der Betriebsbereich hinsichtlich kleinerer Methanolvolumen, die insbesondere für die Teillast (Lasten < 50 % der Nennlast (< 320 kW)) erforderlich sind, ist daher stark begrenzt.

Für den Betrieb mit 480 kW und 544 kW ist mit steigendem Methanolanteil zunächst eine Zunahme in der maximalen Energiefreisetzungsrate zu erkennen. Zusätzlich wird der Ausbrand beschleunigt. Beide Effekte werden mit einem energetischen Methanolanteil $\geq 80\%$ abgeschwächt. Der erste Anstieg in der Energiefreisetzungsrate ist über den zusätzlich verfügbaren Sauerstoff, der im Methanol gebunden ist, zu erklären. Das lokale Verbrennungsluftverhältnis in den Flammen wird positiv beeinflusst. Es ist lokal mehr Sauerstoff verfügbar, wodurch die Brenngeschwindigkeit erhöht wird. Aufgrund des geringen Heizwerts von Methanol im Vergleich zu Diesel steigt auch die eingebrachte Gesamtkraftstoffmenge. Der Einspritzimpuls dauert länger an, wodurch das Air-Entrainment in die Kraftstoffstrahlen und das Turbulenzniveau erhöht werden. Mit zunehmendem Methanolanteil nimmt das Maximum des Heizverlaufs wieder ab und die Länge des Ausbrands zu. Als Ursache ist hier die lange Einspritzdauer und der damit verbundene geringere Energieeintrag über die Zeit zu nennen. Die Verbrennung wird verlangsamt und die maximale Energiefreisetzung reduziert. Diese Effekte sind vor allem für die hohen Lasten aufgrund der hohen erforderlichen Kraftstoffmengen vorhanden. Für die 320 kW

Lastpunkte sind die Effekte nicht zu erkennen, da der minimale Methanolanteil bereits bei knapp 90 % liegt. Ähnliche Ergebnisse zeigen die Studien von Pélerin [108], in denen sauerstoffhaltiges Oxymethylenether und Dimethylether als synthetischer Kraftstoff untersucht wird.

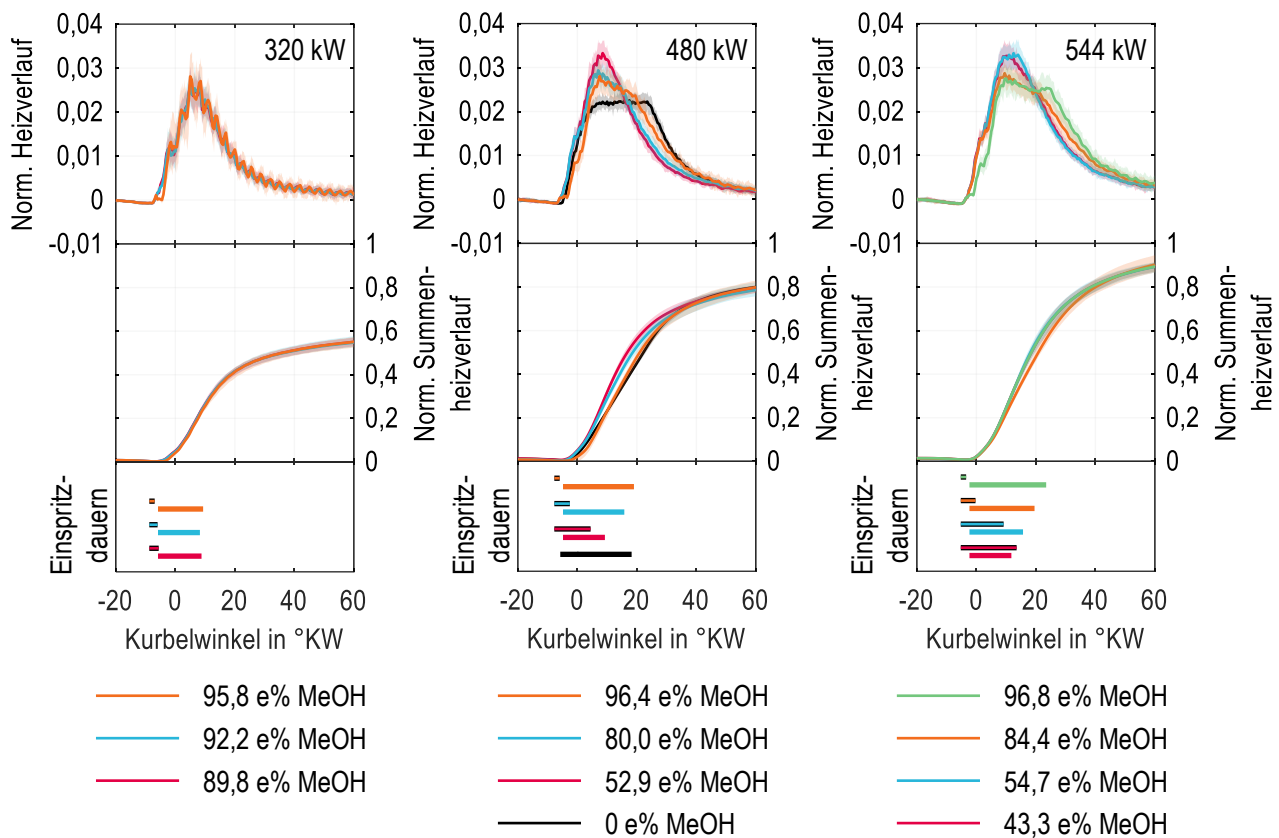


Abbildung 5.32: Normierte Heiz- und Summenheizverläufe sowie Einspritzdauern für verschiedene, energetische Methanolzumischraten für 320 kW, 480 kW und 544 kW, gefahren mit der Düse 4 (3x4 – 80 l/min – Höhenwinkel Methanoleinspritzlöcher < Höhenwinkel Dieseleinspritzlöcher)

In Abbildung 5.33 ist der Einfluss des Methanolanteils auf den Zündverzug anhand des 10 % Umsatzpunktes zu erkennen. Des Weiteren sind die Brenndauern zwischen 10 % und 50 %, 50 % und 90 % sowie zwischen 10 % und 90 % des Energieumsatzes dargestellt. Bei gleichem Einspritzbeginn wandert der 10 % Umsatzpunkt mit höherem Methanolanteil Richtung spät. Die Gründe sind die stärkeren Kühlungseffekte durch die hohe Verdampfungsenthalpie und die gleichzeitige hohe Selbstzündtemperatur von Methanol (siehe Kapitel 3.7). Des Weiteren verlängert sich die Gesamtbrenndauer mit zunehmender Methanolzumischung. Im Vergleich zum Dieseltreibspunkt hat ein energetischer Methanolanteil bis 80 % keinen nennenswerten Einfluss auf den Zündverzug. Allerdings wird die gesamte Brenndauer verkürzt. Der zusätzlich im Methanol gebundene Sauerstoff ist als Ursache zu nennen. Allerdings werden diese positiven Effekte durch den geringen Heizwert von Methanol und der damit hohen erforderlichen Kraftstoffmenge bei energetischen Methanolanteilen größer 80 % überkompensiert. Durch Betrachtung der Brenndauern zwischen den einzelnen Umsatzpunkten ist zu erkennen, dass die verlängerte Brenndauer auf dem verlängerten Ausbrand basiert, wohingegen die erste Phase der Verbrennung, in der die Gemischbildung und Zündung stattfindet, beschleunigt wird. Die Abnahme des Wirkungsgrades ist damit durch den verlängerten Ausbrand zu erklären. Eine deutliche Zunahme in der Abgastemperatur ist allerdings nicht zu erkennen, was in einem verringertem Gesamttemperaturniveau bei hohem Methanolanteil begründet ist. Aufgrund

der kürzeren oder vergleichbaren Brenndauer für die 480 kW Betriebspunkte mit einer energetischen Methanolzumischrate von bis zu 80 % steigt der maximale Zylinderdruck im Vergleich zum reinen Dieselpunkt bis an den maximal erlaubten Druck an. Als Ursache für den hohen Zylinderdruck ist die große Kraftstoffmenge in Kombination mit der hohen Luftmenge zu nennen. Die Studien von Saccullo et al. [109] zeigen dasselbe Ergebnis. Mit zunehmender Methanolzumischung sinkt das Druckniveau allerdings unter den maximalen Druck des Dieselpunkts, da die Verbrennung langsamer abläuft. Die hohen Zylinderdrücke für die 480 kW und 544 kW Betriebspunkte sind mit Blick auf die Variationsfreiheit limitierend. Maßnahmen zur Reduktion des maximalen Zylinderdrucks, wie Miller-Steuerzeiten oder ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis gelten als Lösungsoptionen.

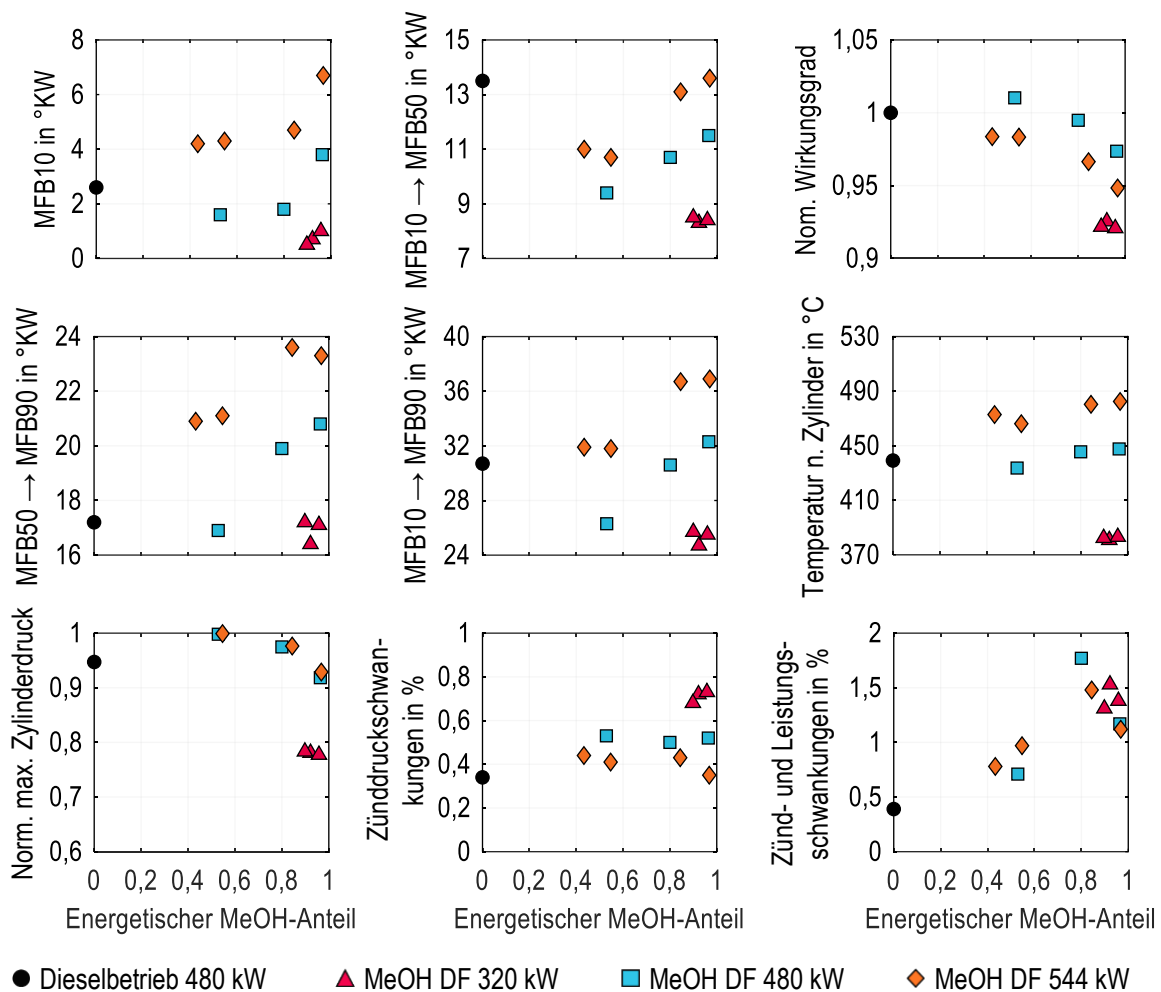


Abbildung 5.33: Umsatzpunkte (MFB, engl.: Mass Fraction Burned) und Brenndauern, normierter Wirkungsgrad, Temperatur nach Zylinder, maximaler Zylinderdruck und Indizes zur Bewertung der Verbrennungsstabilität über den energetischen Methanolanteil für verschiedene Lasten, 600 bar Methanoleinspritzdruck und 1000 bar Pilotdieseleinspritzdruck

Für die 320 kW Betriebspunkte ist ausschließlich der Einfluss der höheren Methanolzumischung auf den Zündverzögerung eindeutig zu erkennen. Alle anderen Größen bleiben unabhängig des energetischen Anteils auf einem Niveau. Dies ist durch die geringen Bestromungsdauern des Injektors zu erklären. Für die Mittellastpunkte ist der Unterschied in den Ansteuerdauern so gering, dass sich der Betrieb auf den ballistischen Bereich der Kennlinie beschränkt. Hohe Shot-to-shot Abweichungen sind zu berücksichtigen. Des Weiteren werden durch den Betrieb im ballistischen Bereich die Methanolnadeln nicht vollständig geöffnet. In Abhängigkeit der, im Injektor vorherrschenden Druckverhältnisse stellen sich unterschiedliche Sacklochdrücke und weiter unterschiedliche Einspritzimpulse ein. Das Ende der Einspritzung und der

folgenden Gemischbildung variiert daher ebenfalls. Zusätzlich unterscheiden sich die eingebrachten Methanolmengen nicht signifikant zwischen einer energetischen Zumischung von 90 % und 96 %. Aus den genannten Gründen sind die Unterschiede für die 320 kW Lastpunkte gering. Für alle untersuchten Versuchspunkte sind die Indizes zur Bewertung der Schwankung des Zünddrucks und der Leistungsabgabe auf einem niedrigen Niveau. Damit ist eine stabile Verbrennung des Methanols erreicht worden.

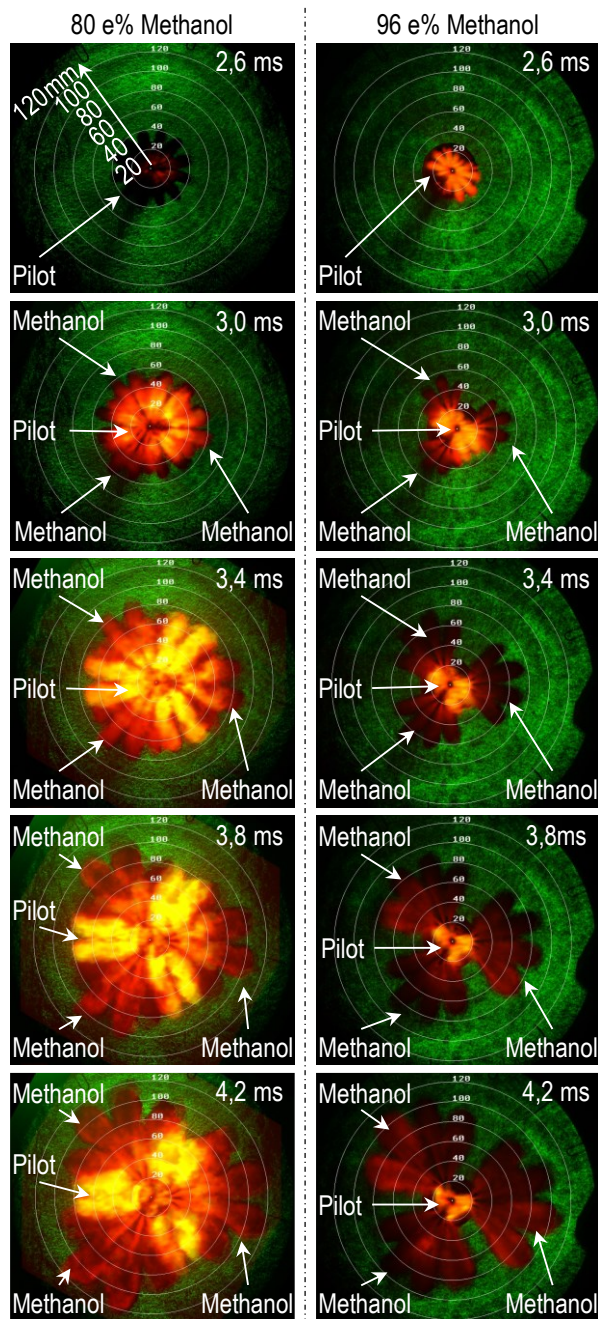


Abbildung 5.34: Verbrennungsaufnahmen für Methanolzumischraten von 80 e% und 96 e% für eine Last von 320 kW, gemessen mit der Düse 4, 600 bar Methanol- und 1000 bar Deseleinspritzdruck an der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer der FVTR GmbH

Die Methanolverbrennung mit unterschiedlichen Zumischraten ist zusätzlich an der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer der FVTR GmbH untersucht worden. Die Versuche sind ebenfalls mit der Düse 4 (3x4 – 80 l/min – Höhenwinkel Methanoleinspritzlöcher < Höhenwinkel Deseleinspritzlöcher) erfolgt. Bei der Analyse der Bilder ist zu beachten, dass der Steuer-, Sperröl- und Methanoldruck identisch sind. Der hydraulische Aufbau des Injektors an den Methanolnadeln in Kombination mit dem Aufbau der Druckerzeugung und weiter durch die Betriebsart mit Einzeleinspritzungen hat es nicht erlaubt einen Überdruck von Steuer- und Sperröl gegenüber dem Methanol einzustellen. Über die Nadelführung und den zunächst vorherrschenden Überdruck der Hilfsmedienkreisläufe tritt das Steueröl in den Nadelraum und damit in das Methanol über. Da das Steueröl im Betrieb Diesel ist, der eine höhere Dichte aufweist, gelangt bei einem Einspritzvorgang stets zuerst Steueröl in das Messvolumen. Die Aufnahmen werden dadurch verfälscht und der Messbetrieb erschwert. Da der Steueröldruck lediglich einen Einfluss auf die Nadelgeschwindigkeit, jedoch nicht auf die Verdunstung oder Verbrennung hat, ist diese Vorgehensweise möglich. Der Kammerdruck und die -temperatur sind maximal zulässig gewählt, um die Verdunstung, Zündung und Verbrennung von Methanol bestmöglich abzubilden.

Es werden zwei 320 kW Betriebspunkte mit einer energetischen Methanolzumischrate von 80 % und 96 % verglichen. Für den Betrieb an der Einspritzkammer sinkt der minimal mögliche Methanolanteil von 90 e% auf 80 e% im Vergleich zum Motorbetrieb. Die unterschiedlichen Randbedingungen durch den dynamischen Betrieb am Motor und die Einzeleinspritzungen an der Einspritzkammer stellen mögliche Ursachen dar..

In Abbildung 5.34 sind die Aufnahmen der genannten Punkte gegenübergestellt. Die Bilder sind mit Eindringtiefenkreisen überlagert. Zunächst ist das asymmetrische Strahlbild des Pilotdiesels für den Betriebspunkt mit einem energetischen Methanolanteil von 96 % hervorzuheben. Dies basiert auf der kurzen Bestromungsdauer von 0,4 ms. Die Dieselseite wird hier auch im ballistischen Bereich betrieben. Die Dieselnadel erreicht nicht den maximalen Nadelhub. Der Sacklochdruck und die Sacklochströmung können nicht vollständig ausgebildet werden. Es resultiert ein asymmetrisches Strahlbild. Die kleine Pilotdieselmenge entzündet sich unmittelbar nach der Einspritzung. Das entstehende Rußleuchten strahlt das flüssige Methanol an. Die Methanolstrahlen überholen aufgrund der großen Menge und des größeren Einspritzimpulses das Dieselstrahlbild, reißen die Dieselflammen mit und saugen diese ein. Die Methanolstrahlen werden durch die asymmetrische Einspritzung des Pilotdiesels ebenfalls ungleichmäßig entflammt. Die jeweils äußeren Strahlen leuchten heller, da hier der Pilotdiesel stärker mitgerissen wird. Neben der asymmetrischen Einspritzung des Pilotdiesels ist ein höheres Air-Entrainment in die äußeren Strahlen aufgrund der Lücken zwischen den Strahlgruppen zu erwarten, was zusätzlich zu einer verbesserten Entflammung in den äußeren Strahlen führt. Dies ist bei den Aufnahmen mit höherer Pilotdieselmenge zu erkennen. In den Lücken der Methanolstrahlen ist genug Sauerstoff vorhanden, dass sich ein ausgeprägtes Diesel-Luft-Gemisch bilden kann, welches anschließend verbrennt und viel Rußleuchten erzeugt. Die symmetrische Dieseleinspritzung in der linken Bildabfolge von Abbildung 5.34 in Kombination mit der höheren Dieselmenge führen zu einer schnelleren Verbrennung des Kraftstoffs im Vergleich zu geringen Diesel- und hohen Methanolanteilen. Das ist in der längeren Eindringtiefe der Methanolstrahlen zu erkennen. Zusätzlich ist für den Betriebspunkt mit 96 e% Methanol im Vergleich zum Diesel eine andere Flammenform zu erkennen. Das Methanol brennt hauptsächlich im Strahlkern, was durch die hell leuchtende Strahlmitte zu sehen ist und dem mitgerissenen Diesel entspricht. Die Strahlrandbereiche bleiben dunkler. Es ist anzumerken, dass die reine Methanolverbrennung kein Eigenleuchten besitzt. Bis zum letzten dargestellten Bild der rechten Bildabfolge ist an der Düse ein helles Leuchten zu erkennen. Dies entspricht dem Nachtropfen des Piloten. Da hier kein nennenswerter Einspritzimpuls mehr vorhanden ist, findet die Verbrennung nahe der Düse statt. In den Studien von Kaario et al. [110] wird die Methanolentflammung und -verbrennung eines unter Hochdruck eingespritzten Strahles mittels einer Large Eddy Simulation untersucht. Hier wird eine zweistufige Niedertemperaturentflammung des Methanols detektiert. Das Methanol entflammt in den mageren Strahlrandbereichen. Die weitere Verbrennung wird in die fetteren Bereiche im Strahlkern fortgesetzt. Ähnliches ist in Abbildung 5.34 für den Versuchspunkt mit 96 e% Methanol zu erkennen, wobei das Methanol die Dieselflammen mitreißt und in der sauerstoffreichen, aber fetten Strahlmitte weiter entflammt.

In Abbildung 5.35 sind normierte Rohemissionen für verschiedene Methanolzumischraten dargestellt. Bis auf die Methanolrohmissionen sind die Werte auf den 480 kW Diesellastpunkt normiert. Die Normierung der Methanolrohmissionen erfolgt auf den höchsten Wert, der während der gesamten Versuche am Einzylinderforschungsmotor gemessen worden ist. Für die 480 kW Methanol-DF Betriebspunkte ist ein Anstieg in den CO-Emissionen im Vergleich zum Diesellastpunkt zu erkennen. Allerdings bleiben die CO-Emissionen unabhängig von der Methanolzumischrate auf einem Niveau. Als Grund für den CO-Anstieg ist das geringere Temperaturniveau während der Expansion in Kombination mit der Methanolverdunstung zu nennen. Die CO-Oxidation ist stark temperaturabhängig und wird bei sinkender Temperatur gehemmt. Dies hat zur Folge, dass weniger CO₂ ausgestoßen wird. Allerdings kann davon ausgegangen werden, dass bei vollständiger Verbrennung von Methanol der Kohlenstoffdioxidausstoß aufgrund der hohen erforderlichen Methanolmengen auf einem ähnlichen Niveau bleibt wie bei einem reinen Diesellastpunkt [5]. Die Stickoxidemissionen nehmen mit steigendem Methanolanteil deutlich ab. Für die höheren Lasten wird bei geringerer Methanolzumischung trotz der verkürzten Brenndauern und dem damit höheren Spitzendruck, was durch die schnelle Verbrennung auf hohe Temperaturen schließen lässt, der Stickoxidausstoß reduziert. Die hohe Verdampfungsenthalpie des Methanols muss das Temperaturniveau deutlich senken und ist daher als Ursache anzunehmen. Für einen Diesellastpunkt ist als Hauptbildungsmechanismus die thermische NO_x-Bildung verantwortlich. Um diese Reaktionen zu starten, sind Temperaturen höher 2000 K erforderlich (vgl. Kapitel 3.4.1). Da allerdings auch für die Betriebspunkte mit kürzerer Brenndauer die

NO_x-Emissionen geringer sind im Vergleich zum Dieselbetriebspunkt, muss das Temperaturniveau insgesamt niedriger sein. Je höher der Methanolanteil, desto weiter kann die Temperatur gesenkt werden. Die thermische NO_x-Bildung wird vermehrt abgeschwächt und die Prompt-NO Bildung tritt in den Vordergrund. Für das Prompt-NO sind lediglich Temperaturen von 1000 K erforderlich (vgl. Kapitel 3.4.1). Die NO-Bildung über Lachgas, die ebenfalls bei geringeren Temperaturen abläuft, kann ausgeschlossen werden, da bei der Methanolveroxidation kein Lachgas entsteht (vgl. Kapitel 3.7.2).

Mit zunehmender Methanolzumischung nehmen die HC-Emissionen ab. Es gibt verschiedene Ursachen für die Reduktion der HC-Emissionen im Vergleich zum Dieselbetriebspunkt. Die stabilen Kohlenstoff-Wasserstoffverbindungen des Dieselkraftstoffs werden durch den geringeren energetischen Dieselanteil reduziert. Die dennoch auftretenden HC-Emissionen basieren auf dem Entleeren und Ausdampfen des Methanols aus den drei Methanolsacklöchern am Ende der Einspritzung. Mit steigender Bestromungsdauer des Injektors kann sich der Druck im Sackloch weiter aufbauen. Der Impuls steigt an und bleibt bis zum Ende der Einspritzung höher im Vergleich zu geringeren Einspritzdauern. Dieser Effekt begründet die Reduktion der HC-Emissionen bei steigender Methanolzumischung. Lediglich für die 320 kW Betriebspunkte steigen die HC-Emissionen mit höherem Methanolanteil an. Aufgrund des Injektorbetriebs im ballistischen Bereich wird der maximal mögliche Einspritzimpuls nicht erreicht. In Kombination mit den, im Injektor vorherrschenden Druckverhältnissen und den Shot-to-shot Abweichungen variiert der Sacklochdruck und der Einspritzimpuls. Das Sacklochentleeren wird dadurch erschwert. Die Tropfen werden lediglich teiloxidiert und als unverbrannte Kohlenwasserstoffe ausgeschoben. Dies bestätigen die geringeren Methanolemissionen bei ansteigendem Methanolanteil für die Mittellastpunkte. Durch die gleichzeitige Reduktion der Stickoxid- und HC-Emissionen ist für den Methanol-Dual-Fuel-Betrieb der Trade-Off zwischen den unverbrannten Kohlenwasserstoffen und den Stickoxiden nicht vorhanden.

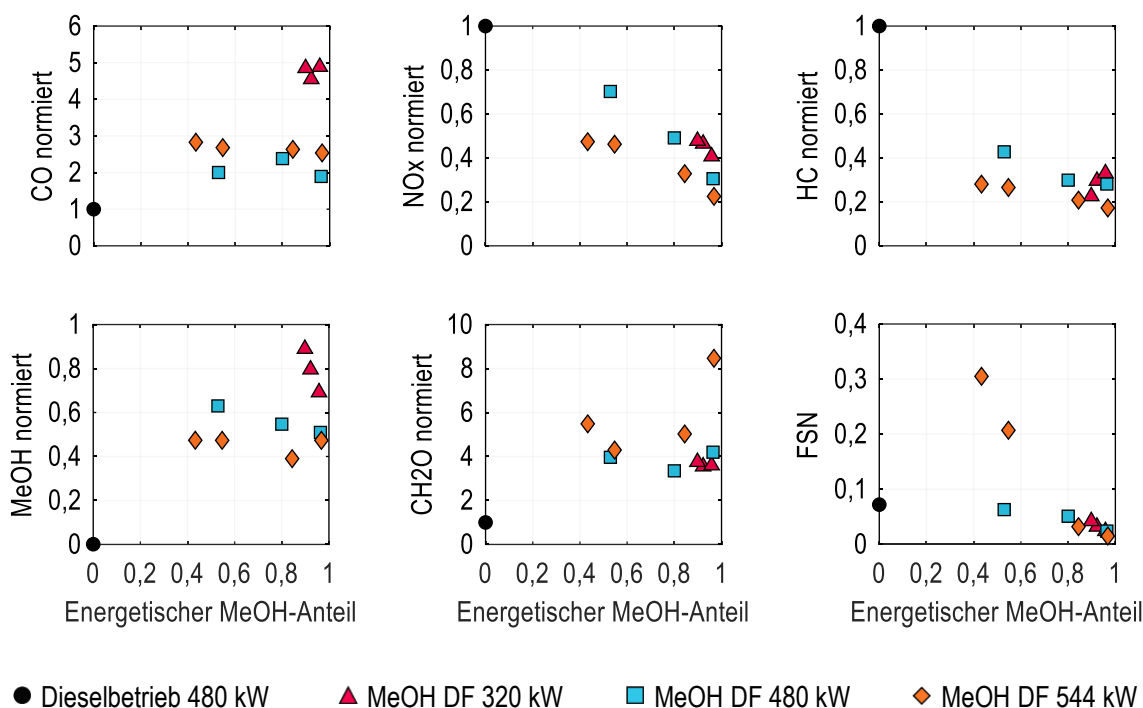


Abbildung 5.35: Normierte Rohemissionen: CO, NO_x, HC, MeOH, CH₂O und FSN für verschiedene MeOH-Anteile und unterschiedliche Lasten

Neben den bekannten Emissionen der Dieselerverbrennung sind zwei weitere Schadstoffe zu nennen. Zum einen unverbranntes Methanol und zum anderen eine nennenswerte Konzentration an Formaldehyd. Letzteres entsteht als Zwischenprodukt während der Methanolveroxidation. Somit sind bei steigendem Methanolausstoß sinkende Formaldehydemissionen zu erwarten. Dies zeigt sich weitestgehend in Abbildung 5.35, wobei sich die Formaldehydkonzentration nur

minimal verändert. Als einzige Ausnahme ist der 85 % Lastpunkt mit höchsten Methanolanteil zu nennen. Aufgrund der hohen Methanoldmenge wird das Temperaturniveau gesenkt, die Länge des Ausbrands vergrößert und die erforderlichen Temperaturen zur Methanoloxidation nicht erreicht. Für die 320 kW und 480 kW Methanol-DF Betriebspunkte sinkt der Ausstoß von unverbranntem Methanol mit der Zunahme des Methanolanteils, wohingegen die Konzentration an unverbranntem Methanol für die 544 kW Lastpunkte auf einem Niveau bleibt. Eine signifikante Änderung in den Formaldehyd und CO-Emissionen ist allerdings für diese Betriebspunkte nicht zu erkennen. Aufgrund der hohen erforderlichen Methanoldmengen ist eine Wandfilmbildung des flüssigen Methanols an der Zylinderbuchse nicht auszuschließen. Zusätzliches Flammenauslöschten in den kalten Randbereichen ist ebenfalls vermehrt zu erwarten. Des Weiteren wird mit Zunahme des Methanolanteils das Temperaturniveau weiter gesenkt. Die erforderlichen Temperaturen für die Methanoloxidation dadurch schwerer erreicht und das Methanol unverbrannt ausgestoßen.

Für die Rußemissionen zeigt sich eine eindeutige Wirkung des Methanolanteils. Mit zunehmender Methanolzumischrate sinkt die FSN (engl.: Filter Smoke Number). Der verbleibende Rußanteil kann auf die Pilotdieselmenge oder auf das, während der Methanoleinspritzung miteingebrachte Steueröl zurückgeführt werden. Die erhöhte FSN für die 544 kW Betriebspunkte im Vergleich zum reinen Dieselpunkt bei 480 kW kann auf die energetischen Dieselanteile in Kombination mit dem geringen Dieseleinspritzdruck von nur 1000 bar zurückgeführt werden. Die absolute Einspritzmenge ist für die 544 kW Punkte bei gleichem energetischen Dieselanteil höher, da sich die Berechnung immer auf die Gesamteinspritzmenge pro Lastpunkt bezieht. Somit ist bei geringeren Methanolzumischraten für hohe Lasten ein höherer Dieseldruck erforderlich, um die Rußemissionen zu senken.

5.3.2. Variation der Düsengeometrie

Die zeitgleichen verschiedenen Untersuchungen an mehreren Prüfständen hat es nicht ermöglicht alle Parametervariationen mit nur einer Düse durchzuführen. Aus diesem Grund wird als nächstes auf den Einfluss der Düsengeometrie auf die diffusive Methanolverbrennung eingegangen. Verglichen werden die Düsen 1, 2 und 4. Die Geometriedaten der Düsen sind in Tabelle 5.14 zusammengefasst. Die Geometrie für die Dieseleinspritzung ist für alle Düsen identisch. Der hydraulische Durchfluss der Methanolseite ist ebenfalls für alle Düsen gleich. Die Düse 2 ermöglicht den Vergleich unterschiedlicher Lochdurchmesser und die Düse 4 den Vergleich verschiedener Höhenwinkel. Düse 2 und 4 werden jeweils mit der Düse 1, der Referenzdüse, verglichen. Mit der geringeren Lochanzahl (Düse 2) wird die räumliche Brennraumausnutzung des Methanols untersucht. Der Höhenwinkel beeinflusst die Interaktion zwischen den Methanol- und den Dieselstrahlen und hat daher einen Einfluss auf die Gemischbildung.

Tabelle 5.14: Am 32/44-Einzylindermotor untersuchte Düsengeometrien

Pfad	Düse	Lochanzahl	Hydraulischer Durchfluss in l/min	Höhenwinkel der Einspritzlöcher in °
Methanol	1	3x4 (12)	80	α
	2	3x3 (9)		β ($\beta < \alpha$)
	4	3x4 (12)		
Diesel	1, 2, 4	12	15	α

Die Einspritzdrücke sind für alle Düsen gleich gewählt. Der Einspritzdruck für Methanol beträgt 600 bar und für den Pilotdiesel 1000 bar.

In Abbildung 5.36 sind die normierten Heiz- und Summenheizverläufe mit den Einspritzdauern sowie Kenndaten der Verbrennung dargestellt. Die Düsen werden bei einem 480 kW Betriebspunkt mit dem gleichen Ladedruck verglichen. Der Methanol-Verbrauch und der Wirkungsgrad sind auf die Werte des Diesellastpunktes aus Kapitel 5.3.1 normiert. Die Einspritzdauer des Pilotdiesels ist minimal möglich gewählt und für alle Punkte gleich. Der Sol Offset und die Einspritzbeginne sind ebenfalls identisch. Der direkte Vergleich der unterschiedlichen Düsengeometrien und deren Einfluss auf die Verbrennung ist dadurch möglich. Als Hinweis ist hier zu berücksichtigen, dass sich trotz gleichen Bestromungsdauern die Einspritzmengen der Dieselseite für die einzelnen Düsen aufgrund von Fertigungstoleranzen unterscheiden können.

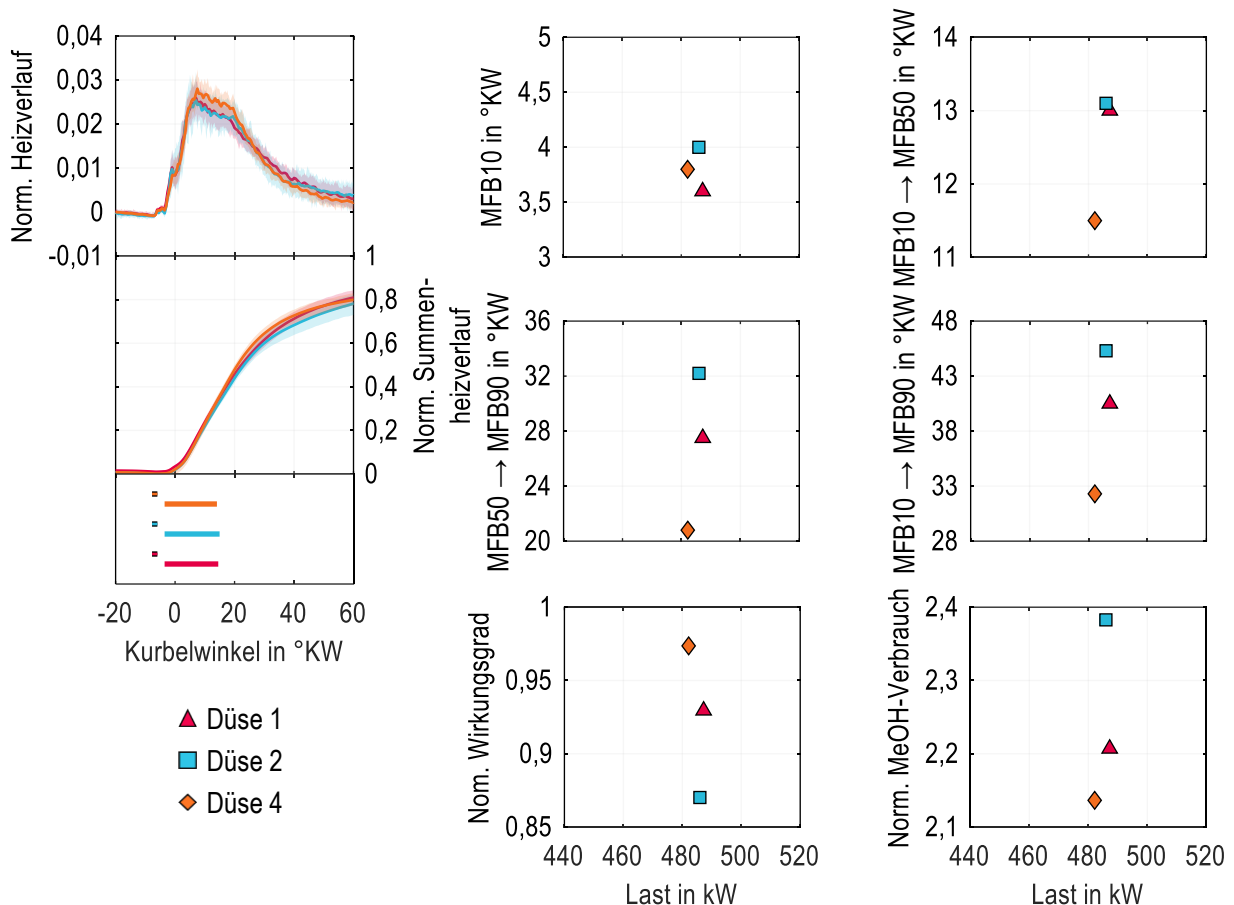


Abbildung 5.36: Normierte Heiz- und Summenheizverläufe, Brenndauern, normierter Wirkungsgrad und normierter Methanolverbrauch für einen 480 kW Lastpunkt, gefahren mit den Düsen 1, 2 und 4 mit gleichem Ladedruck und gleichem Sol Offset, Normierung analog Kapitel 5.3.1

Für den Betriebspunkt mit der Düse 4 wird ein höheres Maximum des Heizverlaufs erreicht, wohingegen für die anderen beiden Düsen kein nennenswerter Unterschied vorhanden ist. Der 10 % Umsatzpunkt unterscheidet sich geringfügig. Die Zündung erfolgt somit unabhängig von der Düsengeometrie zu einem nahezu gleichem Zeitpunkt. Da zuerst der Pilotdiesel eingespritzt wird und für alle drei Punkte sowohl der Spritzbeginn als auch die Einspritzdauer identisch sind, kann davon ausgegangen werden, dass die Zündung der kleinen Dieselmengende der Haupteinflussfaktor ist. Die drei Düsen sind zusätzlich auf drei unterschiedlichen Injektorkörpern montiert. Aufgrund von Fertigungstoleranzen können die Strahlbilder des Pilotdiesels ebenfalls voneinander abweichen und zu geringfügig unterschiedlichen Zündzeitpunkten führen. Im weiteren Verlauf der Verbrennung ergeben sich deutliche Unterschiede in Abhängigkeit der Düsengeometrie. Der Betriebspunkt der Düse 4 zeigt die geringsten Brenndauern zwischen den einzelnen Umsatzpunkten. Durch den geringeren Höhenwinkel der Methanoleinspritzlöcher bei gleichem Höhenwinkel der Dieseleinspritzlöcher lässt das auf

eine verbesserte Interaktion der Strahlen und eine verbesserte Gemischbildung zwischen dem Methanol und dem Diesel schließen. Der, im Methanol gebundene Sauerstoff kann besser ausgenutzt werden, wodurch die erste Hälfte der Verbrennung beschleunigt wird. Das spiegelt sich im höheren Maximum des Heizverlaufs wieder. Die Interaktion der Methanol- und Dieselstrahlen führt außerdem zu einer Erhöhung des Turbulenzniveaus, wodurch der Lufteintrag in die Strahlen und damit die lokalen Verbrennungsluftverhältnisse optimiert werden. Eine Folge davon ist ein beschleunigter Ausbrand. Der Wirkungsgrad ist höher und der Methanolverbrauch geringer.

Der Vergleich der Betriebspunkte von Düse 1 und Düse 2 zeigt zwar eine gleiche Brenndauer zwischen dem 10 % und 50 % Umsatzpunkt, allerdings einen beschleunigten Ausbrand für die Düse 1. Aufgrund der höheren Lochanzahl und dem daraus resultierenden größeren Verhältnis aus Oberfläche zu Volumen in Kombination mit der verbesserten räumlichen Luftausnutzung lässt dies auf einen verbesserten Lufteintrag in die Methanolstrahlen der Düse 1 schließen. Durch die drei zusätzlichen Strahlen wird zum einen das Turbulenzniveau erhöht und zum anderen können sich vermehrt magere Strahlrandbereiche bilden. Die Entflammung des Methanols und die weitere Verbrennung im Strahlinneren wird dadurch gefördert. Der Wirkungsgrad ist höher und der Methanolverbrauch geringer für die Düse 1 im Vergleich zur Düse 2.

In Abbildung 5.37 sind die normierten NO_x -, CO -, CH_2O - und Methanolemissionen dargestellt. Die Normierung ist analog Kapitel 5.3.1 erfolgt. Bis auf die Methanolemissionen sind die Werte auf die Werte des Diesellastpunkts normiert. Die Methanolemissionen beziehen sich auf den höchsten Wert der gesamten Messreihe. Die höheren Stickoxidemissionen, insbesondere für die Düse 4, sind auf das höhere Maximum im Heizverlauf und die höheren Temperaturen zurückzuführen. Die NO_x -Emissionen für den Betriebspunkt mit der Düse 1 sind minimal höher im Vergleich zur Düse 2, was sich ebenfalls auf die kürzere Brenndauer zurückführen lässt. Zusätzlich hat der Methanolverbrauch einen Einfluss. Da dieser für den Betrieb mit der Düse 2 am höchsten ist, sind hier auch der Einfluss der Verdampfungsenthalpie von Methanol und die damit verbundenen Kühlungseffekte am größten.

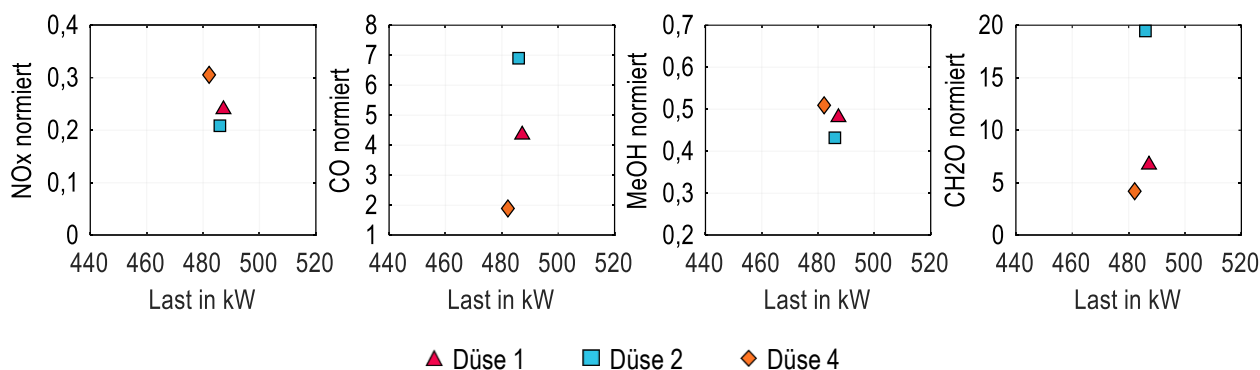


Abbildung 5.37: Normierte NO_x -, CO -, Formaldehyd- (CH_2O) und Methanolemissionen für einen 480 kW Lastpunkt, gefahren mit den Düsen 1, 2 und 4 mit gleichem Ladedruck und gleichem Sol Offset, Normierung analog Kapitel 5.3.1

Für den Ausstoß von unverbranntem Methanol zeigt sich das gleiche Bild wie bei den Stickoxiden. Die Düse 2 zeigt trotz dem höchsten Methanolverbrauch die geringsten Emissionen an unverbranntem Methanol auf. Die lange Brenndauer führt somit bis zum Ende der Verbrennung zu einer Teiloxidation des Methanols. Dadurch sind die Zwischenprodukte, CO und CH_2O , für den Betriebspunkt mit der Düse 2 am höchsten, da das geringere Temperaturniveau in der Expansion und durch die größeren Methanolenge sinkt. Die CO - und CH_2O -Oxidation wird gehemmt.

Eine verbesserte Strahlinteraktion zwischen dem Pilotdiesel und dem Methanol sowie eine höhere Lochanzahl haben somit einen positiven Einfluss auf die Effizienz der Verbrennung verbunden mit geringen Nachteilen in den Stickoxid- und Methanolemissionen.

Zur Beurteilung der Strahlinteraktion zwischen den Pilotdiesel- und den Methanolstrahlen und der Luftausnutzung von einer 3x4 und einer 3x3 Düse sind in Abbildung 5.38 Strahlaufnahmen des Flüssigsprays von Düse 1 und Düse 2 von der Hochdruck-Einspritzkammer bei Umgebungstemperatur gegenübergestellt. Die Strahlbilder sind gemittelt über zehn Einspritzungen. Die Versuche sind mit Diesel als Prüfmedium durchgeführt worden. Der Methanoleinspritzdruck beträgt 600 bar, der Pilotdieseleinspritzdruck 1000 bar. Die Einspritzmengen sind so gewählt, dass bei Verwendung von Methanol anstelle von Diesel als Hauptkraftstoff eine Leistung von 480 kW erreicht wird. Der Sol Offset ist identisch zu den Motorbetriebspunkten. Ein Vergleich zu den oben aufgeführten Motorversuchspunkten ist damit möglich.

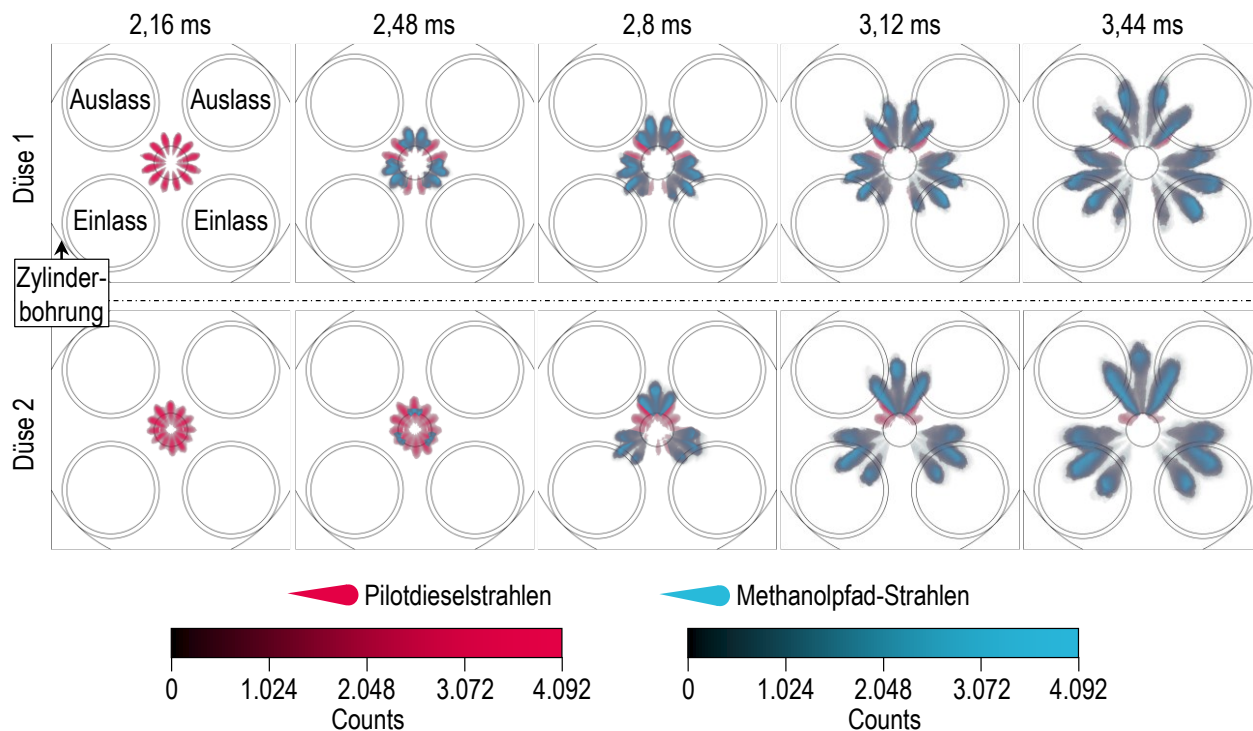


Abbildung 5.38: Flüssigstrahl aufnahmen von der Hochdruck-Einspritzkammer bei Umgebungstemperatur und 25 bar Kammerdruck für die Düse 1 (3x4 – 80 l/min) und die Düse 2 (3x3 – 80 l/min), gemessen mit Diesel als Prüfmedium bei einem Einspritzdruck von 600 bar für die Methanalseite und 1000 bar für den Pilotdiesel

Im Hintergrund sind die Umriss des Flammdecks zu sehen. Des Weiteren ist anzumerken, dass aufgrund des Messaufbaus und der Strahlorientierung die Strahlen zwischen den Einlassventilen nicht vollständig dargestellt werden. Der Messaufbau und die daraus resultierenden Messfehler sind in Kapitel 5.2.2 detailliert beschrieben. Die Pilotstrahlen der Düse 2 zeigen ein asymmetrisches Strahlbild im Vergleich zu denen von Düse 1. Da die beiden Düsen auf unterschiedlichen Injektoren montiert sind, liegt es nahe, dass trotz identischen Geometriedaten Fertigungstoleranzen die Ursache sind. Diese Annahme bestätigen die gemessenen Einspritzmengen am hydraulischen Druckanstiegsanalysator und sind in Tabelle 5.15 normiert aufgeführt. Die Normierung erfolgt auf die maximale Einspritzmenge von der Referenzdüse (Düse 1) bei einem Einspritzdruck von 1000 bar.

Tabelle 5.15: Normierte Einspritzmengen und einfache Standardabweichung der Dieselseite für eine Bestromungsdauer von 0,4 ms bei einem Einspritzdruck von 1000 bar für die Düse 1 und die Düse 2

	Düse 1 (3x4 – 80 l/min)	Düse 2 (3x3 – 80 l/min)
Normierte Einspritzmenge	0,007	0,0007
Einfache Standardabweichung in %	4	19

Zum einen unterscheiden sich die Einspritzmengen um den Faktor zehn und zum anderen ist die hohe Standardabweichung von Düse 2 im Vergleich zu Düse 1 zu nennen. Demnach wird die Annahme des Einflusses von Fertigungstoleranzen trotz gleicher Geometrie und gleicher Bauteile bestätigt.

Des Weiteren kann durch die kurze Bestromungsdauer und dem Betrieb im ballistischen Kennlinienbereich eine unterschiedliche Düseninnenströmung resultieren. Die Strahlen der Haupteinspritzung dringen für die Düse 1 zunächst weiter in die Druckkammer ein. Dieser Zustand dreht sich allerdings bei fortschreitender Einspritzung um. In Kapitel 5.2.5 wird dieser Effekt bereits erläutert und auf die unterschiedliche Strömungsführung und die daraus resultierende Düseninnenströmung während der ballistischen Öffnungsphase der Einspritznadeln zurückgeführt. Ursache dafür ist die unterschiedliche Spritzlochorientierung.

Für die Düse 1 werden die Hälfte der Pilotstrahlen von den Strahlen der Haupteinspritzung vollständig überdeckt und die andere Hälfte interagiert zu einem gewissen Teil mit den Strahlen der Haupteinspritzung. Demgegenüber bleiben drei Pilotstrahlen der Düse 2 von den Strahlen der Haupteinspritzung unberührt. Die enge Lochorientierung der 3x3 Geometrie resultiert in einer lokaleren Einspritzung des Hauptkraftstoffs.

Aufgrund der geringeren Ausnutzung des Gasvolumens von Düse 2 im Vergleich zu Düse 1 wird die Aussage bestätigt, dass durch die kompaktere Einspritzung des Hauptkraftstoffs im Methanol-Dual-Fuel-Betrieb eine verschlechterte Gemischbildung durch ein verschlechtertes Air-Entrainment in die Strahlen resultiert. Das hat einen verlängerten Ausbrand zur Folge. Der geringe Unterschied im 10 % Umsatzpunkt zwischen der Düse 1 und der Düse 2 kann durch die unterschiedlichen Eindringtiefen der Hauptkraftstoffstrahlen zu Beginn der Einspritzung erklärt werden.

Aus den Untersuchungen am Einzylinderforschungsmotor und der Hochdruck-Einspritzkammer bei Umgebungstemperaturen mit verschiedenen Düsengeometrien geht hervor, dass für eine effiziente Verbrennung zum einen eine optimale räumliche Ausnutzung des Brennraums und damit der Brennraumluft durch die Methanolstrahlen sowie eine verstärkte Interaktion zwischen den Pilotdiesel- und den Methanolstrahlen von Vorteil ist.

Anmerkung: Die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse sind teilweise bereits in Rektorik et al. [111] veröffentlicht worden.

5.3.3. Variation des Einspritztimings

Das Einspritztiming beschreibt die Lagen der Einspritzbeginne vom Pilotdiesel und dem Methanol zueinander und wird durch den Sol Offset beschrieben. Bereits in den vorherigen Kapiteln zur diffusiven Methanolverbrennung wird ersichtlich, dass das Methanol sensitiv auf die Interaktion mit dem Pilotdiesel reagiert. Um den Zündvorgang in Abhängigkeit der Einspritzlagen der beiden Kraftstoffe zu beurteilen, ist eine Variation des Sol Offsets durchgeführt worden. In Tabelle 5.16 sind die Versuchsdüsen und die Einspritzdrücke aufgeführt.

Tabelle 5.16: Last, Düsen und Einspritzdrücke für die Variation des Sol Offsets

Last in kW	Düse	Einspritzdruck Methanol in bar	Einspritzdruck Pilot- diesel in bar
320	1 (3x4 – 80 l/min – Höhenwinkel MeOH = Höhenwinkel Diesel)	600	1000
480	2 (3x3 – 80 l/min – Höhenwinkel MeOH = Höhenwinkel Diesel)		

Die Versuchspunkte für eine Last von 320 kW sind mit der Düse 1 und die Punkte für eine Last von 480 kW mit der Düse 2 gefahren worden. Aufgrund von zeitgleichem Betrieb mehrerer Prüfstände und Problematiken während der Motorversuche, ist es nicht möglich gewesen alle Variationen mit der Referenzdüse zu fahren. Alle Betriebspunkte sind mit einem Methanoleinspritzdruck von 600 bar und einem Pilotdieseleinspritzdruck von 1000 bar durchgeführt worden. Die Versuchspunkte sind so eingestellt, dass für die jeweilige Last der gleiche 50 % Umsatzpunkt erreicht wird. Das Brennluftverhältnis ist ebenfalls lastabhängig konstant für alle Betriebspunkte. Der energetische Anteil an Methanol liegt bei 90 % für 320 kW und bei 94 % für eine Last von 480 kW. In Abbildung 5.39 sind die normierten Druck- und Heizverläufe mit den jeweiligen Einspritztimings sowie der Druckanstiegsgradient und der Zündverzug dargestellt. Der Druckanstiegsgradient ist auf einen vorgegebenen Bauteilgrenzwert normiert.

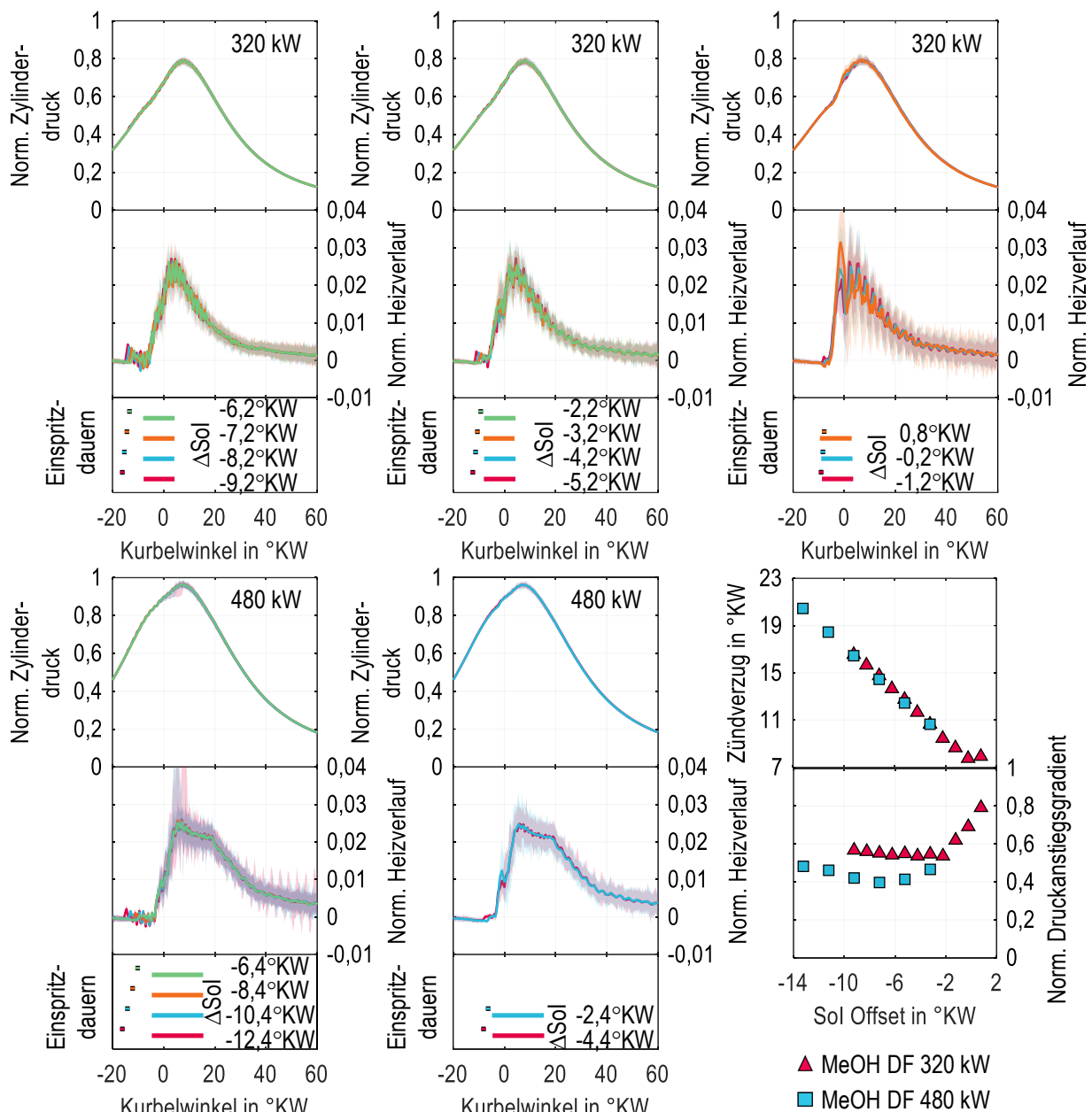


Abbildung 5.39: Normierte Druck- und Heizverläufe sowie Einspritzdauern, Zündverzug und normierter Druckanstiegsgradient für unterschiedliche Sol Offsets bei einer Last von 320 kW (Düse 1) und einer Last von 480 kW (Düse 2)

Der Zündverzögerung ist in diesem Fall als zeitliche Dauer zwischen dem ersten Einspritzbeginn und dem 10 % Umsatzpunkt definiert. Bei einer früh gewählten Einspritzung des Pilotdiesels ist kein Einfluss auf die Methanolzündung und -verbrennung zu erkennen. Es wird lediglich die Pilotdieseleinspritzung und die Dieselzündung verschoben. Dieser Effekt ist für beide Betriebspunkte vorhanden. Die freigesetzte Wärme während der Zündung des Pilotdiesels ist damit ausreichend, um das Methanol zu verdampfen und zu zünden. Es kann weiter nicht ausgeschlossen werden, dass während der Methanoleinspritzung Steueröl mit eingedüst wird und als zusätzliche Zündquelle dient. Aufgrund des höheren Steueröldrucks kann das Steueröl über die Nadelführung in den Nadelraum gedrückt, mit dem Methanol vermischt und schließlich mit eingespritzt werden. Für den 480 kW Versuchspunkt mit einem Sol Offset von $-2,4^{\circ}\text{KW}$ und für die 320 kW Versuchspunkte ab einem Sol Offset von $-2,2^{\circ}\text{KW}$ und größer ist ein Einfluss des Pilotdiesels auf das Methanol zu sehen. Das Maximum des Heizverlaufs ist für die 320 kW höher und für den 480 kW Betriebspunkt ist eine zweite Zündung in der Anstiegsflanke des Heizverlaufs zu erkennen. Für beide Lasten steigt der Druckanstiegsgradient an. Ursache ist entweder die noch andauernde Pilotdieseleinspritzung oder die Einspritzung der kleinen Dieselmengen in ein vorgemischtes Methanol-Luft-Gemisch. Durch den zusätzlich zur Verfügung stehenden Sauerstoff erfolgt die Zündung explosionsartig. Der Zündverzögerung verkürzt sich ebenfalls mit geringerem zeitlichen Delta zwischen den Einspritzbeginnen. Für die 320 kW Betriebspunkte stagniert der Zündverzögerung allerdings bei einem Sol Offset von $0,8^{\circ}\text{KW}$. Die Kühlungseffekte des zuerst eingespritzten Methanols schwächen die Dieselzündung durch das geringere Temperaturniveau ab. Für den Motorbetrieb bei 480 kW ist dies nicht ersichtlich, da der Variationsbereich durch die hohen Spitzendrücke begrenzt ist.

Aus Abbildung 5.40 wird ersichtlich, dass mit einem Sol Offset nahe null die Verbrennung verlängert wird. Dies liegt insbesondere an der längeren Brenndauer zwischen dem 50 % und 90 % Umsatzpunkt. Nach der explosionsartigen Zündung dauert die Methanoleinspritzung weiter an. Die initiale Entflammung wird durch den Eintrag von flüssigem Kraftstoff geschwächt und das Temperaturniveau erneut gesenkt. Zusätzlich ist bereits ein Teil des zur Verfügung stehenden Sauerstoffs verbraucht. Die Strahlrandbereiche sind fetter, wodurch die Methanolzündung gehemmt wird. Die Brenngeschwindigkeit wird reduziert, die Brenndauer verlängert und der Wirkungsgrad reduziert. Eine kleine Verlängerung der Dauer zwischen dem 10 % und 50 % Umsatzpunkt hat eine signifikante Änderung des Ausbrands zur Folge.

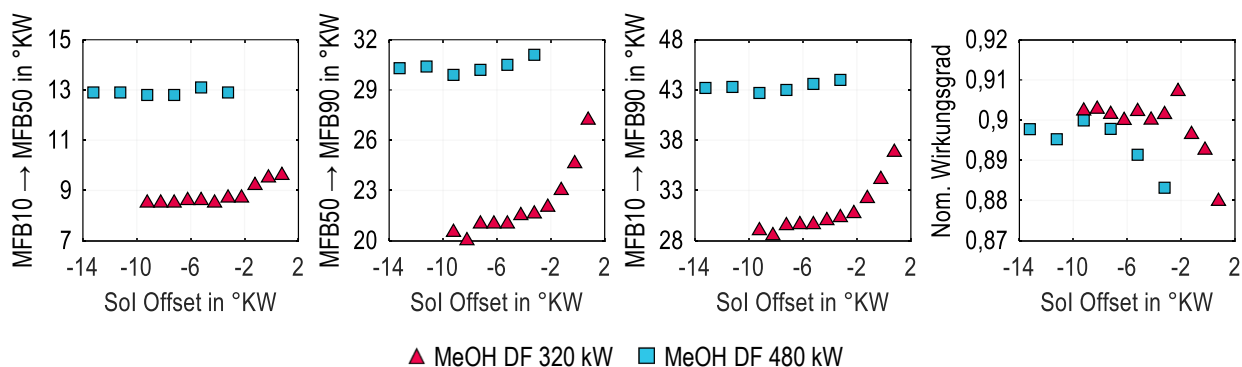


Abbildung 5.40: Brenndauern zwischen den einzelnen Umsatzpunkten (MFB, engl.: Mass Fraction Burned) und normierter Wirkungsgrad über den Sol Offset für verschiedene Lasten, 320 kW und 480 kW

Trotz des erhöhten Druckanstiegsgradienten bei sehr geringerem Abstand zwischen den Einspritzbeginnen sinken die Stickoxidemissionen, wie in Abbildung 5.41 dargestellt. Dies ist auf die längere Brenndauer und die Kühlungseffekte des Methanols zurückzuführen. Durch das geringere Temperaturniveau im Brennraum wird die CO-Oxidation gehemmt. Der Ausstoß an unverbranntem Methanol nimmt ab. Demnach wird während der explosionsartigen Zündung bei nah aneinander liegenden Einspritzbeginnen mehr Methanol teiloxidiert. Ein Versuchspunkt bildet die Ausnahme. Der Versuchspunkt mit einem Sol Offset von $-2,2^{\circ}\text{KW}$. Da die anderen Betriebspunkte einen klaren Trend aufzeigen, ist hier von einem

Ausreißer auszugehen. Neben den CO-Emissionen steigen auch leicht die Formaldehydemissionen an. Das geringere Temperaturniveau durch die Kühlungseffekte des Methanols und die längere Brenndauer sind als Ursache zu nennen.

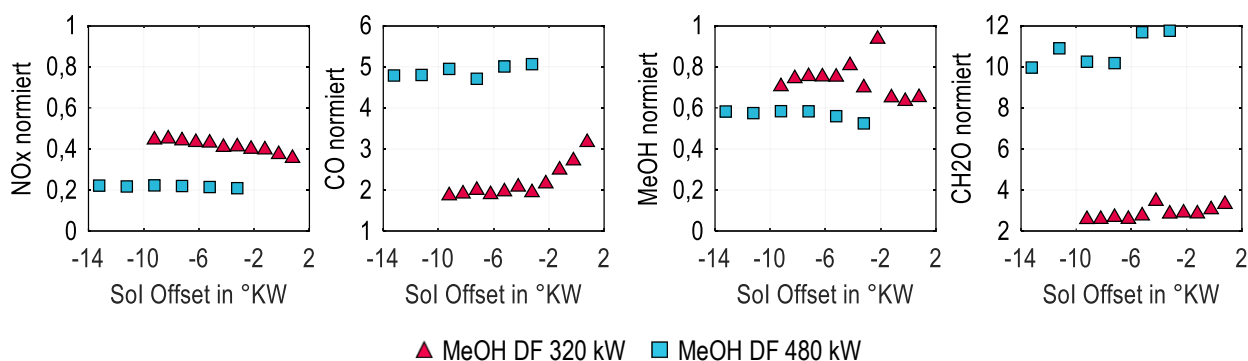


Abbildung 5.41: Normierte Rohemissionen NOx, CO, MeOH und CH₂O über den Sol Offset für verschiedene Lasten, 320 kW und 480 kW; Normierung erfolgt bis auf die Methanolemissionen auf die Werte des Diesellastpunkts aus Kapitel 5.3.1, die Methanolemissionen sind auf den Maximalwert der Versuchsreihe normiert

Die Variation des Einspritztimings ist zusätzlich an der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer in Kooperation mit der FVTR GmbH untersucht worden. In Abbildung 5.42 sind die Ergebnisse von vier verschiedenen Sol Offsets dargestellt. Die weißen Kreise zeigen die Eindringtiefen an. Von links nach rechts verkleinert sich der Abstand zwischen dem Pilotdiesel und der Methanoleinspritzung. Die ganz rechte Bilderreihe entspricht einem Versuchspunkt mit umgekehrter Einspritzreihenfolge, also positivem Sol Offset. Das Methanol wird zuerst eingespritzt. Für alle vier Punkte unterscheidet sich der dargestellte Zeitschritt für die ersten drei Bilder. In diesen sind die Einspritzbeginne und die Zündung zu sehen. In den folgenden drei Bildern ist die Verbrennung und die Zündung für die letzte Bildreihe dargestellt. Mit der Verkleinerung des Abstands zwischen den Einspritzbeginnen verschiebt sich das erste sichtbare Strahlbild hin zu einem späteren Zeitpunkt. Für die ersten drei Betriebspunkte mit einem Sol Offset zwischen -5,2°KW und -1,2°KW ist zunächst die Pilotdieseleinspritzung und die unmittelbare Zündung des Piloten zu erkennen. Für einen Sol Offset von -5,2°KW und -3,2°KW ist deutlich zu sehen, dass die Methanolstrahlen in den bereits brennenden Diesel eingespritzt werden und die Flammen mitreißen. Für den Betriebspunkt mit einem Sol Offset von -1,2°KW wird auch der Pilotdiesel zuerst eingespritzt und entzündet, allerdings wird kurze Zeit später bereits das Methanol eingespritzt. Die diffuse Verbrennung des Pilotdiesels ist noch nicht fortgeschritten. Dennoch werden die glühenden Dieselstrahlen in die Methanolstrahlen eingesogen und entflammt. Aufgrund der geringeren Intensität des Rußleuchtens ist anzunehmen, dass das Temperaturniveau geringer ist im Vergleich zu den linken beiden Versuchspunkten. Für eine umgekehrte Einspritzreihenfolge, erst Methanol und anschließend Diesel, ist die Intensität des Rußleuchtens noch weiter reduziert. Dennoch ist zu erkennen, dass alle Methanolstrahlen aufgrund des Methanol-Luftgemisches gleichmäßig entflammt werden, wohingegen aufgrund des asymmetrischen Dieselsprays für die anderen Betriebspunkte eine ungleichmäßige Zündung der Methanolstrahlen auftritt.

Die Untersuchungen mit verschiedenen Einspritztimings zeigen die Relevanz eines optimalen Einspritztimings auf. Der Wirkungsgrad und die Laufruhe werden dadurch maßgeblich beeinflusst. Eine Piloteinspritzung in ein vorgemischtes Methanol ist zwar hinsichtlich der NOx-Emissionen von Vorteil, allerdings bringt das Nachteile in der Bauteilbelastung und dem Wirkungsgrad mit sich. Aus diesem Grund ist die Einspritzung des Pilotdiesels vor dem Methanol zu bevorzugen.

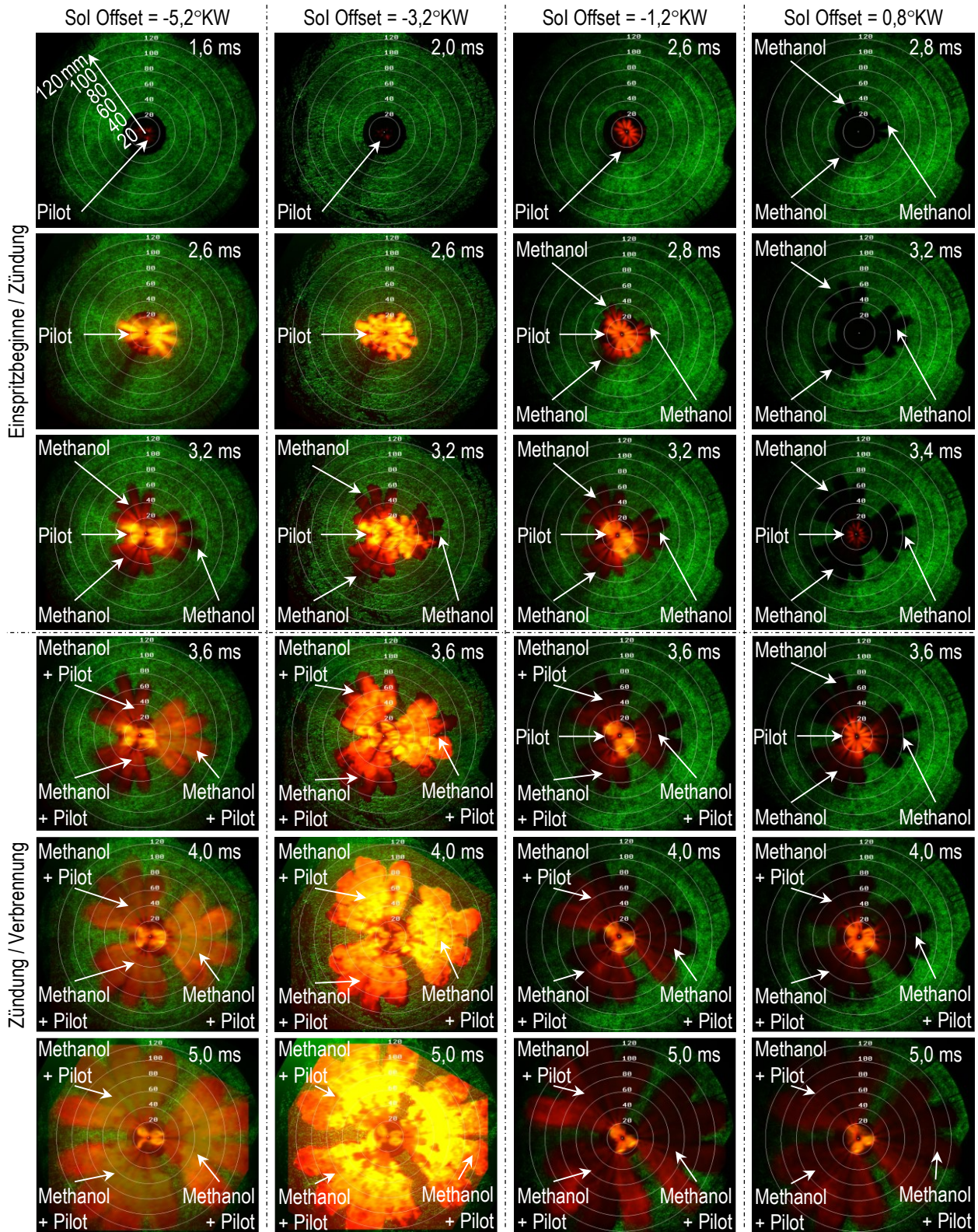


Abbildung 5.42: Verbrennungsaufnahmen von der Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer der FVTR GmbH für verschiedene Einspritztimings bei einer Last von 320 kW, gemessen mit Düse 4, 600 bar Methanol- und 1000 bar Pilotdieseleinspritzdruck

5.3.4. Variation des 50 % Umsatzpunktes

Die Lage des 50 % Umsatzpunktes ist für eine effiziente Verbrennung aufgrund des Einflusses auf den Druck- und Temperaturverlauf entscheidend. Daher wird für die Lasten von 320 kW und 480 kW die Variation des 50 % Umsatzpunktes und der Einfluss auf die Emissionen und die Verbrennung nachfolgend detailliert analysiert. Die 320 kW Versuchspunkte sind mit der Düse 1 und die 480 kW Betriebspunkte mit der Düse 2 gefahren worden. Die Einspritzdrücke sind erneut 600 bar für Methanol und 1000 bar für den Pilotdiesel. Die energetische Zumischrate von Methanol liegt bei 90 % für die Mittellastpunkte und bei 94 % für die 480 kW Punkte. Der Sol Offset ist in Abhängigkeit der Last für alle Betriebspunkte konstant gewählt.

Wie in Abbildung 5.43 zu sehen, liegt der früheste mögliche 50 % Umsatzpunkt für die 480 kW Betriebspunkte bei 14°KW nach Zünd-OT. Für den dieselmotorischen Verbrennungsprozess liegt die optimale Verbrennungsschwerpunktlage bei etwa 8°KW nach Zünd-OT [54]. Diese frühe Lage kann für hohe Lasten aufgrund des maximalen Zylinderdrucks nicht erreicht werden.

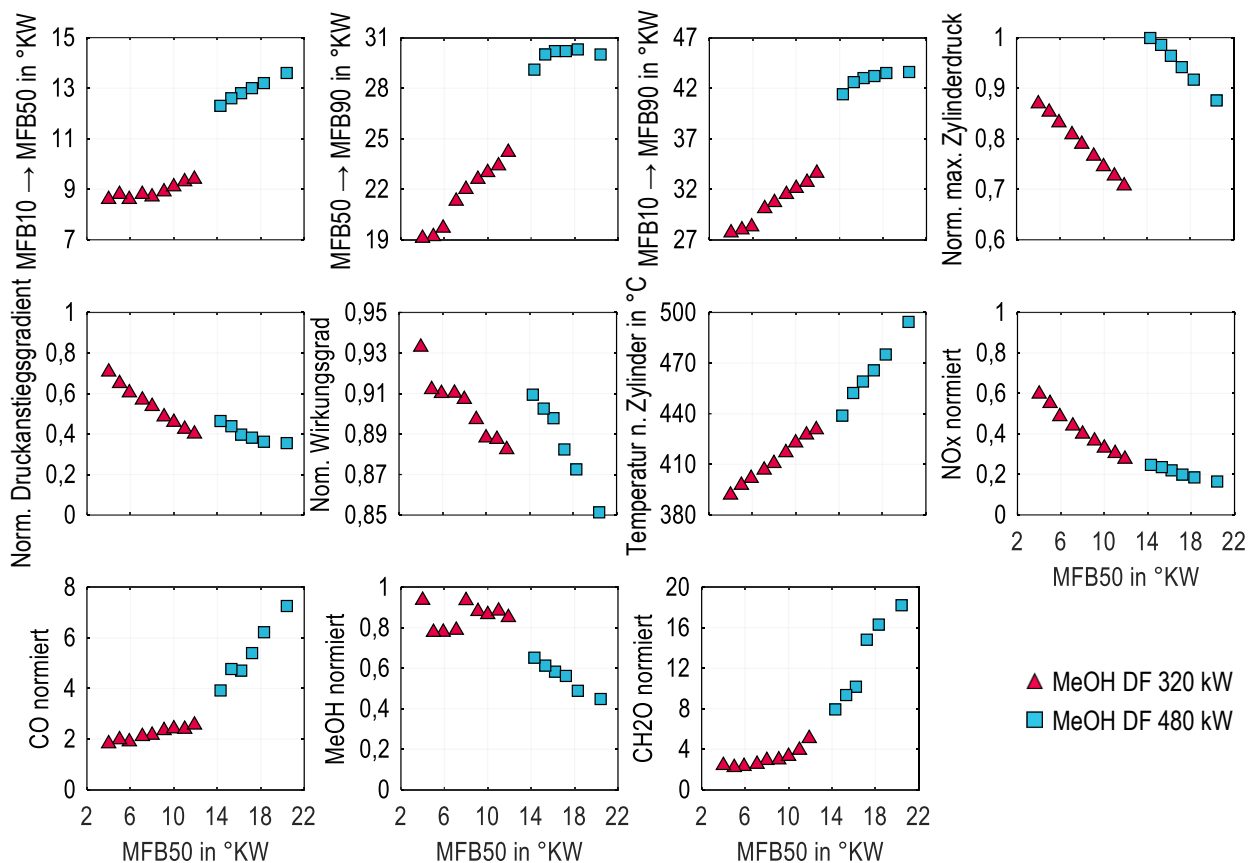


Abbildung 5.43: Normierte Verbrennungsparameter und normierte Emissionen für verschiedene Lagen des 50 % Umsatzpunktes bei zwei Lasten: 320 kW gefahren mit Düse 1 und 480 kW gefahren mit Düse 2, 600 bar Methanoleinspritzdruck und 1000 bar Pilotdieseleinspritzdruck; Normierung analog Kapitel 5.3.1 und 5.3.3 (Druckanstiegsgradient)

Auch für die Punkte mit sehr späten Schwerpunktlagen ist dennoch ein Effekt zu erkennen. Eine späte Schwerpunktlage resultiert in einer Verlängerung der Brenndauer sowohl zwischen dem 10 % und 50 % als auch zwischen dem 50 % und 90 % Umsatzpunkt. Der Wirkungsgrad sinkt und die Temperatur nach Zylinder steigt. Für die 320 kW Messpunkte ist der Ausbrand und für die 480 kW die erste Hälfte der Verbrennung stärker betroffen. Ursache für die Verlängerung der

Brenndauern sind die nicht optimalen Brennbedingungen aufgrund der fortgeschrittenen Expansion und der damit verbundenen niedrigeren Brennraumtemperaturen. Für die 480 kW Versuchspunkte steigen die Methanolrohmissionen mit früherer Lage des 50 % Umsatzpunktes an. Durch die frühere Einspritzung ist zunächst eine schnellere Brenngeschwindigkeit aufgrund des erhöhten Turbulenz- und Temperaturniveaus vorhanden. Es entstehen mehr Stickoxidemissionen. Allerdings führt die lange Methanoleinspritzung und -verdunstung zu einer weiteren Temperaturabsenkung. Zusätzlich ist ein Großteil des zur Verfügung stehenden Sauerstoffs bereits verbraucht, wodurch sich weniger magere Bereiche für die Methanoloxidation bilden können. Je später der 50 % Umsatzpunkt liegt, desto weiter ist die Expansion bereits während des Einspritzvorgangs fortgeschritten. Das Temperaturniveau sinkt und wirkt sich negativ auf die temperaturabhängigen Diffusionsvorgänge aus. Das Methanol wird lediglich teiloxidiert und die CO- und Formaldehydemissionen steigen an, da die weitere Oxidation durch die geringen Temperaturen gehemmt wird.

Die sehr späten Verbrennungslagen der 480 kW Betriebspunkte in Kombination mit den hohen Methanolmengen führen zu einer signifikanten Temperaturabsenkung im Brennraum. Dies führt weiter zu einer Reduktion der Stickoxidemissionen, allerdings auch zu einem geringeren Ausstoß an unverbranntem Methanol. Da das Methanol größtenteils in der Expansion und somit in ein vergrößertes Brennraumvolumen eingespritzt wird, verbessert sich die Raumverteilung des Kraftstoffes. Die Interaktion der Methanolstrahlen wird reduziert, wodurch sich vermehrt magere Strahlrandbereiche ausbilden. In diesen Bereichen zündet das Methanol und die Verbrennung wird weiter in den Strahlkern gezogen. Dort bilden sich hauptsächlich die Zwischenprodukte CO und CH₂O. Aufgrund der fortschreitenden Expansion sinkt das Temperaturniveau und die Oxidation von den Kohlenstoffmonoxiden und Formaldehyden wird gehemmt. Diese Erkenntnisse decken sich mit den Ergebnissen von Kaario et al. [110]. Im Gegensatz dazu bleibt der Ausstoß an unverbranntem Methanol für die 320 kW Betriebspunkte nahezu unverändert bei unterschiedlicher Verbrennungslage. Es kann angenommen werden, dass das unverbrannte Methanol durch den geringeren Einspritzimpuls während des Einspritzvorgangs im Vergleich zu den 480 kW Betriebspunkten entsteht. Für die Mittellastpunkte wird der Injektor bei 600 bar Methanoleinspritzdruck noch im ballistischen Kennlinienbereich betrieben. Die Methanolnadeln werden nicht komplett geöffnet, der maximal mögliche Sacklochdruck wird nicht erreicht und somit ist der Einspritzimpuls über den gesamten Einspritzvorgang verringert. Der Strahlaufbruch und die Gemischbildung werden durch das niedrigere Turbulenzniveau negativ beeinflusst. Es bleiben vermehrt fette Strahlrandbereiche bestehen, wodurch das Methanol nicht optimal zündet [110]. Demnach führt eine späte Lage des 50 % Umsatzpunktes zu verbesserten Zündbedingungen des Methanols durch die vermehrte Ausbildung von mageren Strahlrandbereichen aufgrund des größeren Brennraumvolumens. Allerdings wird die Verbrennung durch das geringe Temperaturniveau verlangsamt und der Ausstoß von Zwischenprodukten der Methanoloxidation erhöht.

Eine frühe Lage des 50 % Umsatzpunktes führt zwar zu einer verbesserten Verbrennungseffizienz, allerdings auch zu hohen Bauteilbelastungen durch steile Druckerhöhungen und hohe maximale Zylinderdrücke. Zusätzlich steigen die NO_x- und Methanolemissionen an. Es muss daher ein Kompromiss aus zulässiger Bauteilbelastung, Verbrennungseffizienz und Emissionen gefunden werden. Für eine Last von 320 kW wird die Lage des 50 % Umsatzpunktes von 7°KW nach Zünd-OT als optimaler Kompromiss angesehen. Für höhere Lasten sind weitere Untersuchungen mit früherer Lage erforderlich, allerdings muss hierzu entweder der Ladedruck, das Verdichtungsverhältnis oder die Steuerzeiten angepasst werden, um den Spitzendruck zu reduzieren.

5.3.5. Variation des Ladedrucks

Der Ladedruck ist ein entscheidender Parameter für die Gemischbildung und den zur Verfügung stehenden Sauerstoff im Brennraum. Mit höherem Ladedruck wird die Gasdichte im Brennraum erhöht und das Turbulenzniveau während der Einspritzung angehoben. Nachfolgend wird daher der Einfluss des Ladedrucks auf die diffusive Methanolverbrennung und die entstehenden Emissionen analysiert. Die Untersuchungen sind für die Mittellast von 320 kW mit der Düse 1 und

für die Last von 480 kW mit der Düse 2 durchgeführt worden. Als Verbrennungsschwerpunkt ist für die Mittellast 7°KW nach Zünd-OT und für die höheren Lastpunkte 15°KW nach Zünd-OT gewählt worden. Vorab sei angemerkt, dass der Variationsbereich für die 480 kW Untersuchungen aufgrund des hohen Zylinderdrucks gering ist. Der Fokus der nachfolgenden Analyse liegt dadurch auf den 320 kW Betriebspunkten. Der Sol Offset ist für alle Betriebspunkte lastabhängig konstant gehalten.

In Abbildung 5.44 sind ausgewählte Verbrennungsparameter und Emissionen der Ladedruckvariation normiert über das Verbrennungsluftverhältnis dargestellt. Mit höherem Ladedruck und damit einem mageren Verbrennungsluftverhältnis bleibt der Zündverzug unverändert, die Brenndauer zwischen dem 10 % und 90 % Umsatzpunkt nimmt jedoch signifikant ab und ist hauptsächlich auf den Ausbrand zurückzuführen. Ein höherer Ladedruck führt zu einer höheren Gasdichte im Brennraum. Der Aufbruch des Strahls in kleine Tropfen und die Gemischbildung werden dadurch verbessert. Das Turbulenzniveau steigt an. Dies ist in einer geringen Abnahme der Verbrennungsdauer zwischen dem 10 % und 50 % Umsatzpunkt zu erkennen. In dieser ersten Verbrennungsphase dominieren die Kühlungseffekte des Methanols. Der Einfluss einer höheren Gasdichte ist deswegen hauptsächlich im verkürzten Ausbrand ersichtlich. Der Strahlaufbruch in kleinere Tropfen führt zu einer gleichmäßigeren Verteilung von Luft und Kraftstoff im Brennraum. Die Ausbildung der mageren Strahlrandbereiche wird optimiert und die Verbrennung beschleunigt. Der Methanolverbrauch nimmt ab und der Wirkungsgrad steigt an.

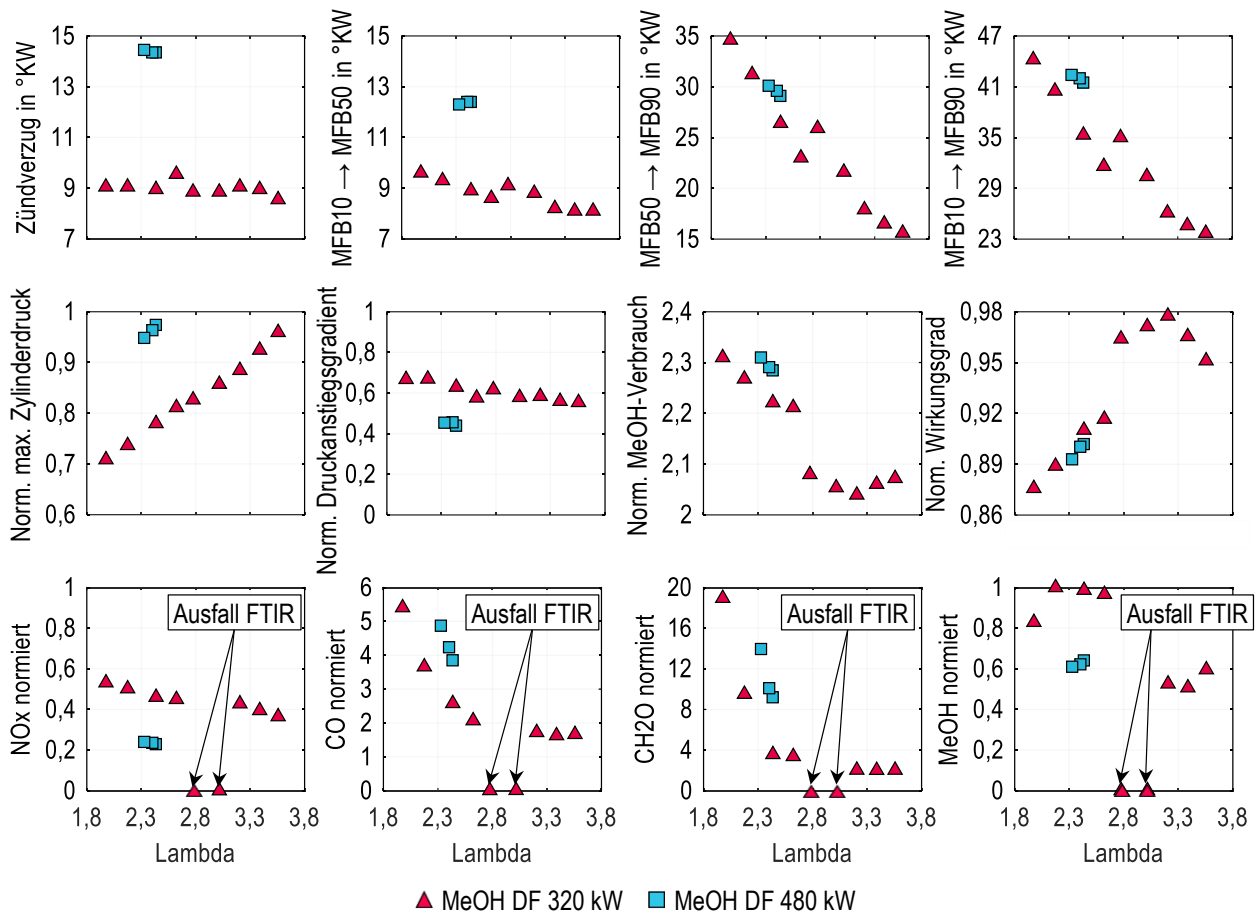


Abbildung 5.44: Normierte Verbrennungsparameter und normierte Emissionen für verschiedene Verbrennungsluftverhältnisse und zwei Lasten: 320 kW gefahren mit Düse 1 und 480 kW gefahren mit Düse 2, 600 bar Methanoleinspritzdruck und 1000 bar Pilotdie-seleinspritzdruck; Normierung analog Kapitel 5.3.1, 5.3.2 (MeOH-Verbrauch) und 5.3.3 (Druckanstiegsgradient)

Zwischen einem Verbrennungsluftverhältnis von 2,7 und 2,8 ist ein großer Sprung in den Daten der 320 kW Untersuchungen zu erkennen. Hierfür gibt es mehrere mögliche Ursachen. Zum einen wird die Nadelbewegung durch den Brennraumdruck beeinflusst. Da für die Mittellast die Bestromungsdauern der Methanolseite so gering sind, dass die Methanolnadeln sich durchgehend im ballistischen Bereich bewegen, ist eine Schwankung der Einspritzmengen zu erwarten. Eine Abhängigkeit zwischen der ballistischen Nadelbewegung und dem Gasdruck kann nicht ausgeschlossen werden. Eine weitere Möglichkeit ist ein Fehlverhalten des Injektors. Auf diese Option kann nicht weiter eingegangen werden, da eine detaillierte Analyse der Injektormechanik im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich gewesen ist. Unabhängig davon ist der Einfluss des Ladedrucks auf die diffusive Methanolverbrennung eindeutig. Mit einem höheren Ladedruck steigt aufgrund der höheren Luftmenge im Brennraum der maximale Zylinderdruck an. Der Druckanstiegsgradient zeigt einen leichten Trend in Richtung sanftere Verbrennung bei mageren Brennraumbedingungen. Aufgrund der verbesserten Methanolaufbereitung ist eine gleichmäßigere Zündung zu erwarten. Sowohl die Methanolemissionen als auch der Ausstoß der Zwischenprodukte CO und CH₂O nehmen ab. Eine größere Methanolmenge wird vollständig oxidiert. Zusätzlich nehmen ebenfalls die Stickoxidemissionen ab. Die Effekte sind erneut auf die Gemischbildung und das Temperaturniveau zurückzuführen. Mit geringerem Ladedruck bilden sich lokal fettere Bereiche, da der Strahlaufbruch durch das verringerte Turbulenzniveau verschlechtert wird. Das Air-Entrainment in den Strahl wird verringert und die Zündung des Methanols verlangsamt. Des Weiteren wird das Temperaturniveau aufgrund der andauernden Kraftstoffverdunstung reduziert, das Methanol nur teiloxidiert und die Oxidation von CO und CH₂O gehemmt. Die erhöhten Stickoxidemissionen sind auf die initiale Pilotzündung zurückzuführen. Durch lokal fettere Bereiche, verbrennt der Pilotdiesel heißer, wohingegen bei magerem Verbrennungsluftverhältnis das Gesamttemperaturniveau durch die optimierte Methanolaufbereitung und -verdunstung gesenkt wird.

5.3.6. Variation des Methanoleinspritzdrucks und der Ladelufttemperatur

Aus den Variationen des Ladedrucks und des 50 % Umsatzpunktes ist abzuleiten, dass die diffusive Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung sensitiv auf die Temperatur und die Gemischbildung reagiert. Das Temperaturniveau kann zum einen durch das Verdichtungsverhältnis und zum anderen über die Ladelufttemperatur verändert werden. Die Gemischaufbereitung ist neben der Gasdichte im Brennraum maßgeblich durch den Einspritzdruck beeinflussbar. Das Verdichtungsverhältnis ist während der Untersuchungen am Einzylinderforschungsmotor nicht variiert worden. Der Methanoleinspritzdruck und die Ladelufttemperatur sind stichpunktartig untersucht worden. Nachfolgend wird auf diese Variationen eingegangen. Vorab kann gesagt werden, dass weitere Untersuchungen des Methanoleinspritzdruck- und des Temperatureinflusses auf die diffusive Methanolverbrennung erfolgen müssen.

In Abbildung 5.45 sind ausgewählte Verbrennungsparameter und Emissionen für eine Ladelufttemperatur- und eine Methanoleinspritzdruckvariation bei 320 kW dargestellt. Es ist zu beachten, dass sich die Verbrennungsluftverhältnisse und damit der Ladedruck zwischen den Variationen unterscheiden, jedoch innerhalb einer Variation identisch sind. Der Methanoleinspritzdruck für die Ladelufttemperaturvariation liegt bei 600 bar und die Ladelufttemperatur für die Methanoleinspritzdruckvariation bei 50°C. Die Punkte sind mit der Referenzdüse gefahren worden. Der Sol Offset ist für alle Versuchspunkte gleich. Die Einspritzbeginne variieren, um den 50 % Umsatzpunkt von 7°KW nach Zünd-OT zu erreichen.

Mit einem höheren Einspritzdruck wird sowohl die Zündungs- und Gemischbildungsphase als auch der Ausbrand beschleunigt. Die Brenndauer zwischen dem 10 % und 90 % Umsatzpunkt nimmt entsprechend ab. Als Ursache kann der höhere Einspritzimpuls genannt werden, der wiederum zu einem verbesserten Strahlaufbruch in kleine Tropfen, einer intensiven Mischung mit der Brennraumluft und damit zur beschleunigten Ausbildung von den mageren Strahlrandbereichen führt. Dort zündet das Methanol bevorzugt und verbrennt durch die verbesserte Gemischbildung schneller. Zusätzlich nimmt der Methanolverbrauch ab, was darauf hindeutet, dass mehr chemische Energie in kinetische Energie umgewandelt wird. Der Wirkungsgrad steigt.

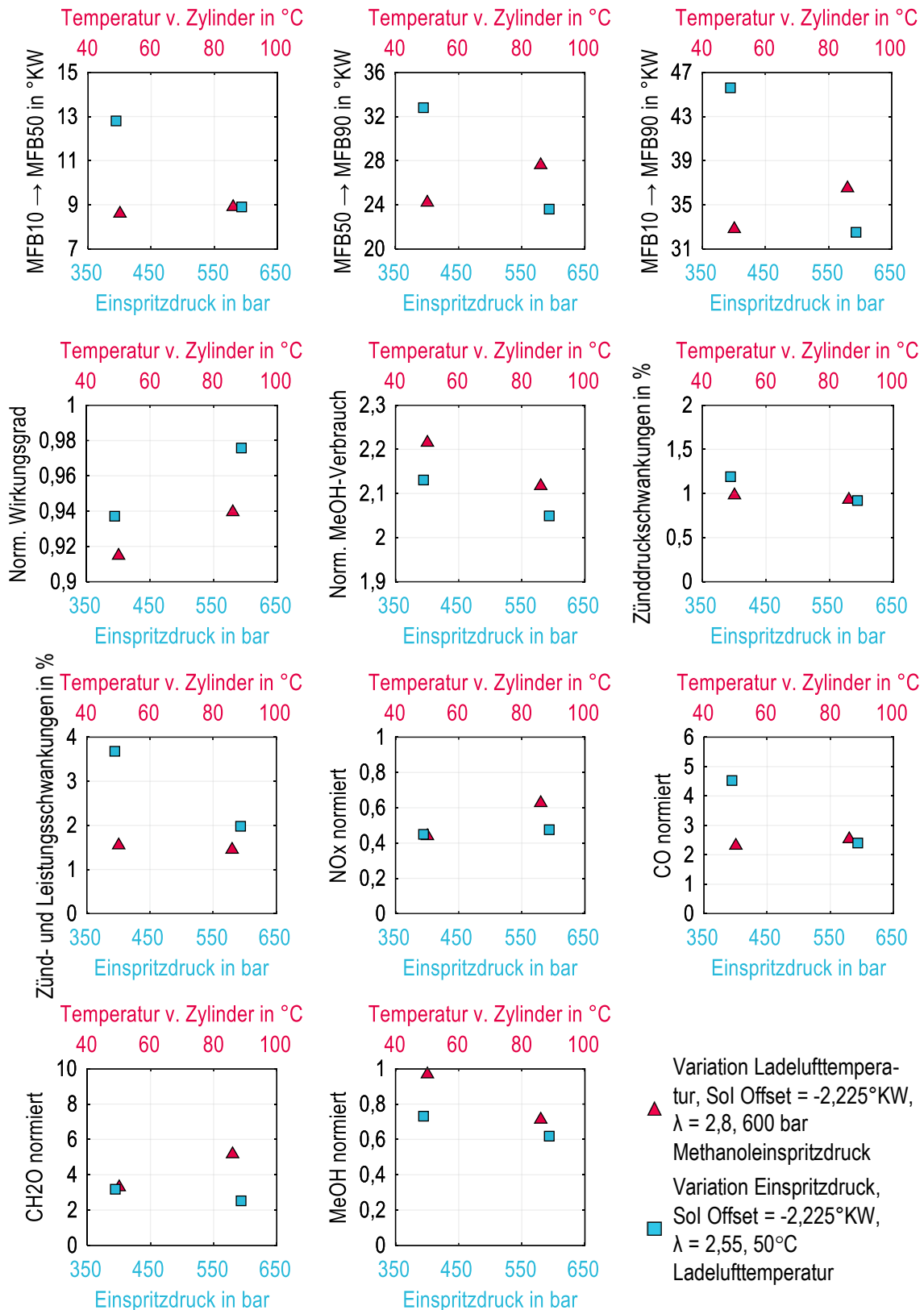


Abbildung 5.45: Normierte Verbrennungsparameter und Emissionen für verschiedene Ladelufttemperaturen (600 bar Methanoleinspritzdruck) und Einspritzdrücke (50°C Ladelufttemperatur) für eine Last von 320 kW, Referenzdüse (Düse 1: 3x4 – 80 l/min); Normierung analog Kapitel 5.3.1, 5.3.2 (MeOH-Verbrauch) und 5.3.3 (Druckanstiegsgradient)

Des Weiteren sinkt der Ausstoß an unverbranntem Methanol, CO und Formaldehyd mit höherem Einspritzdruck. Die Stickoxidemissionen bleiben auf dem gleichen Niveau. Neben einer beschleunigten Verbrennung und geringeren Emissionen nimmt mit steigendem Einspritzdruck die Verbrennungsstabilität zu. Die Zünddruckschwankungen bleiben für beide Einspritzdrücke gleich. Damit sind die Schwankungen des maximalen Zylinderdrucks zwischen den einzelnen Arbeitsspielen unabhängig vom Einspritzdruck. Die Leistungsabgabe und Zündstabilität variiert demgegenüber für einen geringeren Einspritzdruck mehr. Die Ursache ist das Spritzbild des Injektors bei niedrigen Einspritzdrücken. In Kapitel 5.2.3 wird der Einfluss des Einspritzdrucks auf die makroskopischen Flüssigstrahldaten analysiert. Für einen Einspritzdruck von 300 bar nimmt die Strahlasymmetrie im Vergleich zu den Einspritzdrücken 450 bar und 600 bar signifikant zu. Der Grund ist ein ungleichmäßiges Öffnen der Nadeln, was zu einer asymmetrischen Kraftstoffverteilung in der Einspritzkammer und respektive im Brennraum führt. Durch die asymmetrische Methanoleinspritzung bilden sich lokal Bereiche mit viel und wenig Kraftstoff. Daraus folgt eine verschlechterte Luftausnutzung und Gemischbildung. Der Kraftstoff wird asymmetrisch verbrannt. Im Vergleich zum Einspritzdruck hat eine höhere Ladelufttemperatur geringere Einflüsse auf die Methanolverbrennung. Die Zündungs- und Gemischbildungsphase bleibt nahezu unverändert. Der Ausbrand und dementsprechend die Brenndauer zwischen dem 10 % und 90 % Umsatzpunkt werden verlängert. Trotzdem verbessert sich der Wirkungsgrad aufgrund eines geringeren Verbrauchs. Die Stickoxidemissionen nehmen aufgrund eines höheren Gesamttemperaturniveaus zu Beginn der Verbrennung zu. Die Methanolemissionen nehmen ab, wohingegen die Formaldehydemissionen zunehmen und der Ausstoß von CO nahezu unverändert bleibt. Eine höhere Ladelufttemperatur führt demnach zu einer verbesserten Methanolverdunstung, allerdings dadurch auch zu einer steileren Temperaturabsenkung, welche die Oxidation des Formaldehyds hemmt. Des Weiteren werden aufgrund eines höheren Gesamttemperaturniveaus mehr Stickoxidemissionen ausgestoßen.

Die stichpunktartigen Versuche zeigen durch den verbesserten Strahlaufbruch und die optimierte Gemischbildung einen positiven Einfluss eines höheren Einspritzdrucks auf die Verbrennungsparameter und die Emissionen. Eine erhöhte Ladelufttemperatur in Kombination mit der gewählten Einspritzstrategie, dass zunächst der Pilotdiesel und anschließend das Methanol eingespritzt wird, führen zu einer Anhebung der Stickoxidemissionen. Das höhere Temperaturniveau führt allerdings auch zu einer verbesserten Methanolverdunstung. Reduzierte Methanolemissionen sind die Folge. Allerdings wird auch die Brenndauer durch die Methanolverdunstung und damit einhergehende Temperaturabsenkung verlangsamt und die Oxidation der Zwischenprodukte der Methanoxidation gehemmt. Eine umgekehrte Einspritzreihenfolge ist hier als mögliche Lösung zu nennen, dass zuerst Methanol und anschließend der Pilotdiesel eingespritzt wird. Zum einen kann dadurch das Methanol zunächst schneller verdunsten und die Verbrennung durch eine geeignete Wahl der Pilotdieseleinspritzung beschleunigt werden. Die Druckanstiegsgradienten sind hierbei allerdings zu beachten.

5.3.7. Zwischenfazit der Untersuchungen zur diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung

Das diffusive Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahren zeigt Vorteile und Herausforderungen gegenüber dem reinen Dieseltreibstoff. Unabhängig vom energetischen Methanolanteil ist ein stabiler Motorbetrieb möglich. Mit zunehmender Substitution des Diesels durch das Methanol wird zunächst eine Erhöhung der Brenngeschwindigkeit und der maximalen Wärmefreisetzung erreicht. Aufgrund der chemischen Struktur von Methanol steht zusätzlicher Sauerstoff zur Verfügung. Der optimale λ -Bereich für die Dieselvebrennung wird früher und lokal an mehreren Stellen erreicht. Bei energetischen Methanolumsatzraten ab 80 % nimmt die Brenndauer allerdings wieder zu. Dies kann auf den geringeren Energieeintrag pro Zeit durch den niedrigen Heizwert von Methanol in Kombination mit den Kühlungseffekten durch die hohe Verdampfungsenthalpie zurückgeführt werden. Das Temperaturniveau wird gesenkt und die temperaturabhängigen Reaktionen laufen langsamer ab. Durch die geringeren Temperaturen werden Vorteile in den Stickoxidemissionen erreicht. Die bei

der Dieselerbrennung dominierenden thermischen NO_x-Bildungsmechanismen treten in den Hintergrund. Die entstehenden NO_x-Emissionen werden vermehrt über den Prompt-NO Mechanismus gebildet. Zusätzlich zu den Stickoxidemissionen werden die gesamten HC-Emissionen aufgrund des signifikant niedrigeren Anteils an schwersiedendem Diesel reduziert. Da das Methanol keine Kohlenstoff-Kohlenstoff-Bindungen aufweist, sinken die Rußemissionen auf ein kaum mehr zu messendes Niveau. Die restlichen Partikel basieren auf den kleinen Pilotdieselmengen oder dem mit dem Methanol eingebrachten Steueröl. Das niedrigere Temperaturniveau der Methanolverbrennung im Vergleich zum reinen Dieselerbetrieb führt allerdings auch zu einer Erhöhung der CO-Emissionen. Die temperaturabhängige CO-Oxidation wird gehemmt. Dadurch ist eine Reduktion der CO₂-Emissionen zu erwarten. Bei vollständiger chemischer Umsetzung von Methanol ist wiederum ein ähnlich hoher Ausstoß an Kohlenstoffdioxid im Vergleich zu Diesel zu erwarten. Die Ursache sind die hohen erforderlichen Methanolgengen aufgrund des geringen Energieinhaltes. Neben den bekannten Dieselermissionen, sind zwei weitere Schadstoffe nennenswert. Zum einen unverbranntes Methanol und zum anderen Formaldehyd. Letzteres entsteht auch während der Dieselerbrennung, allerdings in nicht nennenswerten Mengen. Unverbranntes Methanol ist für die Umwelt als unschädlich anzusehen. Da es ein sehr flüchtiger Stoff ist, sich gut in Wasser löst und mit Wasser mischt. Gegenüber dem Menschen ist es allerdings hochgiftig, weshalb der Ausstoß gering gehalten werden muss. Formaldehyd entsteht als Zwischenprodukt der Methanoloxidation und kann durch eine optimierte Gemischbildung und vollständige Methanolverbrennung reduziert werden.

Neben der Grundcharakterisierung der mischungskontrollierten Methanolverbrennung sind Variationen der Düsengeometrie, des Ladedrucks, des 50 % Umsatzpunktes und der zeitlichen Differenz zwischen den Einspritzbeginnen des Pilotdiesels und des Methanols durchgeführt worden. Stichpunktartig ist eine Variation des Methanoleinspritzdrucks und der Ladelufttemperatur erfolgt. Bei allen Variationen hat sich gezeigt, dass das Methanol sensitiv auf die Gemischbildung und das Temperaturniveau reagiert. Bei der Variation des Einspritztimings hat sich gezeigt, dass bei sehr früher Einspritzung des Pilotdiesels die Methanolzündung nicht beeinflusst wird. Somit reicht ein gewisses Temperaturniveau aus, um das Methanol zu entflammen. Weiter zündet das Methanol bevorzugt in mageren Gemischen und brennt weiter in Richtung der fetteren Bereiche im Strahlkern. Diese Erkenntnis ist durch Untersuchungen an der Hochdruck-Hochtemperaturkammer der FVTR GmbH bestätigt worden. Die bevorzugte Zündung in mageren Bereichen in Kombination mit den erforderlichen Kraftstoffvolumina ergeben Herausforderungen für die Bauteilbelastung. Insbesondere für Lasten größer 50 % der Nennlast ist das Spitzendrucklimit schnell erreicht. Als mögliche Lösungsoptionen sind Millersteuerzeiten, ein geringeres Verdichtungsverhältnis oder ein höherer Einspritzdruck für einen verbesserten Strahlaufbruch zu nennen.

5.4. Vergleich der vorgemischten und diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung

Methanol ist aufgrund der hohen Oktanzahl ein prädestinierter Kraftstoff für den ottomotorischen Verbrennungsprozess. Allerdings wird ein Großteil der Schiffsmotoren mit dem dieselmotorischen Brennverfahren betrieben. Aus diesem Grund wird bei der MAN Energy Solutions SE die diffusive und die vorgemischte Verbrennung von Methanol untersucht, um in Abhängigkeit der Anwendung das bestmögliche Brennverfahren anbieten zu können. Nachfolgend werden die beiden Brennverfahren kurz gegenübergestellt und verglichen. Sowohl für das diesel- als auch das ottomotorische Brennverfahren dient eine kleine Dieselmenge als Zündquelle für das Methanol. Aufgrund der vorgemischten Verbrennung im ottomotorischen Prozess wird das Methanol mit Niederdruck in die Ladeluftleitung eingebracht. Im Gegensatz dazu wird das Methanol bei der Mischungskontrollierten Verbrennung unter Hochdruck direkt in den Brennraum eingespritzt.

In Abbildung 5.46 sind die normierten Druck- und Heizverläufe für jeweils einen Betriebspunkt im diesel- und im ottomotorischen Prozess sowie ausgewählte normierte Emissionen gegenübergestellt. Der energetische Methanolanteil liegt für beide Punkte bei 96 %. Das Verdichtungsverhältnis ist für die diffusive Verbrennung höher. Respektive ist der maximale Zylinderdruck höher. Zusätzlich unterscheiden sich die Einspritzzeiten. Für die diffusiven Untersuchungen wird das Methanol in den bereits brennenden Pilotdiesel eingespritzt. Für den ottomotorischen Betrieb wird das Methanol mit geringem Druck in den Einlasskanal eingedüst und strömt als Kraftstoff-Luft-Gemisch über die Einlassventile in den Brennraum. Das homogene Gemisch wird anschließend durch eine kleine Menge Pilotdiesel gezündet.

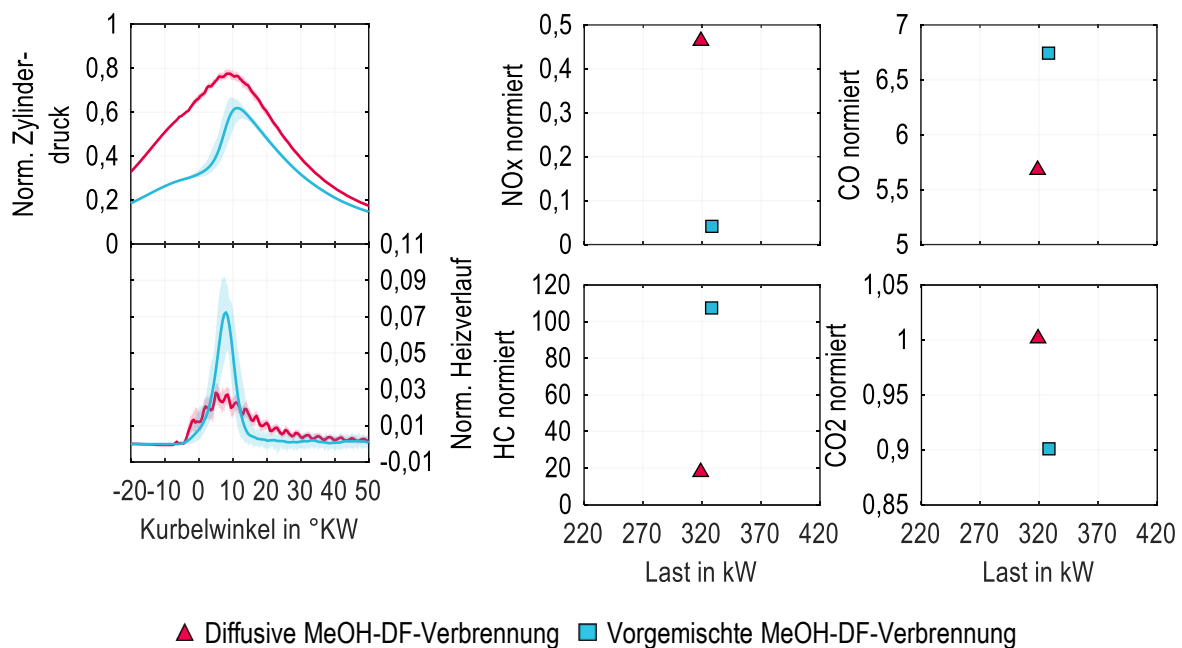


Abbildung 5.46: Normierter Druck- und Heizverläufe sowie ausgewählte normierte Emissionen für das diffusive und das vorgemischte Brennverfahren mit Methanol bei einer Last von 320 kW; Normierung erfolgt auf die Werte des Diesellastpunktes aus Kapitel 5.3.1

In Abbildung 5.46 ist zu sehen, dass die Brenndauer für die diffusive Methanolverbrennung länger ist im Vergleich zum ottomotorischen Betrieb. Als mögliche Ursache kann die Direkteinspritzung und die anschließende Mischungskontrollierte Verbrennung genannt werden. Aus Kapitel 5.3 geht hervor, dass Methanol sensitiv auf die Gemischbildung reagiert. Durch die sehr frühe Niederdruckeinspritzung in den Einlasskanal ist genügend Zeit vorhanden um ein homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch zu formen, welches anschließend gezündet wird. Demgegenüber ist die Dauer für die Gemischbildung

bei der diffusiven Verbrennung aufgrund der anderen Einspritzart begrenzt. Ein hoher Einspritzdruck in Kombination mit einer erhöhten Gasdichte können die Gemischbildung optimieren.

Desweiteren geht aus Kapitel 5.3 hervor, dass Methanol sensitiv auf die Umgebungstemperatur reagiert. Insbesondere für das ottomotorische Brennverfahren kann dies eine Herausforderung sein. Durch die frühe Einspritzung der hohen Methanolenge in den Einlasskanal und die anschließende Methanolverdunstung besteht die Gefahr, dass das Temperaturniveau im Brennraum zu stark gesenkt wird, um den Pilotdiesel zu zünden. Um dem vorzubeugen kann die Ladelufttemperatur angehoben werden oder eine heiße Abgasrückführung Abhilfe schaffen. Die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ist auch eine Option, allerdings muss hier auf die Klopfgrenzen geachtet werden.

Sowohl für die vorgemischte als auch die diffusive Methanolverbrennung gibt es die Gefahren der Wandfilmbildung an der Zylinderbuchse und des Flammenauslöschens in den Randbereichen des Brennraums. Aufgrund des geringeren Heizwertes von Methanol sind hohe Volumina erforderlich, um die gewünschte Leistung abzubilden. Des Weiteren führen die hohen Mengen zu einer deutlichen Temperaturabsenkung aufgrund der hohen Verdampfungsenthalpie von Methanol. Eine Wandfilmbildung von flüssigem Methanol kann weitere Risiken für das Tribologiesystem des Motors haben, da das Methanol durch seine Lösungseigenschaft als Alkohol das Motoröl wegwaschen kann.

Die hohen erforderlichen Methanolenge stellen nicht nur für die Gegebenheiten im Brennraum eine Herausforderung dar, sondern auch für die Kraftstoffzuführung. Die Methanoleinbringung im ottomotorischen Prozess erfolgt während der Öffnungsphase der Einlassventile. Das zeitliche Einspritzfenster ist somit begrenzt. Zudem ist der Ladeluftdruck und die damit zur Verfügung gestellte Luft zu beachten. Mit der Einspritzung in den Einlasskanal ist für eine ausreichende Luftzufuhr mehr Ladeluftdruck erforderlich. Aus den genannten Gründen ist der darstellbare effektive Mitteldruck begrenzt. Im dieselmotorischen Prozess ist ebenfalls das Einspritzfenster durch die Verdichtung und Expansion limitiert. Ein hoher Einspritzdruck zur Verkürzung der Einspritzdauer ist erforderlich.

Die Stickoxidemissionen sind für den ottomotorischen Betriebspunkt aufgrund des geringeren Verdichtungsverhältnisses und dem damit verbundenen geringeren Temperaturniveau niedriger. Ebenfalls ist die Zeit zur Methanolverdunstung aufgrund der frühen Einspritzung länger, wodurch das Temperaturniveau zusätzlich verringert wird. Die HC- und die CO-Emissionen sind dagegen für die ottomotorische Verbrennung von Methanol höher. Die geringen Temperaturen in Kombination mit möglichen Wandfilmlagerungen führen zu einem erhöhten Ausstoß an unverbranntem Methanol. Ebenfalls führen die geringeren Temperaturen dazu, dass die Oxidation von CO gehemmt wird. Entsprechend sind die CO₂-Emissionen für die vorgemischte Methanolverbrennung geringer.

Sowohl die diffusive als auch die vorgemischte Verbrennung von Methanol haben ihre Vorteile und Herausforderungen. Für beide Verfahren können die Stickoxidemissionen im Vergleich zum Dieselmotorbetrieb gesenkt werden. Aufgrund dem Zeitfaktor und der damit verbundenen Temperaturabsenkung in Kombination mit einem geringeren Verdichtungsverhältnis sind die NO_x-Emissionen für den ottomotorischen Prozess am geringsten. Die diffusive Methanolverbrennung verbunden mit der Hochdruckdirekteinspritzung kann mit einem höheren Verdichtungsverhältnis abgebildet werden. Zusätzlich ist das zeitliche Einspritzfenster nicht durch die Ventilöffnungsphase begrenzt. Die zugemischte Luft kann weiter unabhängig von der Kraftstoffeinspritzung variiert werden. Somit sind für den dieselmotorischen Verbrennungsprozess für Methanol hohe effektive Mitteldrücke darstellbar. Demgegenüber sind für die ottomotorische Anwendung die darstellbaren Mitteldrücke aufgrund des geringeren Verdichtungsverhältnisses in Kombination mit der Niederdruckeinspritzung in den Einlasskanal und der damit verbundenen Herausforderungen begrenzt.

Anmerkung: Die in Kapitel 5.4 dargestellten Ergebnisse sind teilweise bereits in Rektorik et al. [112] veröffentlicht worden.

6. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit ist Methanol als zukunftsfähiger Kraftstoff für mittelschnellaufende Großdieselmotoren untersucht worden. Für eine umfassende Bewertung der diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung und der Injektorcharakteristik eines speziell für die Methanol-Hochdruckdirekteinspritzung entwickelten Mehrstoffinjektors mit vier Einspritznadeln der Firma Woodward L'Orange GmbH sind experimentelle Untersuchungen durchgeführt worden. Die Hydraulik des Injektors ist an einem hydraulischen Druckanstiegsanalysator charakterisiert worden. Über eine 3D-CFD Simulation der Düseninnenströmung mit bewegter und mit statischer Nadel ist die Bewertung der Strömungsprozesse bei unterschiedlichen Nadelhuben erfolgt. Die Analyse der makroskopischen Daten des Flüssigsprays ist an einer Hochdruck-Einspritzkammer bei Umgebungstemperatur mittels der Mie-Streulichtmesstechnik untersucht worden, wohingegen die optische Charakterisierung der Methanolverbrennung an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer mittels der Mie-Schlieren-Messtechnik in Kooperation mit der FVTR GmbH erfolgt ist. An einem 32/44-Einzylinderforschungsmotor der MAN Energy Solutions SE ist in Zusammenarbeit mit der WTZ Roßlau gGmbH die diffusive Methanol-Dual-Fuel-Verbrennung untersucht worden.

Die hydraulischen Untersuchungen der Methanolseite des Viernadelinjektors zeigen einen steilen ballistischen Kennlinienbereich für den Auslegungsdruck von 600 bar. Dadurch werden bereits für geringe Bestromungsdauern hohe Methanoldmengen eingespritzt, die für den Teil- und Mittellastbereich des 32/44-Einzylinderforschungsmotor relevant sind. Ein stabiler Injektorbetrieb ist in diesen Lastbereichen am Motor durch die hohe Standardabweichung im ballistischen Bereich nur schwer möglich. Die Absenkung des Einspritzdrucks ist eine mögliche Option, allerdings tritt dadurch ein asymmetrisches Nadelöffnen auf, das die Zünd- und Leistungsschwankungen erhöht. Ursache ist die verschlechterte räumliche Luftausnutzung im Brennraum, wodurch es zu einer räumlich ungleichmäßigen Zündung und Verbrennung kommt. Die Einspritzratenform ist für lineare Betriebspunkte unabhängig vom Einspritzdruck von einem Peak dominiert und zeigt kein klassisches Plateau im Vergleich zu Common-Rail Dieselinjektoren. Des Weiteren sind Schwankungen in der maximalen Einspritzrate vorhanden. Die Raildruckverläufe sind mit Druckwellen versehen, die aufgrund des Injektoraufbaus entstehen und die Schwankungen erklären. Der maximale Wert der Einspritzrate kann aufgrund von auftretenden Drossel-effekten im Injektor nicht gehalten werden. Für die ballistischen Betriebspunkte zeigt sich eine Abhängigkeit der Einspritzraten von den Druck- und Strömungsverhältnissen im Injektor, da die Öffnungsverzögerungen so lang sind, dass eine Totzeit zwischen dem Bestromungsende und dem Einspritzbeginn entsteht. Die Nadeln werden dadurch unkontrolliert geöffnet. Die klassische Dreiecksform für Betriebspunkte im ballistischen Bereich bleibt dennoch bestehen.

Neben der hydraulischen Grundcharakterisierung ist der Leckage-Gegendruck, die Prüföf-temperatur und die Düsengeometrie variiert worden. Ein höherer Leckage-Gegendruck wirkt dem Risiko der Kavitationserosion im Injektorrücklauf entgegen. Allerdings wird durch die erhöhte Druckkraft im Rücklauf der Öffnungsverzug verlängert. Im Motorbetrieb kann dies durch eine frühe Wahl des Bestromungsbeginns kompensiert werden. Weiter führt die Erhöhung des Leckage-Gegendrucks zu einer höheren einfachen Standardabweichung im ballistischen Betriebsbereich, wodurch der Teil- und Mittellastbetrieb zusätzlich erschwert wird. Für alle weiteren Versuche ist deswegen ein Leckage-Gegendruck von 0,5 bar gewählt worden. Als Versuchsfluid ist Prüföl anstelle von Methanol verwendet worden. Die Implementierung von Methanol an den Prüfstand ist aus den sicherheitstechnischen Anforderungen zeitlich nicht umsetzbar gewesen. Um dennoch den Einfluss einer geringeren Dichte und niedrigeren Viskosität auf die Injektorhydraulik zu untersuchen, ist das Prüföl auf 60°C erhitzt worden. Im ballistischen Bereich hat sich ein Einfluss durch die niedrigere Dichte gezeigt. Es wird aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeiten und geringeren Dämpfungseffekte ein größeres Ratenmaximum und ein verkürzter Öffnungsverzug detektiert. Der Einfluss der Viskosität wird in der Literatur allerdings als bedeutender beschrieben. Da der Viskositätswert von Methanol durch eine Temperaturerhöhung des Prüföls um 25°C nicht erreicht wird, sind Versuche mit dem Realkraftstoff unabdingbar. Hinsichtlich der Düsengeometrie zeigen sich Vorteile für den Sacklochdruck, allerdings auch höhere Drossel-effekte für Düsen mit einem kleineren Lochdurchmesser. Für Düsen mit

einem größeren Lochdurchmesser wird ein höheres Ratenmaximum erreicht. Aufgrund des geringeren Drossel-effekts in den Spritzlöchern kann mehr Kraftstoffmenge pro Zeit eingespritzt werden. Im Hinblick auf den Motorbetrieb ist ein höherer Einspritzimpuls, welcher zu einem verbesserten Strahlaustritt führt, zu bevorzugen. Demnach sind Düsen mit einem kleineren Lochdurchmesser vorteilhaft.

Um die Strömungsverhältnisse in den Sacklöchern und Spritzlöchern der Methanolseite detailliert zu analysieren, sind 3D-CFD Simulationen mit bewegter und mit statischer Nadel durchgeführt worden. Dadurch sind zum einen die Strömungsbildung und zum anderen die Strömung während vollständig geöffneter Nadel betrachtet worden. Da der Düseninnenströmung die Einspritzung folgt, sind die Ergebnisse der numerischen Simulation in Zusammenhang mit den Ergebnissen von den optischen Untersuchungen des Flüssigsprays gebracht worden. Aufgrund der nicht rotations-symmetrischen Anordnung der Spritzlöcher um die Einspritznadel, die sich durch die Düsengeometrie ergibt, bildet sich im Sackloch eine wirbeldominierte Strömung aus. Diese führt weiter zu einer unterschiedlichen Anströmung der inneren und der äußeren Spritzlöcher pro Nadel. Die direktere Anströmung der beiden jeweils inneren Löcher führt zu einer höheren Strömungsgeschwindigkeit am Lochaustritt und einer geringeren Wirbelintensität im Spritzloch. Aufgrund der entstehenden Wirbel tritt neben der bekannten Film- auch die Wirbelkavitation in den Wirbelzentren auf. Es ist zu erwarten, dass beide Dampfblasengebiete miteinander interagieren, wodurch die Gefahr der Kavitationserosion im Spritzloch ansteigt. Aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeiten am Lochaustritt der jeweils inneren Löcher zeigt sich auch eine längere Eindringtiefe für die folgenden Strahlen. Des Weiteren sind die Kegelwinkel schmaler. Die Ursachen für die schmälere Kegelwinkel sind zum einen der höhere Einspritzimpuls und zum anderen die geringeren Scherkräfte zwischen dem Kraftstoff und dem Gas. Die hohen erforderlichen Methanolvermengen in Kombination mit den hohen Eindring-tiefen bergen zusätzlich die Gefahr der Wandfilmbildung an der Zylinderlaufbuchse und dem Kolben.

Neben der grundlegenden Analyse der makroskopischen Daten des Flüssigsprays sind der Einspritzdruck, das Medium und die Düsengeometrie variiert worden. Die Variation des Einspritzdrucks zeigt eine reduzierte Strahlasymmetrie aufgrund einer verbesserten Injektorfunktionsweise und des Weiteren zeigt sich eine erhöhte Strahlspitzengeschwindigkeit mit zunehmendem Druck. Die Strahlen werden damit zum gleichen Zeitpunkt weiter eingespritzt im Vergleich zu einem niedrigeren Einspritzdruck. In Bezug auf die Düseninnenströmung vergrößern sich die Dampfblasengebiete mit linearer Erhöhung des Einspritzdrucks überproportional. Ein erhöhter Komponentenverschleiß ist zu erwarten.

Für die Untersuchungen der makroskopischen Strahlendaten ist die Verwendung von Methanol ebenfalls nicht möglich gewesen. Um dennoch auch hier den Einfluss der Stoffdaten auf das Spritzbild zu analysieren ist neben Diesel auch Ethanol untersucht worden. Die Strahlendaten unterscheiden sich mit ansteigendem Druck weniger. Aufgrund der geringeren Dichte von Ethanol wird der Kraftstoff zum gleichen Zeitpunkt nach Bestromungsbeginn weiter in die Einspritzkammer eingespritzt. Die Gefahr der Wandfilmbildung an der Zylinderbuchse und dem Kolben steigt damit an. Der Strahlkegel-winkel ist für einen hohen Einspritzdruck identisch für beide Medien. Für einen Einspritzdruck von 300 bar zeigt sich ein Einfluss auf den Kegelwinkel aufgrund des unterschiedlichen Dampfdrucks der beiden Medien und der daraus resultierenden verschiedenen großen Dampfblasengebiete im Spritzloch. Die Spritzlochströmung wird beeinflusst und führt zu einem höheren Strahlkegelwinkel für den Dieseldieselkraftstoff. Dieser Effekt relativiert sich mit höherem Einspritzdruck, da die Kavitationsgebiete bis zum Spritzlochaustritt bestehen.

Der Vergleich unterschiedlicher Düsengeometrien zeigt für die Düse mit einer geringeren Lochanzahl und höherem hydrau-lischen Durchfluss eine längere Eindringtiefe zum gleichen Zeitschritt nach Bestromungsbeginn im Vergleich zu Dü-sen mit mehr Einspritzlöchern und gleichem oder geringeren hydraulischen Durchfluss. Als Ursache sind die Druck- und Geschwindigkeitsbedingungen der Düseninnenströmung zu nennen. Allerdings führt die Düsengeometrie mit einer ge-ringeren Lochanzahl zu einer kompakteren Kraftstoffeinspritzung, wodurch die Luftausnutzung im Brennraum ver-schlechtert ist. Die Düse mit höherer Lochanzahl und dem geringeren hydraulischen Durchfluss zeigt das gleichmäßigste

Strömungs- und Strahlbild mit dem höchsten Sacklochdruck. Zudem verringert sich der Dampfblasenanteil in den Spritzlöchern. Da der Sacklochdruck maßgeblich den Einspritzimpuls beeinflusst, wird die Verwendung einer Düse mit geringerem Spritzlochdurchmesser und damit niedrigerem hydraulischen Durchfluss bevorzugt. Der höhere Sacklochdruck kompensiert den geringeren Durchfluss und führt damit zu einer nahezu identischen Einspritzmenge bei gleicher Bestromungsdauer im Vergleich zu einer Düse mit höherem Durchfluss und gleicher Lochanzahl.

Die Untersuchungen am Einzylinderforschungsmotor zeigen die Potentiale von Methanol als zukunftsfähiger Kraftstoff für das diffusive Brennverfahren auf. Die Stickoxid-, die Gesamt-HC- und die Rußemissionen können gegenüber der reinen Dieselerverbrennung signifikant reduziert werden. Aufgrund der hohen Verdampfungsenthalpie von Methanol wird das Temperaturniveau gesenkt und die dominierende thermische NO_x-Bildung der Dieselerverbrennung gehemmt. Der Prompt-NO Bildungsmechanismus tritt verstärkt auf. Der Ausstoß an unverbrannten Kohlenwasserstoffen, die aus der Dieselerverbrennung bekannt sind, wird durch den geringeren Anteil an Diesel reduziert. Aufgrund der fehlenden Kohlenstoff-Kohlenstoff-Bindungen im Methanol entsteht kein Ruß. Die dennoch geringen, gemessenen Mengen sind auf die Pilotdieselmenge und das mit dem Methanol eingebrachte Steueröl zurückzuführen. Neben den bekannten Schadstoffen der Dieselerverbrennung wird unverbranntes Methanol und Formaldehyd in nennenswerten Mengen gebildet und emittiert. Andere unverbrannte Kohlenwasserstoffe im Vergleich zur Dieselerverbrennung werden somit ausgestoßen. Für beide Stoffe gibt es derzeit im Marinesektor noch keine vorgeschriebenen Grenzwerte. Lediglich die TA Luft schreibt für Formaldehyd einen Grenzwert vor. Der Ausstoß beider Stoffe kann durch eine optimierte Gemischbildung und dadurch verbesserte vollständige Methanolverbrennung reduziert werden. Weiter zeigt sich, dass die Methanolzündung bevorzugt in mageren Bereichen stattfindet, wohingegen die folgende Verbrennung in die fetteren Bereiche im Strahlkern hineingezogen wird. Daher reagiert das Methanol sensitiv auf den Strahlaufbruch und die Gemischbildung. Ein hoher Einspritzdruck oder ein hoher Ladedruck sind anzustreben. Letzteres birgt allerdings Herausforderungen für die Bauteile, da der Spitzendruck aufgrund der Menge an Luft und Kraftstoff schneller erreicht wird. Miller-Steuerzeiten oder ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis können Abhilfe schaffen. Durch ein frühes Schließen der Einlassventile wird allerdings das Temperaturniveau noch weiter gesenkt, was wiederum für die Methanolverdunstung herausfordernd ist. Weitere Untersuchungen zum diffusiven Methanolbrennverfahren mit höheren Methanoleinspritzdrücken, Miller-Steuerzeiten und einem reduzierten Verdichtungsverhältnis sind daher erforderlich.

Die hydraulischen, numerischen, optischen und motorischen Untersuchungen des Mehrstoff-Hochdruckinjektors und des diffusiven Methanol-Dual-Fuel-Brennverfahrens zeigen Potentiale und Herausforderungen auf. Aufgrund des geringen Heizwerts von Methanol sind große Kraftstoffvolumina erforderlich, um die gleiche Leistung im Vergleich zum Dieselerbetrieb abzubilden. Geeignete Düsengeometrien mit geringem Druckverlust über den gesamten Injektor und einem möglichst symmetrischen Strahlbild sind essentiell um den Strahlaufbruch und die Gemischbildung des Methanols zu optimieren. Trotz der Herausforderungen hat Methanol ein großes Potential ein Zukunftskraftstoff in der Schifffahrt zu werden. Die Senkung der Stickoxid-, Kohlenwasserstoff- und Rußemissionen zeigen dies auf. Nichtsdestotrotz sind sowohl in der Einspritztechnologie als auch im Brennverfahren weitere Untersuchungen notwendig, um einen Methanol-Dual-Fuel-Motor bestmöglich auszulegen. Die Auslegung der Einspritzrate stellt einen wichtigen Faktor dar. Druckwellen im Injektor sind für eine konstante und kontinuierliche Kraftstoffeinspritzung zu minimieren. Des Weiteren sind Entwicklungen in Richtung kleinerer Methanoleinspritzmengen erforderlich, um einen Motorteillastbetrieb abbilden zu können. Zusätzliche motorische Untersuchungen mit verschiedenen Düsengeometrien sind notwendig. Hierzu zählen insbesondere Düsen mit kleinerem Lochdurchmesser, mit denen der Kraftstoff räumlich gleichmäßig mit einem hohen Einspritzimpuls im Brennraum verteilt werden kann. Die Kombination der Düsengeometrieuntersuchungen am Einzylinderforschungsmotor mit verschiedenen Kolbenmulden stellt ebenfalls einen wichtigen Faktor für die Optimierung des Strahlaufbruchs dar. Weiter sind die Auswirkungen von Methanol auf den Komponentenverschleiß zu untersuchen. Dauerlauftests und nachgelagerte Untersuchungen zu Kavitationseffekten sind hier zu nennen.

Literaturverzeichnis

- [1] IMO, *IMO Greenhouse Gas Reduction Strategy*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Reducing-greenhouse-gas-emissions-from-ships.aspx> (Zugriff am: 27. August 2023).
- [2] DNV, *Energy Transition Outlook 2023 - Maritime Forecast to 2050*, 2023.
- [3] Europäischer Rat der Europäischen Union, *Infografik – „Fit für 55“: für mehr umweltfreundliche Kraftstoffe im Flug- und Seeverkehr*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.consilium.europa.eu/de/infographics/fit-for-55-refueled-and-fueled/> (Zugriff am: 10. Februar 2024).
- [4] Europäischer Rat der Europäischen Union, *Fit für 55*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.consilium.europa.eu/de/policies/green-deal/fit-for-55-the-eu-plan-for-a-green-transition/> (Zugriff am: 10. Februar 2024).
- [5] W. Ramsay, E. Fridell und M. Michan, "Maritime Energy Transition: Future Fuels and Future Emissions", *J. Marine. Sci. Appl.*, Jg. 22, Nr. 4, S. 681–692, 2023, doi: 10.1007/s11804-023-00369-z.
- [6] MAN Energy Solutions SE, *World's first bunkering of containership with renewable synthetic natural gas advances sustainable shipping*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.man-es.com/company/press-releases/press-details/2021/09/30/world-s-first-bunkering-of-containership-with-renewable-synthetic-natural-gas-advances-sustainable-shipping> (Zugriff am: 9. Februar 2023).
- [7] ECHA, *Registration Dossier Fuels, Diesel*. [Online]. Verfügbar unter: <https://echa.europa.eu/de/registration-dossier/-/registered-dossier/15683/4/7> (Zugriff am: 26. Januar 2023).
- [8] ECHA, *Registration Dossier Methanol*. [Online]. Verfügbar unter: <https://echa.europa.eu/de/registration-dossier/-/registered-dossier/15569> (Zugriff am: 21. November 2022).
- [9] ECHA, *Registration Dossier Ammonia*. [Online]. Verfügbar unter: <https://echa.europa.eu/de/registration-dossier/-/registered-dossier/15557/7/3/1> (Zugriff am: 4. Mai 2023).
- [10] Myhre, G., D. Shindell, F.-M. Bréon, W. Collins, J. Fuglestedt, J. Huang, D. Koch, J.-F. Lamarque, D. Lee, B. Mendoza, T. Nakajima, A. Robock, G., "Anthropogenic and Natural Radiative Forcing" in *Climate Change 2013: The Physical Science Basis*.
- [11] Umweltbundesamt, "Ist Wasserstoff treibhausgasneutral?", 30. Nov. 2022, 2022.
- [12] M. Sand *et al.*, "A multi-model assessment of the Global Warming Potential of hydrogen", *Commun Earth Environ*, Jg. 4, Nr. 1, S. 30427, 2023, doi: 10.1038/s43247-023-00857-8.
- [13] Nicola Warwick, Paul Griffiths, James Keeble, Alexander Archibald, John Pyle, Keith Shine, *Atmospheric implications of increased Hydrogen use*, 2022.
- [14] Methanol Institute, *Physical properties of pure methanol*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.methanol.org/wp-content/uploads/2016/06/Physical-Properties-of-Pure-Methanol.pdf> (Zugriff am: 20. Februar 2023).
- [15] G. Renner, R. R. Maly, "Moderne Verbrennungsdiagnostik für die dieselmotorische Verbrennung" in *Dieselmotorentechnik*.
- [16] M. Blessing, "Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme" Dissertation, Universität Stuttgart, Fakultät Maschinenbau, 2004.

- [17] Carsten Rollbusch, "Einfluss von Höchstdruckeinspritzung und Düsendurchfluss auf das Emissionsverhalten eines kleinen Nutzfahrzeug-Dieselmotors" Dissertation, Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, 2015.
- [18] E. Kull, "Einfluss der Geometrie des Spritzlochs von Dieseleinspritzdüsen auf das Einspritzverhalten" Dissertation, Technische Fakultät, Universität Hannover, 2003.
- [19] B. M. Schneider, "Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck" Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2003.
- [20] T. D. G. Ohrnberger, "Einspritzdüsenauslegungen und Brennraumgeometrien für ein direkteinspritzendes 2-Ventil-Dieselmotorenverfahren" Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, 2009.
- [21] Carsten Baumgarten, *Mixture Formation in Internal Combustion Engine*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [22] Philippe Leick, "Quantitative Untersuchungen zum Einfluss von Düsengeometrien und Gasdichte auf den Primärzerfallsbereich von Dieselsprays" Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2008.
- [23] H. Hiroyasu, "SPRAY BREAKUP MECHANISM FROM THE HOLE-TYPE NOZZLE AND ITS APPLICATIONS", *Atomiz Spr*, Jg. 10, 3-5, S. 511–527, 2000, doi: 10.1615/AtomizSpr.v10.i3-5.130.
- [24] W. Lauterborn und C.-D. Ohl, "Cavitation bubbly dynamics", *Ultrasonics Sonochemistry*.
- [25] R. Busch, "Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen" Dissertation, Universität Hannover, Fachbereich Maschinenbau, 2001.
- [26] C. E. Brennen, *Cavitation and bubble dynamics*. New York, Oxford: Oxford Univ. Press, 1995. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.loc.gov/catdir/enhancements/fy0605/94018365-d.html>
- [27] Jochen Walther, "Quantitative Untersuchungen der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen" Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2002.
- [28] C. Arcoumanis, H. Flora, M. Gavaises, N. Kampanis und R. Horrocks, "Investigation of Cavitation in a Vertical Multi-Hole Injector" in *International Congress & Exposition*, 1999, doi: 10.4271/1999-01-0524.
- [29] Chaves, H., Knapp, M., Kubitzek, A., Obermeier, F. et al., "Experimental Study of Cavitation in the Nozzle Hole of Diesel Injectors Using Transparent Nozzles" in *1995 SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition*, 1995.
- [30] J. Winter, B. Dittus, A. Kerst, O. Muck, R. Schulz und A. Vogel, "Nozzle Hole Geometry - a Powerful Instrument for Advanced Spray Design" Valencia, 2004.
- [31] B. Bonse *et al.*, "Innovationen Dieseleinspritzdüse - Chancen für Emissionen, Verbrauch und Geräusch" Stuttgart, 18. Feb. 2009.
- [32] W. V. Ohnesorge, "Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen", *Z. angew. Math. Mech.*, Jg. 16, Nr. 6, S. 355–358, 1936, doi: 10.1002/zamm.19360160611.
- [33] A. H. Lefebvre, *Atomization and sprays*. Bristol, Pa.: Taylor & Francis, 1989.
- [34] I. Gostic, "Experimentelle Studie des Strahlzerfalls in Abhängigkeit von der Düsengeometrie", Technische Fakultät, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.

- [35] T. Schulze, "Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung" Dissertation, Technische Universität Dresden, Fakultät Verkehrswissenschaften "Friedrich List", 2005.
- [36] M. Hobbie und R. Eggers, "Disintegration of liquid phases in pressurized gases - influence of mass transfer", *ILASS-Europe 2002*.
- [37] M. Pilch und C. A. Erdman, "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", *International Journal of Multiphase Flow*, Jg. 13, Nr. 6, S. 741–757, 1987, doi: 10.1016/0301-9322(87)90063-2.
- [38] B. Ofner, "Dieselmotorische Kraftstoffzerstüßung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen" Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, 2001.
- [39] S. Verhelst, J. W. G. Turner, L. Sileghem und J. Vancoillie, "Methanol as a fuel for internal combustion engines", *Progress in Energy and Combustion Science*, Jg. 70, S. 43–88, 2019, doi: 10.1016/j.pecs.2018.10.001.
- [40] G. P. Merker, *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019.
- [41] R. van Basshuysen und F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. Springer Science and Business Media; Springer Vieweg, 2017.
- [42] Institut für nachhaltige Wirtschaft und Logistik, "Potenzialanalyse Methanol als emissionsneutraler Energieträger für Schifffahrt und Energiewirtschaft", Juli 2018.
- [43] Werner Willems, Marcel Pannwitz, Marius Zubel, Jost Weber, "Sauerstoffhaltige Kraftstoffe im selbstzündenden Verbrennungsmotor", *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 2020, 2020.
- [44] Alexander Henle, "Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor" Dissertation, Technische Universität München, Lehrstuhl für Thermodynamik, 2006.
- [45] Johann Anton Wloka, "Experimentelle, numerische und motorische Charakterisierung der 3000 bar Dieseleinspritzung" Dissertation, Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2016.
- [46] I. Najar, B. Stengel, B. Buchholz und E. Hassel, "Review of 1D Spray Tip Penetration Models and Fuel Properties Influence on Spray Penetration", *SAE Int. J. Engines*, Jg. 13, Nr. 4, 2020, doi: 10.4271/03-13-04-0034.
- [47] D. L. Siebers, "Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays" in *International Congress & Exposition*, 1998, doi: 10.4271/980809.
- [48] T. F. Su, C. T. Chang, R. D. Reitz, P. V. Farrell, A. D. Pierpont und T. C. Tow, "Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on Spray SMD and D.I. Emissions" in *1995 SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition*, 1995, doi: 10.4271/952360.
- [49] H. Hiroyasu und M. Arai, "Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines" in *International Congress & Exposition*, 1990, doi: 10.4271/900475.
- [50] Heinz Öing, "Entwicklung eines neuen dieselmotorischen Injektorkonzeptes für zukünftige Emissionsgrenzwerte" Dissertation, Universität Hannover, Fachbereich Maschinenbau, 2000.
- [51] Yukinori Oishi, Akinori Miura, Nobuo Hamazaki and Yoshito Watanabe, "A Computational Study into the Effect of the Injection Nozzle Inclination Angle on the Flow Characteristics in Nozzle Holes", *SAE Technical Paper Series*, 1992, doi: 10.4271/920580.

- [52] S. Kampmann, B. Dittus, P. Mattes and M. Kirner, "The Influence of Hydro Grinding at VCO Nozzles on the Mixture Preparation in a DI Diesel Engine", *SAE Technical Paper Series*, 1996, doi: 10.4271/960867.
- [53] J. Weber *et al.*, "Diesel Spray Characterization Using a Micro-Genetic Algorithm and Optical Measurements" in *SAE 2006 World Congress & Exhibition*, 2006, doi: 10.4271/2006-01-1115.
- [54] Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister, *Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren*. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Universität München, 2015.
- [55] J. E. Dec, "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging*" in *International Congress & Exposition*, 1997, doi: 10.4271/970873.
- [56] P. F. Flynn *et al.*, "Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics, And Empirical Validation" in *International Congress & Exposition*, 1999, doi: 10.4271/1999-01-0509.
- [57] IMO, *Nitrogen Oxides (NOx) - Regulation 13*. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93Regulation-13.aspx](https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93Regulation-13.aspx) (Zugriff am: 22. Juni 2023).
- [58] Y. B. Zeldovich, "25. The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions" in *Selected Works of Yakov Borisovich Zeldovich, Volume I*, Y. B. Zeldovich und R. A. Sunyaev, Hg., Princeton University Press, 1992, S. 364–403, doi: 10.1515/9781400862979.364.
- [59] G. A. LAVOIE, J. B. HEYWOOD und J. C. KECK, "Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines", *Combustion Science and Technology*, Jg. 1, Nr. 4, S. 313–326, 1970, doi: 10.1080/00102206908952211.
- [60] C. P. Fenimore, "Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames", *Symposium (International) on Combustion*, Jg. 13, Nr. 1, S. 373–380, 1971, doi: 10.1016/S0082-0784(71)80040-1.
- [61] Q. Cui, K. Morokuma, J. M. Bowman und S. J. Klippenstein, "The spin-forbidden reaction $\text{CH}(2\Pi)+\text{N}_2\rightarrow\text{HCN}+\text{N}(4\text{S})$ revisited. II. Nonadiabatic transition state theory and application", *The Journal of Chemical Physics*, Jg. 110, Nr. 19, S. 9469–9482, 1999, doi: 10.1063/1.478949.
- [62] L.V. Moskaleva, W.S. Xia und M.C. Lin, "The $\text{CH}+\text{N}_2$ reaction over the ground electronic doublet potential energy surface: a detailed transition state search", *Chemical Physics Letters*, Jg. 331, 2-4, S. 269–277, 2000, doi: 10.1016/S0009-2614(00)01160-X.
- [63] J. SUTTON, B. WILLIAMS und J. FLEMING, "Laser-induced fluorescence measurements of NCN in low-pressure $\text{CH}_4/\text{O}_2/\text{N}_2$ flames and its role in prompt NO formation", *Combustion and Flame*, Jg. 153, Nr. 3, S. 465–478, 2008, doi: 10.1016/j.combustflame.2007.09.008.
- [64] J. Warnatz, R. W. Dibble und U. Maas, *Verbrennung: Physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*, 3. Aufl. Berlin: Springer, 2012.
- [65] H. Tschöke, *Handbuch Dieselmotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.
- [66] IMO, *Sulphur oxides (SOx) and Particle Matter (PM) - Regulation 14*. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Sulphur-oxides-\(SOx\)-%E2%80%93Regulation-14.aspx](https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Sulphur-oxides-(SOx)-%E2%80%93Regulation-14.aspx) (Zugriff am: 22. Juni 2023).
- [67] IRENA, *Innovation Outlook - Renewable Methanol*, 2021.
- [68] P. Kausch, J. Matschullat, M. Bertau und H. Mischo, *Rohstoffwirtschaft und gesellschaftliche Entwicklung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016.

- [69] LAI Immissionsschutz, *Vollzugsempfehlung Formaldehyd (Stand 09.12.2015)*.
- [70] C. Brackmann, T. Methling, M. Lubrano Lavadera, G. Capriolo und A. A. Konnov, "Experimental and modeling study of nitric oxide formation in premixed methanol + air flames", *Combustion and Flame*, Jg. 213, S. 322–330, 2020, doi: 10.1016/j.combustflame.2019.11.043.
- [71] S. C. Li und F. A. Williams, "Formation of NO_x, CH₄, and C₂ species in laminar methanol flames", *Symposium (International) on Combustion*, Jg. 27, Nr. 1, S. 485–493, 1998, doi: 10.1016/S0082-0784(98)80438-4.
- [72] J. H. Ferziger, M. Perić und R. L. Street, *Numerische Strömungsmechanik*, 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2020. [Online]. Verfügbar unter: <http://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-epflucht-1813599>
- [73] S. Lardeau und F. Billard, "Development of an elliptic-blending lag model for industrial applications" in *54th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, San Diego, California, USA, 01042016, S. 521, doi: 10.2514/6.2016-1600.
- [74] Siemens AG, *Simcenter Star-CCM+ Documentation*. [Online]. Verfügbar unter: <file:///C:/Program%20Files/Siemens/14.06.013-R8/STAR-CCM+14.06.013-R8/doc/en/online/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-7DED1D9B-AAA1-48D4-93A0-62B176764E35.html%23> (Zugriff am: 21. November 2022).
- [75] J. O. S. Palao, "Modellierung des Einflusses der Düsenströmung auf den Zerfall von Dieselstrahlen" Dissertation, Mathematisch-Naturwissenschaftlich-Technische Fakultät - Zentrum für Ingenieurwissenschaften, Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2009.
- [76] C.W. Hirt und B.D. Nichols, "Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries", *Journal of Computational Physics*, Jg. 39, Nr. 1, S. 201–225, 1981, doi: 10.1016/0021-9991(81)90145-5.
- [77] J. Sauer, "Instationär kavitierende Strömungen - Ein neues Modell, basierend auf Front Capturing (VoF) und Blasendynamik [online]", 2000.
- [78] Datenblatt, *HDA2: Einspritzmengen- und Ratenverlaufsmessgerät*. Bosch Group (moehwald), 2014.
- [79] Datenblatt, *HDA2: Einspritzmengen- und Ratenverlaufsmessgerät*. Bosch Group (moehwald), 2014.
- [80] Betriebsanleitung, *imc CRONOS-PL-SL/compact/flex*. Berlin: imc Messsysteme GmbH, 2017.
- [81] Betriebsanleitung, *imc Famos*. Berlin: imc Messsysteme GmbH, 2017.
- [82] Datenblatt, *Betriebsanleitung EKP*. DERC GmbH, 2016.
- [83] Datenblatt, *Mie-Schlieren-System*. LaVision GmbH, 2016.
- [84] F. Mayinger, *Optical Measurements: Techniques and Applications*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1994.
- [85] G. S. Settles, *Schlieren and shadowgraph techniques: Visualizing phenomena in transparent media*. Berlin: Springer, 2001.
- [86] F. Pinkert, "Experimentelle Analyse des Einflusses unkonventioneller Düsengeometrien auf den Gemischbildungsprozess mittelschnelllaufender Dieselmotoren" Dissertation, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Universität Rostock, 2016.
- [87] K. Reif, *Moderne Diesel-Einspritzsysteme: Common Rail und Einzelzylindersysteme : mit 133 Abbildungen*, 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, op. 2010.
- [88] Datenblatt, *SRS Calibration Fluid*. SRS Schmierstoff Vertrieb GmbH.

- [89] R. Payri, J. Gimeno, P. Marti-Aldaravi und V. Mendoza Alvarez, "Study of the hydraulic characteristics of two injectors fed with different fuels in a GDI system", *Fuel*, Jg. 317, S. 123196, 2022, doi: 10.1016/j.fuel.2022.123196.
- [90] J. Dernette, C. Hespel, F. Foucher, S. Houillé und C. Mounaïm-Rousselle, "Influence of physical fuel properties on the injection rate in a Diesel injector", *Fuel*, Jg. 96, Nr. 7, S. 153–160, 2012, doi: 10.1016/j.fuel.2011.11.073.
- [91] L. Shao, Z. Liu, J. Zhou und K. Yang, "Study on the influence of electronic injector nozzle geometry on the injection rate" in *Instruments (ICEMI)*, Beijing, China, 16.08.2009 - 19.08.2009, 4-773-4-777, doi: 10.1109/ICEMI.2009.5274700.
- [92] Kenji Date, Hiroyuki Nobechei, Hiroyuki Kano and Masaalo Kato, "Experimental Analysis on Fuel Flow Characteristics in the Nozzle for Direct Injection Engines", *SAE Technical Paper Series*, 1993, doi: 10.4271/931002.
- [93] D. Surek und S. Stempin, *Technische Strömungsmechanik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [94] C. Soteriou, R. Andrews, N. Torres, M. Smith und R. Kukulagunta, "Through the Diesel Nozzle Hole - A Journey of Discovery II" in *Proceedings / ILASS 2001, 17th Annual Conference on Liquid Atomization & Spray Systems*, S. 297–305.
- [95] R. Payri, X. Margot und F. J. Salvador, "A Numerical Study of the Influence of Diesel Nozzle Geometry on the Inner Cavitating Flow" in *SAE 2002 World Congress & Exhibition*, 2002, doi: 10.4271/2002-01-0215.
- [96] T. F. Su und P. V. Farrell, "CHARACTERIZATION OF HIGH-INJECTION-PRESSURE DIESEL SPRAYS WITH RELATION TO PARTICULATE AND NO_x EMISSIONS", *Atomiz Spr*, Jg. 8, Nr. 1, S. 83–107, 1998, doi: 10.1615/AtomizSpr.v8.i1.50.
- [97] B. Mohan, W. Yang, K. L. Tay und W. Yu, "Experimental study of spray characteristics of biodiesel derived from waste cooking oil", *Energy Conversion and Management*, Jg. 88, S. 622–632, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.09.013.
- [98] S. Som, S. K. Aggarwal, E. M. El-Hannouny und D. E. Longman, "Investigation of Nozzle Flow and Cavitation Characteristics in a Diesel Injector", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 132, Nr. 4, S. 63, 2010, Art. no. 042802, doi: 10.1115/1.3203146.
- [99] I. Pribicevic, "Dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung bei Einspritzdrücken bis 300 MPa" Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, 2013.
- [100] X. Li, Y. Cheng, S. Ji, X. Yang und L. Wang, "Sensitivity Analysis of Fuel Injection Characteristics of GDI Injector to Injector Nozzle Diameter", *Energies*, Jg. 12, Nr. 3, S. 434, 2019, doi: 10.3390/en12030434.
- [101] X. Wang, J. Gao, D. Jiang, Z. Huang und W. Chen, "Spray Characteristics of High-Pressure Swirl Injector Fueled with Methanol and Ethanol", *Energy Fuels*, Jg. 19, Nr. 6, S. 2394–2401, 2005, doi: 10.1021/ef050135w.
- [102] W. Zeng, M. Xu, M. Zhang, Y. Zhang und D. Cleary, "Characterization of Methanol and Ethanol Sprays from Different DI Injectors by Using Mie-scattering and Laser Induced Fluorescence at Potential Engine Cold-start Conditions" in *SAE 2010 World Congress & Exhibition*, 2010, doi: 10.4271/2010-01-0602.
- [103] D. Sahren, G. Untiedt, R. Nagel und D. Schröder, "METHASHIP - Methanol als Grundbrennstoff für die Passagierschiffahrt", 2019.
- [104] ECHA, *Registration Dossier Ethanol*. [Online]. Verfügbar unter: <https://echa.europa.eu/de/registration-dossier/-/registered-dossier/6310> (Zugriff am: 21. November 2022).

- [105] M.H.H. Ishak, F. Ismail, S. Che Mat, M. Z. Abdullah, M. S. Abdul Aziz und M.Y. Idroas, "Numerical Analysis of Nozzle Flow and Spray Characteristics from Different Nozzles Using Diesel and Biofuel Blends", *Energies*, Jg. 12, Nr. 2, S. 281, 2019, doi: 10.3390/en12020281.
- [106] R. Torelli, S. Som, Y. Pei, Y. Zhang und M. Traver, "Influence of fuel properties on internal nozzle flow development in a multi-hole diesel injector", *Fuel*, Jg. 204, Nr. 2, S. 171–184, 2017, doi: 10.1016/j.fuel.2017.04.123.
- [107] P. Rektorik, F. Schmid, J. Wloka und B. Buchholz, "Optical spray investigations and 3D-CFD numerical analysis of the nozzle flow of a methanol HPDI injector for maritime applications", *Automot. Engine Technol.*, Jg. 8, Nr. 3, S. 193–209, 2023, doi: 10.1007/s41104-023-00135-x.
- [108] D. Pélerin, "Potentiale der synthetischen Kraftstoffe Oxymethylenether und Dimethylether zur Realisierung klimaneutraler, schadstoffarmer sowie vereinfachter Dieselmotoren" Dissertation, Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, 2020 / 2021.
- [109] M. Saccullo, T. Benham und I. Denbratt, "Dual Fuel Methanol and Diesel Direct Injection HD Single Cylinder Engine Tests" in *WCX World Congress Experience*, 2018, doi: 10.4271/2018-01-0259.
- [110] O. T. Kaario, S. Karimkashi, A. Bhattacharya, V. Vuorinen, M. Larmi und X.-S. Bai, "A comparative study on methanol and n-dodecane spray flames using Large-Eddy Simulation", *Combustion and Flame*, Jg. 260, Nr. 36, S. 113277, 2024, doi: 10.1016/j.combustflame.2023.113277.
- [111] P. Rektorik, J. Wloka und B. Buchholz, "Hydraulical, optical and combustion process investigations with a methanol HPDI multi-fuel injector for medium-speed large-bore engines" in *Proceedings 12. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe*, S. 22–32.
- [112] P. Rektorik, K. Aabo und G. Stiesch, "Methanol as a viable fuel option to drive carbon-neutral shipping" in *FVTR textbook series, The future of large engines: Technology concepts and fuel options - pathway to clean shipping : the future of large engines VII - 7th Large Engine Symposium 2022*, B. Buchholz, Hg., 1 Aufl., Rostock: Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock GmbH, 2022, S. 13–30.