

Anwendung und Bewertung numerischer und experimenteller Methoden zur Analyse und Entwicklung eines Zweitakt-Freikolbenmotors

Von der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Johannes Andreas Haag

aus Karlsruhe

Hauptberichter: Prof. Dr. rer. nat. U. Riedel
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Bargende

Tag der mündlichen Prüfung 17/02/2017

Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt
Universität Stuttgart

2017

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrttechnik e.V (DLR) in Stuttgart. Mein Dank gilt zunächst Herrn Prof. Dr. rer. nat. Uwe Riedel für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit, das entgegengebrachte Vertrauen und den gewährten Freiraum bei der Umsetzung meiner Ideen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende danke ich für das Interesse an dieser Arbeit und die freundliche Übernahme des Koreferats.

Während meiner Zeit am DLR habe ich das positive und sehr offene Arbeitsklima zu schätzen gelernt. Meinen ehemaligen Kollegen am Institut für Verbrennungstechnik und am Institut für Fahrzeugkonzepte möchte ich hierfür danken.

Zum Gelingen dieser Arbeit haben im Laufe der Jahre viele Personen in unterschiedlichster Form beigetragen. So gilt mein Dank Dr. Michael Stöhr und Dr. Thomas Mosbach, die mich bei den laserdiagnostischen Messungen und Auswertungen entscheidend unterstützt und begleitet haben. Dr. Jan-Hendrik Starke möchte ich für seinen geduldigen Einsatz bei den Simulationen mit ANSYS CFX danken, Dr. Nadezhda Slavinskaya und Dr. Clemens Naumann für ihre Beiträge durch chemisch kinetische Simulationen.

Für die freundschaftliche Arbeitsatmosphäre und den großartigen Zusammenhalt danke ich den Kollegen vom Forschungsprojekt Freikolbenlineargenerator insbesondere Dr. Florian Kock, Alex Heron, Stephan Schneider, Stefan Offinger, Dr. Markus Gräf und Jürgen Gräf. Hervorheben möchte ich dabei Dr. Cornelius Ferrari und Dr. Sven-Erik Pohl, die mich gerade in der letzten Phase meiner Promotion fachlich beraten und moralisch unterstützt haben.

Dr. Marco Chiodi und Oliver Mack vom Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) möchte ich für die fachlichen Diskussionen und den daraus entstandenen inhaltlichen Impulsen danken. Thomas Stegmaier, Roman Scholl und Peter Bendix gilt mein Dank für ihre Studienarbeiten, durch die auch die vorliegende Forschungsarbeit vorangetrieben wurde.

Schließlich geht mein besonderer Dank an meine Frau und meine Kinder, ohne deren Motivation und Unterstützung die Erstellung dieser Arbeit nicht denkbar gewesen wäre. Auch meinen Eltern möchte ich für ihren fortwährenden Rückhalt danken.

Tübingen, im Februar 2017

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	viii
Zusammenfassung	xiii
Abstract	xv
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit	3
2 Stand der Technik	5
2.1 Hybridantriebe in Kraftfahrzeugen	5
2.2 Der Freikolbenlineargenerator	9
2.2.1 Aufbau und Funktionsweise	10
2.2.2 Untersuchungen zum Gesamtsystem	15
2.2.3 Untersuchungen am verbrennungsmotorischen Teilsystem	16
2.3 Der Arbeitsprozess des Zweitakt-Verbrennungsmotors	18
2.3.1 Grundlagen des Arbeitsprozesses	18
2.3.2 Grundlagen des Ladungswechsels und der Aufladung	23
2.3.3 Grundlagen der Gemischbildung	39
2.3.4 Grundlagen der Verbrennung	44
2.4 Methoden zur Analyse und Entwicklung verbrennungsmotorischer Prozesse	47
2.4.1 Laserdiagnostische Untersuchung innermotorischer Prozesse	48
2.4.2 Simulation innermotorischer Prozesse	50
2.5 Zusammenfassung	55
3 Numerische und experimentelle Methoden zur Analyse des Ladungswechsels	59
3.1 Verbrennungsmotorisches Teilsystem der ersten Generation	59
3.1.1 Komponenten des Teilsystems	61
3.1.2 Hydraulisch unterstützter Verbrennungsmotorprüfstand	64
3.2 Ladungswechsel im Freikolbenlineargenerator	67
3.3 Laseroptische Messtechnik zur Untersuchung der Zylinderinnenströmung	70
3.3.1 Particle Image Velocimetry Methode (PIV)	71
3.3.2 Laseroptischer Aufbau	74

3.3.3	Ergebnisse der PIV Messungen	76
3.4	Numerische Simulation der Zylinderinnenströmung	82
3.4.1	Grundlagen der turbulenten Strömungssimulation	82
3.4.2	Zeitlich veränderliche Berechnungsräume	86
3.4.3	Simulationsmodell und Randbedingungen	89
3.4.4	Ergebnisse der Strömungssimulation	91
3.4.5	Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse	93
3.4.6	Simulation des Ladungswechsels im gefeuerten Verbrennungsmotor	95
3.5	Zusammenfassung	101
4	Simulationsgestütztes Entwicklungsverfahren zur Auslegung der Komponenten und des Arbeitsprozesses	103
4.1	Zielsetzung des Entwicklungsverfahrens	103
4.2	Charakterisierung des bestehenden Systems im fremdgezündeten Betrieb	106
4.2.1	Experimentelle Untersuchung am Prüfstand	106
4.2.2	Strömungsmechanische Simulation mit QuickSim	108
4.2.3	Simulationsmodell des verbrennungsmotorischen Teilsystems	111
4.2.4	Ergebnisse der CFD Simulationen mit QuickSim	113
4.3	Brennverfahren mit homogener Selbstzündung	116
4.4	Konzept und simulative Auslegung des neuen verbrennungsmotorischen Teilsystems .	119
4.4.1	Anforderungen an das neue verbrennungsmotorische Teilsystem	120
4.4.2	Aufbau des Dreiventil-Zylinderkopfes	121
4.4.3	CFD Simulationen zur Auslegung des Arbeitsprozesses	122
4.5	Experimentelle Untersuchung des verbrennungsmotorischen Teilsystems der zweiten Generation	134
4.5.1	Experimentelle Ergebnisse mit fremdgezündeter Verbrennung	136
4.5.2	Experimentelle Ergebnisse mit homogener selbstzündender Verbrennung . . .	140
4.5.3	Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse	149
4.6	Zusammenfassung	151
5	Numerische und experimentelle Methoden zur Untersuchung der Gemischbildung	155
5.1	Gemischbildung im Freikolbenlineargenerator	155
5.2	Grundlegende Mechanismen der Gemischbildung	159
5.2.1	Strahlaufbruch - primärer Zerfall	159
5.2.2	Tropfenzerfall - sekundärer Zerfall	162
5.2.3	Simulation mehrphasiger Strömungen	163
5.3	Numerische Simulation der Direkteinspritzung im FKLK	165
5.3.1	Numerische Beschreibung des Strahlzerfalls	167
5.3.2	Modellierung des Tropfenzerfalls	171
5.3.3	Modellkraftstoff und Tropfenverdampfung	174

5.3.4	Berechnungsraum und Netzstruktur	175
5.3.5	Ergebnisse der Simulationen	178
5.4	Laseroptische Messtechnik zur Untersuchung der Direkteinspritzung	192
5.4.1	Laserinduzierte Fluoreszenz Methode (LIF)	194
5.4.2	Optisch zugänglicher FKLG Verbrennungsmotor	196
5.4.3	Laseroptischer Aufbau	198
5.4.4	Ergebnisse der LIF Messungen	199
5.5	Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse	201
5.6	Zusammenfassung	204
6	Zusammenfassung und Ausblick	207
	Literaturverzeichnis	215
A	Anhang	227
A.1	Spülverfahren im Zweitakt-Verbrennungsmotor	227
A.2	Anfangs- und Randbedingungen der Simulation einer instationären Durchströmung .	228
A.3	Konzept der QuickSim Simulationsumgebung	229
A.4	Spraykegelausrichtung im Vollmotormodell	230
A.5	Anfangs- und Randbedingungen der numerischen Voruntersuchung der Einspritzung	230

Formelzeichen

Lateinische Symbole

a	Beschleunigung
A	Fläche
b	spezifischer Kraftstoffverbrauch
C_a, C_D, C_v	Kontraktionsbeiwert, Durchflusskoeffizient, Geschwindigkeitsbeiwert
d, D	Durchmesser
e	innere Energie
f	Frequenz, Brennweite
h	Hub
H_u	unterer Heizwert
$\%H$	Hubprozent
k	turbulente kinetische Energie
\vec{k}	Volumenkräfte
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf
m	Masse
\dot{m}	Massenstrom
Oh	Ohnesorgezahl
p	Druck
P	Leistung
p_m	Mitteldruck
Q	Wärmemenge
R	spezifische Gaskonstante
Re	Reynoldszahl
S_A, S_R	axiale, radiale Penetration
t	Zeit
T	Temperatur
$\%T$	Periodenprozent
$v, \vec{v} = (u, v, w)^T$	Geschwindigkeit
V	Volumen
\dot{V}	Volumenstrom
W	Arbeit
We	Weberzahl

x_{RG}	Restgasanteil
$x_{\text{VG,A}}$	Verbrennungsgasanteil am Auslass
x_{VG}	Verbrennungsgasanteil
$\vec{x} = (x,y,z)^T$	Ortsvektor

Griechische Symbole

ϵ	Verdichtungsverhältnis, Dissipationsrate der Turbulenz
η	Wirkungsgrad
Θ	Spraykegelwinkel
λ_{a}	Luftaufwand
λ_{f}	Fanggrad
λ_{l}	Liefergrad
λ_{s}	Spülgrad
λ_{v}	Verbrennungsluftverhältnis
μ	dynamische Viskosität
μ_{t}	Wirbelviskosität
ν	kinematische Viskosität
ρ	Dichte
σ	Normalspannung, Oberflächenspannung
τ	Schubspannung, Spannungstensor, Zeit
Φ	Äquivalenzverhältnis
ω	Kreisfrequenz

Indizes und Abkürzungen

ad	adiabatisch
atm	atmosphärisch
A	Auslass
AGR	Abgasrückführung
AVÖ	Auslassventil öffnet
AVS	Auslassventil schließt
BP	Betriebspunkt, Betriebszustand
CE	chemisch-elektrische Energiewandlung
CFD	Computational Fluid Dynamics
CM	chemisch-mechanische Energiewandlung
DGV	Doppler Global Velocimetry
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.

e, eff	effektiv
E	Einlass
EE	elektrische Energiewandlung
EMVT	Elektromagnetischer Ventiltrieb
ETAB	Enhanced Taylor Analogy Break-up
EVÖ	Einlassventil öffnet
EVS	Einlassventil schließt
EZP	Einspritzzeitpunkt
FKFS	Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
FKLG	Freikolbenlineargenerator
Fr	Frischgas
FZ	Fremdzündung
g	gasförmig
geo	geometrisch
GF	Gasfeder
HTO	High Temperature Oxidation
i	Zählindex, innere
ign	Ignition
IFK	Institut für Fahrzeugkonzepte
IVT	Institut für Verbrennungstechnik
k	Kompression
Kr	Kraftstoff
KW	Kurbelwinkel
l	liquid, flüssig
LG	Lineargenerator
LIF	laserinduzierte Fluoreszenz
LTO	Low Temperature Oxidation
ME	mechanisch-elektrische Energiewandlung
NVH	Noise, Vibration and Harshness
OCP	Orbital Combustion Process
OT	oberer Totpunkt
PDA	Phasen Doppler Anemometrie
PFR	Plug Flow Reactor
PIV	Particle Image Velocimetry
PRF	Primary Reference Fuel
PS-HEV	Power Split Hybrid Electric Vehicle
PSR	Perfectly Stirred Reactor
r	Reibung
rel	relativ

RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RG	Restgas
Sp	Spülung
th	theoretisch
UHC	Unburned Hydrocarbons
UT	unterer Totpunkt
VB	Verbrennung
VG	Verbrennungsgas
VM 1. Gen	Verbrennungsmotor der ersten Generation
VM 2. Gen	Verbrennungsmotor der zweiten Generation
Z	Zylinder
ZZP	Zündzeitpunkt

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit behandelt die Untersuchung und Entwicklung des verbrennungsmotorischen Teilsystems eines Freikolbenmotors mit elektrischer Energieauskopplung. Dieser sogenannte Freikolbenlineargenerator (FKLG) zeichnet sich durch einen freischwingenden Aufbau ohne die mechanische Zwangsführung eines Kurbeltriebes aus. Der Verbrennungskolben, der Läufer des Lineargenerators und der Gasfederkolben sind zu einer Kolbeneinheit zusammengefasst, die zwischen der Gasfeder und dem verbrennungsmotorischen Brennraum schwingt. Dieser Aufbau führt zu neuen Freiheitsgraden in der verbrennungsmotorischen Prozessführung, da Verdichtungsverhältnis und Kolbenhubkurve variabel angepasst werden können. Ein mögliches Anwendungsgebiet des Freikolbenlineargenerators ist der Einsatz als mobile Stromerzeugungseinheit in einem batterieelektrischen Fahrzeug.

In vorangegangenen Arbeiten wurden der Lineargenerator, die Gasfeder und das verbrennungsmotorische Teilsystem der ersten Generation entwickelt und untersucht. Dies erfolgte schwerpunktmäßig im Hinblick auf die Regelung eines freischwingenden Gesamtsystems. Die vorliegende Arbeit rückt die Prozesse im Brennraum des verbrennungsmotorischen Teilsystems in den Vordergrund.

Die Herausforderungen des Zweitakt-Arbeitsprozesses im Freikolbenlineargenerator sind der ventilgesteuerte Ladungswechsel mit Kopfumkehrspülung, die innere Gemischbildung und die Verbrennung bei hohen Restgasgehalten. Zur Analyse und Optimierung dieser innermotorischen Vorgänge werden Entwicklungsverfahren ausgearbeitet, angewendet und bewertet. Das Zielbild ist dabei ein effizienter, stabiler und emissionsarmer verbrennungsmotorischer Prozess unter Ausnutzung der konzeptbedingten Variabilitäten.

Durch den Einsatz eines vollvariablen Ventiltriebssystems unterscheiden sich die Bedingungen des Ladungswechsels im kopfumkehrgespülten Brennraum des FKLG deutlich von denen in klassischen schlitzgesteuerten Zweitakt-Motoren. Das Entwicklungsverfahren zur Analyse der innermotorischen Strömungsfelder während des Ladungswechsels kombiniert Particle Image Velocimetry (PIV) Messungen mit strömungsmechanischen Simulationen. Hierzu wurde ein Prüfstands-aufbau entwickelt, der eine Vermessung der Strömungsfelder im ungefeuerten Betrieb erlaubt. Simulations- und Messergebnisse zeigen übereinstimmend eine Überlagerung aus Tumble- und Drall-Strömung im Zylinder. Während sich die Simulation zur Voraussage der charakteristischen Strömungsstrukturen sehr gut eignet, sind der Genauigkeit, mit der lokale Strömungsgeschwindigkeiten berechnet werden können, Grenzen gesetzt. Der dargelegte laserdiagnostische Messaufbau erlaubt eine Einordnung der Simulationsergebnisse und sichert damit die Analyse der Zylinderinnenströmung wesentlich ab.

Das Entwicklungsverfahren zur Untersuchung einer homogenen selbstzündenden Verbrennung in einem verbrennungsmotorischen Teilsystem der zweiten Generation basiert auf der Kombination von strömungsmechanischen Simulationen mit experimentellen Untersuchungen am Verbrennungs-

motorprüfstand. Dabei wird ein auf innermotorische Anwendungen optimierter Simulationsansatz eingesetzt, der die strömungsmechanischen Vorgänge im Brennraum und den strömungsführenden Kanälen über mehrere Arbeitsspiele bei vergleichsweise geringen Rechenzeiten räumlich abbildet. In der vorliegenden Arbeit wird der Entwicklungsprozess von Auslegungssimulationen über die Konstruktion bis hin zur experimentellen Untersuchung eines homogenen selbstzündenden Brennverfahrens im neuen Versuchsträger beschrieben. Das verbrennungsmotorische Teilsystem der zweiten Generation ermöglicht Betriebsstrategien mit innerer Abgasrückführung, sodass durch hohe Restgasgehalte eine Selbstzündung der Zylinderladung eingeleitet wird. Am hydraulisch unterstützten Verbrennungsmotorprüfstand wird erstmalig ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren in einem Freikolbenmotor dieser Bauart experimentell untersucht. Die Messergebnisse weisen nach, dass eine dynamische Anpassung der Kolbenbewegung positiv zur Steuerung des Zündzeitpunktes und damit der Wärmefreisetzung genutzt werden kann. Die ermittelten Druckanstiegsraten liegen bei gleichem Mitteldruck deutlich unter den Vergleichswerten von kurbelwellenbasierten Verbrennungsmotoren mit homogener Selbstzündung. Der eingesetzte innovative Simulationsansatz zeigt sich als ideales Werkzeug zur Analyse und Auslegung des verbrennungsmotorischen Teilsystems.

Im Zuge der Entwicklung des verbrennungsmotorischen Teilsystems der zweiten Generation zeigte sich, dass zur Verbesserung der Gemischbildung und -aufbereitung eine genauere Betrachtung des Einspritzvorgangs erforderlich ist. Das hierzu angewandte Entwicklungsverfahren kombiniert räumlich hochaufgelöste Strömungssimulationen mit laserinduzierten Fluoreszenz (LIF) Messungen. Die laserdiagnostische Untersuchung des Einspritzvorgangs erfolgt an einem optisch zugänglichen Versuchsträger im gefeuerten Betrieb. Es wird ein Messaufbau des LIF Verfahrens eingesetzt, der das bestrahlende Laserlicht und das Fluoreszenzsignal durch nur ein Fenster im Kolbenboden in den Brennraum ein- und auskoppelt. Ein Vergleich der Simulation mit laserdiagnostischen Messergebnissen zeigt, dass erst durch eine iterative Anpassung der Einspritzrichtung jedes Spraykegels die Kraftstoffausbreitung in der Simulation realitätsnah wiedergegeben wird. Das Entwicklungsverfahren verdeutlicht, dass trotz des höheren Detaillierungsgrades des Simulationsansatzes eine Untersuchung des Einspritzvorgangs ausschließlich auf Basis von Strömungssimulationen nicht verlässlich und ein Abgleich mit Messdaten entsprechend wichtig ist.

Durch die Anwendung der in dieser Arbeit vorgestellten Entwicklungsverfahren werden wichtige grundlegende Erkenntnisse über die innermotorischen Vorgänge im verbrennungsmotorischen Teil des Freikolbenlineargenerators erlangt. Im Hinblick auf eine weiterführende Entwicklung des Motor-konzeptes bildet die Arbeit eine Basis für den zielgerichteten Einsatz numerischer und laserdiagnostischer Methoden.

Abstract

This thesis covers the study and development of the internal combustion engine subsystem of a free-piston engine with electric energy extraction. The so-called Free-Piston Linear Generator (FPLG) is characterized by a mechanically unconstrained piston motion without a forced guidance by a crank mechanism. The piston of the combustion engine subsystem, the translator of the linear generator and the gas spring piston are combined to form a piston unit that oscillates between the gas spring and the combustion chamber. This structure leads to new degrees of freedom in the control of the internal combustion process since the compression ratio and piston lift curve can be adjusted variably. A possible field of application of the Free-Piston Linear Generator can be seen in on-board power generation for electric vehicles.

In previous work, the linear generator, the gas spring and the internal combustion engine subsystem of the first generation have been developed and examined. This was done mainly with regard to the control of a complete FPLG-system. The present study focuses on the processes in the combustion chamber of the internal combustion engine subsystem.

The challenges of the two-stroke working principle in the FPLG are the valve-controlled gas exchange with loop scavenging, internal mixture formation and combustion with high levels of residual gas fraction. For the analysis and optimization of these in-cylinder processes, development approaches are elaborated, applied and evaluated. This is done under the objective of an efficient, stable and low-emission combustion process taking advantage of the concept variability.

Due to the application of a fully variable valve train system, the conditions of the gas exchange in the loop scavenged combustion chamber differ significantly from those in conventional two-stroke engines with piston controlled ports. The development approach for the analysis of in-cylinder flow fields during gas exchange combines Particle Image Velocimetry (PIV) measurements with flow simulations. For this purpose, a test bench setup was developed which allows measurement of the flow fields in motored engine operating conditions. Simulation and measurement results consistently show an in-cylinder flow pattern comprised of a tumble and a swirl flow motion. While the CFD simulation is suitable for a prediction of these characteristic flow structures, the accuracy with which local flow quantities are calculated is limited. The presented laser diagnostic setup allows for a validation of the simulation results and thus helps to ensure correctness of the in-cylinder flow analysis.

The development approach for the investigation of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) in a combustion engine subsystem of the second generation is based on the combination of fluid mechanical simulations with experimental tests on the engine test bench. A 3D simulation approach specifically dedicated for the prediction of in-cylinder flow phenomena is applied in order to calculate the fluid mechanical processes in the combustion chamber and the flow-conducting elements over

several working cycles with reduced computational time. In this thesis, the development process ranging from basic flow simulations to design and manufacture to the experimental study of a HC-CI combustion process in a new combustion engine subsystem is described. The second generation combustion engine subsystem allows operating strategies with internal exhaust gas recirculation, so that self-ignition of the cylinder charge is initiated by a high residual gas fraction. On a hydraulically assisted engine test bench a HCCI combustion process is examined experimentally for the first time in a free-piston engine of this type. The measurement results show that the possibility to change the piston trajectory during operation can be advantageous in order to control the ignition timing and hence the heat release. In comparison with crankshaft-based internal combustion engines the measured pressure gradient rates during HCCI combustion are considerably lower, while the same indicated mean effective pressure is reached. The applied innovative simulation approach appears to be the ideal tool for the analysis and layout of the internal combustion engine subsystem.

While developing the second generation internal combustion engine subsystem, it became apparent that for an improvement of the mixture formation, the direct fuel injection needs to be examined in detail. For this purpose a development approach is applied which combines high-resolution flow simulations with laser-induced fluorescence (LIF) measurements. The laser-diagnostic investigation of the direct injection process is performed on an optically accessible engine in fired engine operating conditions. An optical setup of the LIF method is applied, which sends the generated laser light and receives the fluorescence signal through the same window in the piston crown. The comparison of simulation results with results of the laser diagnostic measurements shows that an iterative adjustment of the injection direction of each spray plume is necessary in order to reproduce the fuel propagation in the simulation realistically. The development approach illustrates that even with the detailed simulation, an investigation of the injection process exclusively based on flow simulations is not reliable and thus a calibration with measurement data is of great importance.

By applying the development approaches presented in this work, basic knowledge about the in-cylinder processes in the internal combustion engine subsystem of the Free-Piston Linear Generator is gained. With regard to the further development of the engine concept, the present work provides a basis for the use of numerical and laser diagnostic methods.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Nachhaltigkeit und der schonende Umgang mit vorhandenen Energieressourcen sind wichtige Themen unserer Zeit. Der durch steigende Temperaturen drohende Klimawandel birgt sowohl in politischer als auch in sozialer Hinsicht erhebliche Gefahren. Insofern besteht über die grundsätzliche Notwendigkeit von klimaschützenden Maßnahmen eine große, weltweite Übereinkunft. Leider konnte bisher jedoch - auch aufgrund von wirtschaftlichen Interessen - noch kein Durchbruch zu einer konsequenten globalen Klimapolitik errungen werden.

Ein wichtiger Schritt zur Unterstützung von politischen Entscheidungen ist die Ausarbeitung und Untersuchung von geeigneten Klimaschutzmaßnahmen. Hierzu hat das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Zusammenarbeit mit weiteren Forschungseinrichtungen im Auftrag von Greenpeace eine umfangreiche Studie mit dem Titel „Energy [R]evolution“ [135] durchgeführt. In der Studie wird deutlich gemacht, dass nahezu ein Drittel des globalen Energieverbrauchs auf den Transportsektor einschließlich Luftfahrt, Schienenverkehr und Kraftfahrzeugverkehr zurückzuführen ist. Für den Klimaschutz spielt folglich die Nachhaltigkeit des Transportwesens eine ebenso wichtige Rolle wie der Einsatz von erneuerbaren Energien für die Strom- und Wärmeerzeugung. In Abb. 1.1.1 ist die Verteilung des gesamten Energiebedarfs im Transportsektor dargestellt. Ein erheblicher Anteil von 56 % dieses Energiebedarfs entfällt auf den Personenstraßenverkehr.

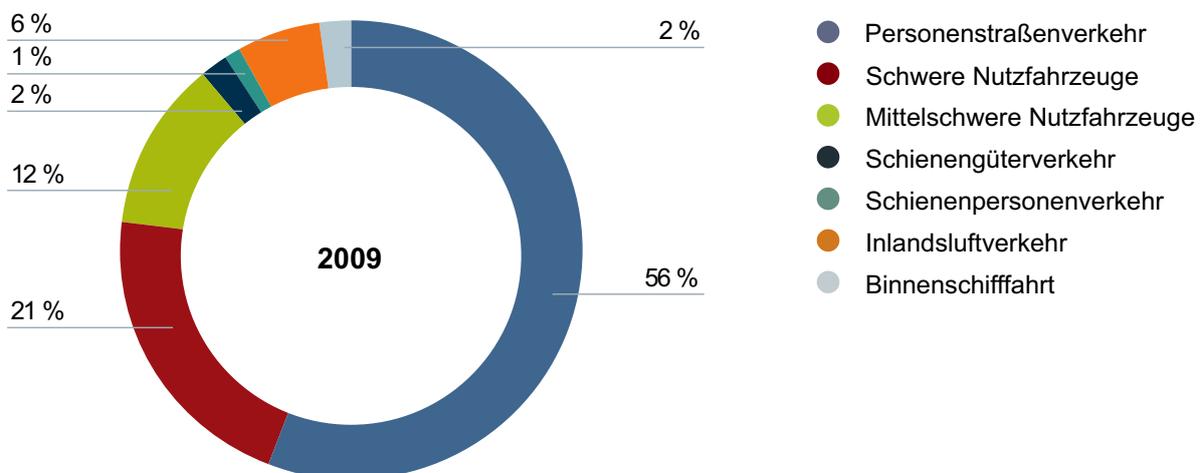


Abbildung 1.1.1: Verteilung des Energiebedarfs im Transportsektor (nach [135])

Als Maßnahmen zur Reduktion dieses Energiebedarfs und damit der Emission von klimaschädlichen Treibhausgasen werden in [135] folgende Punkte genannt:

- eine Reduktion des gesamten Transportaufkommens,
- eine Verschiebung von energieintensiven zu energiesparenden Transportkonzepten,
- eine Steigerung der Energieeffizienz durch neue Technologien.

Im Hinblick auf den Personenstraßenverkehr können beispielsweise neue Mobilitätskonzepte oder eine Verlagerung auf den Schienenverkehr zur Reduktion des Energiebedarfs beitragen. Jedoch wird auch künftig ein ausgeprägtes Bedürfnis nach individueller Mobilität bestehen, sodass der Effizienzsteigerung der Transportmittel eine äußerst große Rolle zukommt. Diese Effizienzsteigerung kann beispielsweise durch aerodynamische Optimierung, Gewichtsreduktion oder durch neue Antriebstechnologien erzielt werden.

Der Entwicklung neuer Antriebstechnologien wird derzeit besondere Beachtung geschenkt. Dabei rücken in Deutschland vermehrt auch wirtschaftliche Interessen in den Vordergrund, da die Fahrzeugtechnikbranche einen bedeutenden Wirtschaftszweig darstellt. Im Jahr 2009 hat das deutsche Bundeskabinett den *Nationalen Entwicklungsplan Elektromobilität* verabschiedet. Dieser bildet den Rahmen für künftige Technologieentwicklungen und eine anzustrebende Markteinführung von Plugin-Hybrid- und Elektrofahrzeugen in Deutschland [17, 18]. Fahrzeuge mit Elektroantrieb sollen dazu beitragen, die Emission von verkehrsbedingten Treibhausgasen sowie die Abhängigkeit von Erdölimporten zu verringern. Dabei besitzt die vollständige Elektrifizierung des Antriebsstranges, oftmals zusammengefasst unter dem Oberbegriff Elektromobilität, eine besonders große Attraktivität. Gerade in Ballungszentren erscheint der Einsatz von lokal emissionsfreien und geräuscharmen, elektrischen Antrieben vorteilhaft. Dementsprechend sind die wissenschaftlichen und industriellen Forschungsaktivitäten zur wirtschaftlichen Darstellung dieser Technologie erheblich.

Trotz der Steigerungen von Leistungs- und Energiedichte wird auch mittelfristig der Energiespeicher die Reichweite des Elektrofahrzeugs einschränken. Dies ist nicht für alle Anwendungsszenarien nachteilig, da fast 90 % der Tagesfahrleistungen geringer als 100 km sind [13]. Eine Reichweite in dieser Größenordnung ließe sich nach dem heutigen Stand der Technik auch mit einer Batterie in kompakter Größe und in vertretbarem Kostenrahmen realisieren. Zur Erzielung größerer Reichweiten sind allerdings weiterführende Ansätze notwendig, wie beispielsweise Schnellladestationen, der Wechsel der Batterie oder hybride Antriebssysteme. Auch durch die erheblichen Kosten der Speichertechnik gewinnen hybride Antriebssysteme an Aufmerksamkeit [13].

Elektrofahrzeuge mit Range Extender stellen als serielle Hybridfahrzeuge eine mögliche Bauweise hybrider Antriebssysteme dar. Dabei wird die hohe Energiedichte flüssiger und komprimierter gasförmiger Kraftstoffe genutzt, um im Bedarfsfall mit einer mobilen Stromerzeugungseinheit elektrische Energie an Bord des Fahrzeuges bereitzustellen. Elektrofahrzeuge mit Range Extender besitzen somit zwei voneinander unabhängige Energiewandler und -speicher. Als Energiewandler zur Reichweitenvergrößerung werden Brennstoffzellensysteme sowie verschiedene Verbrennungsmotoren- und Gasturbinenkonzepte diskutiert. Ein auf anforderungsspezifischen Kriterien basierender Vergleich

zwischen diesen Konzepten ist in [35] dargelegt.

Am Standort Stuttgart des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt wird ein Freikolbenlineargenerator (FKLG) entwickelt, der die Aufgaben eines Range Extenders in einer seriellen Hybridfahrzeugarchitektur erfüllen kann. In einer Freikolbenanordnung wird ein Lineargenerator unmittelbar durch einen verbrennungsmotorischen Arbeitsprozess angetrieben. Die Rückstellung der Kolbeneinheit erfolgt über eine Gasfeder, die gleichzeitig als energetischer Zwischenspeicher dient. Es ergibt sich ein integriertes System, das eine effiziente Wandlung der im Kraftstoff gespeicherten Energie in elektrische Energie ermöglicht. Der Kolben des verbrennungsmotorischen Teilsystems erfährt dabei im Gegensatz zu konventionellen Hubkolbenmotoren keine mechanische Zwangsführung, sondern bewegt sich auf einer systemeigenen Kolbenhubtrajektorie, die sich aus der Kräftebilanz der drei Teilsysteme Verbrennungsmotor, Lineargenerator und Gasfeder ergibt. Das besondere Merkmal des Konzeptes sind neue Freiheitsgrade hinsichtlich der verbrennungsmotorischen Prozessführung, da Verdichtungsverhältnis und Kolbenhubkurve auf den Betriebspunkt angepasst werden können. Im verbrennungsmotorischen Teilsystem wird ein Zweitakt-Arbeitsverfahren mit Benzindirekteinspritzung und ventilgesteuertem Ladungswechsel realisiert. Untersuchungen am verbrennungsmotorischen Teil des Freikolbenlineargenerators stehen im Zentrum dieser Arbeit.

1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit dokumentiert einen Teil der Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten zum Freikolbenlineargenerator. Mit dem Ziel, das verbrennungsmotorische Teilsystem dieses Motorenkonzepts zu analysieren und zu optimieren, werden Entwicklungsverfahren ausgearbeitet, angewendet und im Hinblick auf zukünftige Entwicklungsschritte bewertet.

Die Arbeit ist in sechs Abschnitte unterteilt: Nach diesem einleitenden Kapitel wird im zweiten Kapitel der Stand der Technik dargelegt. Es werden zunächst die Grundlagen hybrider Antriebssysteme und die Anforderungen an ein Range Extender Modul in einem batterieelektrischen Fahrzeug diskutiert. Daran anknüpfend wird die Funktionsweise des Freikolbenlineargenerators als das grundlegende Konzept der vorliegenden Arbeit erläutert. Der Fokus ist dabei auf das verbrennungsmotorische Teilsystem gerichtet. Weiterhin werden im zweiten Kapitel die Kernpunkte des Ladungswechsels, der Gemischbildung und des Verbrennungsprozesses in Zweitakt-Verbrennungsmotoren diskutiert. Unter Bezug auf die Zielsetzung dieser Arbeit wird ein Überblick über numerische und experimentelle Methoden zur Analyse und Entwicklung des verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses gegeben.

Der ventilgesteuerte Ladungswechsel mit Kopfumkehrspülung, die innere Gemischbildung und die Verbrennung bei hohen Restgasgehalten sind die zentralen Herausforderungen des Zweitakt-Arbeitsprozesses im Freikolbenlineargenerator.

Das im dritten Kapitel vorgestellte Entwicklungsverfahren hat das Ziel, unter Anwendung von laseroptischer Messtechnik die Zylinderinnenströmung während des Ladungswechsels zu untersuchen. Vor diesem Hintergrund werden das verbrennungsmotorische Teilsystem der ersten Generation, eine davon abgeleitete optisch zugängliche Brennraumtrappe und die Particle Image Velocimetry (PIV) Methode erläutert. Nach einer Diskussion der experimentellen Ergebnisse werden Simulationen der

Zylinderinnenströmung unter den Bedingungen der Prüfstandsversuche vorgestellt. Der Aufbau des Simulationsmodells wird diskutiert, simulative Randbedingungen aufgezeigt und die Simulationsergebnisse mit den experimentell gewonnenen Ergebnissen verglichen. Abschließend erfolgt ein Vergleich mit einem alternativen Simulationsansatz und eine Zusammenfassung des Entwicklungsverfahrens.

Im vierten Kapitel wird ein auf strömungsmechanischen Simulationen basierendes Verfahren zur Auslegung eines neuen verbrennungsmotorischen Teilsystems der zweiten Generation vorgestellt. Mit diesem neuen Versuchsträger soll die Variabilität der Kolbenhubkurve in Kombination mit dem unvollständigen Ladungswechsel des Zweitakt-Arbeitsprozesses zur Umsetzung eines homogenen selbstzündenden Brennverfahrens genutzt werden. Dazu wird in einem ersten Schritt eine Charakterisierung des bestehenden Verbrennungsmotors vorgenommen. Die nachfolgenden Erläuterungen zeichnen den Entwicklungsprozess von der numerischen Auslegung des Verbrennungsmotors der zweiten Generation über die Konstruktion bis hin zu experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand nach. Anhand der experimentellen Ergebnisse werden die Eigenschaften eines homogenen Selbstzündungsbrennverfahrens im FKLG Verbrennungsmotor diskutiert und bewertet. Das Kapitel wird mit einer Zusammenfassung des eingesetzten Entwicklungsverfahrens abgeschlossen.

Im fünften Kapitel wird ein Entwicklungsverfahren vorgestellt, dessen Ziel die detaillierte Untersuchung des Gemischbildungsvorgangs im verbrennungsmotorischen Teilsystem der zweiten Generation ist. Als Basis dienen die im vierten Kapitel vorgestellten Ergebnisse der Auslegungssimulationen, die eine weitere Untersuchung der Gemischbildung nahelegen. Einleitend werden die Randbedingungen der Benzindirekteinspritzung im FKLG und die Grundzüge der numerischen Simulation von Mehrphasen-Strömungen diskutiert. Das strömungsmechanische Modell und die Simulationsergebnisse des Einspritzvorgangs in den Brennraum werden im nachfolgenden Abschnitt dargelegt. Die zur Validierung der Strömungssimulation durchgeführten experimentellen Untersuchungen unter Anwendung eines laserinduzierten Fluoreszenz (LIF) Messverfahrens werden vorgestellt. Dies umfasst das Konzept und den Aufbau des optisch zugänglichen Verbrennungsmotors sowie den Abgleich der Simulationsergebnisse mit den Ergebnissen der laserdiagnostischen Untersuchung. Das Kapitel endet mit einer Zusammenfassung des Entwicklungsverfahrens.

Im letzten Kapitel werden die wichtigsten Ergebnisse und Erkenntnisse, die durch die Anwendung der vorgestellten Entwicklungsverfahren gewonnen werden konnten, zusammengefasst. Im Hinblick auf den Entwicklungsprozess des Freikolbenlineargenerators werden Vor- und Nachteile der Verfahren diskutiert und eine Bewertung vorgenommen. Abschließend werden Empfehlungen für eine weitere Entwicklung des verbrennungsmotorischen Teils des Freikolbenlineargenerators formuliert.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel wird zu Beginn eine Übersicht über verschiedene Hybridantriebssysteme gegeben. Dabei werden die Anforderungen an einen chemisch-elektrischen Energiewandler zum Einsatz in einem seriellen Hybridfahrzeug erörtert. Im Folgenden wird der Freikolbenlineargenerator als mögliche Range Extender Einheit in einem seriellen Hybridkonzept vorgestellt. Der Aufbau, die drei Teilsysteme Verbrennungsmotor, Lineargenerator und Gasfeder sowie mögliche Betriebsstrategien des FKLK Konzeptes werden anschließend erörtert. Die grundlegenden Eigenschaften des Zweitakt-Verbrennungsmotors werden dargelegt sowie die Einzelprozesse Ladungswechsel, Gemischbildung und Verbrennung in Bezug auf den FKLK Verbrennungsmotor diskutiert. Im letzten Abschnitt werden experimentelle und simulative Methoden zur Entwicklung von verbrennungsmotorischen Systemen vorgestellt.

2.1 Hybridantriebe in Kraftfahrzeugen

Als Hybridkraftfahrzeug bezeichnet man ein Fahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen Energiewandlern und zwei verschiedenen Energiespeichersystemen zum Zwecke des Fahrzeugantriebs. Hierzu werden häufig Wärmekraftmaschinen mit einem zweiten Energiewandlersystem - in den meisten Fällen einem elektrischen Antriebssystem - kombiniert [53]. Zur Wandlung der in Kraftstoffen gespeicherten Energie in mechanische Energie werden sowohl Hub- und Rotationskolbenmotoren als auch Gasturbinen und Stirlingmotoren eingesetzt. Brennstoffzellensysteme fallen zwar nicht in die Gruppe der Wärmekraftmaschinen, können jedoch die Aufgabe eines Energiewandlers ebenfalls erfüllen. Zur Erläuterung verschiedener Hybridkonzepte wird nachfolgend von der gängigen Kombination eines Verbrennungsmotors mit einem elektrischen Antriebssystem ausgegangen. Grundsätzlich können Hybridantriebe in Abhängigkeit von der Kombination der beiden Energiewandler in drei verschiedene Klassen unterteilt werden:

- paralleler Hybridantrieb,
- serieller Hybridantrieb,
- kombinierter oder leistungsverzweigter Hybridantrieb.

In Abbildung 2.1.1 sind Schemata dieser drei Hybridkonzepte dargestellt. Beim parallelen Hybridantrieb sind der verbrennungsmotorische und der elektrische Antrieb mechanisch mit den Traktionsrädern verbunden. Beide Antriebe können sowohl einzeln als auch kombiniert zum Vortrieb des Fahrzeugs genutzt werden [124]. Die Leistungsaddition erlaubt eine kleinere Auslegung des Verbrennungsmotors und des elektrischen Antriebs, ohne dass fahrdynamische Einbußen zu verzeichnen

sind. Allerdings macht dieses Konzept mehrere Getriebe, Kupplungen und Freiläufe erforderlich. Eine Überlagerung der abgegebenen Leistungen von Elektro- und Verbrennungsmotor kann über eine Zugkraftaddition (elektrischer Antrieb und Verbrennungsmotor wirken auf unterschiedliche Antriebsachsen), eine Drehzahladdition (mit einem Planetenradgetriebe) oder eine Momentenaddition (direkte mechanische Kopplung) erfolgen.

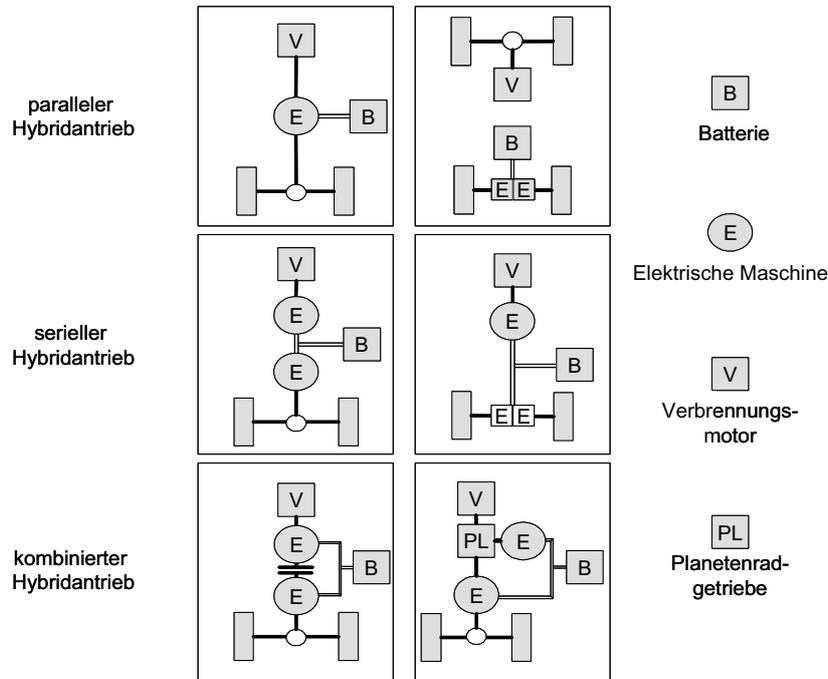


Abbildung 2.1.1: Schemata verschiedener Hybridantriebe (nach [124])

Bei seriellen Hybridantrieben sind die Energiewandler in Reihe geschaltet. Eine mechanische Verbindung zwischen der Abtriebswelle des Verbrennungsmotors und den Antriebsrädern besteht nicht. Die Traktion erfolgt ausschließlich über Elektromotoren. Der Verbrennungsmotor erzeugt durch die Kopplung an einen Generator elektrische Energie, die sowohl in einen elektrischen Speicher eingespeist als auch direkt für das elektrische Antriebssystem genutzt werden kann. Die als Ladegruppe bezeichnete Einheit aus Verbrennungsmotor und Generator kann unabhängig vom Fahrzeugzustand betrieben werden.

Als leistungsverzweigte oder kombinierte Hybridkonzepte werden Antriebssysteme bezeichnet, die eine Mischform aus seriellen und parallelen Hybridantrieben sind. Bei diesen Systemen wird die zu übertragende Leistung auf einen mechanischen und einen elektrischen Pfad aufgeteilt. Der leistungsverzweigte Hybridantrieb arbeitet dazu mit zwei elektrischen Maschinen. Wie sich die Leistung auf die beiden Pfade aufteilt, hängt vom jeweiligen Betriebszustand ab. Als Weiche zur Verteilung von mechanischer und elektrischer Leistung dient ein Planetengetriebe. Ein zentrales Steuergerät kontrolliert das Antriebssystem. Ein großer Vorteil besteht darin, dass der Verbrennungsmotor in günstigen Betriebspunkten gefahren werden kann und die elektrischen Maschinen im Vergleich zum seriellen Hybrid kleiner sind. Das im englischsprachigen Raum als Power Split Hybrid Electric Vehicle (PS-

HEV) bekannte Konzept ist unter anderem im Toyota Prius realisiert [111].

Plug-In-Hybridfahrzeuge bieten zusätzlich die Möglichkeit, den elektrischen Energiespeicher extern über das Stromnetz aufzuladen. Dabei ist der Einsatz eines größeren elektrischen Speichers im Fahrzeug sinnvoll, um kürzere Strecken rein elektrisch zurücklegen zu können. Der Hybridantrieb unter Nutzung beider Antriebssysteme wird in Folge nur noch für größere Entfernungen genutzt.

Liegt der Schwerpunkt des Fahrzeugkonzeptes auf rein elektrischem Fahren, spricht man in diesem Zusammenhang auch von batterieelektrischen Fahrzeugen mit Range Extender. Entsprechend ist hier das elektrische Antriebssystem dominant und der zusätzliche motorische Antrieb arbeitet lediglich unterstützend. Durch diesen Aufbau lassen sich die Vorteile des rein elektrischen Fahrens, wie zum Beispiel lokale Emissionsfreiheit und geringere Geräuschkentwicklung, zumindest auf kurzen Strecken nutzen. Mit der Range Extender Einheit können bei Bedarf größere Distanzen zurückgelegt werden, ohne dass die Funktionalität durch einen niedrigen Batterieladezustand maßgeblich beeinträchtigt wird. Damit stellen Range-Extender-Elektrofahrzeuge eine Mischform aus rein elektrischem Fahrzeug und Hybridfahrzeug dar. Kurzfristig erscheint es aufgrund der hohen Kosten und der unzureichenden Speicherkapazität unrealistisch, dass elektrische Fahrzeuge sich mit großen Stückzahlen am Markt durchsetzen werden [53]. Stattdessen ist eine schrittweise zunehmende Elektrifizierung zu erwarten. Fahrzeuge mit Range Extender können in dieser Phase maßgeblich zur Etablierung von elektrisch angetriebenen Fahrzeugen beitragen [87].

Die Anforderungen an das Range Extender Modul hängen wesentlich von der Gesamtfahrzeugarchitektur ab. Durch den elektrischen Hauptantrieb und die Traktionsbatterie wird ein erheblicher Anteil des Bauraumes beansprucht. Das Range Extender Modul muss deshalb ein niedriges Bauvolumen aufweisen und sollte möglichst flexibel bezüglich der Einbaulage sein. Ein uneinheitliches Bild ergibt sich bezüglich der optimalen Betriebsstrategie eines Range Extender Moduls. In [37] wird dargelegt, dass zur optimalen Auslegung eines Wankelmotors als Range-Extender Modul ein Ein- oder Zweipunktbetrieb anzustreben ist. Das bedeutet, dass der Betrieb der Verbrennungskraftmaschine unabhängig vom fahrdynamischen Zustand des Fahrzeugs erfolgt. Der Range Extender wird nur dann aktiviert, wenn ein entsprechend niedriger Batterieladezustand erreicht wird. Aufgrund der sehr niedrigen Geräuschkulisse des elektrischen Antriebs stellt dieser Blockbetrieb eine Herausforderung hinsichtlich der akustischen Auslegung des Range Extender Moduls dar. In [40] wird diese Problematik umfangreich diskutiert. Die Akustik- und Schwingungscharakteristik des Antriebs wird dabei unter dem Begriff NVH-Verhalten (Noise, Vibration and Harshness) zusammengefasst. Insbesondere bei niedrigen Geschwindigkeiten sind dies relevante Gesichtspunkte, da in diesem Stadium Wind- und Abrollgeräusche noch nicht dominant sind.

Neben konstruktiven Maßnahmen, wie der Reduzierung freier Massenkräfte durch Ausgleichssysteme oder der Anpassung des Motorlagerungskonzeptes, kann vor allem die Betriebsstrategie einen wesentlichen Beitrag zur Minderung der NVH-Problematik leisten. In [40] wird eine geräusch- und funktionsoptimale Betriebsstrategie vorgeschlagen, bei der das Range Extender Modul auf Basis eines Wankelmotors erst ab einer Geschwindigkeit von über 40 km/h zugeschaltet wird. Zwischen 50 und 100 km/h erfolgt ein linearer Anstieg der Drehzahl und der Leistung, sodass durch die Wind-

und Fahrgeräusche eine ideale Maskierung der verbrennungsmotorischen Geräusche erfolgt. Abb. 2.1.2 zeigt den Verlauf der Drehzahl bzw. der Leistung des Verbrennungsmotors und den zu überwindenden Fahrwiderstand über der Fahrgeschwindigkeit. Im Hinblick auf die Fahrzeugintegration und das NVH-Verhalten ist somit ein Range Extender Modul von Vorteil, das eine gewisse Spreizung hinsichtlich des Betriebsbereiches aufweist.

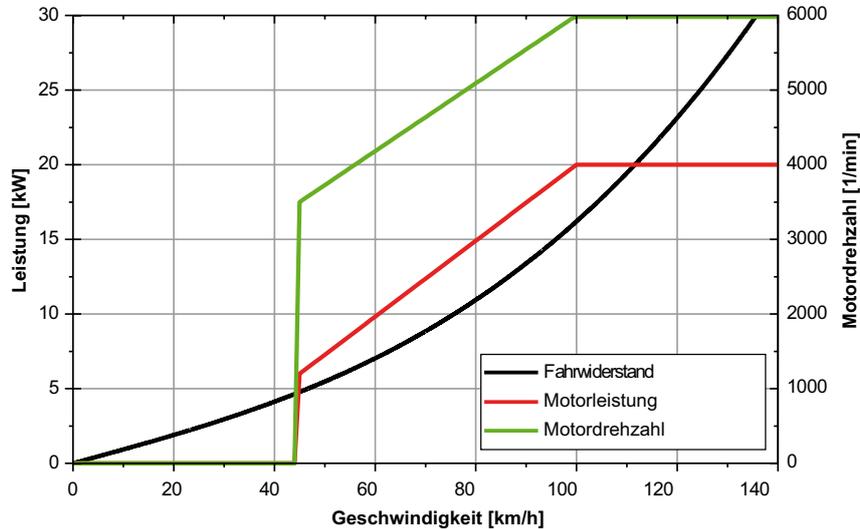


Abbildung 2.1.2: Range Extender Betriebsstrategie des FEV Liiondrive [40]

Über die akustischen Anforderungen hinaus ist das Wärmemanagement im Fahrzeug von Bedeutung. Zur Innenraumtemperierung oder zur Konditionierung der Traktionsbatterie wäre es denkbar, einen wärmegeführten Betrieb des Range Extender Moduls zu ermöglichen. Dies würde bedeuten, dass der Betriebspunkt von der angeforderten Wärmemenge bestimmt wird, die aus dem Kühlwasser oder dem heißen Abgas über Wärmetauscher ausgekoppelt wird. Die gleichzeitig generierte elektrische Leistung könnte im Fahrbetrieb zum Antrieb genutzt oder im Batteriesystem gespeichert werden. Vergleichbare Betriebsstrategien werden in kleinen motorischen Blockheizkraftwerken für die Raumheizung und Brauchwassererwärmung realisiert. Ein Range Extender Modul, das eine gewisse thermische Leistungsspanne abdecken kann, wäre in diesem Zusammenhang gleichermaßen von Vorteil.

In [35] werden verschiedene verbrennungsmotorische Range Extender Konzepte mit Gasturbinen- und Brennstoffzellensystemen verglichen. Hierzu werden die nachfolgenden grundlegenden Anforderungen an ein Range Extender System formuliert:

- geringes Gewicht und geringer Bauraum (Packaging),
- hohe Effizienz hinsichtlich der Energiewandlung,
- geringe Produktionskosten,
- günstiges Emissionsverhalten,
- günstige NVH-Eigenschaften.

Packaging und Gewicht sind vor allem deshalb relevant, da bereits durch die Traktionsbatterie und Leistungselektronik ein erheblicher Anteil des zur Verfügung stehenden Bauraumes eingenommen wird. Die Effizienz beziehungsweise der Gesamtwirkungsgrad des Range Extender Moduls (η_{CE}) wird als die elektrische Energie nach der Leistungselektronik im Verhältnis zur zugeführten, im Kraftstoff gespeicherten Energie definiert. Daher ist im Gegensatz zu Hybridfahrzeugen mit mechanischem Durchgriff der Wirkungsgrad der gesamten Energiewandlungskette von Bedeutung:

$$\eta_{CE} = \eta_{CM} \cdot \eta_{ME} \cdot \eta_{EE} \quad (2.1.1)$$

Dabei ist der Wirkungsgrad der chemisch-mechanischen Energiewandlung η_{CM} , der mechanisch-elektrischen Energiewandlung η_{ME} und η_{EE} der Wirkungsgrad der Leistungselektronik. Bei der Auswahl einer geeigneten Wärmekraftmaschine ist folglich auch die Kombinierbarkeit mit effizienten elektrischen Energiewandlern zu beachten.

Ein wichtiger technischer Aspekt ist das Emissionsverhalten der Verbrennungskraftmaschine. Hier gibt es deutliche Unterschiede zwischen dem klassischen Hubkolbenmotor, dem Wankelmotor und der Gasturbine. Brennstoffzellensysteme genießen in diesem Zusammenhang einen besonderen Status, da Schadstoffemissionen, wie sie von Verbrennungskraftmaschinen bekannt sind, hier nicht auftreten [35]. Eine ganzheitliche Betrachtung der Energiebereitstellung setzt allerdings voraus, dass die Energie zur Wasserstoffproduktion emissionsfrei und auf regenerativer Basis erzeugt wird. Grundsätzlich ist bei der vergleichenden Betrachtung auch zu berücksichtigen, mit welchem technischen Aufwand die Emissionsziele erreicht werden können. Aus Kosten- und Packaging-Gesichtspunkten ist eine aufwendige Abgasnachbehandlung bei einem Range Extender Modul unangebracht. Die zu erwartenden Produktionskosten als weiterer wichtiger Aspekt eines Vergleichs sind bei unkonventionellen Range Extender Konzepten schwer zu beziffern. Ein Vergleich mit den Kosten eines klassischen, mit hohen Stückzahlen hergestellten Verbrennungsmotors ist daher nur eingeschränkt möglich.

Zusammenfassend kann beobachtet werden, dass durch das neue Anforderungsprofil des Range Extenders auch vermehrt Antriebssysteme untersucht werden, die bisher für eine automobilen Anwendung nicht berücksichtigt wurden. Das Konzept des Freikolbenlineargenerators wird in [35] ebenfalls betrachtet und mit den genannten konkurrierenden Konzepten verglichen. Da die Anforderungen an eine Range Extender Einheit stark vom Gesamtfahrzeugkonzept und der Betriebsstrategie abhängen, kann pauschal keines der vorgestellten Antriebssysteme als das am besten geeignete bezeichnet werden. Der Freikolbenlineargenerator besitzt jedoch das Potenzial, die Summe der Anforderungen sehr gut zu erfüllen, und stellt somit eine vielversprechende Alternative zu den bekannten Range Extender Technologien dar.

2.2 Der Freikolbenlineargenerator

In diesem Abschnitt werden zunächst der grundlegende Aufbau und die Funktionsweise des Freikolbenlineargenerators erläutert. Nachfolgend werden die wichtigsten Ergebnisse vorangegangener Entwicklungsarbeiten am DLR vorgestellt und damit der Stand der Technik als Basis der vorliegenden Arbeit dargelegt.

2.2.1 Aufbau und Funktionsweise

Der Freikolbenlineargenerator ist das Konzept eines Freikolbenmotors mit elektrischer Energieauskopplung zum Einsatz als mobile Stromerzeugungseinheit. Hierzu werden die Teilsysteme Verbrennungsmotor, Lineargenerator und Gasfeder zu einem freischwingenden Aufbau kombiniert. Die translatorische Bewegung des Verbrennungskolbens wird nicht durch einen Kurbeltrieb in eine rotatorische Bewegung gewandelt. Die Rückstellung des Verbrennungskolbens wird durch eine einstellbare Gasfeder vollzogen. Verdichtungsverhältnis und Hubvolumen sind nicht durch die konstruktive Auslegung festgelegt, sondern können als Parameter während des Betriebes verändert werden.

In verschiedenen Forschungseinrichtungen wurden und werden Freikolbenmotorenkonzepte untersucht und entwickelt. Da sich alle diese Motoren durch ihren kompakten Aufbau auszeichnen, haben diese Konzepte durch das neue Anforderungsprofil eines Range Extender Moduls wieder an Aufmerksamkeit gewonnen. In [34] und [108] ist eine ausführliche Übersicht über Forschungsprojekte im Zusammenhang mit Freikolbenmotoren zu finden. Auf eine vergleichende Darstellung verschiedener Freikolbenmotorenkonzepte wird deshalb in dieser Arbeit verzichtet. Abb. 2.2.1 zeigt den schematischen Aufbau einer Einzelkolbeneinheit des FKLG.

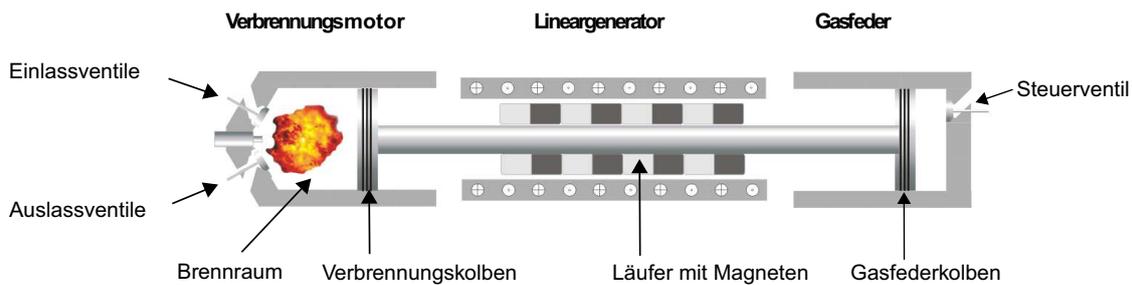


Abbildung 2.2.1: Schematischer Aufbau des FKLG

Der Kolben des Verbrennungsmotors, der Läufer des Lineargenerators und der Gasfederkolben bilden eine bauliche Einheit (Kolbeneinheit), die zwischen dem Rückfederraum der Gasfeder und dem Brennraum oszilliert. Die durch den Verbrennungsprozess freiwerdende Energie führt zu einer Druckerhöhung im Brennraum und schiebt die Kolbeneinheit in Richtung der Gasfeder. Während dieses Expansionsprozesses der Verbrennungsgase wird der Zylinderinhalt der Gasfeder verdichtet. Der permanenterregte Läufer des Lineargenerators ist mittig angeordnet, sodass über die gesamte Hublänge eine entgegen der Bewegungsrichtung wirkende Lineargeneratorkraft aufgebracht werden kann. Die Auskopplung der elektrischen Energie erfolgt während des Expansions- und des Kompressionstaktes. Hierdurch vergrößert sich das zeitliche Fenster zur Energieaufnahme und eine geringere Lineargeneratorkraft beziehungsweise eine geringe Baugröße des Lineargenerators wird möglich. Weitere Ausführungen zu Entwicklung und Aufbau des Lineargenerators sind in [112] zu finden.

Durch die Verdichtung der Luft in der Gasfeder wird eine entgegen der Bewegungsrichtung des Kolbens wirkende Kraft erzeugt. Die Gasfeder dient über die Kolbenrückstellung hinaus als Energiespeicher, um auch im Kompressionstakt eine entsprechende Energieauskopplung im Lineargenerator darstellen zu können [108]. Die Charakteristik der Gasfeder kann über die in ihr eingeschlossene

Gasmenge reguliert werden. Ein schnellschaltendes Steuerventil wird eingesetzt, um Gas zu- beziehungsweise abzuführen, während der Gasfederkolben seine untere Totpunktlage durchläuft.

Im verbrennungsmotorischen Teilsystem wird ein fremdgezündeter Zweitakt-Arbeitsprozess mit einer ventilgesteuerten Kopfumkehrspülung ausgeführt. Der Gaswechsel erfolgt über im Zylinderkopf angebrachte Tellerventile, während der Verbrennungskolben den unteren Totpunkt durchläuft. In dieser Phase sind Einlass- und Auslassventile gleichzeitig geöffnet. Die erforderliche Druckdifferenz zwischen den Einlass- und Auslasskanälen wird durch einen externen Kompressor erzeugt. Klassische Ladungswechselorgane in Form von Schlitzten sind nicht vorgesehen, da dies zu einer wesentlichen Einschränkung der Hubvariabilität des Motorenkonzepts führt. Zur Betätigung der Ventile wird ein vollvariabler elektromagnetischer Ventiltrieb eingesetzt. Dieses System ermöglicht die Definition von Ventilsteuerzeiten und Hubkurven unabhängig von der momentanen Kolbenposition. Durch diese Kombination von vollvariablem Ventiltrieb und variabler Kolbenhubtrajektorie entsteht ein Verbrennungsmotor, der im Vergleich zu kurbelwellenbasierten Motoren zusätzliche Freiheitsgrade aufweist. Dies stellt einerseits ein großes Potenzial zur Optimierung des motorischen Verbrennungsprozesses dar. Andererseits führen diese zusätzlichen freien Parameter zu einer Steigerung der Systemkomplexität, sodass die Entwicklung eines optimalen Betriebes anspruchsvoller wird.

Zur Reduktion der bei Zweitakt-Motoren kritischen Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen ist im Verbrennungsmotor eine innere Gemischbildung realisiert. Der Kraftstoff wird zu Beginn der Kompressionsphase in den geschlossenen Brennraum eingespritzt. Das resultierende Gemisch aus Luft und verdampftem Kraftstoff wird durch eine Zündkerze entflammt. Grundsätzlich ist der Verbrennungsmotor des FKLG nicht zwangsläufig mit einem fremdgezündeten Brennverfahren zu betreiben. Alternativ kann durch eine entsprechende Betriebsstrategie auch ein Brennverfahren mit homogener Selbstzündung realisiert werden. Die Entwicklung dieser Betriebsstrategie als auch die numerische und experimentelle Untersuchung der homogenen selbstzündenden Verbrennung sind Bestandteil dieser Arbeit.

Die Möglichkeit, einen Viertakt-Arbeitsprozess im verbrennungsmotorischen Teilsystem umzusetzen, wird in [34] diskutiert. Hierbei werden verschiedene Konzepte zur Darstellung zweier zusätzlicher Ladungswechseltakte (Ausschieben und Ansaugen) dargelegt. Ein wesentlicher Vorteil des Viertakt-Arbeitsprozesses wäre die Übertragbarkeit von etablierten Technologien aus dem klassischen Motorenbau. Etwaige Verbrauchs- und Emissionsnachteile des Zweitakt-Arbeitsprozesses könnten vermieden werden. Unabhängig vom gewählten Konzept ergeben sich jedoch Nachteile hinsichtlich des erzielbaren Gesamtsystemwirkungsgrades und der Leistungsdichte. Zusammenfassend wird in [34] festgestellt, dass aus systemischer Sicht das Zweitakt-Arbeitsverfahren im Freikolbenlineargenerator von Vorteil ist.

Der Entwicklungsprozess von einer grundlegenden Auslegung der drei Teilsysteme bis zum in Abb. 2.2.2 dargestellten freischwingenden Gesamtsystem basiert auf einem am DLR entwickelten systematischen Ansatz. Ein wesentlicher Gesichtspunkt ist die starke gegenseitige Beeinflussung von Verbrennungsmotor, Lineargenerator und Gasfeder. Eine voneinander unabhängige Entwicklung der Teilsysteme ist nicht möglich. Beispielhaft soll an dieser Stelle die Optimierung des Zündzeitpunktes

als ein charakteristischer Parameter des Verbrennungsprozesses und die Auswirkungen auf die Gasfeder und den Lineargenerator diskutiert werden. In Übereinstimmung mit konventionellen Hubkolbenmotoren ist der Zündzeitpunkt im FKLG eine wichtige Steuergröße zur Beeinflussung des Brennverlaufes. Bleiben Verbrennungsluftverhältnis, Frequenz und Ladedruck konstant, wirkt sich der Zündzeitpunkt maßgeblich auf den Druckverlauf im Brennraum und damit auf den inneren Wirkungsgrad und die erzielbare Leistung aus [51]. Bei klassischen Hubkolbenmotoren gibt es einen optimalen Zündzeitpunkt, bei dem der größte innere Wirkungsgrad erzielt werden kann. Zur Orientierung wird dabei der Schwerpunkt des Brennverlaufes bestimmt, bei dem 50% der gesamten im Kraftstoff gespeicherten Energiemenge in Wärme umgesetzt ist. Zur Erzielung eines verbrauchsoptimalen Betriebes wird bei Hubkolbenmotoren üblicherweise eine Schwerpunktlage des Brennverlaufes 8° KW nach dem oberen Totpunkt angestrebt [82].

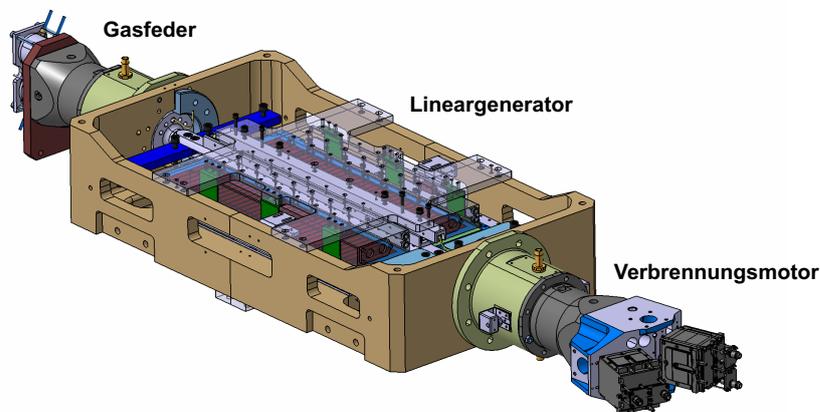


Abbildung 2.2.2: Freischwingendes FKLG Gesamtsystem

Im Fall des FKLG können diese Erfahrungswerte aus dem klassischen Motorenbau nur bedingt übernommen werden. Der zentrale Unterschied zu konventionellen Motoren ist die variable systemeigene Kolbenhubkurve. Eine Verschiebung des Zündzeitpunktes verändert den Druckverlauf und beeinflusst damit das Kräfteverhältnis zwischen den drei Teilsystemen. Wird der Verlauf der Lineargeneratorkraft nicht angepasst, folgt aus der Zündzeitpunktverschiebung eine neue Kolbenhubtrajektorie und damit eine neue Volumenfunktion. Die Auswirkungen dieser veränderten Volumenfunktion auf den Verbrennungsprozess sind nur schwer abzuschätzen. Durch eine Anpassung der Lineargeneratorkraft und der Federsteifigkeit der Gasfeder kann auf eine Veränderung des Druckverlaufes im Brennraum reagiert werden. Es ist folglich möglich, eine im Hinblick auf den Verbrennungsprozess günstige Volumenfunktion zu erzielen. Anhand dieses Beispiels wird deutlich, dass durch die Entkopplung von einem Kurbeltrieb die Variabilität und damit die Optimierbarkeit des Systems steigt. Grundsätzlich ist es jedoch nicht möglich, die drei Teilsysteme unabhängig voneinander zu betrachten, ohne die Wechselwirkungen in Bezug auf ein FKLG Gesamtsystem zu berücksichtigen. Die zur Entwicklung des Freikolbenlineargenerators angewandte Entwicklungsmethodik beinhaltet die Integration eines zusätzlichen hydraulischen Aktorsystems. Diese hydraulische Einheit ermöglicht

eine weggeregelte Bewegung der Kolbeneinheit, ohne dass alle Teilsysteme aktiv sind. Im Hinblick auf die Entwicklung des Verbrennungsmotors können somit Untersuchungen durchgeführt werden, ohne dass Lineargenerator und Gasfeder an das System gekoppelt sind. Die Konzeption und Entwicklung des hydraulischen Aktorsystems wird in [34] ausführlich beschrieben. Mit der Zielsetzung, ein erstes lauffähiges Gesamtsystem zu entwickeln, weist das entwickelte Aktorsystem die nachfolgenden Eigenschaften auf:

- variabler Hub (bis maximal 90 mm),
- variable Totpunkte,
- variable Trajektorie der Kolbenbewegung,
- maximale Betriebsfrequenz von 25 Hz,
- Veränderbarkeit der Betriebsparameter während des Betriebes.

Die Festlegung der Aktoreigenschaften in Bezug auf die Betriebsfrequenz und den Kolbenhub erfolgte auf Basis von Simulationen des Gesamtsystems. Dabei wird von einer elektrischen Leistung der einzelnen FKLG Einheit von 25 kW ausgegangen. Die Gesamtsystemsimulationen in [108] zeigen, dass zur Erreichung einer entsprechenden Leistungsdichte eine Frequenz von 50 Hz angestrebt werden sollte. Im Hinblick auf die Entwicklung der Teilsysteme ist eine Absenkung der Betriebsfrequenz hingegen sinnvoll. Insbesondere die Güte des Ladungswechselprozesses hängt stark von der Betriebsfrequenz ab. Geht man von konstanten Ventilsteuerzeiten aus, verringert sich das zeitliche Fenster zur Durchführung des Ladungswechsels mit steigender Frequenz erheblich. Damit wird es zunehmend schwieriger, eine ausreichende Frischgasmenge in den Brennraum zu fördern. Auch in Bezug auf die dynamischen Anforderungen an den elektromagnetischen Ventiltrieb ist eine Begrenzung der Betriebsfrequenz auf 25 Hz notwendig. Nicht zuletzt ist das auf die Verarbeitung von großen Signalmengen ausgelegte Regelungs- und Steuerungssystem des Entwicklungsprüfstandes ein limitierender Faktor für die Betriebsfrequenz.

Der hydraulische Aktor zur Durchführung der Untersuchungen am Verbrennungsmotor ist ein doppelwirkender Gleichlauf-Hydraulikzylinder. Dieser wird durch eine hydraulische Anlage mit einem Vordruck von 300 bar und einem maximalen Durchfluss von 1000 l/min versorgt. Sowohl Systemdruck als auch maximaler Durchfluss sind wichtige Größen im Hinblick auf die Dynamik und die maximale Kraft, die die Kolbenstange generieren kann. Werden die Abmessungen der Druckkammern des Hydraulikzylinders berücksichtigt, so kann nachgewiesen werden, dass mit diesem System die Anforderungen bezüglich eines maximalen Hubes von 90 mm und einer variablen sinusförmigen Trajektorie bei einer Frequenz von 25 Hz erreicht werden. Eine detaillierte Beschreibung des Regelungskonzeptes für den hydraulischen Aktor ist in [67] zu finden.

Das methodische Vorgehen zur Entwicklung des Freikolbenlineargenerators unter Einbeziehung des hydraulischen Aktors ist in Abb. 2.2.3 dargestellt. Die erste Entwicklungsstufe basiert dabei auf einer jeweiligen Kopplung der drei Teilsysteme mit dem Aktorsystem. Dieses ersetzt die beiden fehlenden

Teilsysteme. Das Ziel dieser ersten Entwicklungsstufe ist die Basisauslegung und Optimierung von Verbrennungsmotor, Lineargenerator und Gasfeder. Die Trajektorie der Kolbeneinheit wird vorgegeben und wegbasiert nachgeregelt. In der zweiten Entwicklungsstufe werden Verbrennungsmotor und Gasfeder miteinander kombiniert und zusammen mit dem hydraulischen Aktor verbunden. Der Verbrennungsmotor und die Gasfeder können in Kombination untersucht werden, ohne die Systemkomplexität zusätzlich durch den Lineargenerator zu erhöhen. Im Hinblick auf die Kräftebilanz und der daraus resultierende Kolbenbewegung kann der Lineargenerator auch durch den hydraulischen Aktor simuliert werden. Im Vergleich zu den kurzzeitig auftretenden Maximalkräften des Verbrennungsmotors und der Gasfeder ist die über den gesamten Kolbenhub konstante Lineargeneratorkraft relativ gering. Dies zeigen die in [108] durchgeführten Simulationen des Gesamtsystems. Die Lineargeneratorkraft ist demnach um einen Faktor 20 kleiner als die maximale am Kolben des Verbrennungsmotors auftretende Kraft durch die Verbrennung.

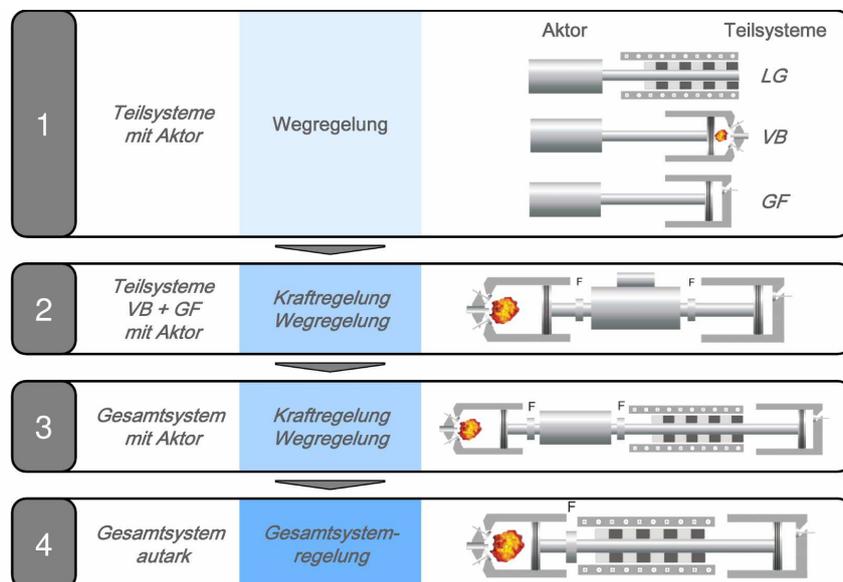


Abbildung 2.2.3: Schema der FKLG Entwicklungsmethodik [34]

Die Prüfstände der zweiten und dritten Entwicklungsstufe verfügen gleichermaßen über eine wegbasierte Regelung. Jedoch ist diesem Basisregelkreis eine übergeordnete Regelung hinzugefügt, die auf einer Bilanz der Schnittkräfte zwischen den Teilsystemen basiert. Wie in Abb. 2.2.3 angedeutet, wird der Verlauf der Kolbenstangenkräfte vor und hinter dem hydraulischen Aktor messtechnisch erfasst. Das Ziel dieses Regelungsansatzes ist die Entwicklung eines quasiautarken Betriebes, bei dem die Kolbeneinheit mit einer systemeigenen Frequenz und Trajektorie frei schwingt. Dies ist dann erreicht, wenn sich die Kräfte vor und hinter dem Aktor aufheben und das hydraulische System nur noch passiv mitbewegt wird. Das Auffinden dieses Betriebszustandes ist ein iterativer Prozess, da der übergeordnete Regelkreis aufgrund der erforderlichen Berechnungsvorgänge nicht kontinuierlich aktualisiert werden kann. Die Entwicklung der Prüfstandsregelung der dritten Entwicklungsstufe ist ein wesentlicher Schritt zu einem freischwingenden FKLG Gesamtsystem. Weitere Ausführungen zu

diesem Entwicklungsprüfstand sind in [34] zu finden.

Die letzte Stufe des Entwicklungsprozesses stellt ein autarkes FKLG Gesamtsystem dar. Dabei wird auf die Unterstützung durch das hydraulische Aktorsystem verzichtet. Die Teilsysteme Verbrennungsmotor, Lineargenerator und Gasfeder müssen derart aufeinander abgestimmt sein, dass die Systemstabilität ausschließlich über die Regelungsstrategie sichergestellt werden kann. Die Ergebnisse der Untersuchungen des quasiautarken Systems stellen dabei die Grundlage zur Realisierung des freischwingenden Gesamtsystems dar. Die Entwicklung und Untersuchung des autarken FKLG Gesamtsystems ist Bestand aktueller Forschungsarbeit am Institut für Fahrzeugkonzepte.

Die in dieser Arbeit vorgestellten Prüfstände und Messmethoden basieren auf den hydraulisch unterstützten Prüfständen der ersten Entwicklungsstufe. In den beiden nachfolgenden Abschnitten werden die wichtigsten Erkenntnisse vorangegangener Forschungsarbeiten in Bezug auf das Gesamtsystem und den verbrennungsmotorischen Teil des FKLG dargestellt. Die Ergebnisse dieser Arbeiten stellen den Ausgangspunkt der vorliegenden Arbeit dar und beschreiben den Stand der Technik im Hinblick auf das FKLG Konzept.

2.2.2 Untersuchungen zum Gesamtsystem

Der Grundstein aller Forschungsaktivitäten am FKLG sind die von Pohl in [108] veröffentlichten simulativen Betrachtungen eines freischwingenden Gesamtsystems. Auf Basis einer objektorientierten Modellbibliothek wurde ein physikalisches Streckenmodell des Freikolbenlineargenerators erstellt und untersucht. Anhand dieses Modells wurden Steuerungs- und Regelungsmechanismen zur Kontrolle des freischwingenden Systems entwickelt. Die charakteristischen Eigenschaften des Gesamtsystems wurden durch Parameterstudien ermittelt. Hierdurch konnten grundsätzliche Aussagen zum Systemverhalten des FKLG gemacht werden, insbesondere in Bezug auf die Wechselwirkung der drei Teilsysteme.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich die Lastregelung in einem Freikolbenmotor nach FKLG Bauart grundsätzlich von der in einem konventionellen Vier- oder Zweitakt-Motor unterscheidet. Der Hub und das Verdichtungsverhältnis sind keine konstruktiv festgelegten Parameter, sondern können aktiv durch Systemgrößen wie beispielsweise dem Vordruck der Gasfeder und dem Kraftverlauf des Lineargenerators gesteuert werden. Die Betriebsfrequenz ist hingegen eine systemeigene Größe und bleibt im gesamten Lastbereich weitestgehend konstant.

In [108] wird gezeigt, dass es trotz einer geringen Abhängigkeit vom Betriebszustand möglich ist, das System in einem schmalen Frequenzbereich zu betreiben. Hierzu werden vier Teillastbetriebszustände ($0 < BP < 0.8$) und ein Volllastbetriebszustand ($BP = 1$) mit einer maximalen elektrischen Leistung von 15 kW betrachtet. Die Steuerung der Leistung erfolgt durch eine Variation des Hubraumes bei gleichzeitiger Anpassung des Verdichtungsverhältnisses. Zur Berücksichtigung von unerwünschten klopfenden Verbrennungsprozessen wurde ein Klopfkriterium definiert, welches eine Grenze für das maximal einstellbare Verdichtungsverhältnis darstellt. Abb. 2.2.4 zeigt die Leistungsabgabe, Systemfrequenz und das Verdichtungsverhältnis für die untersuchten Betriebszustände. Es wird deutlich, dass die Frequenz im gesamten Betriebsbereich nur schwach schwankt. Dies ist insbesondere zur Auslegung des verbrennungsmotorischen Teilsystems vorteilhaft. Gasdynamische Effekte im Einlass-

und Auslasstrakt haben einen großen Einfluss auf den Zweitakt-Ladungswechsel. Die den Spülvorgang bestimmenden zeitlichen Verläufe des Druckes im Einlass- und Auslasskanal sind von der Betriebsfrequenz und den geometrischen Abmessungen des Einlass- und Auslasstraktes abhängig.

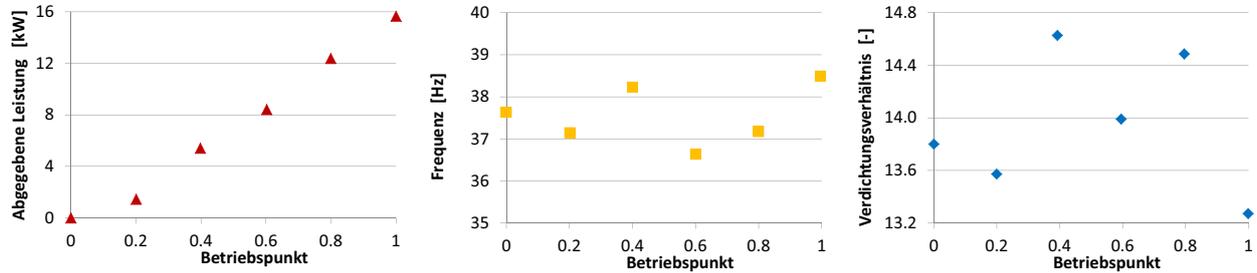


Abbildung 2.2.4: Leistung, Frequenz und Verdichtungsverhältnis der FKLG Gesamtsystem-simulation [108]

Wird das verbrennungsmotorische Teilsystem in einem engen Frequenzbereich betrieben, wird eine hinsichtlich der Gasdynamik optimale konstruktive Auslegung möglich. Eine Abschätzung der Teilsystemwirkungsgrade von Verbrennungsmotor und Gasfeder erfolgt in [108] durch eine Arbeitsprozessrechnung. Eine lastabhängige Anpassung des Hubes und des Verdichtungsverhältnisses führt im Verbrennungsmotor auch bei geringen Lasten zu hohen inneren Wirkungsgraden. Im Bestpunkt erreicht das verbrennungsmotorische Teilsystem einen inneren Wirkungsgrad von 42,3%. Aufgrund der stark vereinfachten Modellierung des Verbrennungsprozesses sind die ermittelten Größen jedoch keine verlässliche Aussage. Gleichwohl kann durch die Simulationen das Potenzial des FKLG aufgezeigt werden, durch den variablen Hub und das variable Verdichtungsverhältnis im Teillastbetrieb einen Wirkungsgradvorteil zu erzielen.

Im zweiten Teil der Arbeit von Pohl werden Gasfederkonzepte mit einstellbarer Kennlinie für den Einsatz im FKLG theoretisch und experimentell untersucht. Grundsätzlich lässt sich eine veränderliche Federsteifigkeit durch eine massenvariable Gasfeder oder durch eine volumenvariable Gasfeder darstellen. Bei der massenvariablen Variante wird die Anpassung der Kennlinie durch eine Vergrößerung oder Verringerung der eingeschlossenen Gasmasse erreicht. Bei einer volumenvariablen Gasfeder kann das Federvolumen im Betrieb verändert werden. Die experimentellen Untersuchungen beider Bauformen zeigen deutliche Vorteile der massenvariablen Gasfeder hinsichtlich des erzielbaren inneren Gasfederwirkungsgrades auf. Für die Anwendung im Freikolbenlineargenerator wird deshalb die weitere Entwicklung einer massenvariablen Gasfeder empfohlen.

2.2.3 Untersuchungen am verbrennungsmotorischen Teilsystem

Zentraler Bestandteil der Arbeit von Ferrari ist die Entwicklung und experimentelle Untersuchung des verbrennungsmotorischen Teilsystems der ersten Generation [34]. Die im vorangegangenen Abschnitt vorgestellte mehrstufige Entwicklungsmethodik und das vollvariable Prüfstandskonzept einschließlich des hydraulischen Aktors werden hier ebenfalls vorgestellt. Der dokumentierte Entwicklungsstand des FKLG Konzepts stellt in Bezug auf den Verbrennungsmotor die Ausgangsbasis der vorliegenden Arbeit dar. Die Komponenten des verbrennungsmotorischen Teilsystems der ersten Ge-

neration und der hydraulisch unterstützte FKLG Prüfstand werden ausführlich in Abschnitt 3.1.1 und 3.1.2 diskutiert. Im Folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse der Untersuchungen von Ferrari wiedergegeben.

Vor dem Hintergrund eines ottomotorischen Zweitakt-Arbeitsprozesses in Kombination mit einer über Tellerventile gesteuerten Umkehrspülung wurde zunächst der Ladungswechsel betrachtet. Eine umfassende quantitative Bewertung des Ladungswechsels einschließlich der Ermittlung entsprechender Kennzahlen kann nach [34] nur mittels aufwändiger Gasentnahme-Messtechnik oder 3D CFD Simulationen erfolgen. Durch experimentelle Untersuchungen im geschleppten Betrieb wurden die Auswirkungen unterschiedlicher Ventilsteuerzeiten auf die zugeführte Frischluftmasse und den Druckverlauf untersucht. Dabei wurde festgestellt, „dass eine Erhöhung der Frequenz deutlich über 20 Hz mit der vorliegenden Zylinderkopfgeometrie nur noch bedingt möglich ist, da hierfür nicht mehr der erforderliche Gasmassenaustausch realisiert werden kann“ [34]. Für zwei charakteristische Betriebspunkte erfolgte eine auf 3D CFD Simulationen basierend Analyse des Ladungswechsels. Bei den gewählten Betriebsbedingungen kann eine ausreichende Frischluftmenge zugeführt werden, sodass bei einer Betriebsfrequenz von 20 Hz mit diesem Aufbau ein stabiler Betrieb darstellbar ist. Gleichzeitig wird deutlich gemacht, dass zur Spülung des Brennraumes durch einen geringen Fanggrad ein hohes Ladedruckniveau erforderlich ist. Dementsprechend ist eine vergleichsweise hohe Verdichterleistung erforderlich.

Die Untersuchungen im gefeuerten Betrieb erfolgten mit der Zielsetzung, verbrennungsmotorische Parameter zu identifizieren, die im freischwingenden FKLG zur Steuerung und Regelung des Systems eingesetzt werden können. Hierzu wurden Messreihen durchgeführt, bei denen jeweils eine Parametergröße variiert wurde. Untersucht wurden der Kolbenhub, das Verdichtungsverhältnis, der Zündzeitpunkt, das Verbrennungsluftverhältnis, der Ladedruck, die Trajektorie der Kolbenbewegung und die Frequenz. Die Ventilsteuerzeiten wurden im Rahmen dieser Untersuchungen nicht variiert, da deren Einfluss auf den Verbrennungsprozess derart komplex ist, dass eine nur auf experimentellen Untersuchungen basierende Bewertung nicht sinnvoll erscheint. Gleichwohl wird festgestellt, dass eine auf den Steuerzeiten basierende Laststeuerung denkbar ist. Die Ergebnisse zeigen, dass für die Regelung des freischwingenden autarken FKLG Gesamtsystems die Parameter Zündzeitpunkt, Verdichtungsverhältnis und Verbrennungsluftverhältnis verwendet werden können. Erfolgt eine Änderung des Kolbenhubes ausschließlich über eine Anpassung der Gasfederkonstante, so kann dieser nicht als Stellgröße periodenspezifisch angepasst werden. Die Vergrößerung oder Verringerung der eingeschlossenen Gasmasse erfordert eine zeitliche Dauer, die ein Arbeitsspiel übersteigt. Die Dynamik, mit der der Ladedruck verändert werden kann, hängt stark vom Laderkonzept ab. Gleichwohl ist davon auszugehen, dass eine Ladedruckanpassung mehrere Arbeitsspiele andauern wird. Damit eignet sich der Ladedruck als alleinige Steuergröße nicht. Die Trajektorie der Kolbenbewegung und die Frequenz können im freischwingenden FKLG Gesamtsystem nur noch indirekt beeinflusst werden. Ihre Bedeutung als Steuergrößen ist demnach gering.

Als letzter Entwicklungsschritt wird in [34] die methodische Vorgehensweise zur Untersuchung eines FKLG Gesamtsystems mit hydraulischer Unterstützung beschrieben. Es wurde ein quasiautarker

Betrieb mit einer freien Schwingung trotz des integrierten hydraulischen Aktors demonstriert. Die systemeigene Frequenz und Trajektorie der Kolbenbewegung wurden durch einen auf umfangreichen Versuchsreihen basierenden, iterativen Ansatz ermittelt. Als wichtiges Ergebnis wird die aus Gesamtsystemsimulationen bekannte Kolbenhubkurve mit verlängerter Kompressions- und verkürzter Expansionsphase durch die experimentellen Ergebnisse bestätigt. Die mit diesem quasiautarken Prüfstand gewonnenen Erkenntnisse bilden die Grundlage für den Betrieb eines autarken FKLG Gesamtsystems.

2.3 Der Arbeitsprozess des Zweitakt-Verbrennungsmotors

Das Konzept des Freikolbenlineargenerators beinhaltet einen Zweitakt-Arbeitsprozess im verbrennungsmotorischen Teilsystem. Diese grundlegende Anforderung basiert auf Effizienzbetrachtungen des Gesamtsystems und wurde bereits eingehend in Abschnitt 2.2.1 erörtert. Im ersten Teil dieses Abschnitts wird das Grundprinzip des Zweitakt-Arbeitsprozesses dargelegt. Nachfolgend werden die Grundzüge und besondere Ansätze zur Realisierung des Ladungswechsels in einem Zweitakt-Verbrennungsmotor erörtert. Gemischbildung und Verbrennung sind hinsichtlich der Leistungs- und Emissionscharakteristik wichtige Prozesse und werden nachfolgend diskutiert. Im Bezug auf die innere Gemischbildung des FKLG Motorenkonzepts stehen Technologien zur Benzindirekteinspritzung im Fokus. Im letzten Teil werden die Unterschiede des fremdgezündeten Verbrennungsprozesses im Zweitakt- und Viertakt-Ottomotor dargelegt.

2.3.1 Grundlagen des Arbeitsprozesses

Verbrennungsmotoren werden in verschiedensten Anwendungen weltweit zur Bereitstellung von mechanischer oder elektrischer Energie eingesetzt. Entsprechend des Anforderungsprofils ihrer Anwendung kommen Motoren mit Viertakt- oder Zweitakt-Arbeitsprozess zum Einsatz. Allen Verbrennungsmotoren gemein ist der zeitliche Ablauf eines Arbeitsspiels. Dieser setzt sich aus den folgenden Schritten zusammen:

- Kompression der Zylinderladung,
- Verbrennung und Freisetzung der im Kraftstoff gespeicherten Energie,
- Expansion der Verbrennungsgase und Kraftübertragung auf den Kolben,
- Abführen der Verbrennungsgase,
- Zuführen des frischen Gemisches.

Der grundlegende Unterschied zwischen Zweitakt- und Viertakt-Arbeitsprozess ist die Ausführung des Gas- bzw. Ladungswechsels. Als solcher wird das Abführen von Verbrennungsgasen am Ende der Expansion und das Zuführen von Frischgas für das nachfolgende Arbeitsspiel bezeichnet. Beim Viertakt-Arbeitsprozess erfolgt der Gaswechsel während zweier zusätzlicher Arbeitstakte (Ausschiebe- und Ansaugtakt). Durch die Kolbenbewegung werden die Verbrennungsgase aktiv ausgeschoben und

die Frischladung in den Brennraum gefördert. Zur Darstellung eines verbrennungsmotorischen Arbeitsspiels sind folglich vier Takte (bzw. zwei Perioden) erforderlich. Aufgrund der rein linearen Bewegung des Freikolbenmotors wird in dieser Arbeit ausschließlich der Begriff einer Periode verwendet. Dieser bezeichnet die zeitliche Dauer der Kolbenbewegung vom oberen Totpunkt (OT) bis zum Erreichen der Ausgangslage im nächsten oberen Totpunkt.

Beim Zweitakt-Motor erfolgt bei jedem Aufwärtshub eine Kompression und bei jedem Abwärtshub eine Expansion. Ein verbrennungsmotorisches Arbeitsspiel umfasst lediglich eine Periode. Daraus ergibt sich die Anforderung, während des Durchlaufens des unteren Totpunktes die Verbrennungsgase ab- und das Frischgas zuzuführen. In der am häufigsten realisierten Bauweise erfolgt der Gaswechsel über Spülschlitze, die vom Kolben während der Abwärtsbewegung freigegeben werden (Abb. 2.3.1).

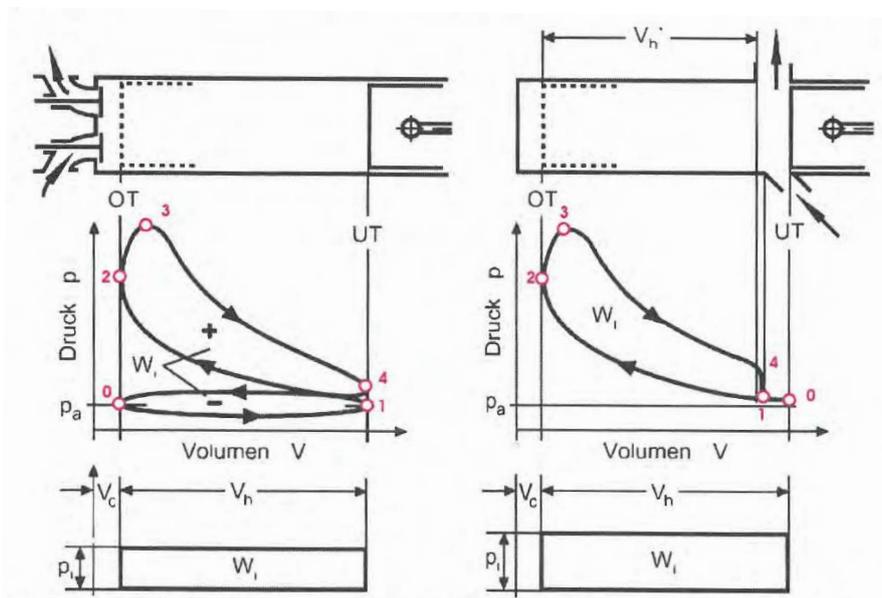


Abbildung 2.3.1: Schematische Darstellung und p - V Diagramm des Viertakt-Arbeitsprozesses (links) und Zweitakt-Arbeitsprozesses (rechts) [116]

Die Expansion der Verbrennungsgase wird mit dem Überfahren der Auslassschlitze beendet. Die heißen Abgase strömen in den Abgastrakt und es kommt zu einem raschen Druckabfall im Brennraum. Über die nachfolgend freigegebenen Einlassschlitze wird das Frischgas zugeführt. Während dieser Phase des Ladungswechsels durchläuft der Kolben den unteren Totpunkt. Durch das gleichzeitige Öffnen der Einlass- und Auslasskanäle kann es zu einem Verlust an Frischladung kommen, da diese direkt in die Abgasstrecke entweicht. Während des Aufwärtshubes wird zunächst der Einlassschlitz und kurz darauf der Auslassschlitz durch den Kolben verschlossen und die neue Zylinderladung komprimiert. Der zeitliche Ablauf dieser Vorgänge lässt sich anschaulich am p - V Diagramm des Zweitakt-Prozesses nachvollziehen (vgl. Abb. 2.3.1). Der zum Vergleich dargestellte Viertakt-Arbeitsprozess beginnt mit dem Ansaugen des Frischgases (0-1). Nach Durchlaufen des unteren Totpunktes wird die Zylinderladung verdichtet (1-2), verbrannt (2-3) und während des Expansionstakts entspannt (3-4).

Das Ausschleichen der Verbrennungsgase schließt ein Arbeitsspiel ab (4-0). Die innere Arbeit eines Arbeitsspiels ergibt sich im p - V Diagramm aus der Differenz der Flächen von Hochdruckschleife und Ladungswechselschleife. Der Zweitakt-Arbeitsprozess durchläuft prinzipiell die gleichen Phasen. Weite Bereiche der Ansaug- (0-1) und Ausschleibephase (4-0) laufen jedoch zeitlich parallel ab. Die weitere zeitliche Abfolge von Verdichtung, Verbrennung und Expansion unterscheidet sich nicht vom Viertakt-Arbeitsprozess.

Bei gleicher Drehzahl und gleichem Hubvolumen kann mit dem Zweitakt-Arbeitsprozess im Vergleich zum Viertakt-Arbeitsprozess eine größere innere Arbeit erzielt werden. In Abb. 2.3.1 wird dies durch das Produkt aus innerem Mitteldruck p_{mi} und dem Hubvolumen V_h in Form einer Fläche W_i dargestellt. Dies ist durch die geringeren Ladungswechselverluste des Zweitakt-Arbeitsprozesses begründet. Die Arbeitsverluste der Ladungswechselschleife fehlen vollständig. Ein günstiges Leistungsgewicht kann beim Zweitakt-Arbeitsprozess aber vor allem durch die doppelte Anzahl an Arbeitsspielen pro Zeiteinheit erzielt werden. Eine Verdopplung der Leistung wird indessen nicht erreicht, da die Ladungswechseleffizienz im Vergleich zum Viertakt-Motor deutlich schlechter ausfällt: Aufgrund von hohen Restgasgehalten gelingt eine vollständige Füllung mit Frischgemisch nicht [52]. Das Zweitakt-Arbeitsprinzip wird nach heutigem Stand der Technik sowohl in sehr großen Dieselmotoren (Schiffsantriebe) als auch in hubraumkleinen Ottomotoren (Kleinkrafträder, handgeführte Arbeitsgeräte) eingesetzt. Die Betriebsweise und baulichen Randbedingungen großer, langsam laufender Marinedieselmotoren widersprechen jedoch in vielen Punkten den Anforderungen, die an das verbrennungsmotorische Teilsystem des FKLG gestellt werden. Deshalb werden in dieser Arbeit vor allem Technologien betrachtet, die für Ottomotoren mit kleinen Hubräumen entwickelt wurden. Zunächst werden die wichtigsten Größen zur Beschreibung des Arbeitsprozesses von Zweitakt-Verbrennungsmotoren eingeführt. Diese Größen werden nachfolgend bei der Diskussion der numerischen und experimentellen Ergebnisse verwendet.

Verdichtungsverhältnis

Die Definition des Verdichtungsverhältnisses auf Basis des Kolbenhubes vom unteren bis zum oberen Totpunkt gilt auch für Zweitakt-Motoren. Die tatsächliche Verdichtung der Zylinderladung erfolgt hingegen erst nach dem Überfahren der Schlitze beziehungsweise Schließen der Ventile. Deshalb wird ein effektives Verdichtungsverhältnis definiert, welches aus dem effektiven Verdichtungshub $V_{h'}$ berechnet wird. Das geometrische Verdichtungsverhältnis ϵ und das effektive Verdichtungsverhältnis ϵ' werden definiert als

$$\epsilon = \frac{V_h + V_k}{V_k} \quad (2.3.1) \quad \text{und} \quad \epsilon' = \frac{V_{h'} + V_k}{V_k}. \quad (2.3.2)$$

Arbeit, Mitteldruck und Leistung

Die durch den Arbeitsprozess verrichtete innere Arbeit W_i entspricht der Volumenänderungsarbeit

$$W_i = - \oint p dV. \quad (2.3.3)$$

Anschaulich kann die innere (indizierte) Arbeit im p - V Diagramm als die vom Kurvenverlauf eingeschlossene Fläche betrachtet werden. Beim Viertakt-Verbrennungsmotor wird durch die zwei zusätzlichen Takte zwischen einer Hochdruckschleife und einer Ladungswechselschleife unterschieden. Beim Zweitakt-Verbrennungsmotor wird nur eine Hochdruckschleife durchlaufen (vgl. Abb.2.3.1). Die bei einem Arbeitsspiel abgegebene Arbeit bezogen auf das Hubvolumen stellt die charakteristische Größe des Mitteldruckes dar. Dabei wird der innere (indizierte) Mitteldruck p_{mi} aus der inneren Arbeit W_i , der effektive Mitteldruck p_{me} aus der effektiven Arbeit W_e und der Reibmitteldruck p_{mr} aus der durch die mechanischen Verluste verursachten Reibungsarbeit W_r ermittelt:

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_h}, \quad (2.3.4)$$

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_h}, \quad (2.3.5)$$

$$p_{mr} = \frac{W_r}{V_h}, \quad (2.3.6)$$

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mr}. \quad (2.3.7)$$

Die indizierte Leistung P_i lässt sich aus dem inneren Mitteldruck p_{mi} bestimmen. Dabei gelten die folgenden Definitionen für den Zwei- und Viertakt-Arbeitsprozess

$$P_i = V_h \cdot \frac{f}{2} \cdot p_{mi} \quad (\text{Viertakt}), \quad (2.3.8)$$

$$P_i = V_h \cdot f \cdot p_{mi} \quad (\text{Zweitakt}). \quad (2.3.9)$$

Hier ist f die Betriebsfrequenz beziehungsweise die Drehzahl des Verbrennungsmotors. Mit dem Faktor $\frac{1}{2}$ wird berücksichtigt, dass beim Viertakt-Verbrennungsmotor nur bei jeder zweiten Periode ein Verbrennungsvorgang stattfindet. Entsprechend können eine effektive Leistung P_e und eine durch Reibungsverluste verursachte Leistung P_r definiert werden. Die indizierte Leistung P_i wird aus den Messdaten der Druckindizierung des Brennraumes ermittelt. Am Kurbelwellenmotor entspricht die mechanische Leistung an der Abtriebswelle der effektiven Leistung. Damit werden bei Verbrennungsmotoren klassischer Bauart nicht nur mechanische Reibungsverluste (Kolbenringe, Kurbeltrieb usw.), sondern auch die Verlustleistung der Nebenaggregate in die Reibleistung miteinbezogen. Im Gegensatz zum Hubkolbenmotor kann beim Freikolbenlineargenerator die effektive Leistung nicht direkt in Form einer mechanischen Leistung abgenommen werden. Die Nebenaggregate wie Einspritzpumpe, Ventiltrieb und Lader werden elektrisch angetrieben und sind somit nicht mechanisch mit der Kolbenbewegung gekoppelt. Nach [34] kann die effektive Leistung entweder als elektrische Ausgangsleistung des Lineargenerators oder als innere Leistung abzüglich der Reibungsverluste des Kolbens definiert werden. Die erste Definition erscheint aus Sicht des Gesamtsystems sinnvoller, da die gesamte Energiewandlungskette einschließlich aller Verluste berücksichtigt wird.

Wirkungsgrad

Der innere Wirkungsgrad η_i setzt die innere Arbeit W_i ins Verhältnis zur im Kraftstoff gespeicherten Energie Q_{Kr} . Q_{Kr} wird aus der Masse m_{Kr} und dem Heizwert H_u des zugeführten Kraftstoffs ermittelt

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{Kr}}. \quad (2.3.10)$$

Der innere Wirkungsgrad beschreibt somit den Anteil der chemisch gespeicherten Energie, der vom Arbeitsgas an den Kolben abgegeben wird. In Übereinstimmung mit der Definition des Mitteldruckes und der Leistung werden ein effektiver und ein mechanischer Wirkungsgrad definiert

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{Kr}}, \quad (2.3.11) \quad \eta_m = \frac{W_r}{Q_{Kr}}. \quad (2.3.12)$$

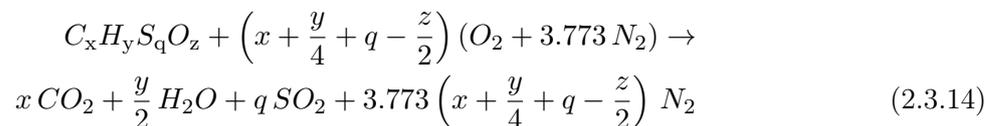
Wie bereits bei der Definition der effektiven Leistung erläutert, sollte in Bezug auf das FKLK-Konzept der effektive Wirkungsgrad auf Basis der elektrischen Arbeit (Leistung) des Lineargenerators festgelegt werden. Dies setzt jedoch voraus, dass bei vergleichenden energetischen Betrachtungen mit konventionellen Hubkolbenmotoren die zusätzlichen Verluste des letzten mechanisch-elektrischen Wandlungsschrittes berücksichtigt werden.

Oftmals wird zur Bewertung der Energiewandlung statt des Wirkungsgrades der innere spezifische Kraftstoffverbrauch b_i angegeben. Dabei wird für Vergleichsbetrachtungen der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{Kr} auf die innere Leistung bezogen [124]

$$b_i = \frac{\dot{m}_{Kr}}{P_i}. \quad (2.3.13)$$

Luftbedarf und Verbrennungsluftverhältnis

Die Effizienz und Emissionscharakteristik eines Motors werden maßgeblich durch die Randbedingungen und den zeitlichen Ablauf des Verbrennungsprozesses geprägt. Von zentraler Bedeutung ist dabei das Verhältnis von zugeführtem Kraftstoff zur im Brennraum gefangenen Frischluft. Als stöchiometrischer Luftbedarf L_{st} wird die Luftmenge bezeichnet, die zur vollständigen Verbrennung einer definierten Menge Kraftstoff erforderlich ist. L_{st} hängt von der Kraftstoffzusammensetzung ab und lässt sich aus den Massenanteilen der im Kraftstoff enthaltenen chemischen Komponenten ermitteln. Werden die zahlreichen Zwischenreaktionen der Verbrennung vernachlässigt und das Ideal einer vollständigen Verbrennung angenommen, lässt sich für einen Kraftstoff mit der Zusammensetzung $C_xH_yS_qO_z$ die folgende stöchiometrische Reaktionsgleichung schreiben [124]:



Aus der Zusammensetzung der Luft ergibt sich der stöchiometrische Luftbedarf nach:

$$L_{st} = \frac{1}{0.21} \left(x + \frac{y}{4} + q - \frac{z}{2}\right) \frac{\text{kmol Luft}}{\text{kmol Kraftstoff}} \quad (2.3.15)$$

Der Faktor 0.21 ist der molare Anteil von Sauerstoff in der zugeführten Frischluft. Der stöchio-

metrische Luftbedarf lässt sich in der Praxis bestimmen, wenn durch eine Elementaranalyse die Massenanteile von Kohlenstoff (c), Wasserstoff (h), Schwefel (s) und Sauerstoff (o) im Kraftstoff bestimmt wurden. L_{st} in kg Luft je kg Brennstoff ergibt sich dann aus [105]:

$$L_{st} = 137.8 \left(\frac{c}{12.01} + \frac{h}{4.032} + \frac{s}{32.06} - \frac{o}{32.00} \right) \frac{\text{kg Luft}}{\text{kg Kraftstoff}} \quad (2.3.16)$$

Die charakteristische Zusammensetzung der Zylinderladung wird durch das Verbrennungsluftverhältnis λ_V beschrieben. Es steht für das Verhältnis der im Zylinder eingeschlossenen Frischluftmenge m_{Fr} zu der zur Verbrennung der zugeführten Kraftstoffmenge m_{Kr} erforderlichen Mindestluftmenge m_{Lst} [105].

$$\lambda_V = \frac{m_{Fr}}{m_{Lst}} \quad \text{mit} \quad m_{Lst} = L_{st} \cdot m_{Kr} \quad (2.3.17)$$

Da für die innermotorischen Vorgänge die tatsächliche, im Brennraum gefangene Frischluftmasse von Interesse ist, wird in dieser Arbeit ausschließlich das Verbrennungsluftverhältnis λ_V verwendet. Als Äquivalenzverhältnis Φ wird der Kehrwert des Verbrennungsluftverhältnisses definiert.

2.3.2 Grundlagen des Ladungswechsels und der Aufladung

Beim Zweitakt-Verbrennungsmotor muss der Austausch der Zylinderladung gegen Ende des Expansions- und zu Beginn des Verdichtungstaktes erfolgen. Der Ladungswechsel ist in seinem Kern ein Spülvorgang, da Einlass- und Auslasskanäle gleichzeitig geöffnet sind. Durch ein positives Druckgefälle zwischen Einlass und Auslass strömt das frische Gemisch beziehungsweise bei innerer Gemischbildung die Frischluft in den Brennraum ein. Die Herausforderung besteht einerseits darin, eine ausreichende Menge Frischgas in einem begrenzten Zeitfenster in den Brennraum zu fördern. Bleiben die Steuerzeiten in Bezug auf die Kolbenposition konstant, verringert sich bei steigender Frequenz die absolute zeitliche Dauer des Ladungswechsels. Ein vollständiger Austausch der Gase im Brennraum wird zunehmend schwieriger. Andererseits spielt die Qualität des Spülvorgangs eine erhebliche Rolle. Da die Einlass- und Auslassventile gleichzeitig geöffnet sind, ist es möglich, dass ein Teil der eintretenden Frischluft direkt wieder durch das Auslassventil den Brennraum verlässt. Dieser Prozess wird als Kurzschlussströmung bezeichnet und sollte möglichst effektiv unterbunden werden, da das überspülte Frischgas nicht am Verbrennungsprozess teilnimmt. In der Literatur werden zwei weitere Grenzfälle des Spülvorgangs in Zweitakt-Verbrennungsmotoren beschrieben [32, 105, 124] (vgl. Abb. 2.3.2).

Die Verdrängungsspülung stellt den optimalen Gaswechselfvorgang dar. Die eintretende Frischluft schiebt das Verbrennungsgas aus dem Brennraum, ohne dass es zu einer Durchmischung kommt. Durch das Auslassventil strömt ausschließlich das Verbrennungsgas. Die Verdünnungsspülung repräsentiert das entgegengesetzte Verhalten von Frischluft und Verbrennungsgas. Es kommt im Brennraum zu einer vollständigen Durchmischung beider Gase. Entsprechend besteht auch der Massenstrom am Auslassventil zu gleichen Teilen aus Verbrennungsgas und Frischluft. Es ist ersichtlich, dass

Verdünnungsspülung und Kurzschlusspülung unerwünschte Grenzfälle sind, die einen vollständigen Ladungswechsel nicht zulassen.

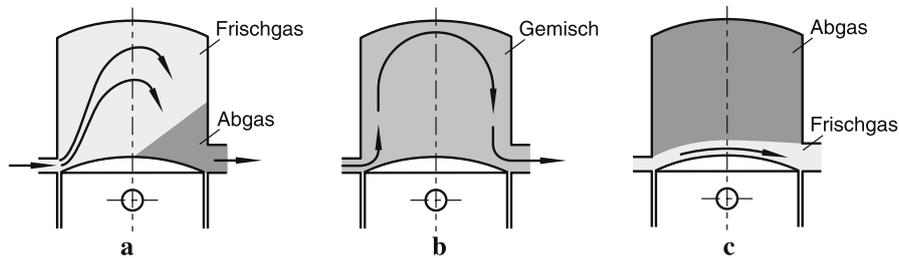


Abbildung 2.3.2: a Verdrängungsspülung, b Verdünnungsspülung, c Kurzschlusspülung [32]

Bei ausgeführten Zweitakt-Motoren ergibt sich ein Ladungswechsel, der eine Überlagerung der drei Grenzfälle darstellt. Schon auf Basis dieser grundlegenden Erläuterungen wird deutlich, dass bei einer vergleichenden Betrachtung von Zwei- und Viertakt-Arbeitsprozess der Zweitakt-Ladungswechsel durch seine Randbedingungen als komplexer bezeichnet werden kann.

Prinzipbedingt ist beim Zweitakt-Verbrennungsmotor ein erhöhtes Druckniveau in der Einlassstrecke (Spüldruck) erforderlich. Zur Erzeugung des Spüldruckes werden in Abhängigkeit vom Anwendungsgebiet verschiedene technische Ansätze verfolgt. Bei Zweitakt-Verbrennungsmotoren mit sehr kleinen Hubräumen, beispielsweise für handgeführte Arbeitsgeräte, wird der Spüldruck durch eine in das Kurbelgehäuse integrierte Spülpumpe generiert. Die Kolbenunterseite wird dabei zur Verdichtung der in das Kurbelgehäuse angesaugten Frischluft verwendet. Dadurch lässt sich ein sehr kompakter Aufbau realisieren. Werden externe Spülpumpen verwendet, lässt sich eine konventionelle Druckumlaufschmierung im Kurbelgehäuse realisieren. Es gibt vielfältige konstruktive Ausführungen von externen Spülpumpen (vgl. [52]). Ihre Bedeutung ist im Sinne einer breiten technischen Anwendung für Zweitakt-Verbrennungsmotoren jedoch gering. Eine weitere Möglichkeit zur Erzeugung des Spüldruckes bietet die externe Aufladung. Bei klassischen Verbrennungsmotoren wird dabei ein mechanisch mit dem Kurbeltrieb verbundener Lader eingesetzt.

Eine Übersicht über verschiedene Aufladungskonzepte, die mit dem FKLK kombiniert werden könnten, ist in [34] zu finden. Bei dem in dieser Arbeit vorgestellten Forschungsmotor wird die Ladeluft einem zentralen Druckspeicher entnommen, sodass die Erzeugung des Spüldruckes vom Motor unabhängig erfolgt. Für ein autarkes Gesamtsystem wird eine Abgasturboaufladung, gegebenenfalls in Kombination mit einem elektrisch angetriebenen Lader, favorisiert.

Während sich bei Viertakt-Motoren die Aufladung mittels Abgasturbolader durchgesetzt hat, ist beim Zweitakt-Arbeitsprozess eine alleinige Abgasturboaufladung ungleich schwieriger. Bei langsam laufenden Zweitakt-Schiffsdieselmotoren wird eine Abgasturboaufladung sowohl nach dem Stauaufladungs- als auch nach dem Stoßaufladungsprinzip realisiert [52]. Bei der Stauaufladung werden in einem Ausgleichsbehälter vor der Turbine die Druck- und Massenstromschwankungen des Abgasmassenstroms gedämpft. Obwohl die kinetische Energie im Abgas dadurch reduziert wird, ergeben sich durch den konstanten Massenstrom hohe Turbinenwirkungsgrade. Die Aufstauung führt zu einer Erhöhung des Gegendrucks in der Auslassstrecke, sodass für den Spülprozess der Ladedruck angehoben

werden muss. Im Vergleich zum Viertakt-Verbrennungsmotor treten im Zweitakt-Verbrennungsmotor aufgrund der Kurzschlussströmung deutlich niedrigere Abgastemperaturen auf. Infolgedessen ist bei geringer Last die Energie im Abgas und damit die Turbinenleistung nicht ausreichend, um den benötigten Ladedruck zu erzeugen. Aus diesem Grund werden Systeme mit Stauaufladung in der Regel mit einem weiteren sekundären Ladersystem (Turbo- oder Rotationsverdichter) kombiniert, das in Reihen- oder Parallelschaltung in die Einlassstrecke integriert wird.

Falls sich der Betrieb auf einen schmalen Drehzahlbereich beschränkt, kann bei Zweitakt-Schiffsdieselmotoren auch eine Stoßaufladung ohne zusätzliches sekundäres Ladersystem umgesetzt werden [52]. Das Prinzip der Stoßaufladung basiert auf der Nutzung der kinetischen Energie im Abgasmassenstrom unmittelbar nach dem Öffnen des Auslassventils. Durch die Öffnungssteuerzeit des Auslassventils kann die Enthalpie des Abgases am Turbineneintritt und damit die Turbinenleistung aktiv beeinflusst werden. Durch ein frühes Öffnen des Auslassventils wird allerdings die Expansionsphase verkürzt, sodass die innere Leistung des Zweitakt-Arbeitsprozesses verringert wird. Insbesondere bei höheren Lasten kann der Gewinn an Ladedruck durch den Turbolader nicht die Verluste in der Expansionsphase kompensieren, sodass die Stoßaufladung gegenüber der Stauaufladung im Hinblick auf den Wirkungsgrad des gesamten Arbeitsprozesses im Nachteil ist. Bezüglich des FKLG Verbrennungsmotors muss deutlich gemacht werden, dass die vorgestellten Konzepte zur Abgasturboaufladung nur bei langsam laufenden Schiffsdieselmotoren Stand der Technik sind. Eine direkte Übertragbarkeit ist somit nicht gegeben. Durch die Kombination eines Abgasturboladers mit einem vom motorischen Arbeitsprozess unabhängigen elektrischen Lader sollte jedoch bei allen Betriebszuständen ein ausreichender Spüldruck bereitgestellt werden können.

2.3.2.1 Kennzahlen des Ladungswechsels

Zur Charakterisierung des Spülvorgangs und zur Bewertung der Ladungswechselgüte sind Kennzahlen erforderlich. Die in dieser Arbeit verwendeten Kennzahlen folgen den in [32, 105] dargelegten Definitionen und Ausführungen zum Ladungswechsel. Einleitend werden die in den Brennraum eintretenden und austretenden Gasmassen sowie die Zusammensetzung der Massen innerhalb der Systemgrenzen des Zylinders betrachtet.

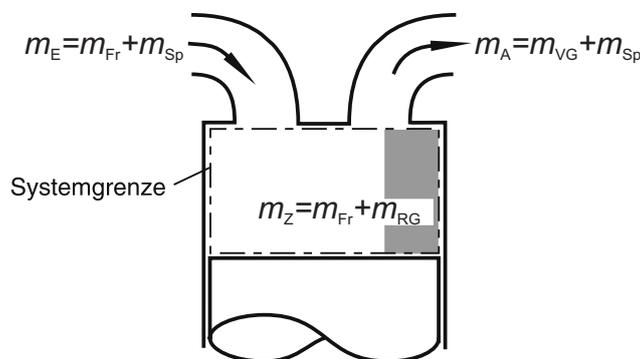


Abbildung 2.3.3: Massenaufteilung beim Ladungswechsel [32]

m_E ist die gesamte, während des Ladungswechsels in den Brennraum eintretende Luftmenge. Ein Teil

dieser Luftmasse entweicht aufgrund der Kurzschlussströmung wieder aus dem Brennraum (Spülmasse m_{Sp}). Der verbleibende Rest (Frischlufte m_{Fr}) kann am Verbrennungsprozess teilnehmen.

$$m_E = m_{Fr} + m_{Sp}. \quad (2.3.18)$$

Der Zylinderinhalt m_Z setzt sich aus der Frischladung und dem nach Vollendung des Spülvorgangs im Brennraum verbleibenden Verbrennungsgas (Restgasmasse m_{RG}) zusammen

$$m_Z = m_{Fr} + m_{RG}. \quad (2.3.19)$$

Der Begriff Restgas bezeichnet den Anteil des Verbrennungsgases, der am Ende des Ladungswechsels im Brennraum noch vorhanden ist und bis zum nächsten Verbrennungsprozess unverändert vorliegt. Die durch das Auslassventil austretende Gasmasse setzt sich aus dem Verbrennungsgas (m_{VG}) und der Spülmasse zusammen

$$m_A = m_{VG} + m_{Sp}. \quad (2.3.20)$$

Anhand dieser Größen kann der Ladungswechsel vollständig beschrieben werden. Um eine Vergleichbarkeit auch unabhängig von absoluten Größen zu erreichen, werden die folgenden dimensionslosen Kennzahlen verwendet:

Luftaufwand

Der Luftaufwand ist ein Maß für die dem Brennraum während des Ladungswechsels zugeführte Frischluftmasse bezogen auf eine theoretische Ladungsmasse m_{th}

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}} \quad \text{mit} \quad m_{th} = \frac{p \cdot V_h}{R \cdot T}. \quad (2.3.21)$$

Die theoretische Ladungsmasse m_{th} wird mit der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase berechnet. Dabei wird das Hubvolumen V_h und ein Referenzzustand des Gases zugrunde gelegt. Dieser Referenzzustand ist entweder der Umgebungszustand (p_{atm} , T_{atm}) oder der Zustand im Einlasskanal (p_E , T_E). Wird die theoretische Ladungsmasse auf den Umgebungszustand bezogen, ist der Luftaufwand ein Maß für die Strömungsverluste in der gesamten Einlassstrecke sowie im Zylinder. Wird stattdessen die theoretische Ladungsmasse auf den Zustand im Einlasskanal bezogen, werden nur die Verluste im Bereich der Einlassventile und des Zylinders berücksichtigt [105]. Der in dieser Arbeit betrachtete Aufbau des FKLG Verbrennungsmotors besitzt keinen eigenen externen Lader. Die dem Motor zugeführte Ladeluft wird einem großen zentralen Druckspeicher entnommen. Eine Berücksichtigung der Ladedruckerzeugung und der Verluste in der gesamten Einlassstrecke ist bei der Definition der theoretischen Ladungsmasse deshalb nicht sinnvoll. Im Nachfolgenden wird die theoretische Ladungsmasse ausschließlich mit den Bedingungen im Einlasskanal berechnet.

Der Luftaufwand wird sowohl durch die konstruktive Ausführung des Motors als auch durch den Betriebszustand (Ventilsteuerzeiten, Ladedruck) beeinflusst. Durch die Messung des eintretenden

Luftmassenstroms kann diese Kennzahl auch am Motorenprüfstand experimentell ermittelt werden. Mit dem Luftaufwand kann bewertet werden, ob eine ausreichende Menge Frischluft einströmt, um den Brennraum mit Frischluft neu zu befüllen. Über die tatsächliche Zusammensetzung der Zylinderladung und damit über die Qualität des Ladungswechsels kann auf Basis des Luftaufwands keine Aussage gemacht werden. Hierzu werden die folgenden weiteren Kennzahlen des Ladungswechsels herangezogen:

Liefergrad

Der Liefergrad setzt die nach dem Ladungswechsel im Brennraum gefangene Frischladungsmasse ins Verhältnis zur theoretischen Ladungsmasse m_{th}

$$\lambda_l = \frac{m_{Fr}}{m_{th}}. \quad (2.3.22)$$

Fanggrad

Der Fanggrad bezeichnet das Verhältnis von im Zylinder gefangener Frischladung zur gesamten zugeführten Frischladungsmasse

$$\lambda_f = \frac{m_{Fr}}{m_E}. \quad (2.3.23)$$

Spülgrad

Der Spülgrad setzt die im Brennraum befindliche Frischladung ins Verhältnis zur Gesamtmasse im Zylinder. Prinzipiell lässt sich der Spülgrad als Qualitätsmaß hinsichtlich der Reinheit der Zylinderladung interpretieren

$$\lambda_s = \frac{m_{Fr}}{m_Z}. \quad (2.3.24)$$

Restgasanteil

Der Restgasanteil steht für den Quotienten aus Restgasmasse und der Gesamtmasse im Brennraum nach Abschluss des Ladungswechsels

$$x_{RG} = \frac{m_{RG}}{m_Z}. \quad (2.3.25)$$

Die genannten Ladungswechselkennzahlen gleichen sich alle in der Hinsicht, dass für jede Kennzahl ein skalarer Wert ermittelt wird, der den gesamten Ladungswechselprozess charakterisiert. Für eine Analyse des Arbeitsprozesses kann es jedoch erforderlich sein, auch während des Spülvorganges die zeitliche Entwicklung der Zylinderzusammensetzung und der Strömung durch das Auslassventil zu beschreiben. Hierfür werden nach [34] die Ladungswechselkennzahlen Verbrennungsgasanteil und Verbrennungsgasanteil am Auslass definiert.

Verbrennungsgasanteil

Der Verbrennungsgasanteil bezeichnet das Verhältnis von Verbrennungsgasmasse im Brennraum zur Gesamtmasse im Brennraum

$$x_{\text{VG}} = \frac{m_{\text{VG}}}{m_{\text{Z}}}. \quad (2.3.26)$$

Vergleichbar zum Restgasanteil wird beim Verbrennungsgasanteil die Masse der Verbrennungsprodukte auf die Gesamtmasse im Zylinder bezogen. Der Verbrennungsgasanteil ist eine über der Zeit veränderliche skalare Größe, die die Zusammensetzung des Zylinderinhalts während des Ladungswechsels beschreibt. Nach Beendigung des Ladungswechsels wird der Verbrennungsgasanteil als Restgasanteil bezeichnet.

Verbrennungsgasanteil am Auslass

Der Verbrennungsgasanteil am Auslass $x_{\text{VG,A}}$ ist der Quotient aus dem Massenstrom des Verbrennungsgases \dot{m}_{VG} , der durch das Auslassventil strömt, und dem gesamten durch das Auslassventil strömenden Massenstrom \dot{m}_{A}

$$x_{\text{VG,A}} = \frac{\dot{m}_{\text{VG}}}{\dot{m}_{\text{A}}}. \quad (2.3.27)$$

Der Verbrennungsgasanteil und der Verbrennungsgasanteil am Auslass sind Größen, die vor allem bei eindimensionalen Simulationsansätzen Verwendung finden. Sind die zeitlichen Verläufe dieser beiden Kennzahlen bekannt, kann auch mit einem ausschließlich eindimensionalen Ansatz die Zusammensetzung der Zylinderladung berechnet werden.

Die genannten Kennzahlen erlauben eine vollständige Beschreibung des Ladungswechsels. Eine direkte messtechnische Erfassung ist indessen nur eingeschränkt und mit sehr aufwändigen Methoden möglich. Da der Spülvorgang erheblich durch die geometrische Anordnung der Ventile bzw. der Schlitze im Brennraum beeinflusst wird, ist eine numerische Analyse nur mit räumlichen CFD Simulationen möglich. Eine weiterführende Diskussion numerischer und experimenteller Methoden zur Analyse des Ladungswechsels folgt in Abschnitt 2.4.

2.3.2.2 Brennraumgeometrien und Spülverfahren

Allgemein lassen sich die Brennräume von Zweitakt-Verbrennungsmotoren in drei Basisausführungen untergliedern. Bei der Querspülung erfolgt die Spülung des Brennraumes rechtwinklig zur Kolbenbewegung. Einlass- und Auslassschlitze liegen einander gegenüber und werden durch den Kolben freigegeben (Abb. 2.3.4 a). Die Steuerzeiten und Öffnungsquerschnitte werden durch die Ausführung der Schlitze im Zylinder festgelegt. Ein dachförmiger Kolbenboden soll das einströmende Frischgas in Richtung der Zylinderachse umlenken und damit die Spülung des gesamten Zylinders unterstützen. Durch die Druckdifferenz zwischen Einlass- und Auslasskanal und die Lage der Schlitze kommt es bei dieser Anordnung typischerweise zu einer starken Kurzschlussströmung [52]. Aufgrund der Kolbengeometrie ist nur ein reduziertes Verdichtungsverhältnis realisierbar. Die Klopfneigung ist durch hohe Bauteiltemperaturen an der Kolbennase erhöht. Wird ein Schieber in die Auslassstrecke

integriert, lassen sich unsymmetrische Steuerzeiten realisieren, sodass ein Ausströmen von Zylinderladung nach Schließen der Einlassschlitze vermieden wird.

Das am häufigsten angewandte Spülverfahren ist die Umkehrspülung (Abb. 2.3.4 c). Die Auslassschlitze sind über oder versetzt zu den Einlassschlitzen positioniert. Dadurch trifft der eintretende Luftstrom zunächst auf die gegenüberliegende Zylinderwand, wird dort umgelenkt und vollzieht eine schleifenförmige Bewegung durch den Brennraum. Der Kolbenboden weist keine die Strömungsführung unterstützende Kontur auf, sondern wird flach ausgeführt. Diese Anordnung hat sich durch ihren einfachen Aufbau und ihre robuste Betriebscharakteristik bei Zweitakt-Motoren mit kleinen Hubräumen durchgesetzt.

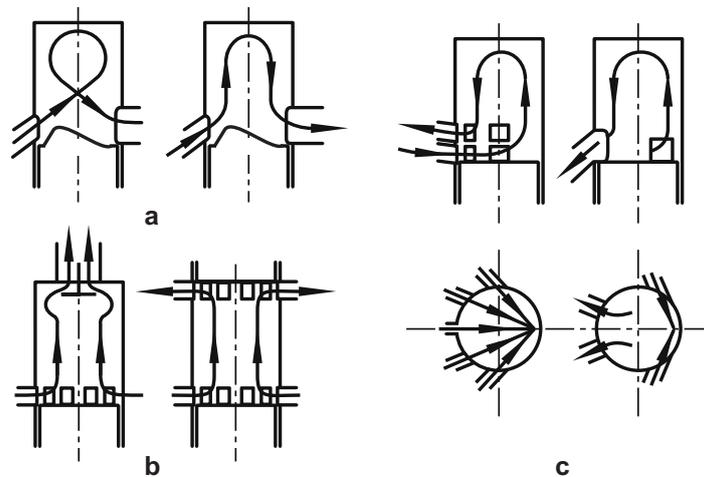


Abbildung 2.3.4: a Querspülung, b Längsspülung und c Umkehrspülung (nach [32])

Im Gegensatz dazu wird bei der Längsspülung (auch Gleichstromspülung) im Brennraum eine Strömungsbewegung in Richtung der Zylinderachse erzeugt (Abb. 2.3.4 b). Das Frischgas tritt über ringförmig in der Zylinderwand angeordnete Schlitze in den Brennraum ein. Durch die schräge Ausrichtung der Schlitze wird eine Drall-Strömung erzeugt, um die Spülung im Zentrum des Brennraumes zu verstärken. Das Verbrennungsgas wird entweder über ein Auslassventil im Zylinderkopf oder über Auslassschlitze, die von einem zweiten Kolben freigegeben werden, abgeführt. Die Konfiguration mit einem Auslassventil ist Stand der Technik bei langsam laufenden Zweitakt-Schiffsdieselmotoren. Diese Motoren besitzen ein sehr großes Hub-Bohrungsverhältnis und werden typischerweise bei Drehzahlen im Bereich von 100 U/min betrieben. Die Längsspülung erreicht bei diesen Bedingungen sehr hohe Spülgrade.

Werden Einlass- und Auslassschlitze von jeweils einem Kolben freigegeben, wird von einer Gegenkolbenanordnung gesprochen. Erste Motoren dieser Bauart wurden bereits in den 40er und 50er Jahren entwickelt und verfügen über einen sehr kompakten Brennraum. In jüngster Vergangenheit wurden erneut in verschiedenen Projekten Motoren mit diesem Spülverfahren entwickelt und untersucht [38, 110]. Als wesentlicher Vorteil stellt sich dabei das Oberflächen-Volumenverhältnis des Brennraumes dar. Da kein konventioneller Zylinderkopf notwendig ist, treten vergleichsweise geringe Wandwärmeverluste auf. Darüber hinaus lassen sich unsymmetrische Steuerzeiten realisieren, sodass

mit der Längsspülung hohe Spülgrade dargestellt werden können. Als problematisch wird in [80] die thermische Belastung auf den auslassseitigen Kolben beschrieben.

Um die charakteristischen Eigenschaften des Spülprozesses anschaulich darzustellen, wird häufig der Spülgrad über dem Luftaufwand aufgetragen. Dieses Diagramm wird als Spülkurve bezeichnet. In Abb. 2.3.5 sind die Spülkurven der drei Grenzfälle des Spülvorgangs dargestellt: Verdrängungsspülung (a), Verdünnungsspülung (b) und Kurzschlusspülung (c) (vgl. Abb. 2.3.2). Der Spülgrad erreicht nur für den idealisierten Fall der Verdrängungsspülung und $\lambda_a \geq 1$ den Maximalwert von 1. Ist $\lambda_a < 1$ entspricht bei der Verdrängungsspülung die zugeführte Luftmasse der im Brennraum gefangenen Frischluftmasse. Luftaufwand und Spülgrad haben den gleichen Wert.

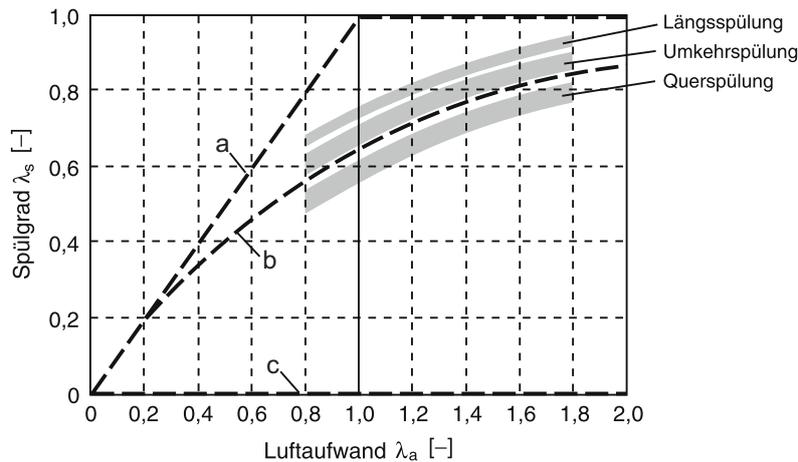


Abbildung 2.3.5: Spülkurven idealisierter und realer Spülverfahren [32]

Im Fall der Kurzschlusspülung bleibt der Spülgrad immer auf dem Wert 0, da die gesamte in den Brennraum eintretende Frischluft wieder durch das Auslassventil austritt. Die Verdünnungsspülung kommt den realen Bedingungen im Brennraum von Zweitakt-Motoren am nächsten. In Abb. 2.3.5 sind typische Wertebereiche der Quer-, Umkehr- und Längsspülung dargestellt. Im Vergleich zu den anderen Spülverfahren weist die Querspülung die schlechtesten Eigenschaften auf und unterschreitet durch starke Kurzschlussverluste sogar den Spülgrad der Verdünnungsspülung. Mit der Umkehrspülung und vor allem der Längsspülung lassen sich deutlich höhere Spülgrade erzielen. Durch den degressiven Verlauf der Spülkurven wird ersichtlich, dass zur Reduzierung des Restgasgehalts beziehungsweise zur Steigerung des Spülgrades der Spülaufwand überproportional ansteigt. Im ausgeführten Motor muss bei gegebenen Ventilsteuerzeiten der Spüldruck angehoben und dadurch eine deutlich höhere Frischluftmasse zugeführt werden, um eine Verringerung des Restgasgehalts zu erzielen. Hohe Verdichterleistungen sind aus energetischer Sicht jedoch nicht sinnvoll, weshalb bei Zweitakt-Verbrennungsmotoren vergleichsweise hohe Restgasgehalte auch bei Vollastbetriebspunkten toleriert werden (vgl. Abb. 2.3.6).

Aufbauend auf die bekannten Ausführungen wurden vor allem in den neunziger Jahren Motorenkonzepte entwickelt, die dem Zweitakt-Arbeitsprozess im Kraftfahrzeugbereich zum Durchbruch verhelfen sollten [28, 39, 54, 95, 122]. Die Zielsetzung der damaligen Entwicklungen war der Transfer vorhandener Technologien aus dem Viertakt-Verbrennungsmotor, wie externe mechanische Lader und

Benzindirekteinspritzung, auf Zweitakt-Motoren einer neuen Generation. Dadurch sollten die immanenten Vorteile des Zweitakt-Arbeitsprozesses (Leistungsgewicht, spezifisches Drehmoment und Laufruhe) nutzbar gemacht und gleichzeitig dessen Nachteile überwunden werden. Durch das neue Anforderungsprofil von Range Extender Konzepten wurden in den letzten Jahren erneut Zweitakt-Verbrennungsmotoren für diese Anwendung untersucht und entwickelt [78, 79, 126, 147].

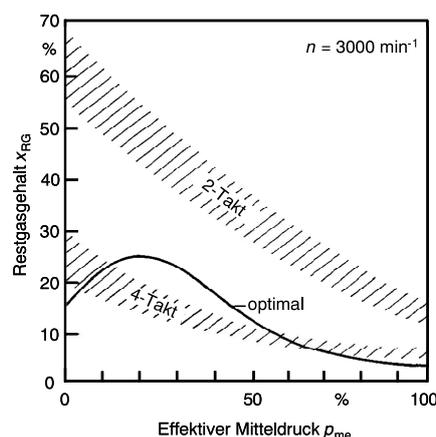


Abbildung 2.3.6: Restgasgehalt beim Zweitakt- und Viertakt-Ottomotor [124]

Grundsätzlich lassen sich bei diesen Zweitakt-Verbrennungsmotoren für den PKW-Einsatz zwei verschiedene Entwicklungsrichtungen feststellen. Zum einen wird ein Schwerpunkt auf die Gemischbildung und -aufbereitung gelegt. Um das zentrale Problem der Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (Unburned Hydrocarbons - UHC) bei äußerer Gemischbildung zu überwinden, wurden verschiedene Einspritzsysteme zur inneren Gemischbildung entwickelt und untersucht. Als Spülverfahren wurde dabei in vielen Fällen eine über Schlitze gesteuerte konventionelle Umkehrspülung realisiert. Eine Diskussion der wichtigsten Konzepte mit Direkteinspritzung folgt in Abschnitt 2.3.3.1. Ein grundlegend anderer Weg wird bei Zweitakt-Verbrennungsmotoren mit Kopfumkehrspülung beschrieben. Bei diesem Konzept wird ein Zweitakt-Arbeitsprozess in einem Brennraum dargestellt, der im Wesentlichen dem eines Viertakt-Verbrennungsmotors entspricht. Da dieses Spülverfahren auch im verbrennungsmotorischen Teil des FKLK Anwendung findet, wird im Folgenden die Kopfumkehrspülung ausführlich vorgestellt und anhand der Ergebnisse von ausgeführten Motoren diskutiert.

2.3.2.3 Kopfumkehrspülung im Zweitakt-Verbrennungsmotor

Bei der Kopfumkehrspülung erfolgt der Spülprozess über Tellerventile im Zylinderkopf. Der Ventiltrieb wird über eine oder mehrere Nockenwellen mit der Kurbelwellendrehzahl betätigt. Vorteil dieses Spülverfahrens ist ein Aufbau des Kurbeltriebs, der dem eines Viertakt-Motors entspricht. Es kann ein Kolbenringpaket mit Ölabstreifring eingesetzt werden und die Kühlung des Kolbenbodens lässt sich durch Ölspritzdüsen realisieren. Dies mindert die thermische Belastung des Kolbens und die UHC Emissionen (durch in die Abgasstrecke eingebrachtes Öl) werden reduziert. Während der Kolben seine untere Totpunktlage durchläuft, strömt die Frischladung durch die geöffneten Einlassventile in den Brennraum ein. Der Frischgasmassenstrom wird in seiner Strömungsrichtung am

Kolbenboden umgelenkt und durch die Verbrennungsgase zunehmend verdünnt. Durch im Zylinderkopf angeordnete Auslassventile wird das Verbrennungsgas aus dem Brennraum abgeführt [80].

In [91] wird ein fremdgezündeter Zweitakt-Verbrennungsmotor vorgestellt, der über zwei Einlass- und zwei Auslassventile gespült wird. Als Basis dient ein 250 cm^3 Einzylinder-Viertakt-Motor, der über zwei Nockenwellen und eine äußere Gemischbildung mittels Vergaser verfügt. Durch Modifikationen am Ventiltrieb und den Nockenwellenrädern wird das Viertakt-Aggregat auf einen Zweitakt-Betrieb umgerüstet. Die Einlasskanäle des Zylinderkopfes werden mit Leitblechen versehen, um die u-förmige Ladungsbewegung im Brennraum zu verstärken. Dadurch sollen die Verluste durch die Kurzschlussströmung verringert und der Fanggrad gesteigert werden. Aufgrund einer erhöhten Neigung zu klopfender Verbrennung wird das Verdichtungsverhältnis des Basismotors von 11.2 auf 7.8 im Zweitakt-Betrieb reduziert. Der Spüldruck wird mit einem elektrisch angetriebenen, externen Lader erzeugt. Zur Analyse des Ladungswechsels wird der Sauerstoffgehalt im Abgasmassenstrom kontinuierlich erfasst und daraus der Fanggrad ermittelt.

Untersuchungen mit und ohne Leitbleche zeigen, dass sowohl der Liefergrad als auch der Fanggrad mit der modifizierten Einlasskanalgeometrie erhöht werden können. Der Fanggrad wird beim Einsatz der Leitbleche in Abhängigkeit vom Spüldruck um 10-14 % gesteigert. Der Liefergrad erhöht sich um 5-10 %. Die Leitbleche vergrößern allerdings die Strömungsverluste in den Einlasskanälen, so dass sich der Luftaufwand um 5-8 % verringert. Durch die günstigeren Ladungswechselbedingungen kann mit dem modifizierten Einlasskanal die indizierte Leistung des Motors erhöht werden. Zyklus-schwankungen werden im Betrieb ohne Leitbleche auf eine mangelhafte Gemischaufbereitung und die niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten im Einlasskanal zurückgeführt. Zur Stabilisierung des Betriebes wird der Einsatz einer Saugrohreinspritzung vorgeschlagen. Im Vergleich zum Viertakt-Basismotor wird mit dem Zweitakt-Aggregat durch die höhere Zündfrequenz bei gleicher Drehzahl erwartungsgemäß eine höhere indizierte Leistung erzielt. Daran anknüpfende Untersuchungen an demselben Forschungsmotor werden in [114] präsentiert. Anstatt der Leitbleche wird zur Verbesserung der Spülcharakteristik eine Maskierung der Einlassventile untersucht. An einem experimentellen Aufbau mit Wasser als Strömungsmedium wird zunächst das Strömungsfeld in einem maßstablichen Modell des Brennraumes visualisiert. Die Untersuchungen zeigen, dass mit maskierten Einlassventilen das einströmende Frischgas stärker entlang der einlassseitigen Zylinderwand geführt wird und dadurch die u-Form der Strömungsbewegung deutlich ausgeprägter auftritt. Am Motorenprüfstand wird zunächst festgestellt, dass der Luftaufwand durch die Maskierung bei allen Betriebspunkten im Vergleich zum unmaskierten Einlassventil um rund 15 % abfällt. Wie beim Einsatz von Leitblechen ist dies auf die höheren Strömungsverluste in den Einlasskanälen zurückzuführen. Wie stark der Spülprozess durch die Maskierung verbessert werden kann, wird vor allem durch den Fanggrad deutlich. Bei allen untersuchten Drehzahlen wird im Durchschnitt ein um 20 % höherer Fanggrad ermittelt. In der Konsequenz wird mit den maskierten Einlassventilen bei gleicher Drehzahl ein um 30 % höherer indizierter Mitteldruck erreicht. In [114] wird zusammenfassend festgestellt, dass durch die Maskierung der Einlassventile der Spülprozess wesentlich stärker beeinflusst werden kann als durch die Positionierung von Leitblechen in den Einlasskanälen.

Ricardo hat in den 90er Jahren ebenfalls einen kopfumkehrgespülten Zweitakt-Motor vorgestellt [59, 130] (Abb. 2.3.7). Als Motivation zur Entwicklung des als Flagship Engine bezeichneten Motors wird neben technischen Aspekten auch die konstruktive Ähnlichkeit zwischen dem ventilgesteuerten Zweitakt-Motor und klassischen Viertakt-Motoren genannt. Dadurch könnten für beide Bauarten dieselben Produktionsprozesse eingesetzt werden, sodass ein wirtschaftlicher Herstellungsprozess sichergestellt ist.

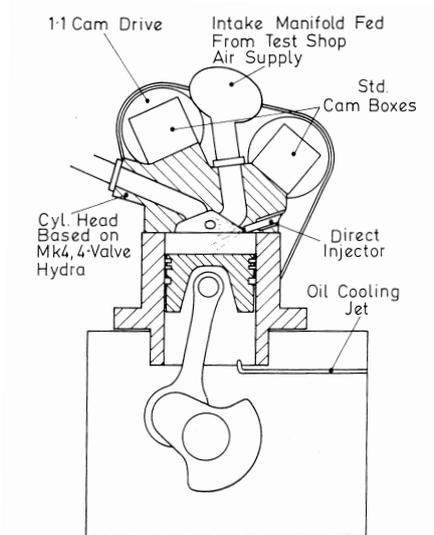


Abbildung 2.3.7: Schnittdarstellung des Ricardo Flagship Forschungsmotors [59]

Der Flagship Motor hat zwei Einlass- und zwei Auslassventile sowie einen unterhalb der Einlassventile positionierten Injektor zur Benzindirekteinspritzung. Der Spüldruck wird durch einen mit variabler Übersetzung an den Kurbeltrieb gekoppelten Radialverdichter erzeugt. In [59] wird die Bedeutung der Einlasskanalgeometrie für den Ladungswechsellvorgang und im Besonderen der Einfluss auf die Strömungsbewegung im Brennraum diskutiert.

Eine aktive Beeinflussung der Ladungsbewegung ist von Viertakt-Verbrennungsmotoren sowohl bei selbst- als auch bei fremdgezündeten Brennverfahren bekannt. Als Tumble wird eine senkrecht zur Zylinderachse rotierende, walzenförmige Strömungsbewegung bezeichnet (Abb. 2.3.8). Diese Rotation der Zylinderinnenströmung wird bei Ottobrennverfahren durch die Geometrie des Einlasskanals oder durch Leitbleche im Einlass herbeigeführt. Während der Kompressionsphase zerfällt die Tumble-Strömung in kleinskalige Wirbel und steigert dadurch die turbulente kinetische Energie im Zylinder. In der Folge steigt die Flammgeschwindigkeit und der Verbrennungsprozess läuft wirkungsgünstig beschleunigt ab.

Bei Diesalbrennverfahren wird üblicherweise eine um die Zylinderachse rotierende Strömungsbewegung angestrebt. Diese als Drall (engl. swirl) bezeichnete Ladungsbewegung unterstützt die Gemischaufbereitung und wird in erster Linie durch entsprechende Einlasskanalgeometrien erzeugt. Die inverse Tumble-Strömung (engl. reverse Tumble) im kopfumkehrgespülten Zweitakt-Motor rotiert um die gleiche Achse wie der Tumble, weist jedoch eine andere Drehrichtung auf. Die eintretende

Frischladung strömt zunächst entlang der Zylinderwand, wird am Kolbenboden umgelenkt und tritt dann mit Verbrennungsgas verdünnt durch die geöffneten Auslassventile aus dem Brennraum aus.

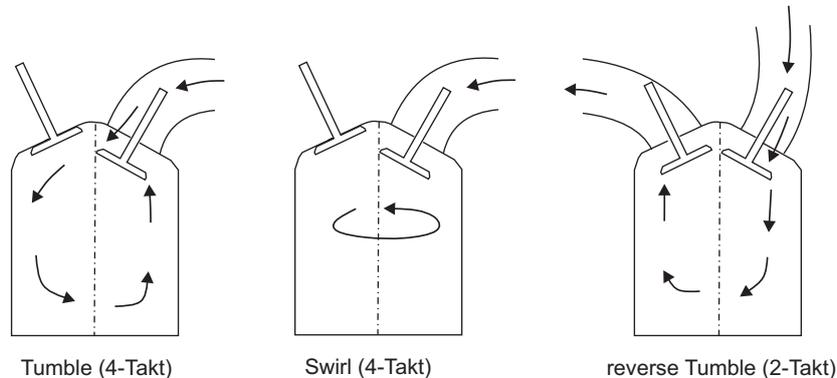


Abbildung 2.3.8: Tumble-, Swirl- und Reverse Tumble-Ladungsbewegung im Brennraum

Die eintretende Frischluft soll derart in den Brennraum eingeleitet werden, dass die Strömung zunächst vom Auslassventil weggeführt und die Kurzschlussströmung dadurch reduziert wird. Im Gegensatz zu den Untersuchungen von Sato und Nakano ([91, 114]) wird in [59] eine Einlasskanalgeometrie ohne Leitbleche oder Maskierungen im Bereich des Einlasses vorgeschlagen. Der Einlasskanal wird nicht wie bei klassischen Viertakt-Ottomotoren von der Seite, sondern von oben an den Ventilsitz herangeführt (vgl. Abb. 2.3.8). Dadurch soll eine inverse Tumble-Ladungsbewegung generiert werden, ohne dass sich erhöhte Strömungsverluste in der Einlassstrecke ergeben. In [130] werden die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen am Flagship Forschungsmotor vorgestellt. Es wird von indizierten Mitteldrücken von über 13 bar berichtet, die aber nur bei niedrigen Drehzahlen erreicht werden können. Bei höheren Drehzahlen zeigt das Forschungsaggregat auch bei mittlerer Last eine verstärkte Neigung zur klopfenden Verbrennung. Als Ursache hierfür wird das sich mit steigender Drehzahl verringernde zeitliche Fenster des Ladungswechsels und eine ungünstige Gemischbildung angenommen. Anhand von CFD Simulationen wird gezeigt, dass nach dem Ende des Ladungswechsels ein heißer Restgaskern im Zentrum des Brennraumes verbleibt. Dadurch ist schon zu Beginn der Kompression die mittlere Ladungstemperatur erhöht und klopfende Verbrennungsprozesse werden begünstigt. Diese Annahme wird durch Messungen bestätigt, bei denen nur ein Einlassventil geöffnet wird. Durch die unsymmetrisch eintretende Frischgasströmung ergibt sich zusätzlich zum inversen Tumble eine drallförmige Ladungsbewegung im Brennraum. Dadurch wird das Zentrum des Brennraumes stärker gespült, sodass sich klopfende Betriebszustände erst bei höheren Drehzahlen einstellen.

Im Jahr 2008 wurde von Ricardo erneut ein Motorenkonzept vorgestellt, das auf dem Flagship Motor von Hundleby und Stokes basiert [77, 102]. Dieser als 2/4 Sight Concept Engine bezeichnete Forschungsmotor ermöglicht einen kombinierten Betrieb, der sich aus einem Zweitakt-Arbeitsprozess bei hoher Last und einem Viertakt-Arbeitsprozess bei mittlerer und niedriger Teillast zusammensetzt. In [77] wird diese neue Betriebsstrategie als erweitertes Downsizing bezeichnet. Bei konventionellen Downsizing Konzepten werden hubraumreduzierte Viertakt-Motoren mit Komponenten zur

Aufladung kombiniert. Dadurch lassen sich die Reibungsverluste reduzieren und der Motor wird wirkungsgradgünstig bei hohen spezifischen Lasten betrieben. Grenzen sind dabei insbesondere durch klopfende Verbrennung und hohe Zylinderdrücke bei Volllast gesetzt. Beim 2/4 Sight Konzept erfolgt bei hohen Lasten ein Wechsel in den Zweitakt-Betrieb. Durch die doppelte Anzahl an Verbrennungsprozessen kann auch mit reduzierten Zylinderdrücken ein hohes Drehmoment dargestellt werden. Während bei konventionellem Downsizing eine Hubraumreduzierung von 30 % möglich ist, kann mit dem 2/4 Sight Konzept der Motor bei gleicher Leistungsabgabe um bis zu 50 % kleiner ausgelegt werden [77]. Die für Downsizinganwendungen typische Abgasturboaufladung in Kombination mit Ladeluftkühlung wird durch einen in Reihe geschalteten Kompressor ergänzt (Abb. 2.3.9).

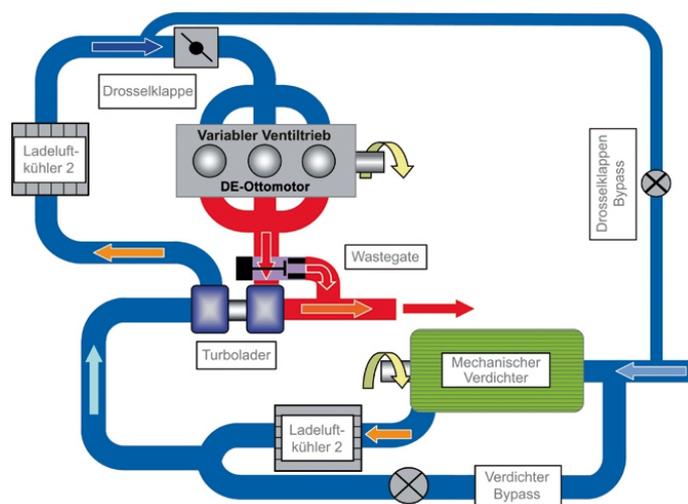


Abbildung 2.3.9: Luftfad des Ricardo 2/4 Sight Engine [77]

Dadurch wird sichergestellt, dass auch im Zweitakt-Betrieb ein positives Spüldruckgefälle zwischen Einlass- und Auslasskanal vorhanden ist. Die erforderlichen Freiheitsgrade hinsichtlich der Ventilsteuerzeiten werden mit einem vollvariablen elektrohydraulischen Ventiltrieb erzielt.

Auch in [77] wird das bei höheren Drehzahlen enge Zeitfenster des Ladungswechsels als zentrale Herausforderung des Zweitakt-Arbeitsprozesses hervorgehoben. Werden nur niedrige Spülgrade erzielt, steigt durch die hohen Restgasgehalte die Wahrscheinlichkeit von abnormalen Verbrennungsvorgängen wie klopfender Verbrennung und Selbstzündungserscheinungen. CFD Simulationen wurden zur Auslegung des Brennraumes und der Einlass- und Auslasskanalgeometrien durchgeführt. Die Basisgeometrie wurde vom Flagship Motor übernommen. Die Auslassventile weisen einen größeren Durchmesser als die Einlassventile auf, um eine Enddrosselung des Abgastrakts zu erzielen. Jeder Einlasskanal verfügt darüber hinaus über einen Wirbelkragen. Dies ist eine Maskierung im Brennraumdach zwischen Einlass- und Auslassventilsitz und soll die Kurzschlussströmung bei geringen Ventilhuben verringern. Mit diesen Maßnahmen wird bei einer Drehzahl von 1000 U/min ein Spülgrad von 90 % erreicht. Es wird berichtet, dass bei Drehzahlen von bis zu 4500 U/min ein Spülgrad von über 85 % erzielt wird. Im Vergleich zu den von anderen Herstellern vorgestellten Konzepten erreicht der 2/4 Sight Motor die höchste Ladungswechselgüte in Bezug auf den Spülgrad. Es gibt

jedoch keine veröffentlichten Daten bezüglich des erforderlichen Spüldruckes und damit des Luftaufwands bei diesen Bedingungen.

Von Toyota wurde in den neunziger Jahren ebenfalls ein kopfumkehrgespülter Zweitakt-Verbrennungsmotor vorgestellt [95]. Der als Toyota S2 (Supercharged Two-Stroke) Konzept bezeichnete Basismotor wurde in zwei Varianten, sowohl mit ottomotorischem als auch mit dieselmotorischem Brennverfahren, untersucht (Abb. 2.3.10).

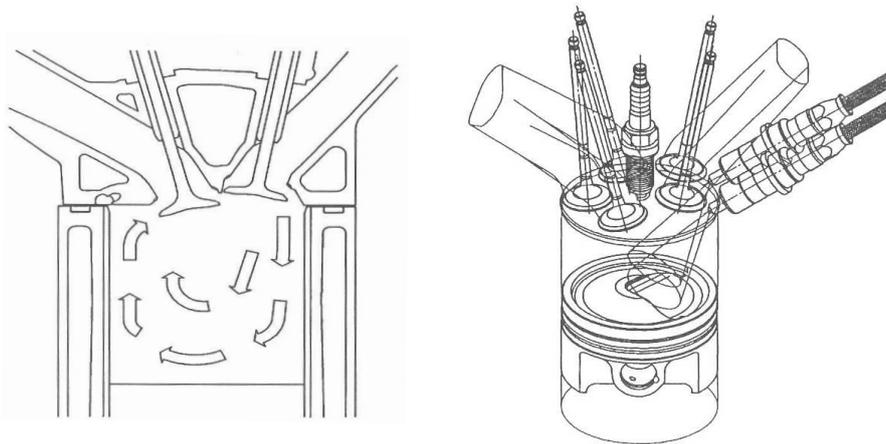


Abbildung 2.3.10: Zylinderinnenströmung und Ventilanordnung des Toyota S2 Ottomotors [95]

In [95] werden einleitend die Bauart bedingten Vor- und Nachteile einer schlitzgesteuerten Umkehrspülung, einer Längsspülung und einer ventilgesteuerten Kopfumkehrspülung diskutiert. Eine tabellarische Übersicht der Ergebnisse ist in Anhang A.1 zu finden. Der Toyota S2 Ottomotor ist als Zweizylinder-Aggregat mit einem Hubraum von 804 cm^3 und einem Verdichtungsverhältnis von 8.5 ausgeführt. Der Zylinderkopf besitzt zwei Einlass- und drei Auslassventile sowie eine zentrale Zündkerzenlage. Der Einlassventilsitz ist in der Nähe der Zylinderachse nach hinten versetzt, sodass ein großer Anteil der eintretenden Frischluft außen am Ventil entlangströmt. Dadurch soll die Kurzschlusspülung in Richtung der Auslassventile minimiert und eine inverse Tumble-Ladungsbewegung gefördert werden. Der Spüldruck wird mit einem mechanisch gekoppelten Roots-Gebläse erzeugt.

Um instabile Betriebszustände und starke Zyklusschwankungen im Teillastbetrieb zu vermeiden, wird bei geringen und mittleren Lasten ein Schichtladungsbrennverfahren eingesetzt. Der Kraftstoff wird über zwei Hochdruckinjektoren direkt in den Brennraum eingespritzt. Jeweils ein Injektor wird für den Schichtladungsbetrieb und den homogenen Betrieb eingesetzt. Die Ladungswechselcharakteristik des Forschungsmotors ähnelt der einer Längsspülung, sodass auch mit einem moderaten Luftaufwand (delivery ratio ≈ 1) ein Spülgrad (scavenging efficiency) von über 80% erreicht wird (vgl. Abb. 2.3.11). In Bezug auf einen Referenz-Viertakt-Motor mit gleichem Hubraum wird mit dem Toyota S2 Ottomotor bei vergleichbarem Verbrauch eine um 20% höhere Leistung und ein um 70% höheres Drehmoment erzielt.

Die NO_x Rohemissionen sind aufgrund des Restgasanteils niedriger als beim Referenz-Viertakt-Motor. Schwieriger als beim Viertakt-Verbrennungsmotor gestaltet sich die Abgasnachbehandlung. Da der Motor in Teillast mager betrieben wird und gleichzeitig Kurzschlussverluste auftreten, kann

ein konventioneller Drei-Wege Katalysator mit einem engen stöchiometrischen Betriebsbereich nicht eingesetzt werden. Die Dieselversion des Toyota S2 Konzeptes ist ein Reihenvierzylinder in Wirbel-

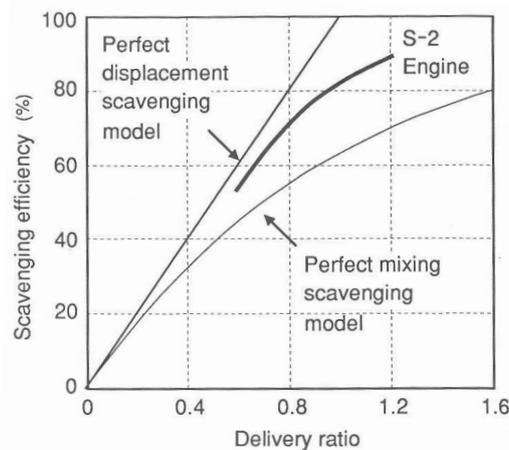


Abbildung 2.3.11: Spülkurve des Toyota S2 Ottomotors [95]

kammerbauweise mit 2489 cm^3 Hubraum. Die Ventilanordnung wird vom Referenz-Viertakt-Dieselmotor mit zwei Einlass- und zwei Auslassventilen übernommen. Mit dem Toyota S2 Dieselmotor können durch den erhöhten Restgasgehalt auch mit einem reduzierten Verdichtungsverhältnis Zündbedingungen erreicht werden. Daraus folgt ein reduzierter Spitzendruck und geringere Druckanstiegsraten, sodass sich ein günstiges NVH Verhalten ergibt. Im Verbrauch unterliegt der Toyota S2 Dieselmotor jedoch dem hubraumgleichen Referenz-Viertakt-Dieselmotor.

Die ausschließlich simulative Untersuchung eines kopfumkehrgespülten Zweitakt-Verbrennungsmotors wird in [58] dargelegt. Es wird eine 3D CFD Simulation des Ladungswechsels mit dem KIVA II Code durchgeführt. Dabei werden die geometrischen Abmessungen eines 1.31 Vierzylinder-Motors mit Dachbrennraum und vier Ventilen zugrunde gelegt. Die Untersuchungen werden bei einer Drehzahl von 2500 U/min und einem Ladedruck von 2.5 bar durchgeführt. Die Auswertungen legen einen Schwerpunkt auf die Analyse des Strömungsfelds und zeigen insbesondere zu Beginn des Spülvorgangs eine starke Kurzschlussströmung. Eine u-förmige Ladungsbewegung bildet sich erst im Laufe des andauernden Spülvorgangs aus. Die Rotationsachse des inversen Tumbles liegt zunächst im oberen Teil des Zylinders und wandert während des Spülvorgangs in Richtung der Zylindermitte. Im untersuchten Betriebspunkt wird ein Spülgrad von 65% erzielt. Eine Auswertung der Gaszusammensetzung im Brennraum zeigt, dass lediglich 26% der Verbrennungsgasmasse während des Ladungswechsels aus dem Brennraum abgeführt wird. Dies ist nach [58] auf den erheblichen Druck- und Dichteunterschied ($\Delta p = 1.5 \text{ bar}$) zwischen dem Verbrennungsgas im Brennraum und dem Frischgas beim Öffnen des Einlassventils zurückzuführen. Es werden verschiedene Einlasskanalgeometrien bezüglich ihres Einflusses auf die Zylinderinnenströmung untersucht. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Ladungsbewegung und die Verteilung des Frischgases im Brennraum nur eine geringe Abhängigkeit von der Einlasskanalgeometrie aufweisen. Zusammenfassend wird festgestellt, dass die Zylinderinnenströmung und damit der Spülprozess deutlich stärker durch die Position und Orien-

tierung der Ventile beeinflusst werden kann. Weitere simulative Untersuchungen von kopfumkehr-
gespülten Zweitakt-Verbrennungsmotoren sind in [65, 149] zu finden. Dabei werden verschiedene
Konzepte zur Maskierung der Einlassventile mit 3D CFD Simulationen bewertet.

Die Daimler-Benz AG hat im Jahr 1997 einen kopfumkehr-
gespülten Zweitakt-Vorkammer-Dieselmotor vorgestellt. Als Entwicklungsschwerpunkte werden in [39] der Ladungswechselfvorgang, die
Anpassung der Verbrennung an den Zweitakt-Arbeitsprozess und die Fahrzeugintegration genannt.
Zunächst erfolgt eine vergleichende Betrachtung von ottomotorischer und dieselmotorischer Verbren-
nung in einem Zweitakt-Motor. In Übereinstimmung mit den Untersuchungen von Toyota wird als
wichtiger Nachteil des Ottobrennverfahrens das durch Kurzschlussverluste verdünnte, magere Ab-
gas genannt, das eine katalytische Abgasnachbehandlung nach dem Drei-Wege Prinzip verhindert.
Aufgrund der doppelten Zündfrequenz weist der Zweitakt-Arbeitsprozess auch bei geringen Zylinder-
zahlen eine bessere Gleichförmigkeit des kurbelwinkelaufgelösten Drehmomentverlaufs auf. Dadurch
ergibt sich eine höhere Laufruhe und ein hinsichtlich des Fahrkomforts günstiges Vibrationsverhal-
ten. Beim Dieselmotor treten hohe Zylinderspitzen drücke und damit besonders hohe Amplituden des
Drehmoments auf. Der Vorteil einer höheren Zündfrequenz kommt deshalb beim Dieselmotor stärker
zum Tragen. Im vorgestellten kopfumkehr-
gespülten Zweitakt-Verbrennungsmotor wurde deshalb ein
Dieselbrennverfahren eingesetzt.

Als Basis für den Forschungsmotor diente ein Viertakt-Vorkammer-Dieselmotor mit zwei Einlass-
und zwei Auslassventilen. Kurbeltrieb und Druckumlaufschmierung wurden unverändert übernom-
men. Die Einlasskanäle wurden zur Erzeugung einer inversen Tumble-Ladungsbewegung modifiziert,
die Geometrie der Auslasskanäle entspricht dem Viertakt-Basismotor. Der Spüldruck wird mit einem
mechanischen Lader (Roots-Gebläse) samt Ladeluftkühler erzeugt. Zur Analyse und Optimierung
des Ladungswechsels wurden experimentelle Messungen mit Tracergas durchgeführt und zyklusge-
steuert Gasproben aus dem Brennraum entnommen. Begleitend zu den Motorenversuchen wurden
3D CFD Simulationen des Ladungswechsels durchgeführt. Die Untersuchungen zeigen, dass der auf
die Bedingungen im Einlasskanal bezogene Liefergrad bis zu einer Drehzahl von 2500 U/min im Be-
reich von 70 % liegt. Bei einer weiteren Steigerung der Drehzahl ist durch die verkürzte absolute
Ladungswechseldauer ein deutlicher Abfall erkennbar. Im untersuchten Drehzahlbereich von 600 bis
3000 U/min ist ein nahezu linearer Anstieg des Fanggrades mit steigender Drehzahl zu beobach-
ten. Maximal wird ein Fanggrad von über 90 % erreicht. Die Auswertung der Leistungsdaten, des
spezifischen Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen zeigt, dass der kopfumkehr-
gespülte Zweitakt-
Dieselmotor in keinem Bereich dem konventionellen Viertakt-Dieselmotor mit Abgasturboaufladung
und Ladeluftkühler überlegen ist. Zusammenfassend wird festgestellt, dass in Bezug auf ein Die-
selbrennverfahren ein Zweitakt-Motorenkonzept nicht vom Viertakt-Motor abgeleitet werden sollte.
Hingegen wird empfohlen, einen ganzheitlichen Konzeptansatz zu verfolgen, der auf die speziellen
Erfordernisse des Zweitakt-Arbeitsverfahrens abgestimmt ist.

Die vorgestellten Forschungsprojekte zur Realisierung eines kopfumkehr-
gespülten Zweitakt-Motors zeigen, dass die bauartbedingten Nachteile schlitzgesteuerter Motoren überwunden werden können.
Die Herausforderungen des Ladungswechsels bleiben jedoch bestehen. Diese sind beim Ottomotor

die hohen Restgasgehalte und die daraus resultierenden instabilen bzw. klopfenden Verbrennungsvorgänge und die Nachbehandlung des überstöchiometrischen Abgases. Bei den in weit geringerem Umfang untersuchten Dieselmotoren bedingt das enge zeitliche Fenster des Ladungswechsels hohe Lade- bzw. Spüldrücke und damit vergleichsweise hohe Antriebsleistungen für die mechanische Aufladung. Im Gegensatz zum Viertakt-Motor kann diese Verdichtungsleistung nicht während des Ansaugtaktes motorintern als indizierte Leistung zurückgewonnen werden, sodass sich ein relativ hoher Verbrauch ergibt. Durch die Konkurrenzsituation mit bewährten, hochentwickelten Viertakt-Verbrennungsmotoren haben diese technischen Herausforderungen dazu geführt, dass die vorgestellten Zweitakt-Motorenkonzepte verworfen wurden und sich für eine automobiler Anwendung nicht durchsetzen konnten.

Grundsätzlich gelten für das FKLK Motorenkonzept in Bezug auf den verbrennungsmotorischen Teil die gleichen Randbedingungen wie bei den diskutierten kopfumkehrgespülten Zweitakt-Motoren. Durch den Einsatz eines vollvariablen Ventiltriebes und die Variabilität des Hubes und des Verdichtungsverhältnisses stehen jedoch weitere Auslegungsparameter zur Verfügung, die bei klassischen Hubkolbenmotoren nicht gegeben sind. Wird im FKLK eine Betriebsstrategie mit einer in allen Lastpunkten nahezu konstanten Frequenz umgesetzt, begünstigt dies die Auslegung des Ladungswechsels zusätzlich.

2.3.3 Grundlagen der Gemischbildung

Das Emissionsverhalten und die Leistungscharakteristik des Zweitakt-Motors hängen in besonderem Maße vom Gemischbildungsverfahren ab. Grundsätzlich muss dabei zwischen innerer und äußerer Gemischbildung unterschieden werden. Die Zumischung von Kraftstoff in strömungsführende Kanäle der Einlassstrecke wird als äußere Gemischbildung bezeichnet. Bei der inneren Gemischbildung wird der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingebracht. Äußere Gemischbildungsverfahren sind bei Zweitakt-Verbrennungsmotoren mit kleinen Hubräumen Stand der Technik [116]. Die technische Umsetzung erfolgt sowohl mit klassischen Vergasern als auch mit Niederdruck-Einspritzsystemen. Elektronisch gesteuerte Injektoren bieten den Vorteil, dass die Zumessung des Kraftstoffs unter Berücksichtigung des Motorbetriebszustands und der Umgebungsbedingungen erfolgen kann. In schlitzgesteuerten Motoren wird üblicherweise in das Saugrohr oder den Überströmkanal zwischen Brennraum und Kurbelgehäuse (semi-direkte Einspritzung) eingespritzt.

Bei der äußeren Gemischbildung kann durch die Kurzschlussströmung unverbrannter Kraftstoff in die Auslassstrecke gelangen. Bestimmte im Kraftstoff enthaltene Kohlenwasserstoffe - wie Benzol und Toluol - sind äußerst gesundheitsschädlich. Zusammen mit den beim Verbrennungsprozess entstehenden Stickoxiden werden durch den Gesetzgeber die Kohlenwasserstoffemissionen in Form von Grenzwerten reglementiert. In den letzten Jahren erhöhte sich durch eine immer strenger werdende Emissionsgesetzgebung in allen kommerziellen Einsatzgebieten von Zweitakt-Motoren der Druck, neue emissionsreduzierende Einspritztechnologien zu entwickeln. Die zu diesem Zweck entwickelten Komponenten und Betriebsstrategien zielen darauf ab, die Zuführung des Kraftstoffs derart zu steuern, dass während des Spülvorgangs eine möglichst geringe Menge unverbrannten Kraftstoffs in

die Auslassstrecke entweichen kann. Grundsätzlich kann mit von Viertakt-Ottomotoren bekannten Systemen zur Hochdruck-Direkteinspritzung auch im Zweitakt-Motor eine innere Gemischbildung umgesetzt werden. Durch die Einspritzung des Kraftstoffs in den geschlossenen Brennraum kann die Überspülung von Kraftstoff theoretisch vollständig vermieden werden. Allerdings sind für Motoren mit kleinen Hubräumen diese Systeme hinsichtlich der Kosten und des erforderlichen Bauraumes nicht geeignet. Als alternative Maßnahme werden zur aktiven Beeinflussung der gasdynamischen Effekte im Abgastrakt Schieber oder Resonanzkörper in die Auslassstrecke integriert. Dadurch lassen sich die Öffnungs- und Schließsteuerzeit des Auslassschlitzes in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Last einstellen, sowie eine Veränderung der Resonanzfrequenz des Abgastrakts erzielen. Beides beeinflusst den Druckverlauf am Auslassschlitz und kann somit zur Optimierung des Spülvorgangs genutzt werden. Letztendlich wird damit eine Reduktion der Kurzschlussverluste angestrebt, um das Überspülen der vorgemischten Frischladung zu vermindern [116].

Bei handgeführten Arbeitsgeräten haben sich zudem Konzepte mit Spülvorlage etabliert [26, 88]. Dabei wird im Bereich der Überströmkanäle zwischen Kurbelgehäuse und Brennraum während der Kompressionsphase ein Frischluftpolster eingebracht. Während des nachfolgenden Ladungswechsels tritt zunächst diese reine Luft in den Brennraum ein und erst nachfolgend das im Kurbelgehäuse vorgehaltene Frischgemisch. Dadurch erfolgt die Spülung des Brennraumes weitestgehend mit reiner Luft und die durch Kurzschlussströmung verlorene Frischladung enthält deutlich geringere Mengen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen. An ausgeführten Motoren konnte gezeigt werden, dass durch diese Methode die UHC-Emissionen signifikant reduziert werden können.

Neben den erheblichen Auswirkungen auf die Emissionen bieten innere Gemischbildungsverfahren auch Vorteile bezüglich der erzielbaren Leistung und des Kraftstoffverbrauchs. Wie beim Viertakt-Ottomotor erlaubt die direkte Einspritzung eine Ladungsschichtung im Brennraum, sodass auch ein global überstöchiometrisches Gemisch gezündet werden kann. Da die Lastregelung nur noch qualitativ über die zugeführte Kraftstoffmenge erfolgt, kann der Motor entdrosselt betrieben werden. Dies wirkt Zyklusschwankungen durch ungünstige Spülbedingungen in der Teillast entgegen und reduziert die Strömungsverluste in der Einlassstrecke. Weiterhin wird durch die Verdampfung des direkt eingespritzten Kraftstoffs die Temperatur der Zylinderladung zu Beginn der Kompression abgesenkt. Dies ermöglicht eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses, sodass höhere innere Wirkungsgrade und Mitteldrücke erreicht werden. Statt der Zuführung eines Kraftstoff-Luft-Gemisches wird bei der inneren Gemischbildung reine Luft in den Brennraum gefördert. Bei gleicher Pumpleistung wird dadurch die Zylinderladung erhöht und die Motorleistung im Vergleich zur äußeren Gemischbildung gesteigert.

Im Hinblick auf den verbrennungsmotorischen Arbeitsprozess überwiegen die Vorteile der inneren Gemischbildung in der Summe deutlich. Bei Zweitakt-Verbrennungsmotoren höherer Leistungsklassen beispielsweise als Außenbordmotor oder als Schneemobylantrieb wird auch in der Großserie Direkteinspritzung eingesetzt. Wie bereits in Abschnitt 2.3.2.2 diskutiert, wurden in zahlreichen Entwicklungsprojekten Zweitakt-Motoren als potenzielle PKW-Antriebe untersucht. Bei den meisten dieser Konzepte werden innere Gemischbildungsverfahren eingesetzt. In Abhängigkeit vom Spülver-

fahren und dem Anwendungsgebiet wurden in der Vergangenheit eine Vielzahl von verschiedenen Einspritzkonzepten entwickelt. Eine Übersicht hierzu ist in [52, 116, 125] zu finden.

2.3.3.1 Innere Gemischbildung bei Zweitakt-Verbrennungsmotoren

Mit dem Ziel, einen Zweitakt-Ottomotor bei geringen Lasten mit einem geschichteten Brennverfahren zu betreiben, wurde in den 90er Jahren bei Orbital Corporation Limited in Australien ein Verfahren zur luftunterstützten Direkteinspritzung (Orbital Combustion Process - OCP) entwickelt [56, 57, 73]. Dieses System wurde in verschiedenen Ausführungen sowohl für eine automobiler Anwendung als auch für die hubraumkleineren Motoren von Sportbooten und Kleinkrafträdern entwickelt. Zur Demonstration des Konzepts wurde ein schlitzgesteuerter Zweitakt-Dreizylindermotor (OCP X-engine) entwickelt. Dieser Forschungsmotor ist einer der am weitesten in Richtung einer Serienanwendung im PKW entwickelten Zweitakt-Ottomotoren. Neben der Aggregatentwicklung sind auch die Entwicklung einer Abgasnachbehandlung und umfangreiche Versuche im Fahrzeug dokumentiert [56]. Abb. 2.3.12 zeigt den schematischen Aufbau der luftunterstützten Direkteinspritzung in einem Viertakt-Motor.

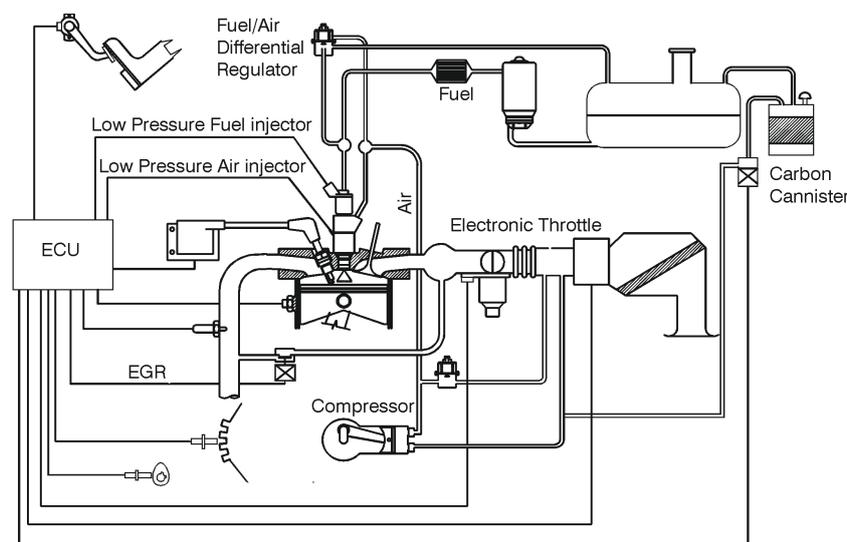


Abbildung 2.3.12: Schematische Darstellung des OCP Konzeptes zur Direkteinspritzung [57]

Bei der luftunterstützten Gemischbildung wird die benötigte Druckluft mit einem externen Kompressor erzeugt, der direkt oder über einen Riementrieb an die Kurbelwelle gekoppelt wird. Die verdichtete Luft wird in eine Mischkammer gefördert, in die mit einem Niederdruck-Einspritzventil der Kraftstoff eingebracht wird. Die Mischkammer dient gleichzeitig als Druckspeicher, in der das aus Kraftstoff und Luft bestehende Vorgemisch für den Einspritzvorgang vorgehalten wird. Dieses wird über einen vom Motorsteuergerät überwachten Gemischinjektor in den Brennraum eingebracht. Die Zumessung der Kraftstoffmenge erfolgt durch die Ansteuerzeit des Niederdruck-Einspritzventils. Das Verhältnis von Luft und Kraftstoff im Vorgemisch wird derart eingestellt, dass sich bei Teillast ein hoher Luftanteil und bei Vollast ein niedriger Luftanteil ergibt. Über den Vordruck der komprimierten Luft und über die Ansteuerzeit des Gemischinjektors können die zugeführte Luft- und

Kraftstoffmenge ebenfalls beeinflusst werden. Ein Vorteil der luftunterstützten Gemischbildung ist die sehr gute Zerstäubung mit kleinen Tropfendurchmessern. Trotz der hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Gemischinjektor wird eine moderate Penetration der Kraftstoff-Luft Mischung erreicht. Damit lässt sich ein zündfähiges Gemisch optimal im Bereich der Zündkerze positionieren. Der bei luft- und wandgeführten Verfahren übliche hohe Einspritzdruck und die dazugehörigen vergleichsweise teuren Einspritzkomponenten sind nicht erforderlich. Ein entscheidender Nachteil des Systems ist durch den niedrigen Eindüsungsdruck des Vorgemisches gegeben. Dieser liegt im Bereich von 5 bis 6 bar. Dementsprechend kann nur bis zu vergleichbaren Zylinderdrücken im Brennraum ein Einspritzvorgang erfolgen. Dadurch muss bei Schichtladungsbrennverfahren die Einspritzung relativ früh in der Kompressionsphase erfolgen. Ein weiterer Nachteil ist der zusätzliche Energiebedarf des Luftkompressors.

Von AVL wurde ein darauf aufbauendes System zur luftunterstützten Direkteinspritzung entwickelt [32, 66]. Dabei wird die komprimierte Luft zur Einblasung nicht durch einen zusätzlichen Kompressor erzeugt, sondern aus dem Brennraum entnommen. Zur Entnahme des Brennraumgases und zur nachfolgenden Eindüsung des Kraftstoff-Luft Vorgemisches wird derselbe elektrohydraulisch betätigte Injektor verwendet. Komprimiertes Gas wird in die Mischkammer des Injektors eingeleitet, in der auch der eingebrachte Kraftstoff verdampft. Der Speicherdruck und damit der Einspritzdruck ist variabel und hängt vom Schließzeitpunkt während der Mischkammerbefüllung ab. Trotz vielversprechender Ergebnisse am Forschungsmotor sind in Bezug auf eine Weiterentwicklung dieses Konzepts keine Informationen verfügbar. Weitere Ansätze zur luftunterstützten Direkteinspritzung wurden von Duret [28] und Blair [11] vorgestellt.

Die Anwendung von Hochdruck-Direkteinspritzung bei Zweitakt-Ottomotoren der Leistungsklasse 120 kW/l für den Einsatz in Schneemobilen wird in [116] beschrieben. Für diesen Anwendungsbereich sind Systeme mit luftunterstützter Direkteinspritzung Stand der Technik. Wie bereits diskutiert ist bei dieser Methode das zeitliche Einspritzfenster durch den niedrigen Druck des Vorgemisches begrenzt. Dadurch muss der Einspritzvorgang schon während des Ladungswechsels beginnen. In der Folge geht ein Teil des Kraftstoffs durch Spülverluste verloren und eine vollständige Vermeidung der durch die Gemischbildung bedingten UHC Emissionen kann nicht erreicht werden.

Bei der Hochdruck-Direkteinspritzung kann der Einspritzzeitpunkt unabhängig vom Zylinderdruck gewählt werden. Durch die Zuführung des flüssigen Kraftstoffs in Form eines Sprays wird jedoch eine geringere Zerstäubungsgüte erreicht. Die Herausforderung besteht folglich darin, ein ausreichend homogenes Gemisch während der zeitlich begrenzten Kompressionsphase zu erzielen. In [116] werden zwei verschiedene Hochdruck-Direkteinspritzungssysteme mit numerischen und experimentellen Methoden untersucht. Das im Automobilbereich weitverbreitete Common-Rail Verfahren mit Magnetinjektor wird einem Zweitakt-spezifischen Hochdruck-Einspritzverfahren (Ficht VC System), das bei Außenbordmotoren in Serie angewendet wird, gegenübergestellt. Das Ficht VC System arbeitet nach dem Water-Hammer Effekt. Dabei wird vergleichbar zur Pumpe-Düse-Einspritztechnik ein Kraftstoffvolumen durch einen bewegten Stößel, der mit einem Spulenanker verbunden ist, komprimiert. Durch die Druckerhöhung öffnet sich ein federbelastetes Ventil und Kraftstoff wird

eingespritzt. Druckerzeugung und Einspritzung sind aneinander gekoppelt. Eine zusätzliche Hochdruckpumpe wird nicht benötigt. Die elektrische Leistung zur Betätigung des elektromagnetischen Aktors im Injektor muss jedoch bereitgestellt werden.

Beim Common-Rail-Einspritzsystem sind Druckerzeugung und Einspritzvorgang unabhängig voneinander. Der Einspritzdruck wird durch eine extern angetriebene Hochdruckpumpe erzeugt, die den Kraftstoff in den Druckspeicher fördert. Die Regelung des Einspritzdruckes erfolgt mit Hilfe eines Drucksensors im Rail und der Anpassung der Pumpenleistung. Die Zumessung der eingespritzten Kraftstoffmenge wird durch die Ansteuerzeit des Injektors festgelegt. Als Grundlage für die Untersuchungen dient ein BRP-Rotax 995 SDI Zweizylinder-Zweitakt-Ottomotor mit semidirekter Einspritzung, einer Bohrung von 88 mm und einem Hub von 82 mm. Dieser Basismotor wird in verschiedenen Varianten sowohl mit dem Common-Rail als auch mit dem Ficht VR Direkteinspritzsystem ausgerüstet. Zur numerischen Analyse werden 3D CFD Simulationen des Ladungswechsels, der Gemischbildung und der Verbrennung durchgeführt.

Die Untersuchungen zeigen, dass gegenüber dem Basismotor mit beiden Einspritzverfahren eine deutliche Absenkung der Emissionen von UHC und CO erreicht werden kann. Im Vergleich erlaubt das Common-Rail Einspritzsystem eine stabilere Auslegung und Flexibilität hinsichtlich der Gemischbildung und Verbrennung. Dies äußert sich in Teillast durch eine bessere Ladungsschichtung an der Zündkerze und einer daraus resultierenden besseren Magerlauffähigkeit. Im Volllastbetrieb unterliegt das Ficht VC Einspritzsystem in Bezug auf die UHC Emissionen und den spezifischen Verbrauch ebenfalls dem Common-Rail System. Auch hier sind eine bessere Gemischaufbereitung und die Wahl eines späten Einspritzzeitpunktes maßgeblich. Der Vergleich mit einem modernen Viertakt-Motor zeigt, dass der untersuchte Zweitakt-Ottomotor zwar deutlich höhere UHC Emissionen aufweist, aber gleichzeitig geringere NO_x Emissionen und in Teillast niedrigere Verbräuche erzielt. Zusammenfassend zeigt die Arbeit von Schmidt [116] deutlich das Potenzial, das moderne Common-Rail Einspritzverfahren zur Verbrauchs- und Emissionsreduzierung im Zweitakt-Ottomotor bieten.

In Bezug auf das FKLK Konzept hängt die Frage nach dem optimalen Gemischbildungssystem wesentlich vom Brennverfahren beziehungsweise der Betriebsstrategie ab. Wird beispielsweise ein kombinierter Betrieb mit homogener Fremdzündung bei höheren Lasten und homogener Selbstzündung in Teillast angestrebt (vgl. Kapitel 4), muss das Einspritzverfahren nicht zwingend eine Ladungsschichtung und damit späte Einspritzzeitpunkte mit hohen Gegendrücken im Zylinder ermöglichen. In diesem Fall könnte auch ein System mit luftunterstützter Direkteinspritzung eingesetzt werden. Diese Lösung wäre aus energetischer Sicht vor allem dann von Vorteil, wenn die Erzeugung der komprimierten Luft mit einer modifizierten Gasfeder dargestellt werden könnte. Vor dem Hintergrund der Kosten, bietet das im Aufbau einfachere Ficht System eine mögliche Alternative.

Besteht die Zielsetzung darin, anspruchsvolle Einspritzstrategien wie Mehrfacheinspritzung und Schichtladung zu realisieren, sollte hingegen das leistungsfähigere Common-Rail Einspritzsystem gewählt werden. Zur Durchführung der in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen wird im FKLK Forschungsmotor das Common-Rail Verfahren eingesetzt.

2.3.4 Grundlagen der Verbrennung

Die Verbrennung ist die entscheidende Phase im Arbeitsspiel des Verbrennungsmotors. Die im Kraftstoff gespeicherte Energie wird in einer kurzen Zeitspanne zwischen Kompression und Expansion freigesetzt und führt neben der chemischen Wandlung zu einer Temperatur- und Druckerhöhung im Zylinder. Ein möglichst schneller und vollständiger Verbrennungsprozess ist unter thermodynamischen Aspekten anzustreben. Gleichwohl ist die Stabilität und Wiederholbarkeit des Verbrennungsvorgangs wichtig, damit Schwankungen des Druckverlaufs von Zyklus zu Zyklus möglichst gering ausfallen. Im Hinblick auf das FKLK Konzept werden nachfolgend die Besonderheiten der ottomotorischen Verbrennung im Zweitakt-Motor diskutiert.

Der Verbrennungsvorgang wird durch die kurzzeitige Funkenentladung zwischen den Zündkerzenelektroden eingeleitet. Durch den hohen Energieeintrag wird das Gas zwischen den Elektroden stark aufgeheizt und es bildet sich ein Flammenkern aus. Dieser breitet sich kugelförmig zunächst mit laminarer Flammengeschwindigkeit in das umgebende Gemisch aus. Durch die turbulenten Strömungsbedingungen im Brennraum wird die Flammenfront mit zunehmender Ausbreitung stark zerklüftet. Diese Flammenfaltung bewirkt eine Vergrößerung der effektiven Reaktionszone. Die Flammengeschwindigkeit ist aufgrund der erhöhten Konvektionsrate der turbulenten Strömung deutlich größer. Mit fortschreitendem Verbrennungsprozess trifft die Flammenfront auf die Brennraumwände und erlischt.

Hinsichtlich dieser grundlegenden Charakteristik gleichen sich die Verbrennungsprozesse im Zweitakt- und Viertakt-Motor. Die Unterschiede, die sich dennoch ergeben, resultieren aus dem Zweitakt-spezifischen Ladungswechsel, der Gemischbildung sowie aus der doppelten Zündfrequenz. Grundsätzlich unterscheidet sich der Verbrennungsprozess im Zweitakt-Motor von selbigem im Viertakt-Motor in folgenden Punkten:

- stärkere Verdünnung der Frischladung mit Restgas,
- höhere Temperatur der Zylinderladung zu Beginn der Kompression,
- höhere Wandtemperaturen im Brennraum,
- stärkere Zyklusschwankungen des Verbrennungsprozesses,
- niedrigere Temperatur und überstöchiometrische Zusammensetzung im Abgas.

Beim Zweitakt-Verbrennungsmotor verbleibt aufgrund des unvollständigen Ladungswechsels ein Anteil der Verbrennungsprodukte im Brennraum und vermischt sich mit der Frischladung. Diese nicht optimale Füllung reduziert die maximal erzielbare Leistung, da nicht das ganze zur Verfügung stehende Hubvolumen Frischgas enthält. Das Restgas verdünnt das frische Kraftstoff-Luft-Gemisch und erhöht die mittlere Gastemperatur der Zylinderladung zu Beginn der Kompression. Dadurch steigt das Temperaturniveau nach der Verdichtung und die Neigung zu klopfenden Verbrennungsprozessen ist erhöht.

Ein oftmals in Kombination mit Klopfen auftretender, abnormaler Verbrennungsvorgang ist die

Glühzündung. Dabei wird die Zylinderladung durch heiße Stellen an der Brennraumoberfläche entzündet. Diese können beispielsweise an der Zündkerze oder an den Auslassventilen auftreten. Erfolgt die Glühzündung vor dem eigentlichen Zündvorgang an der Zündkerze, steigt das Druck- und Temperaturniveau im Brennraum und damit die Wahrscheinlichkeit einer klopfenden Verbrennung. Beim Zweitakt-Motor ist durch die doppelte Zündfrequenz die thermische Belastung des Brennraumes hoch. Wird eine ausreichende Kühlung und damit Reduzierung der Wandtemperatur nicht erreicht, besteht die Gefahr einer Glühzündung.

Die Zyklusstabilität der homogenen fremdgezündeten Verbrennung ist eine große Herausforderung des Zweitakt-Motors [52]. Damit sind periodische oder stochastische Variationen des Verbrennungsprozesses gemeint, die zu einer Fluktuation des Zylinderspitzendruckes und des Mitteldruckes von Zyklus zu Zyklus führen. Diese Schwankungen sind bei schlitzzesteuerten Zweitakt-Ottomotoren besonders im gedrosselten Teillastbetrieb bei niedrigen Drehzahlen zu beobachten. In diesen Betriebsbereichen ergeben sich ungünstige Spülbedingungen. Ebenso wie sehr magere Gemischzusammensetzungen verstärkt eine Verdünnung der Ladung mit Restgas die Instabilität des Verbrennungsvorgangs. Stark variierende Verbrennungsprozesse und die daraus folgenden schwankenden Zylinderdruckverläufe sind sowohl hinsichtlich des Drehmomentverlaufs als auch in Bezug auf die Emissionen und den Verbrauch unerwünscht.

Nach [52] können die Ursachen für die Zyklusschwankungen bei der ottomotorischen Verbrennung in zwei Kategorien unterteilt werden: Effekte, die sich auf den Zündvorgang und die Entflammung auswirken und Effekte, die die nachfolgende turbulente Flammenausbreitung beeinflussen. Gleichwohl sind diese Prozesse aneinander gekoppelt, sodass eine Beeinflussung des Flammenkerns auch Auswirkungen auf den daran anknüpfenden turbulenten Verbrennungsprozess hat.

Die Entflammung und die Ausdehnung der Flammenfront mit zunächst laminarer Flammengeschwindigkeit wird stark durch die lokalen Strömungsbedingungen und die Gemischzusammensetzung an der Zündkerze bestimmt. Durch den stochastischen Charakter der turbulenten Zylinderinnenströmung verändert sich von Zyklus zu Zyklus der Strömungszustand im Bereich der Zündkerze. Ausbildung, Lage und Konvektion des Flammenkerns werden dadurch beeinflusst. Die Wärmeverluste des Flammenkerns an die Zündkerzenelektroden und die Brennraumwände sind entscheidende Faktoren, die das Wachstum des Flammenkerns hemmen können. Die durch die Strömung verursachten Fluktuationen sind durch die verbrennungsmotorische Arbeitsweise bedingt und treten beim Zwei- und Viertakt-Prozess gleichermaßen auf.

In Bezug auf die Zusammensetzung der Zylinderladung erschweren verdünnte und sehr magere Gemische den Zündvorgang. Dabei spielt vor allem die Verringerung der laminaren Flammengeschwindigkeit bei erhöhten Restgasgehalten eine wichtige Rolle [51]. Das Wachstum des Flammenkerns wird dadurch verlangsamt. In diesem Punkt werden die Unterschiede zwischen Zweitakt- und Viertakt-Arbeitsprozess ersichtlich. Durch den Zweitakt-Ladungswechsel entsteht von Zyklus zu Zyklus eine signifikante Variation hinsichtlich der Ladungszusammensetzung im Zylinder. In [52] wird eine typische zyklische Schwankung des Restgasgehalts von $\pm 5\%$ angegeben. Da die frühe Phase des Verbrennungsprozesses sehr sensitiv auf diesen Parameter reagiert, sind typischerweise die Zyklus-

schwankungen im Zweitakt-Arbeitsprozess höher als beim Viertakt-Arbeitsprozess.

Hinsichtlich der Einflussgrößen auf die turbulente Flammenausbreitung sind die Unterschiede zwischen Zwei- und Viertakt-Ottomotor weit geringer. Die globale Gemischzusammensetzung, die Zylinderinnenströmung und in besonderem Maße das Turbulenzniveau im Brennraum sind entscheidende Faktoren. Beide sind in Abhängigkeit vom Gemischbildungssystem und der Strömungsführung Schwankungen unterworfen, die aber pauschal nicht durch eines der beiden Arbeitsverfahren verbessert oder verschlechtert werden.

Zusammensetzung und Temperatur des Abgases sind für die Abgasnachbehandlung und nachgeschaltete Prozesse wie eine Abgasturboaufladung von großer Bedeutung. Die negativen Auswirkungen einer niedrigen Abgastemperatur auf die erzielbare Turbinenleistung wurde bereits in Abschnitt 2.3.2 erläutert. Nachfolgend sollen einige allgemeine Aspekte der Zusammensetzung und Nachbehandlung des Abgases von Zweitakt-Ottomotoren mit Direkteinspritzung beleuchtet werden. Für eine umfassendere Diskussion sei auf [52] verwiesen.

Die Emissionen des direkteinspritzenden Zweitakt-Ottomotors hängen in großem Maße vom Gemischbildungssystem ab. Es gibt wie in Abschnitt 2.3.3.1 erläutert eine Vielzahl verschiedener Einspritzkonzepte, deren technische Komplexität auf den Anwendungsfall und die einzuhaltenden Emissionsrichtlinien ausgerichtet ist. Grundsätzlich kann durch die innere Gemischbildung die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen durch Spülverluste weitestgehend vermieden werden. Durch die Direkteinspritzung ergibt sich jedoch die Herausforderung, in einem vergleichsweise geringen zeitlichen Fenster eine ausreichende Homogenisierung des Kraftstoff-Luft Gemisches zu erzielen. Während beim Viertakt-Ottomotor im homogenen Betrieb früh in die Ansaugphase eingespritzt wird, sollte beim Zweitakt-Motor erst nach Vollendung des Ladungswechsels die Einspritzung erfolgen. Damit muss die Gemischaufbereitung ausschließlich während der verbleibenden Kompressionsphase erfolgen. Eine schlechte Homogenisierung mit zu mageren beziehungsweise zu fetten Gemischzonen kann zu einem unvollständigen Verbrennungsprozess mit erhöhten UHC Emissionen führen. Beim direkteinspritzenden Viertakt-Ottomotor wird den entstehenden Partikelemissionen zunehmend Beachtung geschenkt. Eine zukünftige Reglementierung durch den Gesetzgeber ist abzusehen. Die Ursachen für die Partikelbildung liegen in einer unzureichenden Homogenisierung und der Verbrennung von lokal fetten Gemischbereichen. Die Partikelemissionen werden langfristig auch beim Zweitakt-Ottomotor ein zu beachtender Aspekt bei der Auslegung der Gemischbildung sein.

Eine Stärke des Zweitakt-Arbeitsprozesses sind die vergleichsweise niedrigen Stickoxid-Emissionen. Grundsätzlich werden Zweitakt-Ottomotoren bei moderaten Mitteldrücken betrieben. Dieses Leistungsdefizit wird durch die doppelte Zündfrequenz kompensiert. Gleichzeitig führt die Verdünnung der Frischladung mit Restgas zu einer Absenkung der Verbrennungstemperatur. Beide Faktoren tragen dazu bei, die Entstehung von thermisch bedingten Stickoxiden beim Verbrennungsprozess zu reduzieren. In Bezug auf die Kohlenstoffmonoxid-Emissionen ergeben sich keine wesentlichen Unterschiede zwischen dem Zweitakt- und dem Viertakt-Verbrennungsprozess. In beiden Fällen kann durch den fehlenden Sauerstoff bei unterstöchiometrischer Verbrennung keine vollständige Umsetzung zu Kohlenstoffdioxid erfolgen. Erfolgt eine wirkungsgradoptimierte Auslegung des Ver-

brennungsprozesses mit einem stöchiometrischen bzw. mageren Gemisch, ergeben sich durch den Zweitakt-Arbeitsprozess keine erhöhten CO Emissionen.

Die Möglichkeiten zur Abgasnachbehandlung sind beim Zweitakt-Ottomotor mit Direkteinspritzung eingeschränkt. Die vom Viertakt-Motor bekannte Nachbehandlung mit einem Drei-Wege Katalysator konnte bisher an keinem in Serie produzierten Zweitakt-Motor umgesetzt werden. Als zentrale Herausforderung gilt dabei das enge stöchiometrische Fenster in dem sich die Abgaszusammensetzung befinden muss, um hinreichende Konvertierungsraten von UHC, CO und NO_x zu erreichen. Beim Viertakt-Arbeitsprozess wird die stöchiometrische Zusammensetzung des Abgases durch einen geschlossenen Regelkreis des Luftverhältnisses einschließlich der Messung der Sauerstoffkonzentration im Abgas sichergestellt. Bei den in Abschnitt 2.3.3.1 vorgestellten Konzepten werden bei niedrigen und mittleren Lasten Schichtladungsbrennverfahren eingesetzt. Zusätzlich wird während des Ladungswechsels durch die Kurzschlussströmung Frischluft überspült, die zu einer überstöchiometrischen Zusammensetzung des Abgases führt. Aus diesem Grund kommen bei diesen Konzepten nur Oxidationskatalysatoren zum Einsatz, die eine Reduzierung der UHC- und CO-Emissionen erlauben. Ein möglicher Lösungsweg zur Umsetzung einer Drei-Wege Abgasnachbehandlung im Zweitakt-Ottomotor wird in [147] aufgezeigt. Der vorgestellte, längsgespülte Zweizylinder-Motor wird für eine Range Extender Anwendung mit einer konstanten Drehzahl im gesamten Lastbereich homogen betrieben. Anhand von CFD Simulationen wird nachgewiesen, dass durch die Längsspülung ein Fanggrad im Bereich von 97 % und ein Restgasanteil von 22 % erzielt werden kann. Es entstehen keine Spülverluste. Für dieses Konzept soll eine vollwertige Abgasnachbehandlung mit Drei-Wege-Katalysator möglich sein.

Die Betrachtungen zu Ladungswechsel, Gemischbildung und Verbrennung des Zweitakt-Motors zeigen, wie stark die Wechselwirkungen zwischen diesen drei Phasen eines Arbeitsspiels sind. Hinsichtlich des konstruktiven Aufbaus mag der Zweitakt-Motor als das einfachere verbrennungsmotorische Konzept betrachtet werden. In Bezug auf die strömungsmechanischen und thermodynamischen Vorgänge im Brennraum ist dies nicht der Fall. Zur Analyse und Optimierung des motorischen Arbeitsprozesses ist eine präzise Definition der Zielsetzung ebenso wichtig wie die Wahl geeigneter experimenteller und simulativer Methoden.

2.4 Methoden zur Analyse und Entwicklung verbrennungsmotorischer Prozesse

Die Grundlage zur Analyse und Entwicklung des verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses stellt der experimentelle Motorenversuch dar. Dabei werden die Betriebsbedingungen des realen Anwendungsfalls am Prüfstand nachgebildet. Durch den Einsatz von entsprechenden Messtechniken können die innermotorischen Vorgänge aufgezeichnet und analysiert werden. Als Standardmesstechnik zur thermodynamischen Analyse des Arbeitsprozesses hat sich die Druckindizierung etabliert. Dabei werden zeitlich hochauflösende Drucksensoren in den Zylinderkopf und die Einlass- bzw. Auslassstrecke integriert. Wird anhand der resultierenden Messdaten eine Druckverlaufsanalyse vollzogen, können grundlegende Fragestellungen hinsichtlich des Prozessablaufs beantwortet werden. Ein Einblick in die

Einzelprozesse, wie beispielsweise den Einspritzvorgang, bleibt dabei jedoch verwehrt. Hierzu müssen wesentlich aufwändigere Messtechniken eingesetzt werden. Zur Anwendung von laserdiagnostischen Messmethoden muss beispielsweise vom zu untersuchenden Basismotor ein Versuchsträger abgeleitet werden, der eine optische Zugänglichkeit in den Brennraum aufweist. Dabei werden in vielen Fällen so große konstruktive Anpassungen erforderlich, dass zu hinterfragen ist, ob die Bedingungen am Versuchsträger noch denen des Basismotors entsprechen. Darüber hinaus können manche Größen, wie beispielsweise die Temperatur der Gasphase im Brennraum, messtechnisch nicht oder nur sehr eingeschränkt erfasst werden. Deshalb sind alleinig angewandte experimentelle Untersuchungen des verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses bei komplexen Fragestellungen problematisch.

Um eine umfassendere Betrachtung innermotorischer Vorgänge zu ermöglichen, werden üblicherweise in Kombination mit experimentellen Untersuchungen Simulationen durchgeführt. Über diesen Einsatz zur Analyse innermotorischer Vorgänge hinaus bieten Simulationen die Möglichkeit, den motorischen Betrieb bei gegebenen Randbedingungen vorherzusagen. Der zugrundeliegende Modellierungsansatz hängt dabei stark vom betrachteten Vorgang und dem angestrebten Detaillierungsgrad ab. Die Spanne reicht von rechenzeiteffizienten thermodynamischen Modellrechnungen bis hin zu dreidimensionalen CFD Simulationen von Ladungswechsel, Einspritzung und Verbrennung. Prinzipiell kann mit einem detaillierten 3D CFD Ansatz der Arbeitsprozess am umfassendsten beschrieben werden. Demgegenüber steht der erhebliche Aufwand in Bezug auf die Implementierung und die Berechnungszeiten. Ein Überblick über verschiedene, in der Motorenentwicklung eingesetzte Simulationsansätze folgt in Abschnitt 2.4.2. Ein umfassender Überblick über das breite Spektrum verschiedener experimenteller Methoden wird in [82, 123, 139] dargelegt. Als ein Teilgebiet werden nachfolgend die für diese Arbeit wichtigen laserdiagnostischen Messmethoden vorgestellt.

2.4.1 Laserdiagnostische Untersuchung innermotorischer Prozesse

Laserdiagnostische Untersuchungsmethoden ermöglichen einen direkten Einblick in innermotorische Strömungs- und Verbrennungsvorgänge. Mit einer hohen räumlichen und zeitlichen Auflösung können Vorgänge im Zylinder erfasst werden, ohne dass der zu untersuchende Prozess durch die Messtechnik gestört wird. Sowohl Ladungswechsel als auch Gemischbildung und Verbrennung können visualisiert und optisch vermessen werden. Eine Vielzahl verschiedener Messmethoden werden in der Forschung und Vorentwicklung zur Untersuchung grundlegender Fragestellungen eingesetzt. Allerdings sind nur wenige Methoden auch für den Einsatz in seriennahen Motoren geeignet. Als Beispiel kann die Lichtleitermesstechnik genannt werden, bei der optische Sonden in die Zündkerze integriert werden. Die Flammenstrahlung dient dabei als Signalquelle, um die lokale Veränderung der Flammenausbreitung in Abhängigkeit von den motorischen Betriebsbedingungen zu bewerten.

Üblicherweise werden zur Durchführung von laserdiagnostischen Untersuchungen spezielle Einzylinder-Aggregate eingesetzt, die optische Zugänge in den Brennraum aufweisen. In Abschnitt 5.4 werden Aufbau und Betriebsrandbedingungen dieser Versuchsmotoren diskutiert. In Bezug auf den ottomotorischen Arbeitsprozess ist die Zylinderinnenströmung oftmals Gegenstand laserdiagnostischer Untersuchungen. Bei homogenen Brennverfahren ist der Fokus auf das Strömungsfeld und eine Bestimmung der turbulenten kinetischen Energie im Brennraum gerichtet. Bei Schichtladungsbrennver-

fahren wird darüber hinaus untersucht, inwieweit sich durch eine definierte Strömungsbewegung die Gemischwolke im Bereich der Zündkerze positionieren lässt [49]. Mit der Particle Image Velocimetry (PIV) Messtechnik können Geschwindigkeitsfelder im Brennraum erfasst werden. Der eintretenden Frischgasströmung werden Tracerpartikel zugemischt, die durch eine zeitlich versetzte doppelte Beleuchtung in ihrer Bewegung abgebildet werden. Durch Auswertung der Teilchenverschiebung im Zeitintervall der Doppelabbildung kann das Geschwindigkeitsfeld ermittelt werden. Weitere Ausführungen zur PIV Messtechnik und deren Anwendung im FKLK Verbrennungsmotor sind in Kapitel 3 zu finden. Alternativ wird die Doppler Global Velocimetry (DGV) zur Vermessung von innermotorischen Strömungsfeldern eingesetzt [118, 145]. Die Strömungsgeschwindigkeit wird aus der beim Streuvorgang an Tracerpartikeln erzeugten Dopplerverschiebung der Laserlichtwellenlänge errechnet. Dadurch können in einem planaren Messbereich alle drei Komponenten des Geschwindigkeitsvektorfeldes ermittelt werden.

Durch die zunehmende Verbreitung von direkteinspritzenden Motoren, gewinnen optische Messmethoden zur Untersuchung des Einspritzvorgangs und der Gemischaufbereitung an Bedeutung. In Bezug auf die Einspritzung ist die Tropfengröße in einem definierten Abstand zum Injektor von Interesse. Anhand der Messdaten lässt sich die Zerstäubungsgüte bewerten und einen Abgleich mit CFD Simulationen vornehmen. Eine punktuelle Bestimmung des Tropfendurchmessers und der Tropfengeschwindigkeit kann mit der Phasen Doppler Anemometrie (PDA) erfolgen. Vergleichbar zur DGV Messtechnik wird die Geschwindigkeit aus der beim Streuvorgang auftretenden Dopplerverschiebung ermittelt. Die PDA Methode erfasst darüber hinaus die in der Phasenlage des Streulichtes enthaltene Information über die Partikelgröße. Gebräuchliche Methoden zur qualitativen Einspritzanalyse sind Schatten- und Schlierenmethoden sowie Aufnahmen der Miestreuung. Schatten- und Schlierenmethode sind Durchlichtverfahren, bei denen der Einspritzstrahl gleichförmig bestrahlt wird. Bei diesen Verfahren werden Dichteänderungen im Strömungsfeld erfasst und durch die Verteilung der Intensität an der Detektionseinheit abgebildet. Der Übergang zwischen flüssiger und gasförmiger Phase kann bei beiden Methoden nur abgeschätzt werden. Aufnahmen der Miestreuung können mit einem vergleichsweise einfachen Versuchsaufbau durchgeführt werden. Die Lage des Sprays wird durch das elastisch an den Kraftstofftropfen gestreute Licht ermittelt.

Eine qualitative und quantitative Analyse des Einspritzvorgangs sowie der Verdampfung und Gemischaufbereitung ermöglicht die laserinduzierte Fluoreszenz Methode (LIF). Die Grundlage hierfür ist die Anhebung des bestrahlten Kraftstoffmoleküls auf einen energetisch höheren Zustand. Beim anschließenden Fluoreszenzprozess fällt das Molekül auf sein ursprüngliches Energieniveau zurück und die freiwerdende Energie wird in Form von Licht mit bezüglich der Ausgangswellenlänge verschobener Wellenlänge abgegeben. Eine ausführliche Diskussion der LIF Methode auch im Vergleich zur Miestreulichmethode ist in Abschnitt 5.4.1 zu finden. Zur kombinierten Untersuchung der flüssigen und verdampften Phase eines Kraftstoffsprays eignet sich die LIEF (laserinduzierte Exciplex Fluoreszenz) Methode. Bei der Exciplex Fluoreszenz kann von einem Tracerpartikel je nach Aggregatzustand eine charakteristische spektrale Emission erzeugt werden. Dadurch können beide Phasen des Kraftstoffs gleichzeitig innerhalb eines Laserlichtschnittes visualisiert werden.

In Bezug auf den Verbrennungsprozess werden laserdiagnostische Methoden zur Untersuchung des Flammenfortschritts und der Konzentrationsbestimmung von Hydroxyl Radikalen (OH), Formaldehyden (CH₂O) und Stickoxiden (NO_x) eingesetzt. Die Entflammung und Flammenausbreitung in der Nähe der Zündkerze lassen sich mit den bereits vorgestellten Lichtleitzündkerzen untersuchen. Soll die Ausbreitung der Flammenfront im gesamten Brennraum durch Lichtleittechnik erfasst werden, muss eine entsprechend große Anzahl an Sonden über die Brennraumwand verteilt werden. Dabei ist neben der thermischen Belastung auch die schnelle Verschmutzung der Sonden kritisch. Das über die Messsonde erfasste und durch den Lichtleiter transportierte Lichtsignal wird mit einem fotoelektrischen Wandler in einen Spannungswert konvertiert. Durch Digitalisierung dieses Spannungssignals kann der Ankunftszeitpunkt der Flammenfront in einer gewissen Entfernung von der Zündkerze ermittelt werden. Qualitative Untersuchungen der Flammenausbreitung können darüber hinaus mit der LIF Methode durchgeführt werden. Dabei werden selektiv die OH Radikale in der Flammenfront durch Laserlicht im UV Bereich angeregt. Mit der Verteilung der emittierten Fluoreszenzlichtintensität im Messbereich kann die Grenze zwischen verbranntem und unverbranntem Gemisch sichtbar gemacht werden. Zur Untersuchung von Selbstzündungsvorgängen im Ottomotor wird die LIF Messtechnik mit Formaldehyd als Tracer-Molekül angewendet. Formaldehyd entsteht in sehr hohen Konzentrationen als Zwischenprodukt von Vorreaktionen im Frischgemisch und reagiert nach der Zündung zu Kohlenstoffdioxid [123]. Als Marker dient es zur Detektion von Selbstzündungszentren.

Weitere laserdiagnostische Untersuchungsmethoden, wie beispielsweise die Emissionsspektroskopie werden im Rahmen von Forschungsvorhaben angewendet, um detaillierte Kenntnisse über Einzelprozesse während der motorischen Verbrennung zu erhalten. Eine wichtige Zielsetzung ist dabei, Validierungsdaten für entsprechende Simulationsmodelle zu generieren. Diese hochkomplexen Messverfahren werden im Rahmen der Entwicklung von Verbrennungsmotoren üblicherweise nicht eingesetzt. Umfangreiche Ausführungen zu diesen Messverfahren sind in [68, 123] zu finden.

2.4.2 Simulation innermotorischer Prozesse

Die thermodynamischen und strömungsmechanischen Vorgänge im Verbrennungsmotor sind äußerst komplex und können in ihrer Gesamtheit nicht exakt simulativ abgebildet werden. Die Abbildung der Einzelprozesse erfolgt auf Basis von Modellen, die eine auf physikalischen Grundsätzen basierende Beschreibung der realen Vorgänge darstellen. Da Vereinfachungen und Annahmen getroffen werden müssen, ist die Simulation als Vorhersage eines Prozesses fehlerbehaftet. Darüber hinaus können viele mathematische Modelle der Strömungsmechanik nur mit numerischen Berechnungsverfahren gelöst werden, die eine weitere Fehlerquelle darstellen können.

Die Größen zur Beschreibung der innermotorischen Prozesse sind sowohl von der Zeit t als auch von den Ortskoordinaten x , y und z abhängig. Zusätzlich ändert sich durch den Kolbenhub und die Ventilbewegung der Prozessraum dynamisch. Der Aufwand zur Lösung der Gleichungssysteme unter Berücksichtigung der räumlichen und zeitlichen Diskretisierung und der entsprechenden Rand- und Anfangsbedingungen stellt für technische Fragestellungen einen erheblichen Aufwand dar. In der Folge werden bei der Entwicklung von Verbrennungsmotoren oftmals auf Erfahrungs-

werten basierende, empirische Modelle eingesetzt. Werden physikalische Modelle verwendet, besteht die Herausforderung darin, eine geeignete Modellierungstiefe auszuwählen, sodass die gewünschten Ergebnisse verlässlich und in vertretbarer Rechenzeit gewonnen werden können.

2.4.2.1 Nulldimensionale Simulationsmodelle

Grundsätzlich ist eine Untergliederung der verschiedenen Simulationsmodelle anhand ihrer räumlichen Beschreibung der innermotorischen Prozesse möglich. Nulldimensionale thermodynamische Modellierungsansätze verzichten vollständig auf eine Beschreibung in Abhängigkeit von den Ortskoordinaten. Die räumlichen Strömungsvorgänge im Brennraum und in den Einlass- und Auslasskanälen werden nicht im Modell abgebildet. Der Schwerpunkt liegt hingegen auf einer rechenzeiteffizienten Energie- und Massenbilanz der innermotorischen Vorgänge. Die strömungsführenden Komponenten des Motors wie beispielsweise die Einlasskanäle werden dabei lediglich als Volumen und Drosselstellen abgebildet, um die Zylinderfüllung berechnen zu können. Zur Beschreibung der Prozesse im Zylinder wird zwischen ein- und mehrzonigen Ansätzen unterschieden [139].

Einzonige Modelle zeichnen sich dadurch aus, dass der gesamte Brennraum als ein homogenes Volumen betrachtet wird. Die Erhaltungsgleichungen für Masse und Energie werden nur innerhalb der Systemgrenzen dieses Kontrollvolumens gelöst. Bei mehrzonigen Modellen ist der Brennraum in mehrere Bereiche unterteilt. Ein Massen- und Energieaustausch erfolgt zwischen den vorhandenen Zonen. Für jede Zone müssen Bilanzen der Energie- und Massenerhaltung gebildet werden. Der wesentliche Vorteil der mehrzonigen Modelle besteht darin, dass Temperaturgradienten im Brennraum abgebildet werden können. In Bezug auf die ottomotorische Verbrennung spielt dies insbesondere während der Ausbreitung der Flammenfront eine Rolle. Die Temperaturdifferenz zwischen Bereichen mit verbrannter und unverbrannter Ladung kann mit einem zweizonigen Modellierungsansatz ideal abgebildet werden. Dadurch liefern mehrzonige Ansätze bei temperatursensitiven Vorgängen wie Wandwärmeverlusten und Schadstoffbildung genauere Ergebnisse.

Eine Erweiterung der nulldimensionalen Simulationsmodelle stellen quasidimensionale Ansätze dar. Zur Berechnung des Verbrennungsprozesses kommen nicht Ersatzbrennverläufe zum Einsatz, sondern Modelle die eine Flammenausbreitung im Zylinder in Abhängigkeit vom Strömungszustand und der Brennraumgeometrie berechnen. Die quasidimensionale Modellierung stellt somit eine signifikante Weiterentwicklung der nulldimensionalen Berechnung dar, da die Abhängigkeit der Verbrennung von Strömungsgrößen wie der turbulenten kinetischen Energie berücksichtigt wird. Andererseits ist der Berechnungsaufwand bei diesen Modellen deutlich erhöht, sodass im Anwendungsfall entschieden werden muss, inwiefern durch die gesteigerte Modellierungstiefe tatsächlich ein Vorteil entsteht [105].

2.4.2.2 Eindimensionale Simulationsmodelle

Eindimensionale Simulationsansätze können als Erweiterung von null- und quasidimensionalen Modellen betrachtet werden. Während bei letzteren vor allem die Vorgänge im Brennraum modelliert werden, umfassen eindimensionale Simulationsmodelle auch die Strömungsvorgänge im Einlass- und Auslasstrakt des Verbrennungsmotors. Die strömungsführenden Bauteile werden in Segmente un-

terteilt und in Strömungsrichtung räumlich diskretisiert. Die Rohrgeometrien werden ebenso wie die strömungsmechanischen Eigenschaften durch Modellparameter berücksichtigt. Motorkomponenten wie Verdichter und Turbine einer Abgasturboaufladung können ebenfalls im Simulationsmodell abgebildet werden. Die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie werden für die instationäre, kompressible Strömung eindimensional längs der mittleren Stromlinie gelöst. Dadurch werden alle Strömungsgrößen (Druck, Temperatur und Geschwindigkeit) über dem Strömungsquerschnitt gemittelt. Um räumliche Strömungseffekte wie beispielsweise Wandreibungsverluste abbilden zu können, ist eine Kalibration mit experimentellen Messdaten erforderlich.

Ein großer Vorteil des eindimensionalen Simulationsansatzes ist die Betrachtung des gesamten verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses. Sowohl gasdynamische Effekte im Einlass- und Auslassstrakt als auch die Wechselwirkung mit weiteren motorischen Komponenten (Abgasturbolader) können mit relativ geringen Berechnungszeiten untersucht werden. Bei Viertakt-Motoren lässt sich mit diesen Werkzeugen auch eine Auslegung und Optimierung der Ventilsteuerzeiten durchführen. An ihre Grenzen stoßen eindimensionale Simulationsmodelle dann, wenn räumliche Strömungsvorgänge eine wichtige Rolle spielen. Der Gemischbildungsprozess bei fremdgezündeten Motoren mit Direkteinspritzung kann beispielhaft genannt werden. Insbesondere bei Schichtladungsbrennverfahren sind die Sprayausrichtung und die Wechselwirkung mit der Zylinderinnenströmung wichtige Faktoren für den Verbrennungsprozess. Mit null- oder eindimensionalen Simulationsmodellen lassen sich diese Vorgänge nur noch eingeschränkt abbilden.

Ähnlich verhält es sich mit dem Ladungswechselvorgang im Zweitakt-Verbrennungsmotor. Durch das gleichzeitige Öffnen der Einlass- und Auslassschlitze bzw. -ventile überlagern sich das Zuführen der Frischluft und das Abführen der Verbrennungsgase. Zwangsläufig kommt es dabei zu einer Durchmischung, die von der Lage und den Steuerzeiten der Ladungswechselorgane, der Druckdifferenz zwischen Einlass- und Auslasskanal und dem Strömungsfeld im Brennraum abhängt. Simulativ kann dieser Spülprozess nur durch eine mehrdimensionale Strömungssimulation abgebildet werden.

2.4.2.3 Dreidimensionale Simulationsmodelle

Die dreidimensionale Strömungssimulation stellt zum momentanen Zeitpunkt den umfassendsten, aber auch aufwändigsten Ansatz zur simulativen Beschreibung innermotorischer Prozesse dar. Die im englischen Sprachraum als Computational Fluid Dynamics (CFD) bezeichnete Strömungsberechnung basiert auf einer räumlichen und zeitlichen Diskretisierung des Berechnungsraumes. Das Ziel ist dabei, für jede Zelle die zeitliche Entwicklung der Strömungsgrößen Druck, Temperatur, Gemischzusammensetzung, Dichte und Geschwindigkeit zu berechnen. Die nichtreaktiven Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie bilden die Basis der numerischen Simulation und werden nachfolgend in kürzester Form vorgestellt. Weitere detaillierte Ausführungen sind in [6, 36, 97, 98] zu finden.

Erhaltungsgleichungen

Unter der Annahme eines homogenen, kontinuierlichen Strömungsmediums können die Erhaltungsgleichungen an einem ortsfesten, infinitesimal kleinen Volumenelement (Abb. 2.4.1) hergeleitet wer-

den. Aufgrund der Massenerhaltung muss die zeitliche Änderung der Masse des Volumenelements der Summe der ein- und austretenden Massenströme entsprechen.

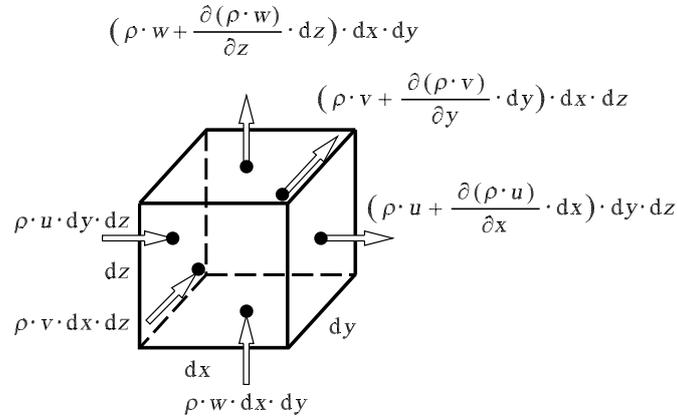


Abbildung 2.4.1: Ein- und austretende Massenströme am Volumenelement dV [96]

Die über die Grenzflächen des Volumens ein- und austretenden Massenströme können über die Dichte und die Komponenten des Geschwindigkeitsvektors ausgedrückt werden. Dies führt zur Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho \cdot w)}{\partial z} = 0, \quad (2.4.1)$$

entsprechend in koordinatenfreier Vektorschreibweise

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0. \quad (2.4.2)$$

Analog werden am Volumenelement die Impulserhaltungsgleichungen abgeleitet. Dazu betrachtet man die zeitliche Änderung des Impulses innerhalb des Volumenelements

$$\frac{\partial (\rho \cdot \vec{v} \cdot dx \cdot dy \cdot dz)}{\partial t} = \frac{(\partial \rho \cdot \vec{v})}{\partial t} \cdot dx \cdot dy \cdot dz. \quad (2.4.3)$$

In [97] werden die folgenden vier Ursachen für eine Impulsänderung innerhalb des Volumenelements aufgeführt:

- die in das Volumenelement eintretenden Impulsströme,
- die aus dem Volumenelement austretenden Impulsströme,
- die auf das Element einwirkenden Normal- und Scherspannungen,
- die auf die Masse des Volumens einwirkenden Kräfte.

Anhand dieser Bilanz lässt sich für jede Raumrichtung jeweils eine Erhaltungsgleichung formulieren. Die Impulsgleichung für die x -Richtung lautet:

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial z} = k_x + \frac{\partial\tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} \quad (2.4.4)$$

Dabei steht der erste Term für die zeitliche Änderung der x -Komponente des Impulses im Kontrollvolumen. Der in x -Richtung wirkende Impuls $\rho \cdot u$ tritt über die Oberflächen $dy \cdot dz$, $dx \cdot dy$ und $dx \cdot dz$ in das Volumenelement ein beziehungsweise aus. Dies erfolgt, wie in den nachfolgenden drei Termen ersichtlich wird, mit den jeweiligen Geschwindigkeitskomponenten u , v und w . Auf die Oberfläche des Volumenelements wirken Schub- und Normalspannungen, die im Spannungstensor τ zusammengefasst werden.

$$\tau = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \tau_{yy} & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} - p & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} - p & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} - p \end{pmatrix} \quad (2.4.5)$$

Die Normalspannungen (τ_{xx} , τ_{yy} , τ_{zz}) setzen sich aus einem Druck- und einem Reibungsanteil (p bzw. σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz}) zusammen. Die Schubspannungen werden mit Hilfe des Stokesschen Reibungsansatzes in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität μ und den Geschwindigkeitskomponenten u , v und w formuliert. Treten Volumenkräfte am Volumenelement auf, werden diese formal durch den Vektor $\vec{k} = (k_x, k_y, k_z)^T$ berücksichtigt. In gleicher Weise werden die Impulsströme in y - und z -Richtung formuliert, sodass sich insgesamt für jede Oberfläche drei Impulsströme ergeben. Für inkompressible Strömungen können die Impulserhaltungsgleichungen in koordinatenfreier Schreibweise geschrieben werden:

$$\frac{\partial\rho \cdot \vec{v}}{\partial t} + \rho \cdot (\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v} = \vec{k} - \nabla p + \mu \cdot \Delta\vec{v}. \quad (2.4.6)$$

Die Impulserhaltungsgleichungen (Navier-Stokes Gleichungen) bilden zusammen mit der Massenerhaltungsgleichung ein Gleichungssystem von vier nichtlinearen Differentialgleichungen zweiter Ordnung. Damit können die vier Unbekannten u , v , w und p einer inkompressiblen Strömung bestimmt werden.

Liegt ein kompressibles Medium vor, wird mit Hilfe der Energiegleichung die Dichte als zusätzliche Unbekannte ermittelt. Die Energiegleichung kann ebenfalls anhand des in [97] vorgestellten Volumenelements erläutert werden. Die totale Energie im Volumenelement ändert sich aufgrund

- der durch die Strömung ein- und ausfließenden Energieströme $d\dot{E}$,
- der durch die Wärmeleitung ein- und ausfließenden Energieströme $d\dot{Q}$,
- der durch den Druck und die auftretenden Spannungskräfte verrichteten Leistung $d\dot{A}$,
- der auf die Masse bezogenen Energiezufuhr von außen $d\dot{q}_s$,
- der durch die Volumenkräfte am Volumenelement verrichteten Leistung $(\vec{k} \cdot \vec{v}) \cdot dx \cdot dy \cdot dz$.

Die zeitliche Änderung der sich aus kinetischer und innerer Energie zusammensetzenden totalen Energie lässt sich schreiben als

$$\frac{\partial \left[\rho \cdot \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right]}{\partial t} \cdot dx \cdot dy \cdot dz \quad \text{mit} \quad V^2 = \vec{v} \cdot \vec{v}. \quad (2.4.7)$$

Werden die genannten Energieströme über dem Kontrollvolumen bilanziert, erhält man die Energiegleichung

$$\frac{\partial \left[\rho \cdot \left(e + V^2/2 \right) \right]}{\partial t} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = d\dot{E} + d\dot{Q} + d\dot{A} + \rho \cdot d\dot{q}_s \cdot dx \cdot dy \cdot dz + \vec{k} \cdot \vec{v} \cdot dx \cdot dy \cdot dz. \quad (2.4.8)$$

Wendet man diese allgemeine Energiegleichung für ein Newtonsches Medium an, können die Normal- und Schubspannungsterme durch den Stokesschen Reibungssatz beschrieben werden. Wird darüber hinaus angenommen, dass es sich um ein kalorisch perfektes Gas handelt, so kann die Energiegleichung weiter vereinfacht werden. Es ergibt sich für eine inkompressible Strömung der Ausdruck

$$\rho \cdot c_v \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \left(\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right] \right) + \rho \cdot \dot{q}_s + \mu \cdot \Phi. \quad (2.4.9)$$

Φ steht dabei für die Dissipationsfunktion, die ebenfalls durch Gradienten der Geschwindigkeitskomponenten u , v und w ausgedrückt werden kann.

2.5 Zusammenfassung

Zu Beginn dieses Kapitels wurde ein Überblick über verschiedene Hybridfahrzeugkonzepte gegeben und der Freikolbenlineargenerator als Range Extender Modul in einem seriellen hybriden Antriebssystem vorgestellt. Der FKLK ist ein Freikolbenmotor mit elektrischer Energieauskopplung. Die Kombination der drei Teilsysteme Verbrennungsmotor, Lineargenerator und Gasfeder führt zu einem freischwingenden Aufbau ohne mechanische Zwangsführung des Kolbens. Ein ottomotori-

scher Zweitakt-Arbeitsprozess setzt die im Kraftstoff gespeicherte Energie in eine Druckerhöhung im Brennraum um. Die Auskopplung der elektrischen Energie erfolgt über einen mittig angeordneten Lineargenerator. Die Gasfeder dient zur Rückstellung der Läuferinheit und kann einen Teil der durch die Verbrennung freigesetzten Energie zwischenspeichern. Der Ladungswechsel erfolgt im Verbrennungsmotor mittels Tellerventilen im Zylinderkopf als ventilgesteuerte Kopfumkehrspülung. Die Kombination eines vollvariablen elektromagnetischen Ventiltriebssystems mit einer variablen Kolbenhubtrajektorie bietet neue Eingriffsmöglichkeiten zur Optimierung des verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses, die von kurbelwellenbasierten Verbrennungsmotoren bisher nicht bekannt sind.

Erste Untersuchungen des verbrennungsmotorischen Teilsystems wurden von Pohl durch Simulationen des freischwingenden Gesamtsystems durchgeführt [108]. Die Ergebnisse zeigen, dass das Verdichtungsverhältnis und der Kolbenhub in einem Freikolbenmotor nach FKLG Bauart aktiv durch den Vordruck der Gasfeder und den Kraftverlauf des Lineargenerators gesteuert werden können. Die Betriebsfrequenz bleibt über den gesamten Lastbereich weitestgehend konstant.

Ein erster verbrennungsmotorischer Versuchsträger wurde von Ferrari entwickelt [34]. Im Fokus der experimentellen Untersuchungen stand dabei der Ladungswechsel im geschleppten Motor und die Bestimmung von Parametern, die zur Steuerung und Regelung des freischwingenden FKLG genutzt werden können. Der Zündzeitpunkt, das Verdichtungsverhältnis und das Verbrennungsluftverhältnis wurden als geeignete Stellgrößen auch für schnelle Eingriffe identifiziert. Kolbenhub und Ladedruck konnten hingegen am Entwicklungsprüfstand nicht zyklusgenau angepasst werden.

Bereits durch die Ergebnisse dieser vorangegangenen Arbeiten wird deutlich, dass die Herausforderungen des fremdgezündeten Arbeitsverfahrens im FKLG der Ladungswechsel mit Kopfumkehrspülung, die innere Gemischbildung und die Verbrennung bei hohen Restgasanteilen sind. Als Basis für die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen wurden in diesem Kapitel zunächst die Grundlagen des Zweitakt-Arbeitsverfahrens und des Ladungswechsels diskutiert. Eine Auswertung der Forschungsergebnisse von kopfumkehrgespülten Zweitakt-Motoren zeigt, dass die bauartbedingten Nachteile der schlitzgesteuerten Motoren (hohe UHC Emissionen, hohe thermische Belastung) überwunden werden können. Allerdings bleiben die Schwierigkeiten einer unvollständigen Spülung bestehen. Um die Kurzschlussverluste durch die geometrische Nähe der Einlass- und Auslassventile zu verringern, ist eine inverse Tumble-Ladungsbewegung im Brennraum anzustreben. Die Ergebnisse der Untersuchungen von Toyota und Ricardo (vgl. Abschnitt 2.3.2.3) zeigen, dass eine optimierte Einlasskanalgeometrie dem Einsatz von Leitblechen oder Maskierungen im Bereich der Einlasskanäle vorzuziehen ist.

Eine Übersicht zur Gemischbildung in Zweitakt-Motoren verdeutlicht das Potenzial der inneren Gemischbildung, ein Überspülen von zugeführtem Kraftstoff zu vermeiden und dadurch die UHC Emissionen zu verringern. Darüber hinaus sprechen eine bessere Füllung, die Absenkung der Ladungstemperatur und die Möglichkeit zur Ladungsschichtung für eine Direkteinspritzung. In einer Übersicht wurden die in Zweitakt-Ottomotoren technisch umgesetzten Einspritzsysteme gegenübergestellt. In Bezug auf die Anforderungen im FKLG Verbrennungsmotor ist das Common-Rail Verfahren am besten geeignet. Im daran anknüpfenden Abschnitt wurden die Unterschiede zwischen dem

fremdgezündeten Viertakt- und Zweitaktarbeitsprozess in Bezug auf die Verbrennung herausgearbeitet. Eine erhöhte Neigung zur klopfenden Verbrennung, ein instabilerer Verbrennungsprozess mit Zyklusschwankungen und die Nachbehandlung eines überstöchiometrischen Abgases sind besondere Herausforderungen des Zweitakt-Arbeitsverfahrens.

Im letzten Abschnitt wurde ein Überblick über experimentelle und numerische Methoden zur Untersuchung und Entwicklung verbrennungsmotorischer Systeme gegeben, um die in den nachfolgenden Kapiteln vorgestellten Untersuchungen des Ladungswechsels (Kapitel 3), des Arbeitsverfahrens (Kapitel 4) und der Gemischbildung (Kapitel 5) vorzubereiten.

3 Numerische und experimentelle Methoden zur Analyse des Ladungswechsels

Die Effizienz und Güte des Ladungswechsels sind für den Arbeitsprozess des Zweitakt-Verbrennungsmotors von zentraler Bedeutung. Für klassische schlitzzgesteuerte Motoren sind die Strömungsverhältnisse während des Spülvorgangs weitestgehend bekannt. Die Kopfumkehrspülung eines ventilgesteuerten Zweitakt-Arbeitsverfahrens unterliegt hingegen anderen Randbedingungen und wurde bisher in weit geringerem Maße untersucht.

In diesem Kapitel wird ein Entwicklungsverfahren vorgestellt, das durch eine kombinierte Anwendung von laserdiagnostischer Messtechnik und Strömungssimulation eine detaillierte Untersuchung der Strömungsfelder im Brennraum während des Ladungswechsels ermöglicht. Im ersten Abschnitt wird der Verbrennungsmotor der ersten Generation (VM 1. Gen) und der Verbrennungsmotorprüfstand als Basis der Untersuchungen vorgestellt. Daran anknüpfend wird das laseroptische Messverfahren basierend auf der Particle Image Velocimetry (PIV) Methode erläutert. Nach einer Diskussion der laseroptischen Messergebnisse werden die Grundlagen zur Beschreibung von turbulenten Strömungen in einem zeitlich veränderlichen innermotorischen Berechnungsraum diskutiert. Die Ergebnisse der CFD Simulationen werden vorgestellt und mit entsprechenden PIV Messungen verglichen. Im letzten Abschnitt werden Simulationsergebnisse des Ladungswechsels im gefeuerten Motor vorgestellt und ein Vergleich zwischen verschiedenen Simulationsansätzen vorgenommen.

3.1 Verbrennungsmotorisches Teilsystem der ersten Generation

Die Basis der Untersuchungen stellt das verbrennungsmotorische Teilsystem der ersten Generation dar. Die Auslegung und der Aufbau dieses Verbrennungsmotors werden ausführlich in [34] dargelegt. Die Zielsetzung des ersten Versuchsträgers lag darin, den ottomotorischen Arbeitsprozess komplett darzustellen. Als grundlegende Anforderungen an das verbrennungsmotorische Teilsystem werden in [34] genannt:

- vollvariables Ventiltriebssystem,
- variabler Hub,
- Fremdzündung mit Benzindirekteinspritzung,
- Druckindizierung,
- Darstellbarkeit von ausreichenden Verdichtungsverhältnissen bei geringen Hübten.

Eine Adaption der Komponenten klassischer Verbrennungsmotoren war aufgrund dieser spezifischen Anforderungen nicht möglich. Stattdessen erwies es sich als notwendig, die Basiskomponenten wie Zylindergehäuse, Kolben und Zylinderkopf neu zu entwickeln. Abbildung 3.1.1 zeigt die Komponenten des verbrennungsmotorischen Teilsystems. Im Freikolbenlineargenerator wird ein ottomotorisches Brennverfahren mit Fremdzündung realisiert. Gegenüber einem dieselmotorischen Brennverfahren ist der erforderliche Aufwand zur Abgasnachbehandlung bei ottomotorischer Verbrennung deutlich geringer. Gerade im Hinblick auf eine Anwendung als Range Extender ist dies ein den Kostenrahmen und den Bauraum stark beeinflussender Faktor.

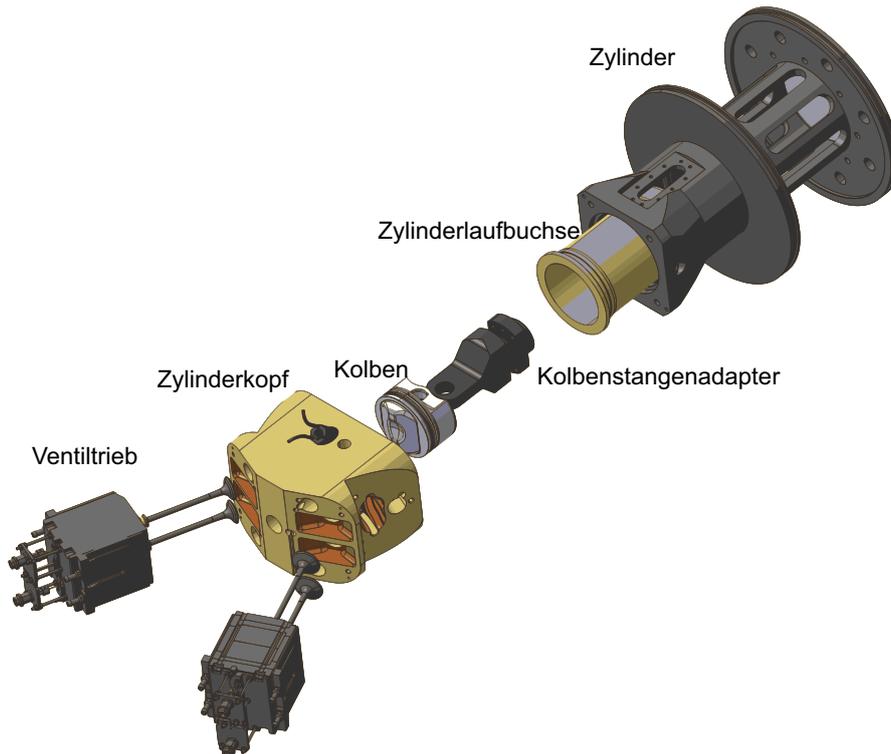


Abbildung 3.1.1: CAD Ansicht des Verbrennungsmotors der ersten Generation

Wie bereits in Abschnitt 2.3.3 eingehend diskutiert, ist unter Emissionsgesichtspunkten eine äußere Gemischbildung problematisch. Folglich kommen Komponenten zur Benzindirekteinspritzung zum Einsatz. Eine umfassende Untersuchung verschiedener Aspekte der Gemischbildung im FKLG folgt in Kapitel 5. Die für den motorischen Betrieb erforderlichen Nebenaggregate (Wasserpumpe, Ölpumpe, etc.) sind üblicherweise mechanisch mit der Kurbelwelle verbunden. Aufgrund der direkten Energieauskopplung durch den Lineargenerator macht das FKLG Motorenkonzept elektrisch angetriebene Nebenaggregate erforderlich.

In zunehmendem Maße werden auch bei klassischen Hubkolbenmotoren elektrisch angetriebene Nebenaggregate eingesetzt [76, 139], um einen bedarfsgerechten Betrieb zu realisieren und dadurch den Gesamtwirkungsgrad zu steigern. Als Beispiel können elektrisch angetriebene Öl- und Kühlmittelpumpen genannt werden. Für den FKLG Verbrennungsmotorprüfstand waren diese Systeme noch nicht verfügbar, sodass konventionelle, mechanisch angetriebene Nebenaggregate modifiziert

wurden. Im nachfolgenden Abschnitt werden die für den Arbeitsprozess wichtigsten Komponenten dargestellt und deren Eigenschaften diskutiert.

3.1.1 Komponenten des Teilsystems

Zylinderkopf

Im Hinblick auf die genannten Anforderungen spielt die Auslegung des Zylinderkopfes eine bedeutende Rolle. Dessen Gestalt wird wesentlich vom eingesetzten elektromagnetischen Ventiltrieb bestimmt. Die Grundgeometrie des Zylinderkopfes ist von einem aufgeladenen Viertakt-Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung abgeleitet und an die FKLG-spezifischen Randbedingungen angepasst worden. Dieses Vorgehen bietet den Vorteil, dass Komponenten wie der Injektor und die Zündkerze ebenfalls von diesem Basismotor übernommen werden konnten. Da eine Auslegung der strömungsführenden Bauteile mit Hilfe von CFD Simulationen zum damaligen Zeitpunkt nicht möglich war, wurden die Ventilanordnung, die Geometrie der Einlass- und Auslasskanäle sowie der Kühlmantel mit geringen Anpassungen übernommen. Abbildung 3.1.2 zeigt den Zylinderkopf und das elektromagnetische Ventiltriebssystem.

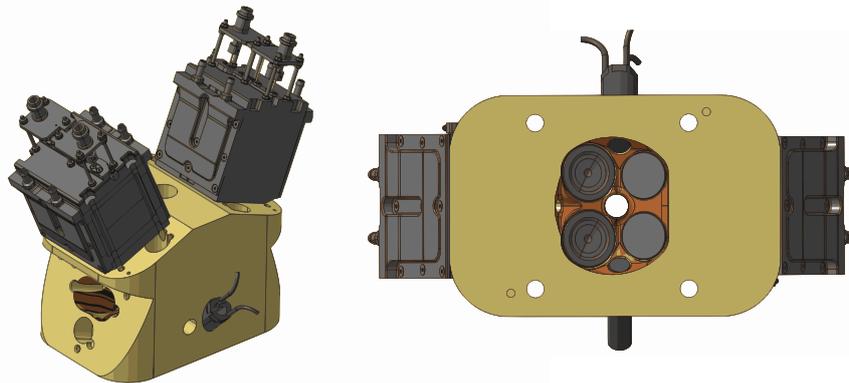


Abbildung 3.1.2: CAD Ansichten des Zylinderkopfes mit elektromagnetischem Ventiltrieb

Position, Winkel und Tellergröße der Ventile als wesentliche Merkmale des Zylinderkopfes wurden vom Basismotor übernommen. Selbiges gilt für die Injektor- und Zündkerzenposition. Ein Funktionsmodell des Zylinderkopfes ist in Abbildung 3.1.3 dargestellt. Der Zylinderkopf verfügt über zwei Einlass- und zwei Auslassventile und einen lateral positionierten Drallinjektor. Durch die großen Ventilwinkel lassen sich während des Ladungswechsels des Zweitakt-Arbeitsprozesses nicht alle vier Ventile vollständig öffnen. Um eine Kollision zu vermeiden, werden nur zwei der vier Ventile betätigt. Ein Einlassventil und das diagonal gegenüberliegende Auslassventil werden geöffnet. Diese Strategie wurde bereits bei den Untersuchungen von Ferrari in [34] umgesetzt. Zur Zündung des Gemisches wird eine zentral angeordnete Zündkerze eingesetzt und mit einer Kerzenschachtzündspule kombiniert.

Mittig im Einlasskanal ist ein Absolutdrucksensor (Kistler Typ 4005) mit einem Messbereich von 0 bis 10 bar positioniert. Zur Indizierung des Brennraumes sind im Zylinderkopfdach ein Absolutdruck- und ein Relativdrucksensor verbaut (Kistler Typ 4075 bzw. Typ 7061). Der Absolutdrucksensor wird

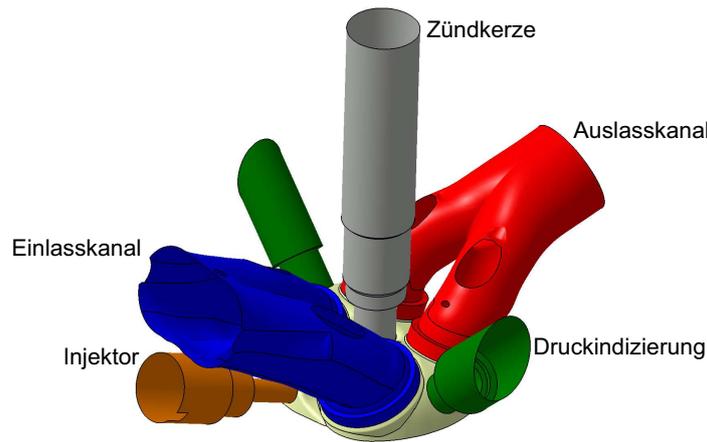


Abbildung 3.1.3: Funktionsmodell des Zylinderkopfes

mit einem pneumatischen Umschaltadapter kombiniert. Dieser schließt oberhalb eines einstellbaren Steuerdruckes (5-10 bar) und schützt somit den Absolutdrucksensor während der Hochdruckphase. Durch den Einsatz eines Absolutdruck- und eines Relativdrucksensors gelingt eine hochgenaue Messung des Druckverlaufs während des Ladungswechsels. Darüber hinaus kann der Relativdrucksensor mit Hilfe des Absolutdrucksensors kalibriert werden, sodass eine Nulllinienfindung nicht erforderlich ist [34]. Ein weiterer Absolutdrucksensor zur Messung des auslassseitigen Druckverlaufs befindet sich im Abgasrohr, das an den Zylinderkopf anschließt.

Kolben

Die Geometrie des Kolbens wird von der Anforderung bestimmt, auch bei geringen Kolbenhüben ein ausreichendes Verdichtungsverhältnis darstellen zu können. Dementsprechend wurde ein Kolbendach gestaltet, welches an die Zylinderkopfdachgeometrie angepasst ist und somit ein geringes Kompressionsvolumen im oberen Totpunkt ermöglicht (Abbildung 3.1.4).

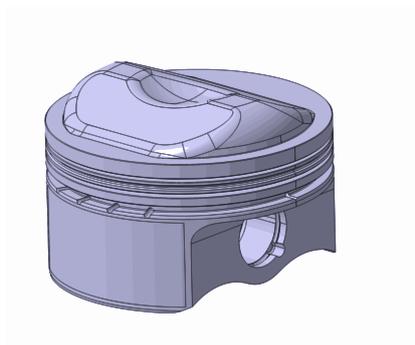


Abbildung 3.1.4: CAD Modell des Kolbens

Aufgrund der linearen Bewegung der Kolbeneinheit ist anzunehmen, dass die am Verbrennungskolben auftretenden Querkräfte im Vergleich zu konventionellen Verbrennungsmotoren geringer sind. Dies eröffnet grundsätzlich die Möglichkeit, neue Dichtungskonzepte und Kolbenwerkstoffe als Alternative zu ölgeschmierten Kolbenringen zu berücksichtigen [16, 34].

Abgesehen von den laserdiagnostischen Untersuchungen in Kapitel 5 wird in dieser Arbeit allerdings ein konventioneller Aufbau mit Kolbenringen und Ölabstreifring eingesetzt. Diese Anordnung stellt geringe Leckagemassenströme (Blow-by) im Bereich der Kolbenringe sicher und ermöglicht eine effiziente Kühlung des Kolbenbodens. Hierzu wird mit Ölspritzdüsen Motorenöl in die Innenkontur des Kolbens gespritzt. Die thermische Belastung des Kolbens und der Kolbenringe wird reduziert, da ein erheblicher Teil der in den Kolben eingetragenen Wärme über das Öl abgeführt wird.

Ventiltrieb

Aufgrund der direkten Energiewandlung im Lineargenerator kann ein konventionelles, mechanisch angetriebenes Ventiltriebssystem nicht verwendet werden. Stattdessen wird ein elektromagnetischer Ventiltrieb (EMVT) eingesetzt, der mit Hilfe von Linearmotoren die vier Einzelventile unabhängig voneinander öffnet und schließt. Alternativ angetriebene, variable Ventiltriebe werden schon seit geraumer Zeit untersucht und entwickelt. Die Zielsetzung ist eine Verringerung der Ladungswechselverluste bei quantitativ geregelten Motoren und damit eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs [124, 139]. Durch den Einsatz von variablen beziehungsweise vollvariablen Ventiltrieben können der Ventilhub, die Ventilhubphasenlage und die Ventilöffnungsdauer an die betriebspunktspezifischen Bedingungen angepasst und damit Strömungsverluste durch die Drosselklappe verringert werden. Das im Rahmen der Untersuchungen am FKLG eingesetzte Ventiltriebssystem ist ein speziell für Forschungs- und Entwicklungsaufgaben entworfenes, vollvariables System des Herstellers Compact Dynamics. Dabei sind im Vergleich zu elektromechanischen Systemen keine Ventildfedern notwendig, sodass das System auch ohne Einschwingvorgänge vorgegebene Trajektorien abfahren kann. Theoretisch sind mit Ventiltrieben dieser Bauart beliebige Ventilhubkurven realisierbar. Aufgrund der Linearmotoren sind beim eingesetzten System jedoch Einschränkungen gegeben, die im Prüfstandsbetrieb berücksichtigt werden müssen. Die maximal mögliche Ventilgeschwindigkeit ist auf 4 m/s begrenzt. Weiterhin besitzen die Linearmotoren in den Ventilhubbereichen von 2.2 bis 4.2 mm und von 6.9 bis 8.9 mm Kraftlücken, sodass diese Ventilhubbe als Umkehrpunkt einer Hubkurve nicht definiert werden können. Der Ventilöffnungshub ist auf maximal 11.5 mm begrenzt. Die Maximalkraft der elektromagnetischen Aktoren beträgt 1350 N. Damit können im Prüfstandsbetrieb bei Zylinderdrücken von bis zu 9.5 bar die Ventile geöffnet werden.

Eine wesentliche Einschränkung für den Prüfstandsbetrieb ist die maximal mögliche Ventilgeschwindigkeit. Setzt man einen Ventilhub von 11.5 mm voraus, so führt dies, wie in [34] dargelegt, zu einer Mindestöffnungsdauer von 8 ms. Damit wird eine Grenze für die minimale zeitliche Dauer des Ladungswechsels festgelegt. Entsprechend ist die maximale Betriebsfrequenz beschränkt, um die Hochdruckphase und Ladungswechselphase in einem für den motorischen Betrieb sinnvollen Verhältnis zu belassen. In Bezug auf die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen stellt diese Begrenzung jedoch keinen Nachteil dar. Die experimentellen Motorenversuche wurden bei Frequenzen von maximal 20 Hz durchgeführt.

3.1.2 Hydraulisch unterstützter Verbrennungsmotorprüfstand

Experimentelle Untersuchungen des verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses wurden am FKLK Verbrennungsmotorprüfstand durchgeführt (Abb. 3.1.5). Das verbrennungsmotorische Teilsystem wurde hierzu mit dem hydraulischen Aktor verbunden. Lineargenerator und Gasfeder wurden bei den verbrennungstechnischen Untersuchungen nicht angekoppelt. Die Anforderungen an das Aktorsystem wurden in Abschnitt 2.2.1 diskutiert. Die geforderte Variabilität und Dynamik bei gleichzeitiger hoher Leistungsdichte kann nur mit einem hydraulischen Aufbau erzielt werden [34].

Mit einem doppelwirkenden Hydraulikzylinder kann der Aktor eine maximale Kolbenstangenkraft von 56 kN erzeugen. Somit steht eine ausreichende Regelreserve zur Verfügung, um bei Zylinderdrücken von bis zu 100 bar aktiv in die Kolbenbewegung eingreifen zu können.

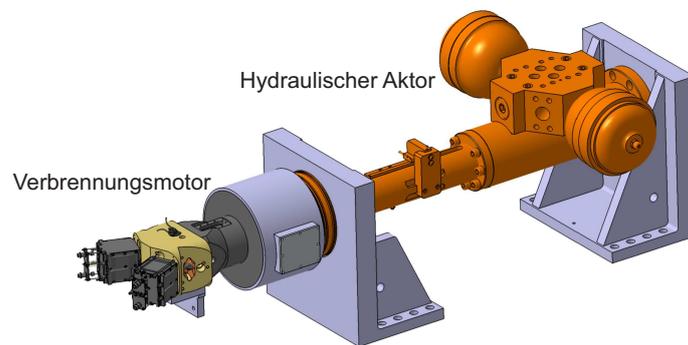


Abbildung 3.1.5: FKLK Verbrennungsmotorprüfstand mit hydraulischem Aktor

Für die ungefeuerten Ladungswechseluntersuchungen wurde eine Sinusfunktion als Kolbenhubkurve definiert. Im gefeuerten Betrieb wurde als Standard die von Ferrari [34] definierte Sinus 55 % OT Trajektorie festgelegt. Es handelt sich um eine verzerrte Sinusfunktion bei der die Kompressionsphase verlängert und die Expansionsphase verkürzt ist. Mit einer Referenzlage im unteren Totpunkt (UT) steht die Bezeichnung „Sinus 55 % OT“ für ein Erreichen des oberen Totpunktes (OT) nach 55 % der Periodendauer T . Die Expansionsphase umfasst 45 % der Periodendauer. Der für das FKLK Konzept typische unsymmetrische Verlauf der Kolbenhubkurve wurde in der Dissertation von Pohl anhand von Gesamtsystemsimulationen untersucht [108]. Es wurde gezeigt, dass bei einer konstanten Betriebsfrequenz die Kolbenhubtrajektorie von der Motorlast abhängt. Dieser Aspekt bleibt bei den vorgestellten Experimenten unberücksichtigt. Durch die Definition der Sinus 55% OT Trajektorie wurde allerdings eine charakteristische Hubkurve definiert, die der zu erwartenden Kolbenbewegung eines FKLK Gesamtsystems nachempfunden ist.

Bei konventionellen Verbrennungsmotoren wird der zeitliche Verlauf der Kolbenposition und damit die Volumenfunktion durch die Geometrie des Kurbeltriebes bestimmt. Die Kolbenposition wird als die Winkellage der Kurbelwelle angegeben. Beim FKLK ist diese klassische Definition aufgrund der rein linearen Bewegung nicht möglich. Es werden drei alternative Größen verwendet (vgl. Abb. 3.1.6). Als Hubprozent oder relativer Hub (%H) wird die aktuelle Kolbenposition in Bezug auf den Gesamthub bezeichnet. Als Bezugsposition wird sowohl die obere Totpunktlage (%H_{OT}) als auch die untere Totpunktlage (%H_{UT}) verwendet. Wird der relative Hub ausgehend vom unteren Totpunkt gebildet,

ist $\%H_{UT}$ während der Kompressionsphase positiv. Bei $+100\%H_{UT}$ ist der Kompressionshub beendet und der Kolben befindet sich im oberen Totpunkt (OT). Während der Expansion nimmt der relative Hub negative Werte an. Befindet sich der Kolben nach Beendigung der Expansion im unteren Totpunkt, ist $0\%H_{UT}$ erreicht. Die gesamte Steuerung und Regelung des FKLK Motorenkonzeptes basiert auf der Größe Hubprozent. In der vorliegenden Arbeit werden die Ventilsteuerzeiten in $\%H_{UT}$ angegeben. Abb. 3.1.6 zeigt die Sinus 55 % OT Trajektorie und die Standard-Ventilhubkurven der Untersuchungen am VM 1. Gen.

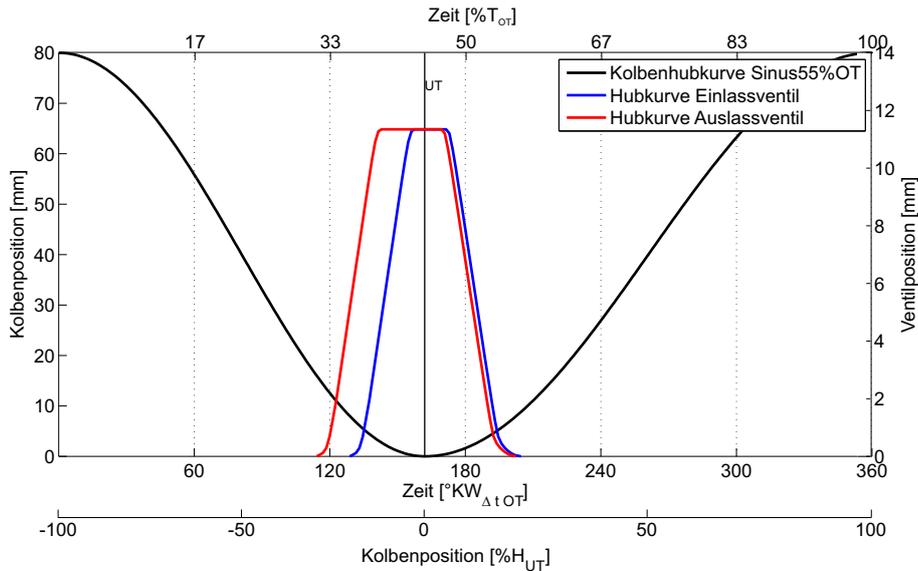


Abbildung 3.1.6: Kolben- und Ventilhubkurven im fremdgezündeten Betrieb

Eine zeitliche Größe zur Beschreibung des Systems ist das Periodenprozent $\%T$. Diese Größe setzt die Zeit, die seit Beginn der Periode vergangen ist, ins Verhältnis zur gesamten Periodendauer T . Somit sind Werte von 0 bis 100 % möglich. Im Gegensatz zum Hubprozent ist die Definition des Periodenprozent zeitbasiert. Liegt wie im Fall der Sinus 55 % OT Trajektorie ein unsymmetrischer Verlauf der Kolbenhubkurve vor, befindet sich der Kolben bei 50 % T nicht im unteren Totpunkt. Da viele motorenspezifische Simulationswerkzeuge eine kurbelwinkelbasierte Datenverarbeitung voraussetzen, wird in dieser Arbeit zusätzlich ein zeitbasierter Kurbelwinkel $KW_{\Delta t_{OT}}$ eingeführt. Als Bezugsposition dient der obere Totpunkt.

$$[KW_{\Delta t_{OT}}] = 360^\circ \cdot [\%T] \quad (3.1.1)$$

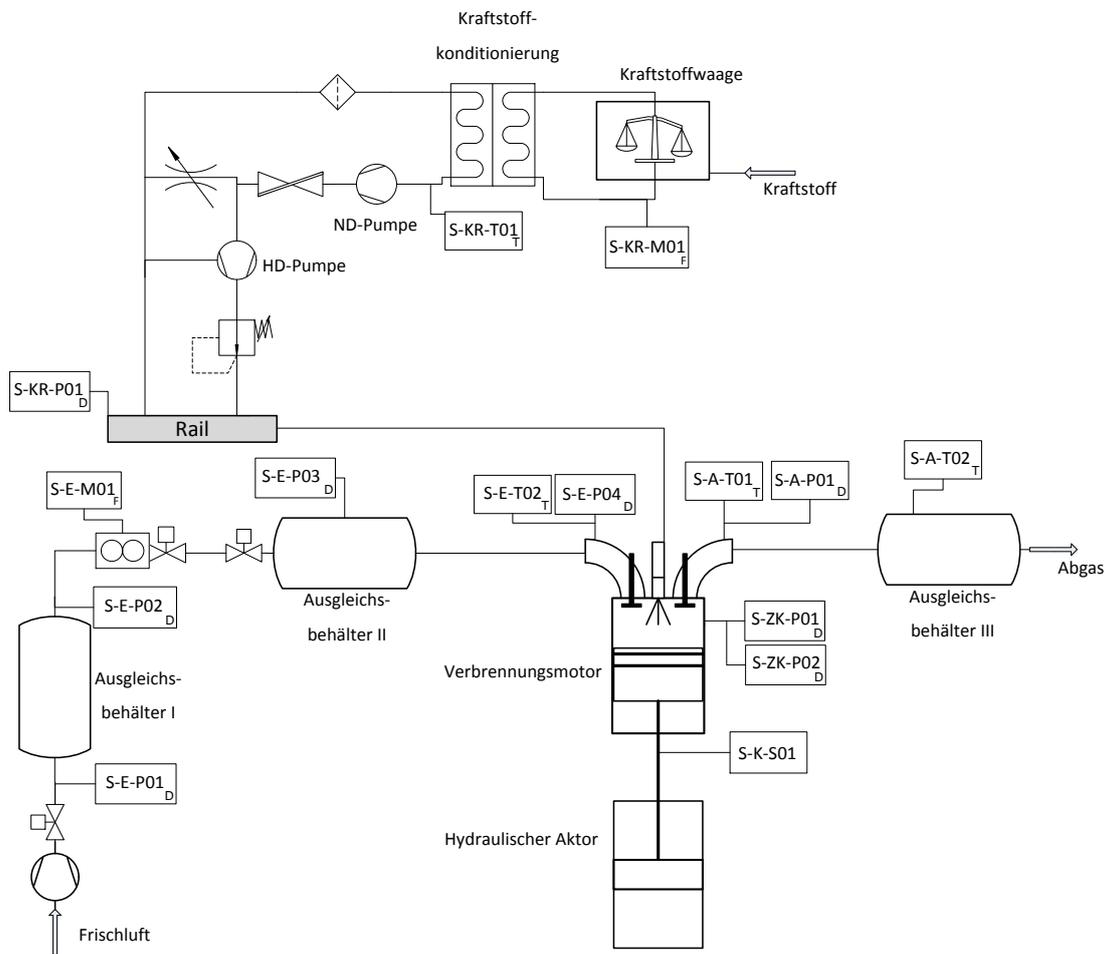
Im Gegensatz zur gebräuchlichen Definition des Kurbelwinkels bei Hubkolbenmotoren steht $KW_{\Delta t_{OT}}$ in keiner Beziehung zur Kolbenposition, sondern dient lediglich als weitere Zeiteinheit.

3.1.2.1 Aufbau und Messtechnik am Prüffeld

Der hydraulische Aktor und der FKLK Verbrennungsmotor sind auf einem Schwingfundament montiert, das über Dämpfungselemente auf dem Prüfstands Bett gelagert ist. Die am liegenden Motor auftretenden Massenkräfte werden nicht ausgeglichen. Während des Anfahrvorgangs wird der ver-

3. Numerische und experimentelle Methoden zur Analyse des Ladungswechsels

brennungsmotorische Teil mit Hilfe des hydraulischen Aktors zunächst mit geschlossenen Ventilen geschleppt, Kühlwasser- und Ölkreisläufe werden in dieser Phase konditioniert. Bei Erreichen der angestrebten Betriebsfrequenz wird der Ventiltrieb aktiviert und der gewünschte Ladedruck in der Einlassstrecke eingeregelt. Einspritz- und Zündanlage werden zeitgleich aktiviert und das erste Arbeitsspiel gestartet. Zur Steuerung und Analyse des verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses ist ein umfangreicher messtechnischer Aufbau erforderlich. Abb. 3.1.7 zeigt die am Motorenprüfstand messtechnisch erfassten Größen. Dabei werden nur die für die innermotorischen Prozesse relevanten Messgrößen dargestellt.



S-KR-M01	Massenstrom Kraftstoff	S-A-T01	Temperatur Auslasskanal
S-KR-T01	Temperatur Kraftstoff	S-A-P01	Druck Auslasskanal
S-KR-P01	Einspritzdruck	S-A-T02	Temperatur Ausgleichsbehälter III
S-E-P01	Druck Vorkonditionierung	S-ZK-P01	Absolutdruck Brennraum
S-E-P02	Druck Einlassstrecke	S-ZK-P02	Relativdruck Brennraum
S-E-M01	Massenstrom Frischluft	S-K-S01	Weg Kolben
S-E-P03	Druck Ausgleichbehälter II		
S-E-T02	Temperatur Frischluft		
S-E-P04	Druck Einlasskanal		

Abbildung 3.1.7: Messgrößen am FKLG Verbrennungsmotorprüfstand

Eine kontinuierliche Erfassung des Kraftstoffmassenstroms erfolgt mit einer Kraftstoffwaage (AVL 733s). Bei stationärem Betrieb kann aus diesem Messwert die pro Arbeitsspiel zugeführte Kraftstoffmasse ermittelt werden. Einspritzdruck und Kraftstofftemperatur werden im Kraftstoffrail bzw. im Vorlauf der Kraftstoffkonditionierung gemessen. Die dem verbrennungsmotorischen Teilsystem zugeführte Frischluft wird einem großen zentralen Druckluftspeicher entnommen. In der Einlassstrecke erfolgt eine stufenweise Druckabsenkung und Konditionierung bis auf den erwünschten Ladedruck. Über einen Coriolis-Luftmassenstrommesser wird kontinuierlich der eintretende Luftmassenstrom erfasst. Der erste von zwei Ausgleichsbehältern im Einlasstrakt dämpft die Druckschwankungen in der Versorgungsstrecke. Der zweite Ausgleichsbehälter ist motornah installiert und reduziert die durch den Ladungswechsel bedingten gasdynamischen Schwingungen in der Einlassstrecke. Sowohl im Ausgleichsbehälter II als auch im Einlasskanal des Zylinderkopfes sind Absolutdruckaufnehmer verbaut. Die Temperatur der einströmenden Frischluft wird motornah in der Einlassstrecke gemessen. Auslassseitig wird im Auslasskanal gleichermaßen der Absolutdruck und die Temperatur der Abgase erfasst. Wie in Abschnitt 3.1.1 erläutert, wird der Zylinderdruck mittels Relativ- und Absolutdrucksensoren im Zylinderkopf gemessen. Der Kolbenweg wird direkt an der Kolbenstange mit einem induktiven Wegmesssystem ermittelt.

3.2 Ladungswechsel im Freikolbenlineargenerator

Die Grundlagen des Ladungswechsels im Zweitakt-Arbeitsprozess und verschiedene kopfumkehrgespülte Motorenkonzepte wurden in Abschnitt 2.3.2 diskutiert. Die Unterschiede zwischen ventil- und schlitzzesteuerten Zweitakt-Verbrennungsmotoren wurden hierbei angesprochen. Ventilgesteuerte Motoren bieten die Möglichkeit, den Öffnungs- und Schließvorgang der Ladungswechselorgane unabhängig von der Kolbenposition zu vollziehen. An kurbelwellenbasierten, kopfumkehrgespülten Forschungsmotoren wurde bereits gezeigt, dass durch diese zusätzliche Eingriffsmöglichkeit die Effizienz des Ladungswechsels verbessert werden kann. Dieser Vorteil des Spülverfahrens wird auch im FKLG Verbrennungsmotor genutzt. Abb. 3.2.1 zeigt die Öffnungsquerschnitte der Schlitze bzw. der Ventile eines klassischen, schlitzzesteuerten Zweitakt-Motors und des FKLG Verbrennungsmotors.

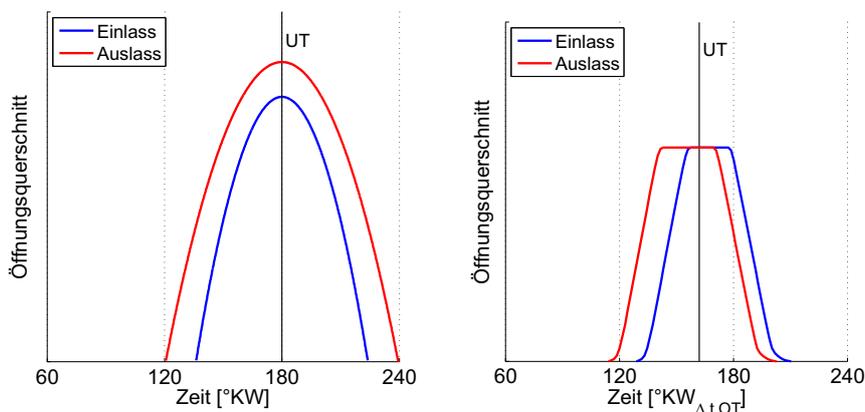


Abbildung 3.2.1: Öffnungsquerschnitte im schlitzzesteuerten Motor (links) und FKLG Verbrennungsmotor (rechts)

Die Schlitze des klassischen Zweitakt-Motors werden bei der Expansion und Kompression in gleichem zeitlichen Abstand zur unteren Totpunktlage überfahren. In der Folge ergeben sich symmetrische Steuerzeiten. Während der Kompressionsphase wird zunächst der Einlassschlitz verschlossen und der Auslasskanal bleibt weiter geöffnet. Aufgrund des Spülvorgangs liegt während dieser Phase der Zylinderdruck über dem Druck in der Auslassstrecke, sodass ein Teil der Zylinderladung in die Auslassstrecke entweicht. Durch eine geeignete Ausführung der Abgasanlage wird bei schlitzgesteuerten Motoren versucht, die gasdynamischen Schwingungen im Abgastrakt zu einer Verringerung der Spülverluste zu nutzen. Teilweise werden auch Drehschieber oder Steuerklappen im Bereich der Auslassschlitze positioniert. Durch ein getaktetes Verschließen dieser Steuerorgane kann ein Ausströmen von Zylinderladung vermieden werden [146]. Die hohe thermische Belastung auf diese Bauteile ist allerdings problematisch.

Der vollvariable elektromagnetische Ventiltrieb des FKLG erlaubt Steuerzeiten, die nicht symmetrisch zur unteren Totpunktlage sind. Der resultierende Ladungswechsel kann in drei Phasen untergliedert werden. Ebenso wie beim schlitzgesteuerten Motor ist während der Ausströmphase zunächst nur der Auslass geöffnet. Durch das Ausströmen der heißen Verbrennungsgase in den Abgastrakt wird der Zylinderdruck abgebaut. Während der nachfolgenden Spülphase sind Einlass und Auslass zeitgleich geöffnet. Frischgas tritt in den Brennraum ein und durchmischt sich mit dem im Zylinder verbliebenen Verbrennungsgas. Ein Gemisch aus Frischgas und Verbrennungsgas entweicht durch den Auslass. Während der Ladephase ist das Auslassventil bereits geschlossen und nur noch das Einlassventil geöffnet. Solange ein positives Druckgefälle über dem Einlassventil anliegt, strömt weiteres Frischgas in den Brennraum ein. Unsymmetrische Steuerzeiten vermindern das Ausströmen von Frischgas in die Auslassstrecke und ermöglichen die Aufladung des Zweitakt-Verbrennungsmotors. In Abhängigkeit vom Ladedruck liegt der Zylinderdruck beim Schließen des Einlassventils deutlich über dem Druckniveau in der Auslassstrecke.

In der Arbeit Ferraris werden die grundlegenden Zusammenhänge des Ladungswechsels im FKLG durch Simulationen und Motorenversuche aufgezeigt [34]. Die Abhängigkeiten von den am Prüfstand einstellbaren Parametern Ladedruck, Ventilsteuerzeiten, Ventilhubkurve, Frequenz und Hub wurden untersucht. Durch einen nulldimensionalen Simulationsansatz wurde zunächst eine stationäre Durchströmung des Brennraumes modelliert. Vereinfachend kann der Luftpfad durch den Verbrennungsmotor als eine Strecke mit zwei hintereinander geschalteten Drosselstellen betrachtet werden. Die Simulationen zeigen, dass das Druckverhältnis zwischen Einlasskanal und Brennraum bzw. Brennraum und Auslasskanal durch die geometrische Ausführung des Einlass- bzw. Auslassventils beeinflusst wird. Das Produkt aus Durchflusskoeffizient und Ventilquerschnittsfläche bestimmt die Druckverluste an beiden Drosselstellen. Im VM 1. Gen ist die Ventilquerschnittsfläche des Einlassventils größer als selbige des Auslassventils. Dies führt bei stationären Bedingungen und gleichen Ventilhuben zu einem Zylinderdruck der deutlich näher am Druckniveau des Einlasskanals liegt.

Die Auswirkungen der Ventildynamik auf den Ladungswechsel wurden durch eindimensionale Modellrechnungen bewertet. Hierbei wurde der Einfluss verschiedener Ventilhubkurven und Ventilöffnungsdauern auf die zugeführte Luftmasse und den Luftaufwand untersucht. Randbedingungen sind

durch das zeitlich beschränkte Fenster des Ladungswechsels und die maximale Ventilgeschwindigkeit des elektromagnetischen Ventiltriebes gesetzt. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass der Luftaufwand umso stärker vom Verlauf der Einlassventilhubkurve abhängt, umso kürzer die effektive Ventilöffnungsdauer ist. In [34] wird daraus geschlossen, dass bei erhöhten Betriebsfrequenzen mit verringerten effektiven Ventilöffnungsdauern eine Optimierung der Ventilhubkurven beispielsweise durch erhöhte Ventilgeschwindigkeiten erforderlich ist.

Experimentelle Untersuchungen wurden am geschleppten und gefeuerten VM 1. Gen durchgeführt. Im geschleppten Betrieb wurde der Fokus auf einen Vergleich verschiedener Steuerzeiten gesetzt, um deren Auswirkungen auf die Druckverläufe im Zylinder und Einlass- und Auslasskanal sowie auf den Luftaufwand zu bewerten. Die durch die 0D Simulationen gezeigte, deutlich geringere Druckdifferenz zwischen Einlass und Zylinder als zwischen Zylinder und Auslass wurde durch die Versuche bestätigt. Die untersuchten Steuerzeitenvarianten unterscheiden sich in Bezug auf ihre Ventilöffnungsdauer und die „Einlassventil schließt“ Steuerzeit (EVS). Da der Zylinderdruck am Ende der Spülphase bereits auf das Niveau des Ladedruckes ansteigt, sollte EVS idealerweise kurz nach AVS gewählt werden. Damit wird verhindert, dass es während der Ladephase zu einer Strömungsumkehrung in der Einlassstrecke kommt. Die von Ferrari ausgearbeitete Steuerzeitvariante 3 in Kombination mit einer Sinus 50 % OT Trajektorie wurde auch bei den in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen am FKLK Verbrennungsmotor verwendet. Abb. 3.2.2 zeigt die Druckverläufe im Einlass- und Auslasskanal sowie im Zylinder über der Zeit bei einem Ladedruck von 2 bar und 10 Hz.

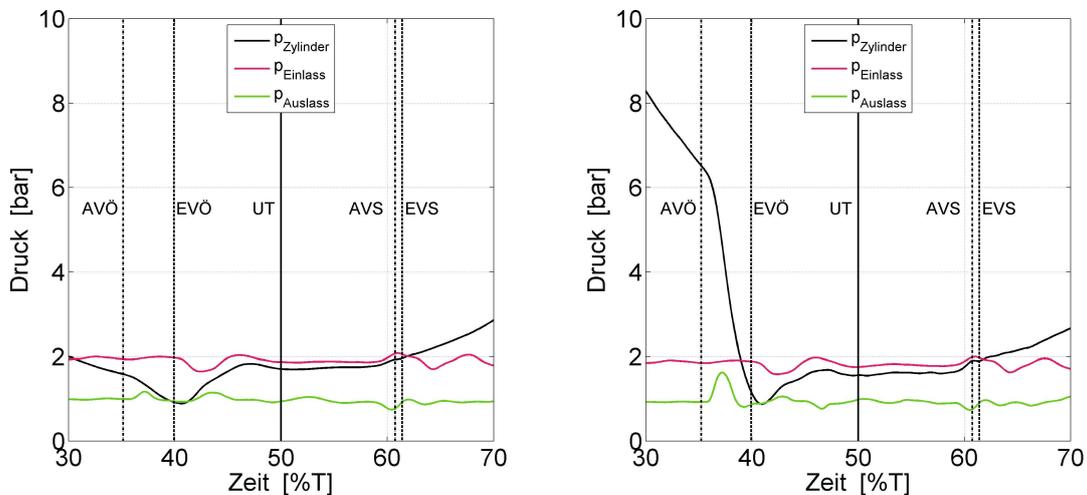


Abbildung 3.2.2: Druckverläufe (Einlass, Auslass, Zylinder) im geschleppten (links) und gefeuerten Betrieb (rechts) [34]

Ein Vergleich der Druckverläufe im geschleppten und gefeuerten Betrieb verdeutlicht die Unterschiede in Bezug auf den Ladungswechsel. Der Zylinderdruck bei Auslassventil öffnet (AVÖ) wird durch den Verbrennungsprozess vorgegeben und ist daher im gefeuerten Betrieb wesentlich höher. Der Druckabfall während der Ausströmphase ist deutlich stärker. Ein erheblicher Teil des Zylinderinhalts wird durch die Expansion der Verbrennungsgase in die Auslasskanäle abgeführt. Sowohl im geschleppten als auch im gefeuerten Betrieb stellt sich während der Spülphase ein nahezu stationärer

Zustand ein. Der Zylinderdruck steigt langsam bis auf das Druckniveau im Einlasskanal an.

Abschließend werden in [34] Ergebnisse von Ladungswechselsimulationen mit dem 3D CFD Code QuickSim vorgestellt. Die numerischen Untersuchungen beschränken sich dabei auf die Ermittlung der Ladungswechselkennzahlen zweier einzelner Betriebspunkte. In Kapitel 4 werden diese und weitere darauf aufbauende Simulationen weiterführend diskutiert.

Zusammenfassend liegt der Schwerpunkt der Untersuchungen von Ferrari auf einer Auswertung der gemessenen Druckverläufe und des eintretenden Luftmassenstroms. Damit kann zwar in Grenzen eine Auslegung der Betriebsparameter erfolgen, die strömungsmechanischen Prozesse im Brennraum bleiben allerdings verborgen. Die Bedeutung der innermotorischen Strömungsbewegung für den Ladungswechsel im kopfumkehrgespülten Zweitakt-Motor wurde bereits in Abschnitt 2.3.2.3 diskutiert. Eine detaillierte Untersuchung kann simulativ nur durch einen räumlich auflösenden Berechnungsansatz erfolgen. Aufgrund von Modellannahmen und -vereinfachungen erfordern diese Simulationsansätze allerdings eine Validierung mit experimentellen Ergebnissen. Im Folgenden werden laserdiagnostische Untersuchungen der Zylinderinnenströmung in Kombination mit 3D CFD Simulationen vorgestellt. Auf Basis dieses validierten Ansatzes werden die Ergebnisse einer Ladungswechselsimulation des gefeuerten Verbrennungsmotors diskutiert.

3.3 Laseroptische Messtechnik zur Untersuchung der Zylinderinnenströmung

Im Entwicklungsprozess motorischer Brennverfahren haben sich optische Messverfahren zur Analyse der Brennraumströmung etabliert [103]. Zur Erfassung von zweidimensionalen Vektorfeldern der Strömungsgeschwindigkeit ist die Particle Image Velocimetry (PIV) eine weit verbreitete Messtechnik [68]. Das Verfahren basiert auf der zeitlich versetzten, doppelten Beleuchtung von Partikeln im zu untersuchenden Strömungsfeld. Aus den Streulichtaufnahmen wird anhand der Partikelverschiebung die Strömungsgeschwindigkeit berechnet. Mit der PIV Messtechnik werden typischerweise zwei Geschwindigkeitskomponenten des Strömungsfeldes in einem zweidimensionalen Messbereich (2D-2C PIV) erfasst. Die stereoskopische PIV Messtechnik (2D-3C) ermöglicht darüber hinaus durch den Einsatz einer zusätzlichen Kamera die Erfassung aller drei Geschwindigkeitskomponenten in der Messebene. Sollen alle Komponenten der Geschwindigkeit in einem räumlichen Strömungsgebiet ermittelt werden, ist ein tomographischer PIV Aufbau (3D-3C) erforderlich [8]. Der experimentelle Aufbau wird durch die Verwendung von vier oder mehr Kamerasystemen allerdings wesentlich komplexer als bei konventionellen 2D PIV Methoden.

Über eine Vermessung der Geschwindigkeitsfelder hinaus können anhand von PIV-Messdaten abgeleitete Größen wie die kinetische Energie im Strömungsgebiet bestimmt werden. Anhand einer statistischen Auswertung von Einzelaufnahmen lässt sich entsprechend der Reynolds-Zerlegung (vgl. Abschnitt 3.4.1) das Strömungsfeld in ein gemittelttes Geschwindigkeitsfeld und einen fluktuierenden Anteil zerlegen. Aus dem fluktuierenden Anteil kann die turbulente kinetische Energie im Messbereich bestimmt werden. In aktuellen Forschungsarbeiten wird die PIV Messtechnik eingesetzt, um die von Zyklus zu Zyklus schwankende Zylinderinnenströmung zu untersuchen. Durch den Ein-

satz von laserdiagnostischer Messtechnik mit Repetitionsraten im kHz Bereich (High-Speed PIV) wird die zeitliche Entwicklung der Strömung während eines einzelnen Arbeitsspiels aufgezeichnet. In [20, 33, 74, 86] werden High-Speed PIV Messungen zur Untersuchung von zyklischen Schwankungen und der Turbulenzentwicklung im Brennraum von direkteinspritzenden Ottomotoren vorgestellt.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein klassischer messtechnischer Aufbau (2D-2C PIV) eingesetzt. Mit der Zielsetzung, die Zylinderinnenströmung des VM 1.Gen zu charakterisieren, wurden Geschwindigkeitsvektorfelder während der drei Phasen des Ladungswechsels (Ausströmphase, Spülphase und Ladephase) ermittelt. Die Ergebnisse der experimentellen PIV Untersuchungen wurden darüber hinaus zur Validierung der begleitenden 3D CFD Simulationen verwendet.

Im kopfumkehrgespülten Zweitakt-Verbrennungsmotor wird der Ladungswechsel idealerweise durch eine inverse Tumble-Ladungsbewegung im Brennraum unterstützt (vgl. Abschnitt 2.3.2.3). Im Zentrum der Untersuchungen stand die Frage, welche Ladungsbewegung sich im VM 1.Gen, der ursprünglich für ein Viertakt-Arbeitsverfahren ausgelegt wurde, ergibt. Die Entwicklung turbulenter Strömungsgrößen ist ebenso wie die Zyklusabhängigkeit der Zylinderinnenströmung in diesem Zusammenhang von untergeordneter Bedeutung. Daher wurde auf die Anwendung eines High-Speed PIV Messaufbaus verzichtet und ausschließlich über mehrere Arbeitsspiele gemittelte PIV Aufnahmen betrachtet.

3.3.1 Particle Image Velocimetry Methode (PIV)

Das Messprinzip der PIV Methode basiert auf der gepulsten Bestrahlung von sehr kleinen, der Strömung folgenden Partikeln (Tracer-Partikel). Als Laserlichtquelle werden zumeist Blitzlampen-gepumpte Festkörperlaser verwendet, die in kurzem zeitlichen Abstand zwei Lichtpulse auf das Strömungsfeld richten (Abb. 3.3.1). Frequenzverdoppelte Neodym-dotierte Yttrium-Aluminium-Granat (Nd:YAG) Laser mit Pulsdauern im ns-Bereich haben sich für diese Anwendung durchgesetzt.

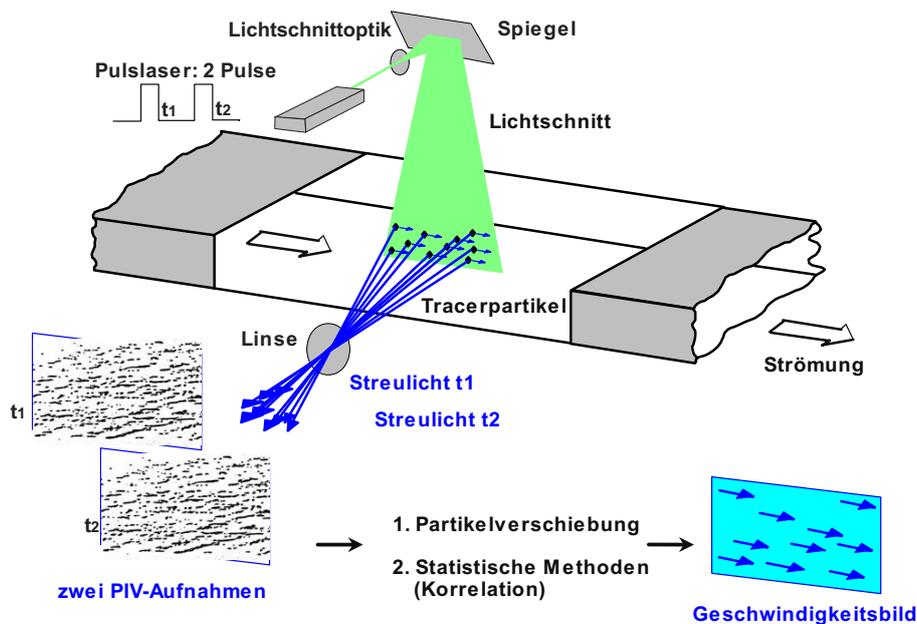


Abbildung 3.3.1: Schema des PIV Messverfahrens [119]

Die Repetitionsraten dieser Laser liegen im Bereich von 10 Hz. Der zeitliche Abstand der Laserpulse wird in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit im Messbereich gewählt und ist bei Zylinderinnenströmungen in der Größenordnung von $10 \mu\text{s}$ [20]. Damit sind entweder Doppelpulslaser oder zwei getrennte Laserlichtquellen erforderlich, die zeitlich versetzt von einer gemeinsamen Steuereinheit getriggert werden. Der Laserstrahl wird durch ein Linsensystem zu einem Lichtschnitt aufgeweitet, dessen Position den zweidimensionalen Messbereich festlegt. Das Streulicht der Tracer-Partikel wird auf den Sensor eines Kamerasystems abgebildet.

Die Untersuchungen in dieser Arbeit wurden nach dem Single Exposure-Double Frame Verfahren durchgeführt. Für jede PIV Messung wurden zwei Aufnahmen mit jeweils einem kurzen Laserpuls belichtet (Abb. 3.3.2). Um geringe zeitliche Pulsabstände unabhängig von der Aufnahmefrequenz der Kamera zu realisieren, erfolgte der erste Laserpuls am Ende der ersten Belichtungszeit und der zweite Laserpuls zu Beginn der nachfolgenden Belichtungszeit.

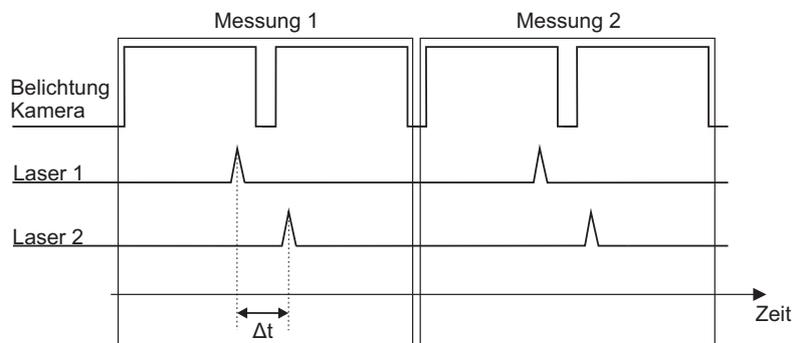


Abbildung 3.3.2: Zeitliche Abfolge der Laserpulse und Belichtungsdauer im Single Exposure-Double Frame PIV Verfahren

Nach einer Aufbereitung der Doppelbilder erfolgte die Auswertung einer PIV Messung, indem jedes Bild in ein Raster von Auswerteregionen (engl. interrogation areas) unterteilt wurde (Abb. 3.3.3). Es wurde die Annahme getroffen, dass sich alle Partikel einer Auswerteregion zwischen den beiden Laserpulsen einer Messung um dieselbe, rein translatorische Verschiebung weiterbewegt haben [123]. Die Größe der Auswerteregionen musste dabei in Abhängigkeit von den Strömungsverhältnissen im Messbereich gewählt werden, um entsprechende Strukturen der Strömung räumlich aufzulösen.

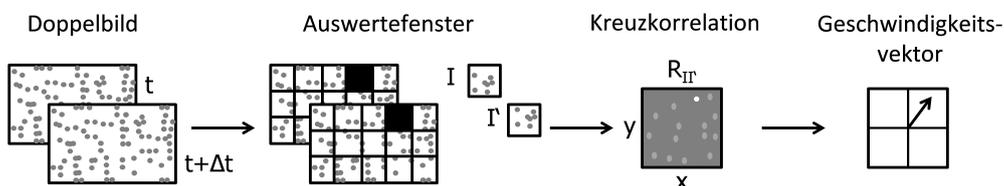


Abbildung 3.3.3: Schema zur Berechnung der Partikelverschiebung [20]

Die Partikelverschiebung wurde für jede Auswerteregion durch ein Korrelationsverfahren bestimmt. Die zweidimensionale Kreuzkorrelationsmethode basiert auf einer Verknüpfung der Graustufen einer Auswerteregion des ersten Bildes mit denen der entsprechenden Auswerteregion des zweiten Bildes.

Für einen Variationsbereich möglicher Verschiebungen wurde mit der Korrelationsfunktion ein Maß für die Übereinstimmung der beiden Muster in dieser Konstellation berechnet und damit die wahrscheinlichste Partikelverschiebung bestimmt. Da das Zeitintervall dieser Partikelverschiebung dem zeitlichen Abstand der Laserpulse entspricht, kann unter der Annahme, dass die Partikelbewegung der Strömungsbewegung entspricht, die Strömungsgeschwindigkeit berechnet werden. Damit konnte für jede Auswerteregion des Messbereichs ein Vektor der Strömungsgeschwindigkeit bestimmt werden. Eine weiterführende, detaillierte Diskussion der PIV Methode ist in [5, 109] zu finden.

Die innermotorische Anwendung stellt besondere Anforderungen in Bezug auf die Tracer-Partikel (Seeding). Der PIV Methode liegt die Annahme zu Grunde, dass die Partikel der Strömung verzögerungsfrei folgen. Nur dann ist eine realistische Abbildung der Strömung durch die Tracer-Teilchenbewegung gewährleistet. Dies macht sehr kleine und leichte Teilchen erforderlich. Zudem soll an den Tracer-Teilchen das Laserlicht möglichst stark gestreut werden, um die Signalausbeute am Kamerasystem zu erhöhen. Nach der Mie'schen Theorie hängt das Streulicht von der Partikelgröße und dem Verhältnis der Brechungsindizes des Teilchens und des Strömungsmediums ab. Demzufolge wären möglichst große Tracer-Teilchen wünschenswert.

Grundsätzlich werden sowohl Feststoffe als auch Flüssigkeiten als Tracer eingesetzt. Feststoffe haben den Vorteil, dass ihre optischen Eigenschaften unabhängig vom Strömungszustand sind und auch bei hohen Temperaturen und Drücken Messungen durchgeführt werden können. Zur Vermessung der Strömungsfelder in Gasturbinen-Modellbrennern haben sich Titandioxidpartikel bewährt [71]. Im Hinblick auf eine motorische Anwendung ist die abrasive Wirkung von metallischen Feststoffpartikeln problematisch. Um eine Schädigungen der Kolbenringe und des Ventiltriebes zu vermeiden, werden bei innermotorischen Untersuchungen üblicherweise flüssige Tracer (Mineralöl, Silikonöl) verwendet [33, 86, 107]. Ein Öl-Luft Gemisch wird in Form eines Aerosols in die Einlassstrecke eingebracht. Durch die externe Erzeugung des Aerosols kann die Tröpfchengröße und -dichte gezielt beeinflusst werden. Allerdings verdunstet das zerstäubte Öl bei hohen Temperaturen im Brennraum. Messungen während und nach der Verbrennung sind nicht oder nur sehr eingeschränkt möglich. Dementsprechend werden PIV-Studien häufig nur im geschleppten Motorbetrieb durchgeführt. In [20] werden als Alternative zu den bereits genannten Werkstoffen Graphitpartikel als Seeding für PIV Messungen verwendet. Durch eine Temperaturbeständigkeit bis 900 °C können Strömungsuntersuchungen während des Zündvorgangs und vor der Flammenfront durchgeführt werden. Es ist jedoch anzunehmen, dass während des Verbrennungsprozesses ein Großteil der Partikel verbrannt wird.

Für die Untersuchungen der Zylinderinnenströmung bzw. des Ladungswechsels am FKLG bedeutet dies, dass im gefeuerten Betrieb die Ausströmphase nicht untersucht werden kann, da ein Großteil der zugeführten Tracer-Partikel durch den Verbrennungsprozess vernichtet werden würde. Darüber hinaus ist davon auszugehen, dass die Öltröpfchen einen deutlichen Einfluss auf den Verbrennungsprozess ausüben, sodass keine definierten Bedingungen für die Messungen vorliegen. Entsprechend wurden die PIV Untersuchungen nur im ungefeuerten FKLG Verbrennungsmotor durchgeführt.

3.3.2 Laseroptischer Aufbau

Eine Herausforderung laseroptischer Untersuchungen ist die optische Zugänglichkeit in den Brennraum. Die eingesetzten Versuchsträger stellen dabei immer einen Kompromiss zwischen möglichst großen Fenstern und möglichst realen innermotorischen Bedingungen dar. In Abschnitt 5.4 werden die Anforderungen an optisch zugängliche Versuchsträger vor dem Hintergrund von laseroptischen Untersuchungen der Gemischbildung ausführlich diskutiert.

Die Vermessung der Zylinderinnenströmung des FKLG Verbrennungsmotors wurde an einer Brennraumattrappe durchgeführt. Zylinder, Kolben und Kolbenstange wurden durch eine transparente aus Polymethylmethacrylat (PMMA) gefertigte Zylinderbuchse ersetzt (Abb. 3.3.4). Der Boden der PMMA-Zylinderbuchse entspricht der Position des Kolbens im unteren Totpunkt. Bei diesem Versuchsaufbau wird der Einfluss der Kolbenbewegung auf die Strömung im Zylinder nicht berücksichtigt. Die in Abb. 3.2.2 dargestellten Druckverläufe verdeutlichen, dass im geschleppten Betrieb die Druckdifferenz zwischen Einlasskanal und Zylinder bzw. zwischen Zylinder und Auslasskanal die treibende Kraft des Spülvorgangs darstellt. Bereits zu Beginn der Ausströmphase bei AVÖ (Auslassventil öffnet) liegt eine Druckdifferenz von rund 1 bar zwischen Zylinder und Auslasskanal vor. Im Brennraum wird durch die Auf- und Abwärtsbewegung des Kolbens das Strömungsfeld bei geschlossenen Ventilen zwar beeinflusst, gleichwohl ist anzunehmen, dass mit dem Beginn des Ladungswechsels die erheblichen Druckunterschiede eine dominierende Strömungsbewegung induzieren. Werden eine symmetrische Kolbenhubkurve und die in Abb. 3.2.2 dargestellten Ventilsteuerzeiten zugrunde gelegt, beträgt der Kolbenhub während der Spülphase weniger als 10 % des Gesamthubes. Der Einfluss der Kolbenbewegung auf das Strömungsgebiet wird unter diesen Umständen als gering betrachtet.

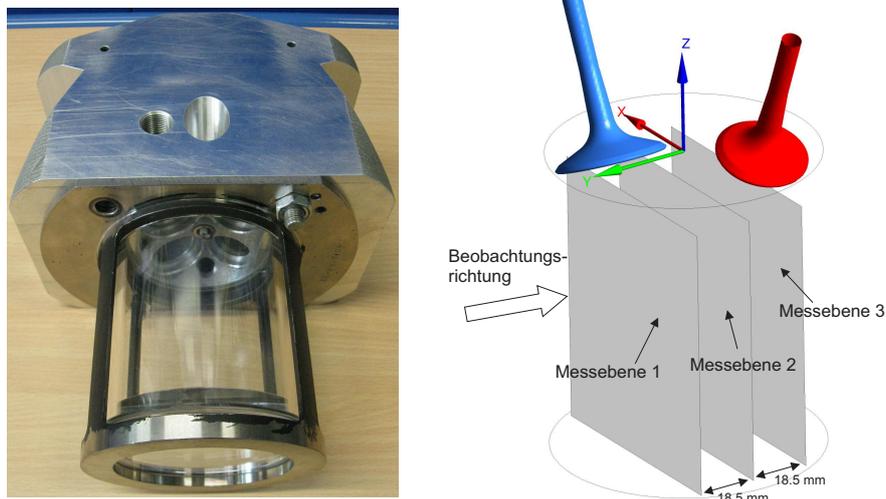


Abbildung 3.3.4: Brennraumattrappe und Messebenen des PIV Versuchsaufbaus

Es wurden drei vertikale Messebenen mit den Abmessungen 65 x 80 mm im Strömungsgebiet untersucht (Abb. 3.3.4). Wie bereits diskutiert, werden im VM 1. Gen nur jeweils ein Einlassventil (blau) und ein Auslassventil (rot) geöffnet. Messebene 2 schneidet den Brennraum mittig, Messebene 1 und

3 sind Schnittebenen durch die Mittelachse des bewegten Einlass- bzw. Auslassventils.

Die Anordnung der laseroptischen Komponenten kann Abb. 3.3.5 entnommen werden. Als Laserlichtquelle (1) wurde ein frequenzverdoppelter Dual-Cavity Nd:YAG Laser (NewWave Solo PIV 120) eingesetzt, der Laserlichtpulse mit einer Wellenlänge von 532 nm aussendet. Der Laserlichtschnitt wurde durch die Kombination einer bikonkaven (Brennweite $f=-12.7$ mm) (3) und einer plankonvexen Linse (4) ($f=200$ mm) erzeugt. Die Dicke des Lichtschnitts wurde durch eine bikonvexe Linse (5) mit großer Brennweite ($f=650$ mm) eingestellt. Der zeitliche Abstand der beiden Laserpulse wurde in Abhängigkeit von der maximalen Geschwindigkeit im Messbereich zwischen 3 und 30 μ s gewählt. Drei um 45° geneigte Planspiegel (2)(6)(7) lenken den Laserlichtstrahl mehrfach um und koppeln den resultierenden Lichtschnitt durch den Zylinderboden in das zu vermessende Strömungsgebiet ein. Durch eine vertikale Verschiebung des dritten Umlenkspiegels (7) kann die Lage des Lichtschnitts im Zylinder verändert werden. Eine Double-Frame CCD Kamera (LaVision Image Intense, 1376x1040 Pixel) wurde im rechten Winkel zur Messebene positioniert und auf die zu untersuchende Messebene fokussiert. Ein Objektiv mit einer Brennweite von 50 mm (Nikon, eingestellt auf $f/4$) und ein Bandpassfilter mit einem schmalen Passband von 532 ± 5 nm wurden auf der Kamera fixiert.

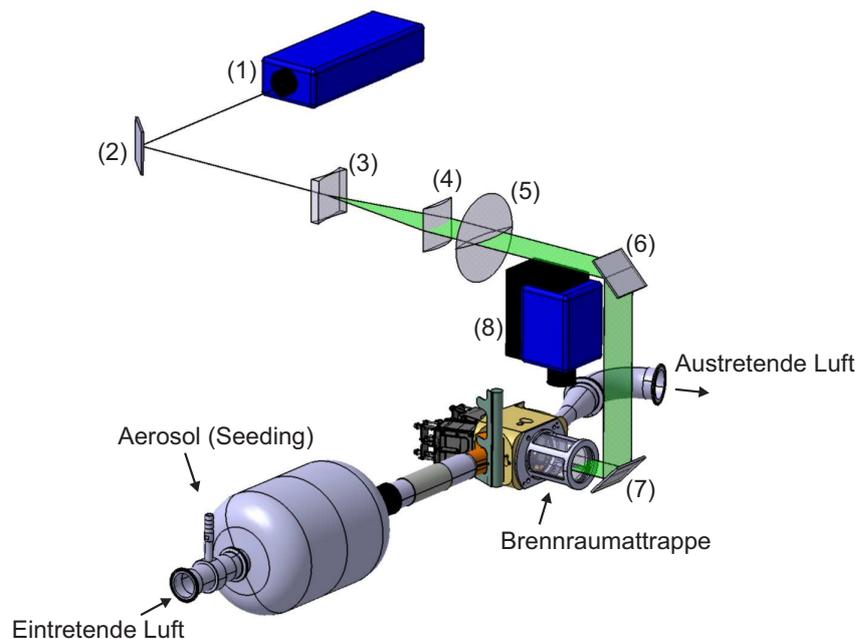


Abbildung 3.3.5: Optischer Aufbau der PIV Messtechnik

In einer Entfernung von 1 m vor dem Messbereich wurde dem eintretenden Luftmassenstrom das Öl-Luft Aerosol zugeführt. Im Aerosolgenerator (Palas PLG 2010) wird nach dem Laskin-Prinzip erwärmtes Motorenöl mit Druckluft fein zerstäubt. Die Tröpfchengröße wird über die Vorwärmtemperatur und den Vordruck des Generators gesteuert. Nach Angaben des Herstellers entstehen unter den gewählten Betriebsbedingungen Öltröpfchen mit einem mittleren Durchmesser von 1 μ m (Standardabweichung 1.45). Eine homogene Verteilung der Öltröpfchen wurde im Zuge von Voruntersuchungen nachgewiesen. Der zur Erzeugung des Aerosols erforderliche Luftmassenstrom wurde

während des Betriebes messtechnisch erfasst. Bezogen auf den in den Motor eintretenden Luftmassenstrom beträgt sein Anteil unter 1.5 %.

Die Auswertung der PIV Aufnahmen erfolgte mit einer kommerziellen PIV Software (LaVision Davis 7). Ein mehrskaliger Kreuzkorrelationsalgorithmus wurde eingesetzt, um die Partikelverschiebung in Auswerteregionen mit einer finalen Größe von 16 x 16 Pixeln zu berechnen. Dies entspricht einer räumlichen Auflösung der Vektorfelder von 1.2 mm. Zur Nachbearbeitung der Vektorfelder werden in der Auswertungsroutine fehlerhafte Einzelvektoren durch einen Abgleich mit dem Mittelwert der Nachbarvektoren identifiziert. Liegt eine signifikante Abweichung vor, wird geprüft, ob der zweite, dritte oder vierte Korrelationswert besser zum lokalen Strömungsgebiet passt. Ist dies nicht der Fall wird ein interpolierter Vektor berechnet.

In Bezug auf die Messgenauigkeit liegt der Fehler des eingesetzten Auswertalgorithmus im Bereich von 0.3 m/s [128]. Der bei 2D-2C PIV Messungen auftretende perspektivische Fehler ist im Zentrum des Messbereichs null und steigt in Richtung der Zylinderwände an [5]. Allerdings tritt die Messabweichung nur dann auf, wenn in den wandnahen Bereichen eine Strömungsbewegung aus der Messebene heraus auftritt (y-Richtung). Die Messgenauigkeit beträgt in unmittelbarer Umgebung zur Zylinderwand 6.7 % in z-Richtung und 5.4 % in x-Richtung. Die Krümmung des PMMA Zylinders führt zu unerwünschten Linseneffekten und zu einer Verzerrung der Bildebene. Dieser Abbildungsfehler wurde durch Aufnahmen eines Referenzmusters in allen drei Messbenen bestimmt und bei der Bildverarbeitung berücksichtigt. Für jeden Messzeitpunkt wurden 200 Bildpaare aufgenommen. Die daraus bestimmten Phasen-gemittelten Vektorfelder zeigen die statistisch mittlere Strömung im Brennraum. Zyklusschwankungen und lokale instantane Strömungsstrukturen werden entsprechend nicht abgebildet.

3.3.3 Ergebnisse der PIV Messungen

Die Vermessungen der Strömungsfelder im Brennraum wurden mit deaktiviertem und aktiviertem Ventiltrieb durchgeführt. Zur Untersuchung der stationären Durchströmung des Brennraumes wurden Einlass- und Auslassventil mit dem maximalen Ventilhub von 11.5 mm geöffnet und in dieser Position gehalten. Durch eine Anpassung des Ladedruckes wurden verschiedene, für den motorischen Betrieb charakteristische Luftmassenströme am Prüfstand eingestellt. Die instationäre Durchströmung des Brennraumes wurde bei Betriebsfrequenzen von 10 und 20 Hz untersucht. Bei beiden Frequenzen wurden die gleichen Ventilsteuerzeiten eingestellt.

3.3.3.1 Stationäre Durchströmung

Bei stationärer Durchströmung stellt sich aufgrund der diagonal geöffneten Ventile eine komplexe räumliche Strömungsbewegung im Brennraum ein. Die Interpretation der PIV Messergebnisse wird erleichtert, wenn zunächst die durch CFD Simulationen ermittelte räumliche Ausbreitung von Stromlinien im Berechnungsraum betrachtet wird (Abb. 3.3.6). In Abschnitt 3.4 werden der Simulationsansatz und weitere Ergebnisse ausführlich diskutiert.

Der in den Brennraum eintretende Luftstrom spaltet sich am Einlassventilsitz in zwei Anteile auf. Ein Anteil wird in Richtung des Auslassventils umgelenkt und verlässt den Brennraum unmittelbar

als Kurzschlussströmung (gelber Pfeil). Der verbleibende Anteil strömt in den Brennraum ein und induziert dort eine Strömungsbewegung, die eine Überlagerung aus Tumble und Drall darstellt. Die Fluidteilchen bewegen sich auf einer Kreisbahn schraubenförmig entlang der Zylinderwand in Richtung des Zylinderbodens. Dort erfolgt eine Umlenkung und die Teilchen werden weiterhin auf der Kreisbahn in Richtung des Auslassventils gefördert. Der resultierende walzenförmige Wirbel dreht in positiver Drehrichtung um eine zur z-Achse geneigte Rotationsachse. Die Stromlinien um das Auslassventil konzentrieren sich auf einer Ventilseite. Nahezu der gesamte Luftmassenstrom tritt an der inneren, dem Einlassventil zugewandten Seite aus dem Brennraum aus.

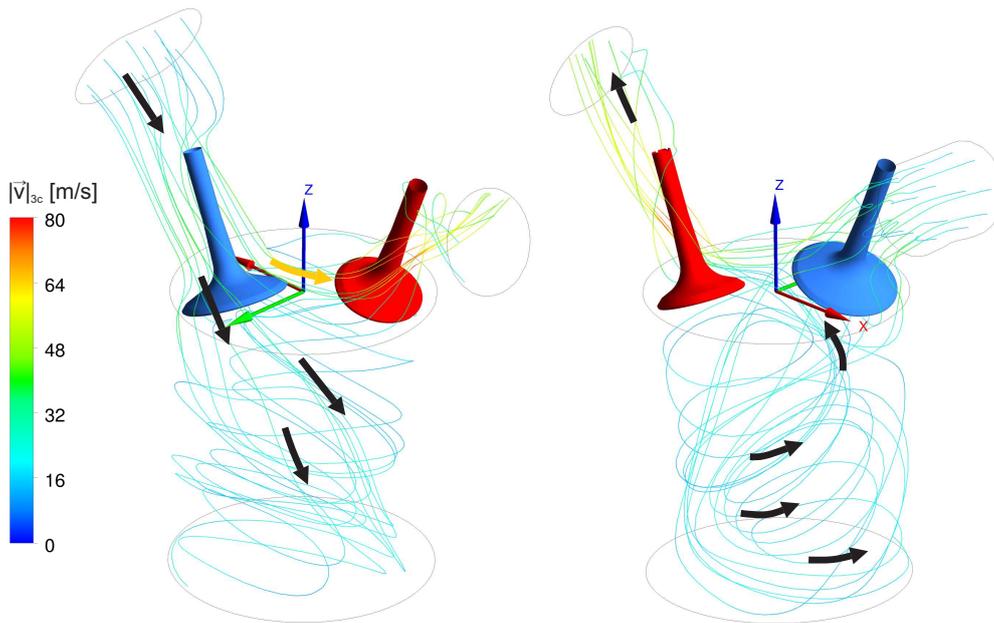


Abbildung 3.3.6: Räumliche Stromlinien der stationären Durchströmung (CFD Simulation)

Um die Abhängigkeit der Strömungsfelder von der Eintrittsgeschwindigkeit des eintretenden Luftstromes zu bewerten, wurden am Prüfstand durch eine Variation des Ladedruckes (von 1.02 bis 1.06 bar) Luftmassenströme von 40, 80 und 120 kg/h eingestellt.

Abb. 3.3.7 zeigt die aus der x- und z-Komponente der Geschwindigkeit ermittelten planaren Vektorfelder in den drei Messebenen. Die farbliche Kennzeichnung der Stromlinien bezieht sich auf den Betrag des Geschwindigkeitsvektors $|\vec{v}|_{2C}$

$$|\vec{v}|_{2C} = \sqrt{u^2 + w^2}. \quad (3.3.1)$$

Während die Hauptströmungsrichtung in Messebene 1 in negative x-Richtung zeigt, ist die mittlere Strömungsbewegung in Messebene 3 in positive x-Richtung gerichtet. Die drallförmige Strömungsbewegung mit einer Rotation um die Zylindermittelachse kann damit auch anhand der PIV Aufnahmen nachgewiesen werden. In Messebene 2 zeigt sich eine Tumble-förmige Rotation der Strömung senkrecht zur Zylinderachse. Das Wirbelzentrum ist bei einem Luftmassenstrom von 40 kg/h im oberen Drittel des Brennraumes positioniert.

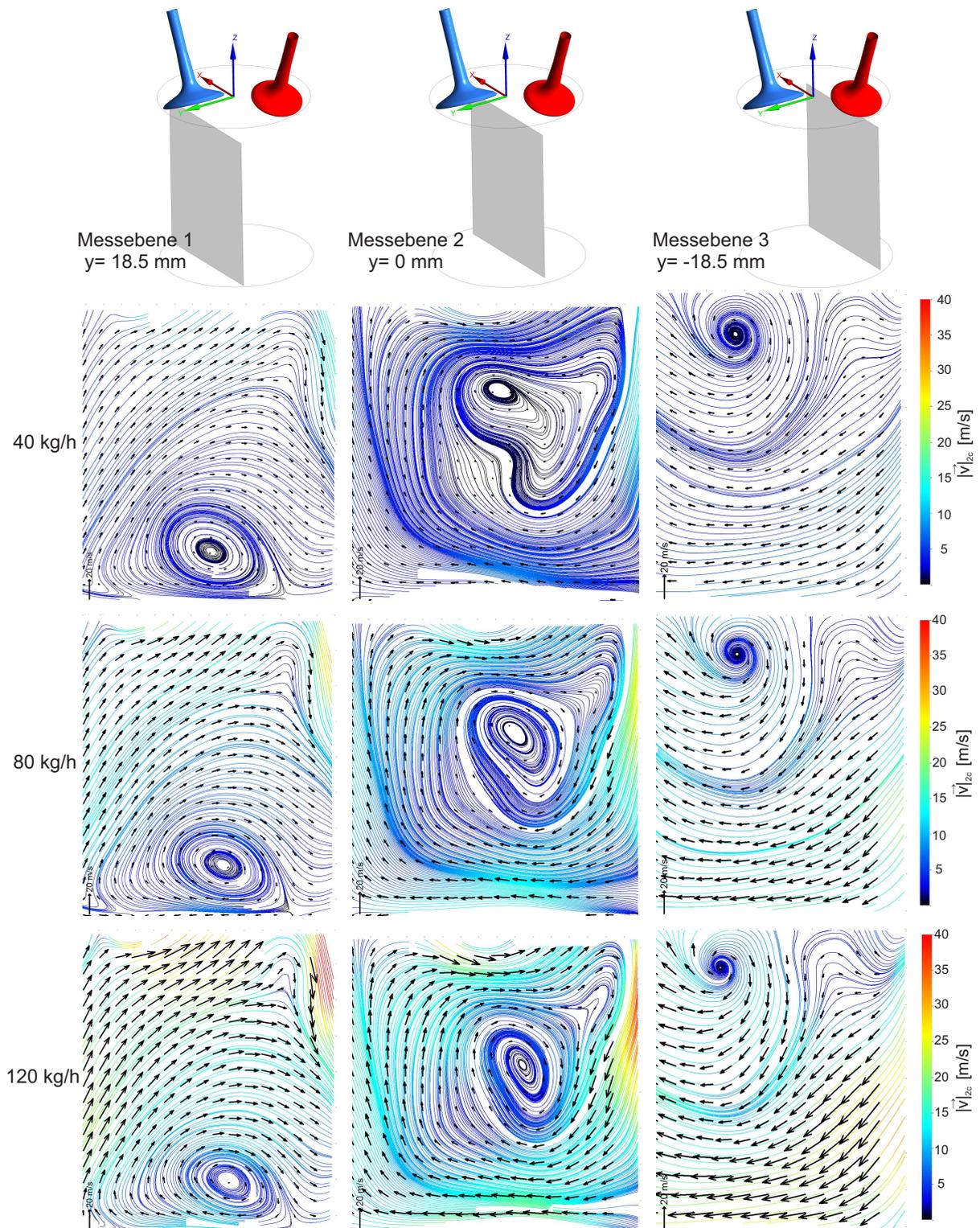


Abbildung 3.3.7: Vektorfelder und Stromlinien der Geschwindigkeit bei stationärer Durchströmung

Bei einer Steigerung des eintretenden Massenstromes verlagert sich das Wirbelzentrum zunehmend in die Mitte der Messebene. Auch in Messebene 1 und 3 zeigen sich großskalige Wirbelstrukturen, die in negativer Drehrichtung um die y-Achse rotieren. Deren Lage ist von der eintretenden Luftmasse unabhängig. Insgesamt ändert sich die Struktur des Strömungsfeldes bei einer Steigerung des eintretenden Luftmassenstroms nur wenig. Zwar kann eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeiten in allen Messebenen festgestellt werden; die charakteristischen Wirbelstrukturen bleiben jedoch erhalten.

Es ist anzunehmen, dass die tumbleförmige Strömungsbewegung im Brennraum durch die vom Viertakt-Basismotor abgeleitete Geometrie der Einlasskanäle verursacht wird. Bei fremdgezündeten Brennverfahren wird oftmals durch die Kanal- und Ventilsitzgeometrie eine Tumble-Bewegung gezielt generiert, um das Turbulenzniveau während der Kompression zu steigern. Die drallförmige Strömungsbewegung ist hingegen durch das diagonale Öffnen von nur einem Einlass- und einem Auslassventil begründet. Das seitlich versetzte Ein- und Ausströmen in den Brennraum führt zu einem Drehimpuls um die Zylinderlängsachse, der abhängig vom eintretenden Luftmassenstrom verstärkt oder vermindert wird.

3.3.3.2 Instationäre Durchströmung

Wird der Ventiltrieb aktiviert und mit den FKLG-typischen Ventilsteuerzeiten betrieben, stellen sich trotz des im unteren Totpunkt fixierten Kolbens eine Ausström-, Spül- und Ladephase ein. Um diese Phasen des Ladungswechsels zu untersuchen, wurden zu fünf verschiedenen Zeitpunkten die Vektorfelder an den bereits genannten drei Messebenen ermittelt. In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse bei einer Betriebsfrequenz von 10 Hz vorgestellt. Entsprechende Ergebnisse bei 20 Hz werden im Zuge der Diskussion numerischer Ergebnisse in Abschnitt 3.4.4 dargelegt. Die Steuerung des Verbrennungsmotorprüfstandes macht die Definition einer Kolbenhubkurve erforderlich, um an das Steuergerät des Ventiltriebes %H-basierte Größen übergeben zu können. Für die vorliegenden Untersuchungen wurde eine Sinus 50 % OT Trajektorie mit einem Hub von 90 mm hinterlegt. Ventilsteuerzeiten und Kolbenhubkurve entsprechen damit den von Ferrari in [34] definierten Betriebsbedingungen für die Untersuchung des Ladungswechsels. Tabelle 3.1 fasst die Ventilsteuerzeiten und die Messzeitpunkte zusammen.

Ventilsteuerzeiten	AVÖ	EVÖ	AVS	EVS	
[%H UT]	- 20	- 10	+ 10	+ 11	
[°KW _{Δt OT}]	127	143	217	219	
Messzeitpunkt	M1AO	M2AO	M3BO	M4BO	M5EO
[%H UT]	- 14	- 8	- 2	+ 4	+ 11
[°KW _{Δt OT}]	136	147	164	204	218
	AO - Auslass Offen		BO - Beide Offen		
	EO - Einlass Offen				

Tabelle 3.1: Ventilsteuerzeiten und Messzeitpunkte bei instationärer Durchströmung

Liegt ein Ladedruck von 2 bar in der Einlasstrecke an, tritt bei 10 Hz ein Luftmassenstrom von

92.5 kg/h in den Brennraum ein. Die messtechnisch erfassten Druckverläufe im Einlass- und Auslasskanal sowie im Zylinder während des Ladungswechsels zeigt Abb. 3.3.8. Am Prüfstands Aufbau mit Brennraumattrappe stellen sich Druckverhältnisse ein, die mit denen des geschleppten Motors vergleichbar sind. Die Druckdifferenz zwischen Zylinder und Auslasskanal bei AVÖ ist vom Ladedruck abhängig und liegt in der Größenordnung von 0.9 bar.

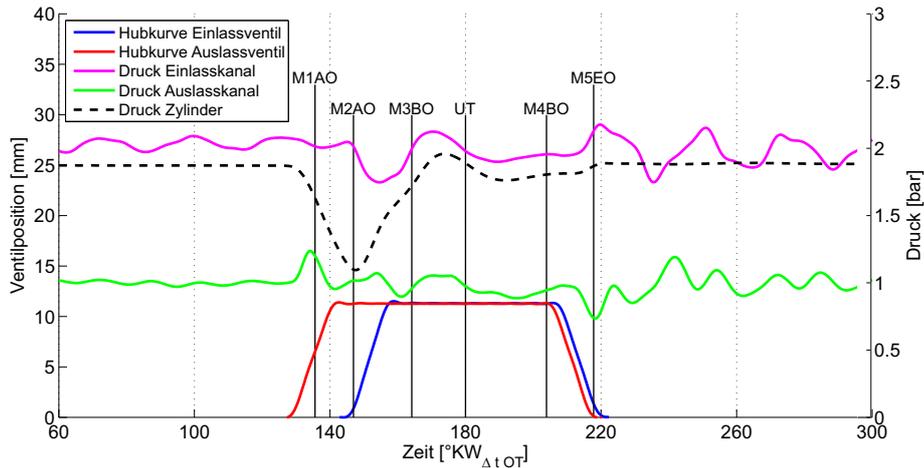


Abbildung 3.3.8: Ventilhubkurven und gemessene Druckverläufe bei 10 Hz

Der Zylinderdruck fällt während der Ausströmphase deutlich ab und nähert sich dem Druckniveau des Auslasskanals. Im Auslasskanal ist ein kurzzeitiger Druckanstieg zu verzeichnen. Abb. 3.3.9 zeigt die Strömungsfelder im Zylinder zu den Messzeitpunkten M1AO, M3BO und M5EO. Das Auslassventil befindet sich zum Messzeitpunkt M1AO noch auf der Öffnungsflanke der Ventilhubkurve. Die Zylinderinnenströmung ist deutlich in Richtung des Auslassventilsitzes orientiert. Die Strömungsgeschwindigkeiten sind in dieser ersten Phase des Ladungswechsels gering. In den untersuchten Messebenen wird eine maximale Geschwindigkeit von 13 m/s ermittelt. Die entgegengesetzten Hauptströmungsrichtungen in Messebene 1 und Messebene 3 deuten darauf hin, dass in der Ausströmphase eine drallförmige Ladungsbewegung im Zylinder vorliegt.

Die weiteren Messzeitpunkte sind am Ende der Ausströmphase (M2AO), während der Spülphase (M3BO, M4BO) und am Ende der Ladephase (M5EO) definiert. Die Vektorfelder zeigen bei M3BO eine zur stationären Durchströmung vergleichbare Strömungsbewegung. Die Wirbelstruktur in Messebene 1 ähnelt deutlich dem in Abb. 3.3.7 dargestellten stationären Strömungsfeld. In der Nähe des Zylinderbodens befindet sich ein in negativer Drehrichtung um die y-Achse rotierender Wirbel. Die Hauptströmungsrichtung zeigt in der Mitte des Brennraumes in negative x-Richtung. Im oberen Teil des Messbereichs sind die Vektorpfeile in positive z-Richtung orientiert.

In Messebene 2 sind deutlich stärkere Richtungsänderungen und Geschwindigkeitsgradienten als bei der stationären Durchströmung festzustellen. Die Strömung wird im Messbereich mehrfach umgelenkt. Die geordnete Tumble-Strömung der stationären Messungen ist nicht erkennbar. In Messebene 3 ist ebenso wie bei der stationären Durchströmung die Strömung in positive x-Richtung orientiert.

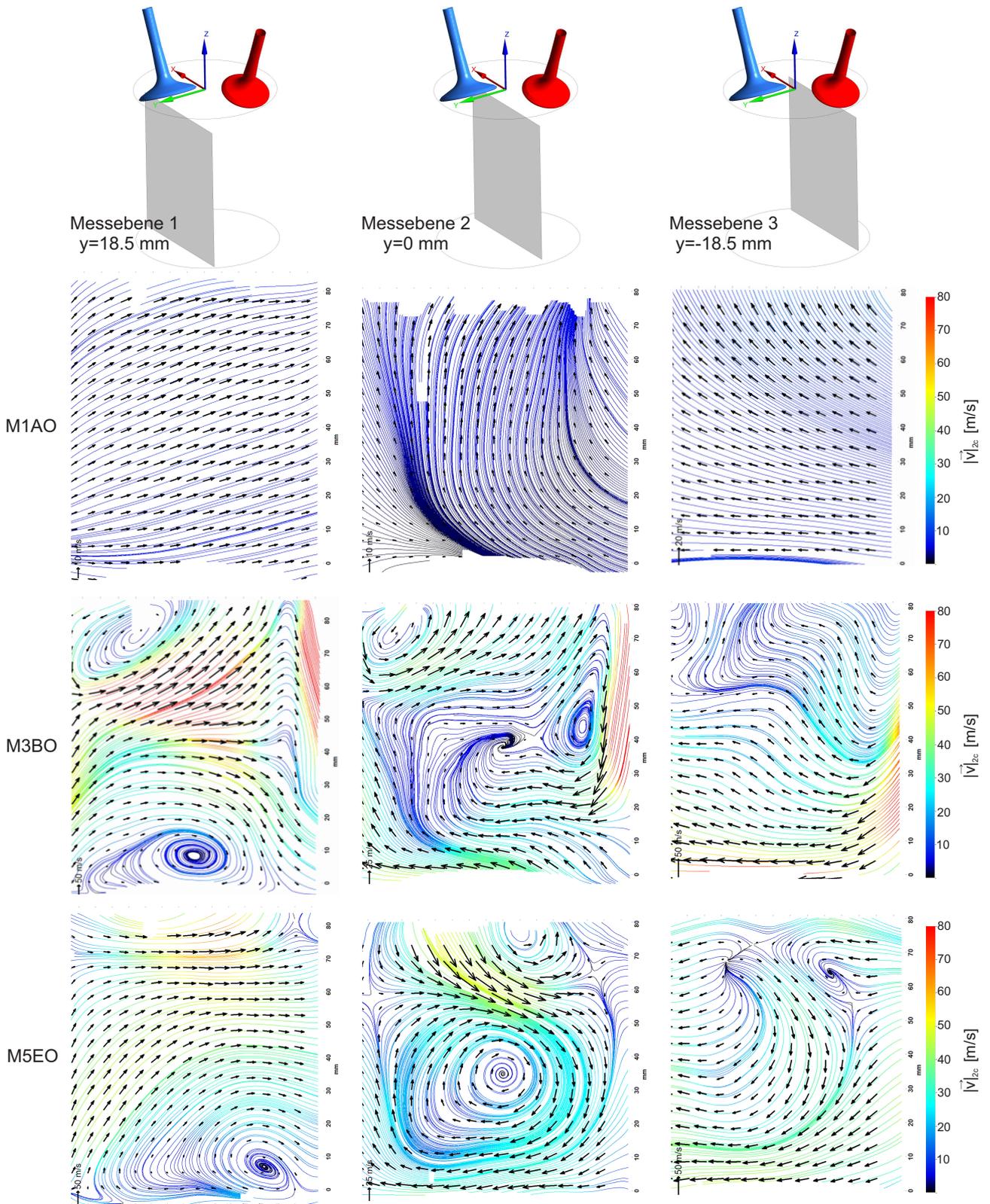


Abbildung 3.3.9: Vektorfelder und Stromlinien der Geschwindigkeit bei instationärer Durchströmung (10 Hz)

Während der Spülphase sind die Strömungsgeschwindigkeiten in allen drei Messebenen auf einem deutlich höheren Niveau. Als Maximalwert wird am rechten Rand des Messbereichs in Messebene 1 bei M3BO ein Wert von 124 m/s ermittelt. Die starke Beschleunigung der Strömung ist auf die Druckdifferenz zwischen Einlasskanal und Zylinder während der Öffnungsphase des Einlassventils zurückzuführen.

Aufgrund des kurzen zeitlichen Abstandes zwischen AVS und EVS ist die Ladephase äußerst kurz. Zum Messzeitpunkt M5EO ist das Auslassventil bereits geschlossen und das Einlassventil befindet sich auf der Schließflanke der Ventilhubkurve. Die Strömungsgeschwindigkeiten sind in allen drei Messebenen deutlich vermindert. Hervorzuheben ist die Verstärkung der Tumble-Strömungsbewegung in der mittleren Messebene (Messebene 2). Es bildet sich ein der stationären Durchströmung vergleichbares Wirbelzentrum in der Mitte des Messbereichs aus. Auch in Messebene 3 ist eine deutlich ausgeprägtere Strömung in negative z-Richtung zu verzeichnen. In dieser letzten Phase des Ladungswechsels wird die Zylinderinnenströmung nur noch durch den Eintrittsimpuls der eintretenden Frischluft beeinflusst. Die PIV Aufnahmen deuten darauf hin, dass während der Ladephase aufgrund des geschlossenen Auslassventils die Drallbewegung im Brennraum abgeschwächt wird. Damit könnte die Ladephase genutzt werden, um eine Tumble-förmige Ladungsbewegung im Brennraum zu verstärken.

Zusammenfassend zeigen die PIV Messergebnisse auch bei instationärer Durchströmung eine Überlagerung aus Tumble und Drall im Strömungsgebiet. Im Hinblick auf die Komplexität der Strömung ist eine Interpretation der experimentellen Ergebnisse ohne begleitende Strömungssimulation jedoch schwierig. Den experimentellen Untersuchungen entsprechende CFD Simulationen werden im nachfolgenden Abschnitt vorgestellt.

3.4 Numerische Simulation der Zylinderinnenströmung

Strömungsmechanische Simulationsmethoden sind wertvolle Werkzeuge zur rechnergestützten Analyse und Optimierung innermotorischer Prozesse. Insbesondere 3D CFD Methoden gewinnen durch steigende Rechnerleistungen zunehmend an Bedeutung. Die kombinierte Anwendung von laserdiagnostischen Messmethoden und entsprechenden CFD Simulationen erlaubt eine Validierung der numerischen Modelle, unterstützt die Interpretation der Messergebnisse und ermöglicht Einblicke in Strömungsgebiete, die messtechnisch nicht zugänglich sind. In diesem Abschnitt werden 3D CFD Simulationen der instationären Durchströmung bei den am Prüfstand der PIV Messungen vorliegenden Bedingungen vorgestellt.

3.4.1 Grundlagen der turbulenten Strömungssimulation

Hochdynamische Fluktuationen im Strömungsfeld spielen eine wichtige Rolle für den motorischen Arbeitsprozess. Die turbulenten Schwankungen überlagern sich der Hauptströmung und erhöhen den Massen-, Impuls- und Energieaustausch im Strömungsgebiet [105]. Um die Möglichkeiten und Grenzen der in dieser Arbeit verwendeten Modelle aufzuzeigen, werden nachfolgend die Grundzüge der Turbulenzmodellierung dargelegt. Das Merkmal turbulenter Strömungen sind räumliche Wirbelstrukturen, die sich ständig ändern. Die Reynoldszahl setzt als charakteristische Größe Trägheits- und

Viskositätskräfte ins Verhältnis. Die dimensionslose Kennzahl hängt von der Strömungsgeschwindigkeit u , der kinematischen Viskosität ν und einer charakteristischen Länge l ab

$$Re = \frac{u \cdot l}{\nu}. \quad (3.4.1)$$

Bei großen Reynoldszahlen dominieren die Trägheitskräfte, gleichzeitig können die viskosen Kräfte die Strömung nicht im gleichen Maße stabilisieren. Die Bewegung der Fluidteilchen wird instationär, scheinbar chaotisch und ist durch starke Fluktuationen geprägt.

Es gibt Bestrebungen, durch direkte numerische Simulationen [117] bzw. skalenaufösende Modellierungsansätze [14] die lokalen und instantanen Strukturen turbulenter Strömungen im Brennraum abzubilden. Gleichwohl überwiegen bei innermotorischen Anwendungen bisher Reynolds-gemittelte Methoden (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS), da hierbei die Anforderungen in Bezug auf die räumliche und zeitliche Diskretisierung geringer sind. Dabei werden die Zustandsgrößen der Strömung in einen gemittelten Anteil ($\bar{\phi}$) und einen Schwankungsanteil (ϕ') zerlegt

$$\phi(t) = \bar{\phi}(t) + \phi'(t). \quad (3.4.2)$$

Bei statistisch stationären Strömungen wird eine zeitliche Mittelung verwendet [36]

$$\bar{\phi}(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \phi(t) dt. \quad (3.4.3)$$

Der innermotorische Ladungswechsel ist ein instationärer, periodischer Vorgang. Die Reynolds-Mittelung kann in diesem Fall als Ensemble- bzw. Phasenmittel formuliert werden [14]

$$\bar{\phi}(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \phi(t + n \cdot T). \quad (3.4.4)$$

Dabei ist $n \cdot T$ die zeitliche Verschiebung mit der konstanten Periode T eines Arbeitsspiels. Zu einem festen Zeitpunkt t wird das Phasenmittel aus N konsekutiven Zyklen bestimmt. Wird, wie im Fall der experimentellen PIV Untersuchungen, eine endliche Anzahl von Zyklen untersucht, entspricht der Term

$$\bar{\phi}(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \phi(t + n \cdot T) \quad (3.4.5)$$

näherungsweise der Reynolds-Mittelung. Bei kompressiblen Strömungen werden die Geschwindigkeitsgrößen und die totale Enthalpie bzw. Energie durch einen dichtegewichteten zeitlichen Mittelwert $\tilde{\phi}$ (Favre-Mittelung) und einen Schwankungsanteil ϕ'' beschrieben

$$\phi = \tilde{\phi} + \phi'' \quad \text{mit} \quad \tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho \cdot \phi}}{\bar{\rho}}. \quad (3.4.6)$$

Die Dichteänderung im geschleppten Verbrennungsmotor liegt in einem Bereich, der näherungsweise ein Gleichsetzen von Favre-gemittelten und Reynolds-gemittelten Werten erlaubt [14]. Werden die gemittelten Größen und die Schwankungsgrößen in die Erhaltungsgleichungen (Abschnitt 2.4.2.3) eingesetzt und anschließend die resultierenden Terme zeitlich gemittelt, folgt für die Massenerhaltung

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{u})}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{v})}{\partial y} + \frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{w})}{\partial z} = 0. \quad (3.4.7)$$

Die Gleichung enthält ausschließlich gemittelte Größen. Die Schwankungsgrößen der turbulenten Strömung sind für die Massenerhaltung nicht von Bedeutung. Durch Einsetzen der zerlegten Zustandsgrößen in die Impulserhaltungsgleichungen und zeitlicher Mittelung ergeben sich die Reynolds-gleichungen in vektorieller Schreibweise [97]:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \cdot \tilde{v})}{\partial t} + \bar{\rho} \cdot (\tilde{v} \cdot \nabla) \tilde{v} = \tilde{k} - \nabla \bar{p} + \nabla \cdot \bar{\tau}^* + \nabla \cdot \tau_t \quad (3.4.8)$$

mit

$$\bar{\tau}^* = \begin{pmatrix} \bar{\sigma}_{xx} & \bar{\tau}_{yx} & \bar{\tau}_{zx} \\ \bar{\tau}_{xy} & \bar{\sigma}_{yy} & \bar{\tau}_{zy} \\ \bar{\tau}_{xz} & \bar{\tau}_{yz} & \bar{\sigma}_{zz} \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \tau_t = \begin{pmatrix} -\overline{\rho \cdot u''^2} & -\overline{\rho \cdot u'' \cdot v''} & -\overline{\rho \cdot u'' \cdot w''} \\ -\overline{\rho \cdot v'' \cdot u''} & -\overline{\rho \cdot v''^2} & -\overline{\rho \cdot v'' \cdot w''} \\ -\overline{\rho \cdot w'' \cdot u''} & -\overline{\rho \cdot w'' \cdot v''} & -\overline{\rho \cdot w''^2} \end{pmatrix}$$

Mit Ausnahme des rechts stehenden Reynoldsspannungsterms ($\nabla \cdot \tau_t$) stimmen die Reynoldsgleichungen formal mit den Impulserhaltungsgleichungen einer laminaren Strömung überein. Um das Gleichungssystem zu schließen, sind Annahmen erforderlich, die eine Verknüpfung zwischen den gemittelten Zustandsgrößen und dem Reynoldsspannungsterm herstellen. Das in dieser Arbeit eingesetzte k - ϵ Turbulenzmodell basiert auf dem Ansatz, die turbulenten Austauschvorgänge entsprechend den molekularen Diffusionsvorgängen abzubilden. Die Reynoldsspannungen werden nach der Boussinesq-Annahme durch die Definition einer turbulenten Viskosität beschrieben

$$-\overline{\rho \cdot u'_i \cdot u'_j} = \mu_t \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right). \quad (3.4.9)$$

Anstatt der sechs Reynoldsspannungen muss nur noch die Wirbelviskosität μ_t in Abhängigkeit von den mittleren Zustandsgrößen formuliert werden [36].

Werden die in gemittelten Anteil und Schwankungsanteil zerlegten Zustandsgrößen in die Energiegleichung eingesetzt und die gesamte Gleichung zeitlich gemittelt, ergibt sich ein Ausdruck, der Schwankungsgrößen der Temperatur und der Geschwindigkeitskomponenten enthält. Für die Energiegleichung einer inkompressiblen Strömung folgt unter Vernachlässigung der Volumenkräfte und Dissipation folgender Ausdruck in Tensorschreibweise [98]:

$$\rho \cdot c_v \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_j \cdot \bar{T}) \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho \cdot c_v \cdot \overline{u'_j \cdot T'} \right) \quad (3.4.10)$$

Im Vergleich zum laminaren Fall wird die Gleichung um den Term der turbulenten Wärmestromdichte erweitert

$$q_j^t = -\rho \cdot c_v \cdot \overline{u_j' \cdot T'}. \quad (3.4.11)$$

Neben den sechs Reynoldsspannungen treten damit drei zusätzliche turbulente Wärmeströme auf, die ebenfalls in Beziehung zu den gemittelten Größen des Strömungsfeldes gesetzt werden müssen. Die turbulenten Wärmeströme werden nach dem Fourierschen Wärmeleitgesetz durch die Definition einer turbulenten Wärmeleitfähigkeit λ_t bzw. einer turbulenten Temperaturleitfähigkeit a_t modelliert

$$-\rho \cdot c_v \cdot \overline{u_i' \cdot T'} = \lambda_t \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad \text{mit} \quad a_t = \frac{\lambda_t}{\rho \cdot c_v}. \quad (3.4.12)$$

Turbulente Wirbelviskosität und Temperaturleitfähigkeit sind durch die turbulente Prandtl-Zahl verbunden

$$Pr_t = \nu_t / a_t. \quad (3.4.13)$$

In Abhängigkeit vom Strömungsmedium wird für die turbulente Prandtl-Zahl ein konstanter Wert angenommen. Damit reduziert sich die Aufgabe der Turbulenzmodellierung auf eine Formulierung der Wirbelviskosität in Abhängigkeit von den gemittelten Strömungsgrößen. Im k - ϵ Turbulenzmodell wird der Mechanismus des Turbulenztransports durch Differentialgleichungen beschrieben. Die Turbulenz ist nicht ortsgebunden, sondern wird in bestimmten Strömungsbereichen erzeugt, in andere übertragen und klingt wiederum in weiteren Gebieten ab. Im Fall des k - ϵ Modells wird die Wirbelviskosität durch die Gleichung

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.4.14)$$

beschrieben. Dabei ist k die turbulente kinetische Energie und ϵ die Dissipation der Turbulenz

$$k = \frac{1}{2} \cdot \left(\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2} \right), \quad (3.4.15) \quad \epsilon = \nu \cdot \overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \cdot \frac{\partial u_i'}{\partial x_k}}. \quad (3.4.16)$$

Um k und ϵ zu bestimmen sind zwei Transportgleichungen erforderlich, welche von den Reynolds-gleichungen abgeleitet werden [98]

$$\begin{aligned} \rho \cdot \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \cdot \bar{u}_j \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \mu_t \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \\ &\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \rho \cdot \epsilon \quad \text{und} \end{aligned} \quad (3.4.17)$$

$$\begin{aligned} \rho \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho \cdot \bar{u}_j \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} &= C_{\epsilon 1} \cdot \frac{\epsilon}{k} \cdot \mu_t \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \\ &\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} - \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) - C_{\epsilon 2} \cdot \rho \cdot \frac{\epsilon^2}{k}. \end{aligned} \quad (3.4.18)$$

$C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$ und σ_{ϵ} sind Modellkonstanten. Da zwei zusätzliche Transportgleichungen gelöst werden müssen, führt das k - ϵ Turbulenzmodell im Vergleich zu algebraischen Turbulenzmodellen zu einem höheren numerischen Aufwand. Im wandnahen Bereich wäre aufgrund der höheren räumlichen Diskretisierung eine Lösung des Gleichungssystems besonders aufwendig. Stattdessen werden Geschwindigkeits- und Temperaturprofile in Abhängigkeit von der Wandbeschaffenheit direkt durch Wandfunktionen vorgegeben.

Im k - ϵ Turbulenzmodell wird die turbulente Durchmischung nur durch die Größen der Wirbelviskosität bzw. der turbulenten Wärmeleitfähigkeit berücksichtigt. Gerade bei ausgeprägt räumlichen Strömungsstrukturen stellt diese Annahme einer isotropen Turbulenz eine zu beachtende Vereinfachung des Modellierungsansatzes dar. Besonders in Scherschichten und wandnahen Strömungsgebieten ist die Turbulenz anisotrop, sodass das k - ϵ Turbulenzmodell bei der Berechnung von Wandwärmeströmen und Wandschubspannungen Schwächen aufweist.

In [36] werden Simulationen der stationären Umströmung eines verbrennungsmotorischen Einlassventils unter Anwendung des k - ϵ Turbulenzmodells vorgestellt. Durch einen Vergleich mit entsprechenden experimentellen Daten wird der Frage nachgegangen, inwieweit trotz der vereinfachenden Turbulenzmodellierung Simulationen zur Optimierung der Strömungskanäle eingesetzt werden können. Ferziger [36] stellt fest, dass „die Ergebnisse, die man mit Turbulenzmodellen erhält, nicht genau genug sind, um als quantitative Lösungen akzeptiert zu werden. Die Trends können jedoch trotzdem genau genug vorhergesagt werden, sodass der Entwurf, der in der Berechnung als Bester gefunden werden wird, auch in Wirklichkeit der Beste ist“ [36]. Mit diesem Wissen um Möglichkeiten und Grenzen der Turbulenzmodellierung muss die Interpretation der numerischen Ergebnisse mit Bedacht erfolgen. Gleichzeitig wird die Notwendigkeit verdeutlicht, die Simulationsergebnisse mit entsprechenden PIV Ergebnissen zu validieren.

3.4.2 Zeitlich veränderliche Berechnungsräume

Die räumliche Simulation der Zylinderinnenströmung und des Ladungswechsels erfordert eine auf die motorischen Randbedingungen angepasste Simulationsumgebung. Ein wesentliches Merkmal ist dabei der zeitlich veränderliche Berechnungsraum. Während einfache Gitterbewegungen mit zahlreichen kommerziellen und nicht-kommerziellen CFD Codes dargestellt werden können, gibt es nur wenige Software-Pakete, die spezifisch auf innermotorische Simulationen ausgerichtet sind. Weit verbreitet sind im industriellen Umfeld die CFD Codes Fire [3] von AVL und Star-CD [2] von CD-Adapco. Der am Los Alamos National Laboratory entwickelte, nicht kommerzielle Code KIVA ist im wissenschaftlichen Bereich stark vertreten [1].

In der vorliegenden Arbeit wurde zur detaillierten Simulation der Zylinderinnenströmung der kommerzielle CFD Code ANSYS CFX eingesetzt. Durch ein Erweiterungspaket wird dessen Funktionalität um die Erzeugung und Behandlung von dynamischen, verbrennungsmotorischen Berechnungsgittern ergänzt. ANSYS CFX hat bisher noch keine breite Anwendung zur Simulation innermotorischer Vorgänge gefunden. Die hier vorgestellte, erweiterte Simulationsumgebung befindet sich derzeit noch in einem Entwicklungsstadium. Der konzeptionelle Ansatz zur Darstellung bewegter Berechnungsräume unterscheidet sich deutlich von konkurrierenden CFD Werkzeugen.

Die Basis zur strömungsmechanischen Simulation in dynamischen Berechnungsräumen ist die Kopplung des Strömungslösers mit dem Netzgenerierer. In ANSYS CFX ist eine externe Vernetzungsstrategie umgesetzt. Die Netzmodifikation erfolgt nicht intern im Strömungslöser, sondern durch eine über Schnittstellen angebundene externe Vernetzungssoftware (ICEM CFD). Die Ergebnisse des letzten Berechnungsschritts werden auf die neue Netzgeometrie interpoliert. Die Neuvernetzung des gesamten Berechnungsraumes erlaubt eine dynamische Anpassung der Netzstruktur und stellt eine hohe Netzqualität sicher. Allerdings sind durch den Interpolationsschritt und den Neustart der Simulation zusätzliche potenzielle Fehlerquellen gegeben.

Zur Abbildung der vorgegebenen Hubkurven der Einlass- bzw. Auslassventile und des Kolbens wird das Key-Grid Konzept verfolgt [7, 70]. Eine dynamische Änderung des Berechnungsraumes wird in einem ersten Schritt durch eine Verzerrung der Berechnungszellen erreicht. Erreicht die Netzverformung ein gewisses Maß, so entstehen zwangsläufig Zellen, die eine für den Berechnungsvorgang ungünstige Geometrie aufweisen. Als Kriterium zur Neuvernetzung wird typischerweise ein Schwellenwert für den Orthogonalitätswinkel der Tetraederzellen definiert. Ein Algorithmus zur Überwachung der Netzqualität stoppt den Berechnungsvorgang und aktiviert die Neuvernetzung. Mit Hilfe hinterlegter Geometriedaten und den Hubkurven wird ein neues Netz (Key Grid) erzeugt. Auf Basis dieses neuen Netzes wird die Simulation fortgesetzt. Die Erzeugung der Key Grids kann simultan mit der Strömungssimulation oder sequentiell in einem vorgeschalteten Schritt erfolgen. Abb. 3.4.1 zeigt den sequentiellen Simulationsansatz.

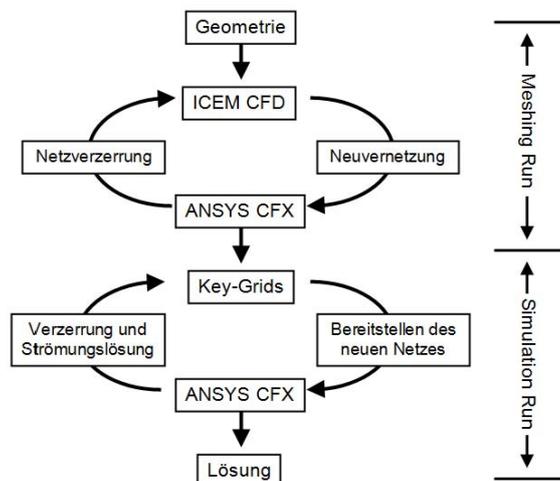


Abbildung 3.4.1: Kopplung von Netzgenerierung und Strömungssimulation in ANSYS CFX [15]

Im Meshing Run wird die Netzbewegung berechnet, das initiale Berechnungsnetz verzerrt und die erforderlichen Key-Grids generiert. Diese werden für den Simulation Run bereitgestellt, sodass während der strömungsmechanischen Simulation zwar weiterhin die Netzverzerrung vorgenommen wird, eine Neuvernetzung des Berechnungsraumes aber nicht erforderlich ist. Zur Durchführung der in dieser Arbeit vorgestellten Simulationen wurde der sequentielle Simulationsansatz eingesetzt. Grundsätzlich kann der Strömungslöser in CFX sowohl block-strukturierte als auch unstrukturierte Gitter verarbeiten. Für die Untersuchung der Zylinderinnenströmung wurde eine hybride Netzstruktur im

Brennraum definiert. Während im zylindrischen Teil ein Extrusionsnetz definiert wird, liegt im Bereich der Ventile ein aus Tetraederelementen bestehendes, unstrukturiertes Gitter vor. Der Berechnungsraum ändert sich entsprechend der topologischen Konfigurationen, die im zeitlichen Verlauf der Simulation betrachtet werden sollen. Diese Konfigurationen unterscheiden sich hinsichtlich der Art und Anzahl ihrer Randbedingungen. Zur Modellierung eines vollständigen Arbeitsspiels des FKLK sind vier Konfigurationen erforderlich (Abb. 3.4.2).

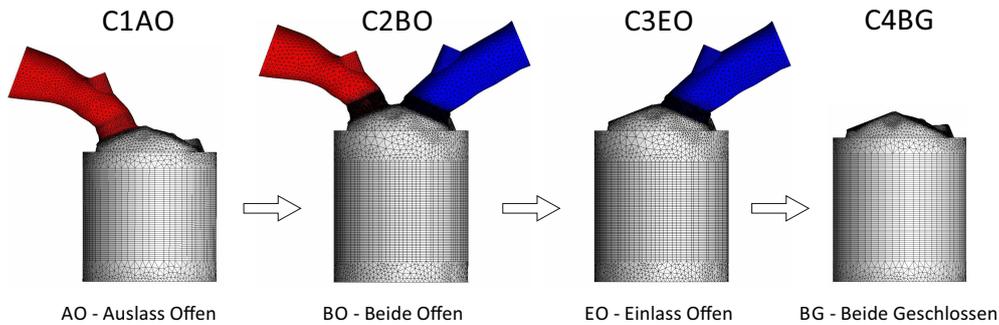


Abbildung 3.4.2: Konfigurationen des Berechnungsraumes

Als Startpunkt der Simulation wird die „Auslassventil öffnet“ Steuerzeit definiert, die das Ende der Expansionsphase markiert. Während der Ausströmphase umfasst der Berechnungsraum den Brennraum und den Auslasskanal (Konfiguration C1AO). Sobald das Einlassventil geöffnet wird, beginnt die Spülphase. Der Berechnungsraum wird um den Einlasskanal ergänzt (Konfiguration C2BO). Nach dem Verschließen des Auslassventils beginnt die Ladephase. Der Berechnungsraum besteht nur noch aus dem Brennraum und dem Einlasskanal (Konfiguration C3EO). Das Verschließen des Brennraumes markiert das Ende des Ladungswechsels. Sollen darüber hinaus die Kompressions- und Expansionsphase im Simulationsmodell abgebildet werden, ist eine vierte Konfiguration erforderlich, die nur den Brennraum umfasst (C4BG). Abb. 3.4.3 zeigt die typischen Kolben- und Ventilhubkurven eines fremdgezündeten Betriebspunktes des FKLK Verbrennungsmotors.

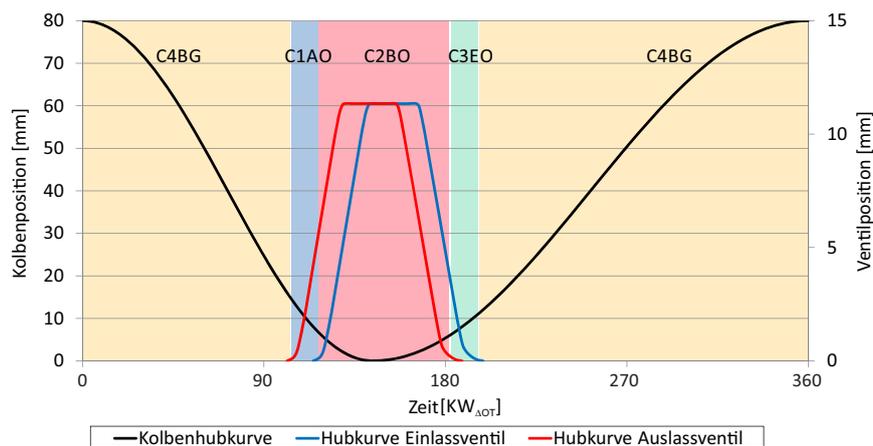


Abbildung 3.4.3: Untergliederung des Arbeitszyklus in Simulationskonfigurationen

Die zeitliche Abfolge der genannten Konfigurationen ist farblich unterlegt. Beginn und Dauer der Konfigurationen werden durch die Ventilsteuerzeiten definiert. Eine Änderung der Kolbenhubkurve

oder Ventilhubkurven bzw. -steuerzeiten macht damit die Erzeugung neuer Key Grids im Rahmen eines Meshing Runs notwendig.

3.4.3 Simulationsmodell und Randbedingungen

Die Abmessungen des Berechnungsraumes entsprechen der Geometrie des FKLG Verbrennungsmotors mit der zur Durchführung von PIV Untersuchungen angebrachten Brennraumattrappe. Um die geometrischen Details der strömungsführenden Kanäle abzubilden, wurde ein von CAD Daten abgeleitetes Flächenmodell erstellt. Im Netzgenerierer wurde auf Basis dieses Flächenmodells das erste Key-Grid der Simulation erzeugt. Die Ventilhubkurven werden am Prüfstand durch ein in den elektromagnetischen Ventiltrieb integriertes Wegmesssystem erfasst. Diese gemessenen Hubkurven wurden zur Definition der Ventilbewegung im Modell verwendet.

Im Zuge der experimentellen Untersuchungen wurden sowohl im Einlass- als auch im Auslasskanal zeitaufgelöste Druckverläufe ermittelt. Entsprechend wurde zunächst ein Berechnungsraum definiert, der sich von der Position des Drucksensors im Einlasskanal (S-E-P04) bis zur Position des Drucksensors im Auslasskanal (S-A-P01) erstreckt. Abb. 3.4.4 zeigt auf der linken Seite den im Rahmen von ersten Simulationen definierten Berechnungsraum.

Da nur ein Einlass- und ein Auslassventil diagonal zueinander geöffnet werden, bleibt jeweils eine Kanalseite dauerhaft verschlossen. In der verschlossenen Hälfte des Einlasskanals steigt das lokale Druckniveau aufgrund des eintretenden Massenstroms an. Entsprechend ergibt sich im verschlossenen Kanalarm des Auslasskanals ein Strömungsgebiet mit einem geringeren Druck. Diese Druckverteilung wirkt sich auf die Strömungsfelder im Bereich der Einlass- bzw. Auslassrandbedingung aus. Abb. 3.4.4 zeigt auf der rechten Seite die Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit im Einlasskanal.

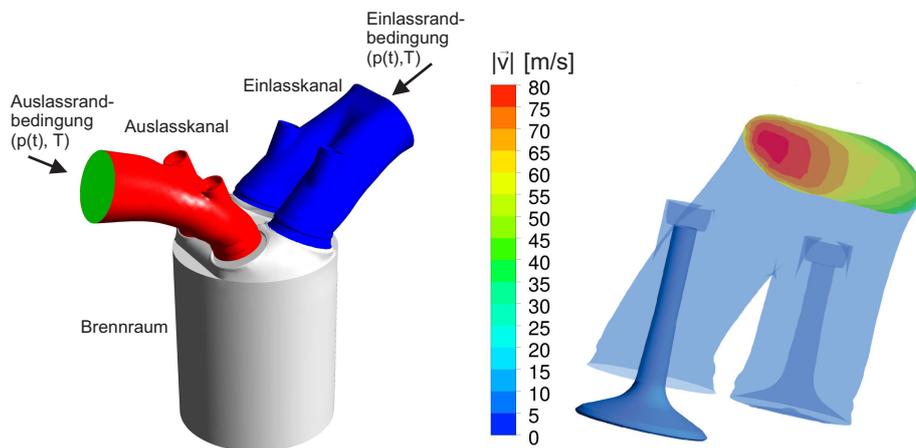


Abbildung 3.4.4: Ausgangsberechnungsraum und Geschwindigkeitsprofil im Einlasskanal

Da an den Randbedingungen ein über dem Strömungsquerschnitt konstanter Druck vorgegeben werden muss, sind diese inhomogenen Strömungsbedingungen ungünstig. Um diese Problematik zu umgehen, wurde der Berechnungsraum vergrößert. Durch eine Einbindung der Einlass- und Auslassstrecke in das Simulationsmodell wurden die Einlass- und Auslassrandbedingungen in größerer

Entfernung zum Brennraum definiert. Dieser erweiterte Berechnungsraum umfasst die Einlassstrecke ab dem Ausgleichsbehälter II sowie die Auslassstrecke bis zum Ausgleichsbehälter III (Abb. 3.4.5).

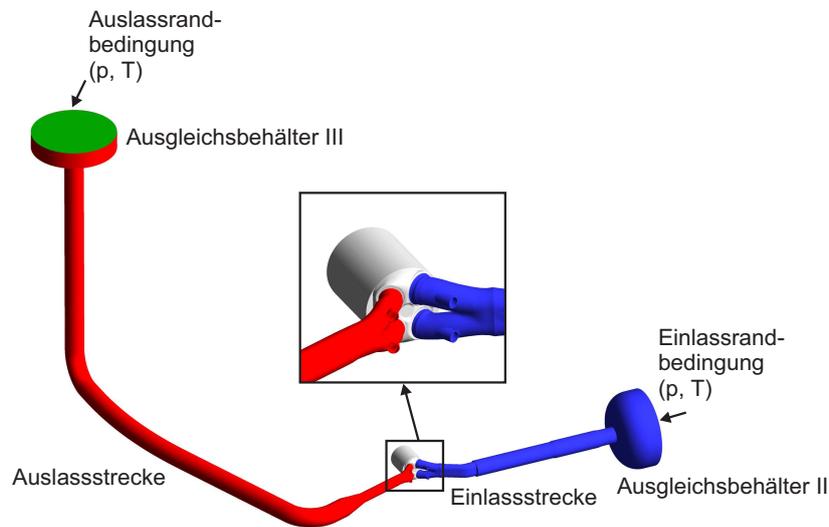


Abbildung 3.4.5: Erweiterter Berechnungsraum der CFD Simulation

Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Druckschwankungen im Ausgleichsbehälter II sehr gering sind. Damit kann an der Einlassrandbedingung ein zeitlich konstanter Druck definiert werden. Die Einlasstemperatur wurde auf Basis der am Prüfstand gemessenen mittleren Temperatur des Luftmassenstroms vorgegeben. Zusätzlich wurden ein mittlerer Turbulenzgrad (5 %, $\frac{\mu_t}{\mu} = 10$) und eine normal zur Einlassfläche gerichtete Geschwindigkeit als Randbedingung festgelegt. Da der Druckverlauf im Ausgleichsbehälter III der Auslassstrecke nicht messtechnisch erfasst wird, muss die Auslassrandbedingung an dieser Position abgeschätzt werden. Aufgrund des niedrigen Druckniveaus im Auslasskanal (vgl. Abb. 3.3.8) werden atmosphärische Bedingungen im Ausgleichsbehälter III angenommen.

Als Startzeitpunkt der Simulation wird die AVÖ Steuerzeit definiert. Die Initialisierung des Berechnungsraumes erfolgt anhand der experimentell erfassten Drücke im Zylinder und den Kanälen zu diesem Zeitpunkt. Anhand von Testrechnungen konnte gezeigt werden, dass die Initialisierung der Zylinderinnenströmung von großer Bedeutung ist, um das Strömungsfeld während der Ausströmphase korrekt abzubilden. Um realistische Anfangsbedingungen vorgeben zu können, muss die zeitliche Entwicklung der Strömung im Brennraum zwischen zwei Ladungswechsellvorgängen berücksichtigt werden. Hierzu wurde eine vierte Konfiguration (C4BG) in die zeitliche Abfolge der Berechnungsräume hinzugefügt und mehrere Perioden der instationären Durchströmung simuliert. Ein Vergleich der Geschwindigkeitsvektorfelder bei AVÖ von mehreren aufeinanderfolgenden Perioden zeigt, dass nach dem vierten Zyklus ein in Bezug auf die Zylinderinnenströmung eingeschwungener Zustand erreicht wird.

Als Betriebsparameter der numerischen Untersuchung wurden eine Frequenz von 20 Hz und ein Ladedruck von 2 bar definiert. Die in Tabelle 3.1 aufgeführten Ventilsteuerzeiten auf Basis einer

Sinus 50 % OT Kolbenhubtrajektorie wurden im Simulationsmodell implementiert. Weitere Randbedingungen des Simulationsmodells können Tabelle A.2 im Anhang A.2 entnommen werden.

3.4.4 Ergebnisse der Strömungssimulation

Im Vergleich zu den in Abschnitt 3.3.3.2 vorgestellten PIV-Messungen bei 10 Hz wird bei einer Erhöhung der Betriebsfrequenz auf 20 Hz und konstanten Ventilsteuerzeiten die effektive zeitliche Dauer des Ladungswechsels halbiert. Die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeiten der Ventile sind jedoch frequenzunabhängig und werden im Steuergerät des Ventiltriebes für alle Betriebszustände konstant gehalten. Entsprechend ändert sich der charakteristische Verlauf der Ventilhubkurven bei einer Änderung der Frequenz. Abb. 3.4.6 zeigt die Ventilhubkurven und die am Prüfstand gemessenen Druckverläufe bei einer Betriebsfrequenz von 20 Hz.

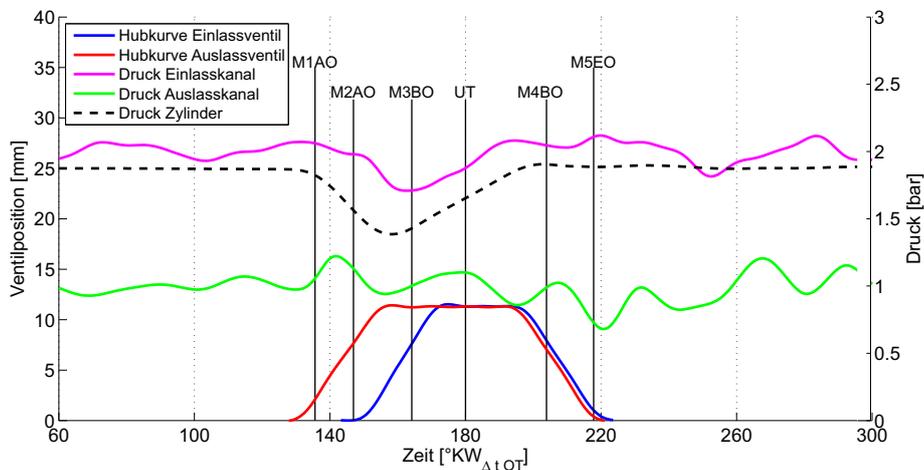


Abbildung 3.4.6: Ventilhubkurven und gemessene Druckverläufe bei 20 Hz

Aufgrund des verkürzten Zeitfensters ist der Abfall des Zylinderdruckes in der ersten Phase des Ladungswechsels im Vergleich zum 10 Hz Betrieb (vgl. Abb. 3.3.8) geringer. Der Zylinderdruck sinkt nur bis auf 1.4 bar ab. Auch der Druckabfall im Einlasskanal ist schwächer ausgeprägt.

Die in Abb. 3.4.7 dargestellten Ergebnisse der Strömungssimulation bei 20 Hz geben ein Überblick über die Strömungscharakteristik unter diesen Bedingungen. Das Strömungsgebiet ist in fünf Auswertungsebenen zu den in Abschnitt 3.1 eingeführten fünf Messzeitpunkten entsprechender PIV Untersuchungen dargestellt. Die obere horizontale Auswertungsebene liegt im Ursprung des Bezugskordinatensystems. Die beiden weiteren Ebenen sind um 30 bzw. 60 mm in negativer z-Richtung verschoben. Während bei den PIV Messungen ausschließlich planare zweidimensionale Geschwindigkeitsvektorfelder ermittelt werden, folgen aus der Simulation alle drei Komponenten der Geschwindigkeit. Abb. 3.4.7 zeigt die räumliche Orientierung der Vektorfelder. In den Auswertungsebenen ist der Betrag der lokalen Geschwindigkeit $|\vec{v}|_{3C}$ dargestellt. Dabei gilt

$$|\vec{v}|_{3C} = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}. \quad (3.4.19)$$

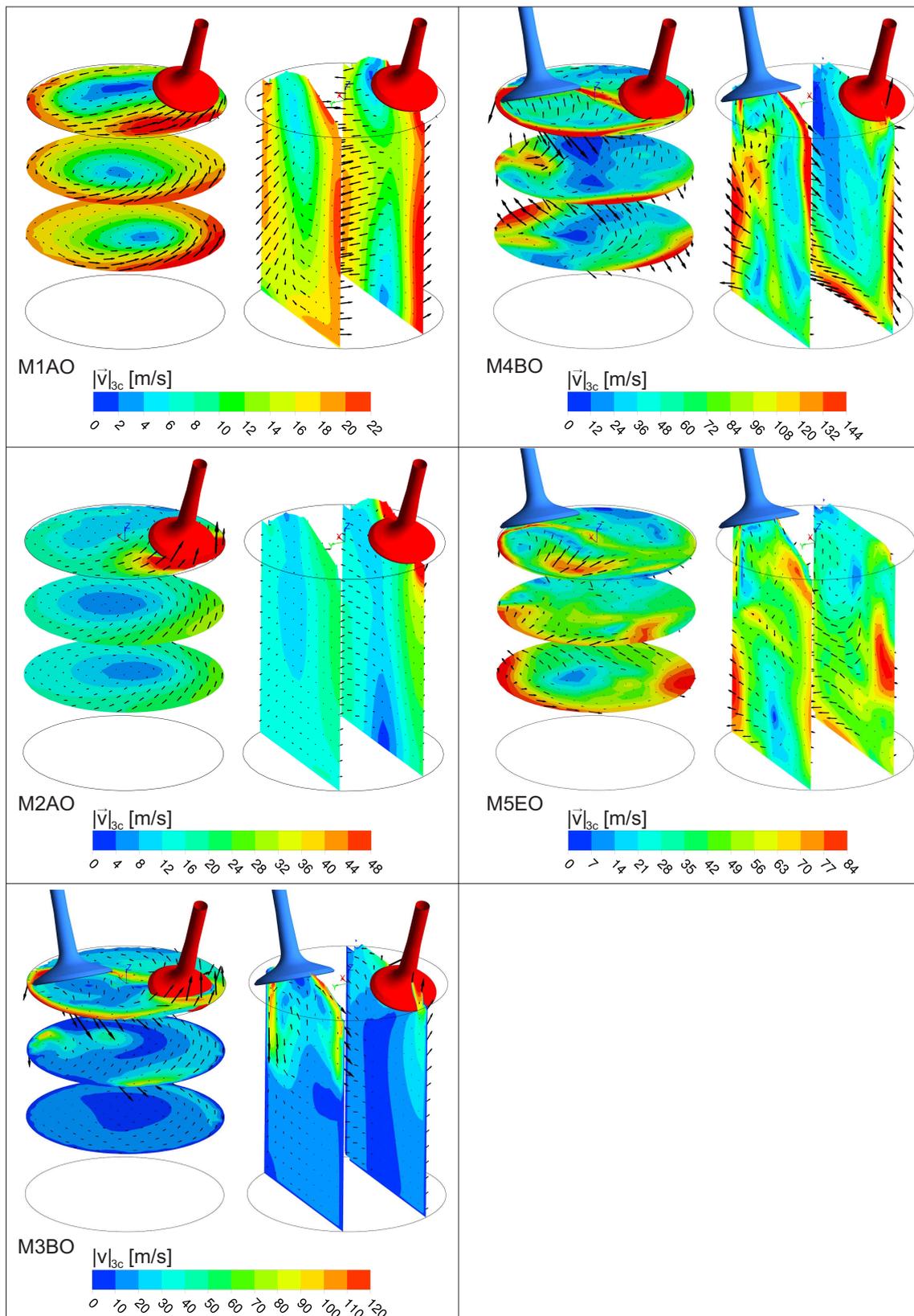


Abbildung 3.4.7: Räumliche Vektorfelder und Geschwindigkeitsverteilung im Brennraum (3D CFD Simulation)

Das Strömungsgebiet zu den Zeitpunkten M1AO und M2AO wird durch die Druckdifferenz zwischen Zylinder und Auslasskanal bestimmt. Zu Beginn der Ausströmphase (M1AO) zeigt sich im Brennraum eine ausgeprägte Drall-Strömung. Wie bereits anhand der PIV Aufnahmen nachgewiesen wurde, sind die Strömungsgeschwindigkeiten zu diesem Zeitpunkt vergleichsweise gering. Am Ende der Ausströmphase (M2AO) weist das Strömungsgebiet deutlich größere Geschwindigkeitsgradienten auf. Insbesondere im Bereich des Auslassventilsitzes wird die Strömung stark beschleunigt.

Während der Spülphase zeigt sich bei M3BO zunächst eine hohe Dynamik im oberen Teil des Brennraumes. Auch durch die Auswertung von räumlichen Stromlinienbahnen kann gezeigt werden, dass zu Beginn der Spülphase die Kurzschlussströmung besonders ausgeprägt ist. Die untere Hälfte des Brennraumes wird nur schwach durchströmt. Die Umströmung des Einlassventils führt in der obersten horizontalen Auswertungsebene zu einem ringförmigen Geschwindigkeitsprofil mit hohen Geschwindigkeiten in Zylinderlängsrichtung. Insbesondere im Bereich der Zylinderwand werden durch die Simulation hohe Strömungsgeschwindigkeiten vorhergesagt.

Zum Zeitpunkt M4BO befinden sich Einlass- und Auslassventil auf der Schließflanke der jeweiligen Ventilhubkurve. Der gesamte Brennraum wird durchspült. Auch in der Nähe des Zylinderbodens weist das Strömungsfeld hohe Geschwindigkeiten auf. Es bildet sich die bereits anhand der stationären PIV Messungen diskutierte kombinierte Drall- und Tumble-Ladungsbewegung. Während der Ladephase (M5EO) verringern sich die Strömungsgeschwindigkeiten wieder. Zwar kann qualitativ anhand der Simulationsergebnisse eine im Vergleich zur Spülphase veränderte Strömungsdynamik festgestellt werden. Eine Verstärkung der Tumble-Strömung kann allerdings nicht nachgewiesen werden. In diesem Zusammenhang ist zu beachten, dass aufgrund der höheren Frequenz die absolute zeitliche Dauer der Ladephase verkürzt ist, und deshalb die Strömungsänderung durch den eintretenden Frischluftmassenstrom (vgl. Abschnitt 3.3.3.2) vermutlich weniger stark auftritt.

3.4.5 Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse

Das Ziel eines Vergleichs von numerischen und experimentellen Ergebnissen ist die Einordnung der Simulationsergebnisse bezüglich ihrer Eignung zur Vorhersage der Zylinderinnenströmung. Werden die in Abschnitt 3.4.1 diskutierten Grenzen des k - ϵ Turbulenzmodells berücksichtigt, so ist es sinnvoll, einen Vergleich nicht ausschließlich auf absolute Größen zu stützen, sondern das gesamte Strömungsfeld zu betrachten. Im Hinblick auf den Entwicklungsprozess des FKLK Motorenkonzepts liegt der Schwerpunkt der in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen auf einer grundlegenden Charakterisierung der Zylinderinnenströmung. Zwar könnten durch aufwendigere Turbulenzmodellierungsansätze und Validierungsverfahren präzisere Simulationsergebnisse erzielt und die Gültigkeit der Simulation exakter nachgewiesen werden (vgl. [14]). Allerdings wäre dieses Vorgehen konträr zum grundsätzlichen Charakter dieser Untersuchungen.

Für einen qualitativen Vergleich werden die Strömungsfelder der mittleren Messebene (Messebene 2) bei einer Betriebsfrequenz von 20 Hz verglichen. Abb. 3.4.8 zeigt die Mess- und Simulationsergebnisse zu den Zeitpunkten M1AO, M2AO, M3BO, M4BO. Um einen Vergleich zu ermöglichen, werden die simulierten räumlichen Vektorfelder auf die vertikalen Auswertungsebenen projiziert. Entsprechend den PIV Aufnahmen zeigen die zweidimensionalen Stromlinien den aus der x- und

z-Komponente berechneten Betrag der Geschwindigkeit im Brennraum. Zum Zeitpunkt M1AO wird die Rotation der Zylinderinnenströmung durch das Simulationsmodell richtig wiedergegeben. Auch die Bereiche mit den höchsten Strömungsgeschwindigkeiten und die Absolutwerte der Geschwindigkeit entsprechen den experimentellen Messwerten. Eine Abweichung ist jedoch in Bezug auf die Lage des Wirbelzentrums erkennbar.

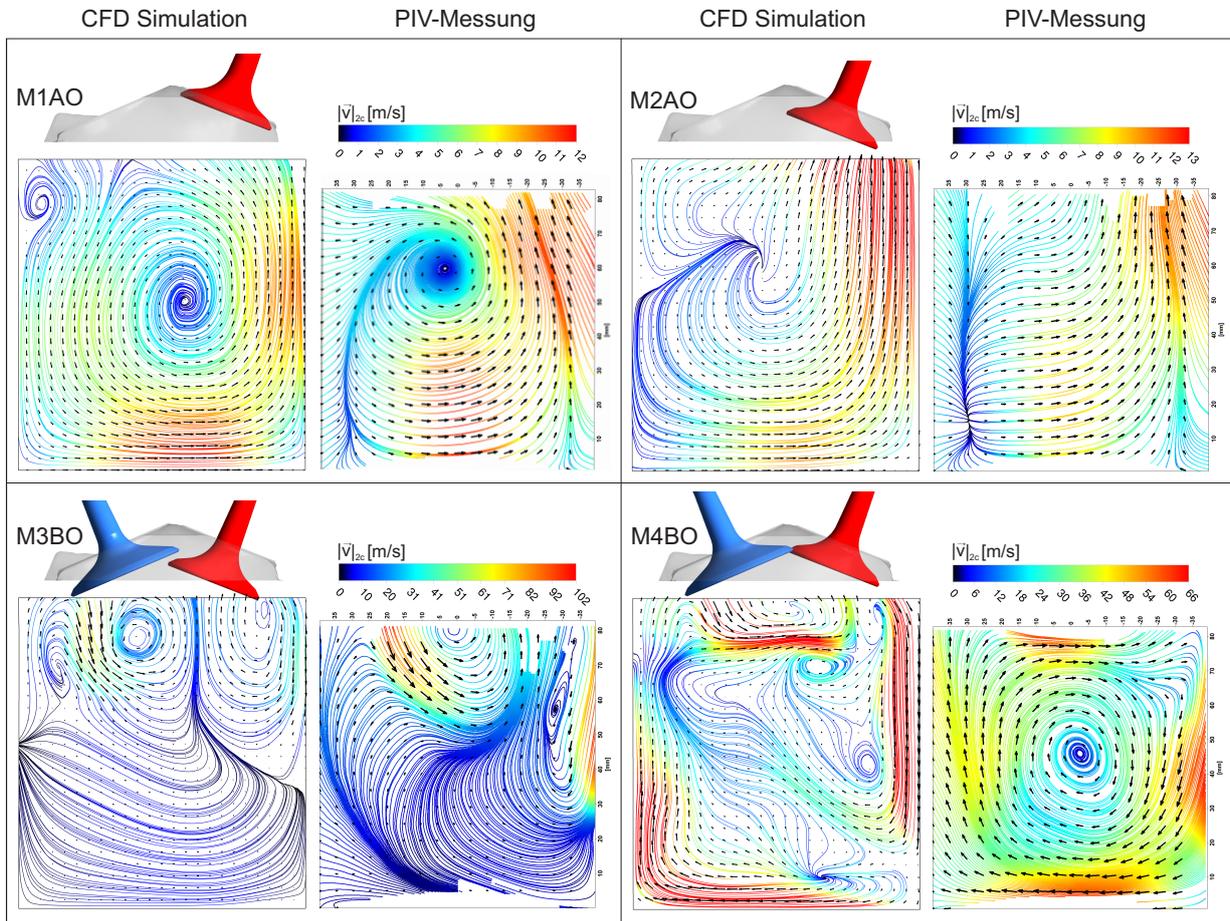


Abbildung 3.4.8: Simulierte und gemessene Strömungsfelder während der Ausström- und Spülphase (M1AO, M2AO, M3BO, M4BO)

Auch beim zweiten Messzeitpunkt der Ausströmphase (M2AO) wird die Beschleunigung der Strömung auf der dem Auslassventil zugewandten Seite von der Simulation richtig wiedergegeben. Gleichzeitig sind die simulierten Absolutgeschwindigkeiten in diesem Gebiet der Strömung etwas höher. Während der Spülphase kann zum Messzeitpunkt M3BO eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung festgestellt werden. Am unteren Rand des Einlassventiltellers und in der Nähe der rechten Zylinderwand sind Zonen mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten erkennbar. Insgesamt sind die simulierten Strömungsgeschwindigkeiten etwas niedriger als die gemessenen Werte. Dieses Verhältnis wird zum Messzeitpunkt M4BO umgekehrt. Hier sind die Bereiche mit sehr hohen Geschwindigkeiten in der Simulation ausgeprägter. Die Abweichungen zwischen Simulation und Messung sind zu diesem Zeitpunkt am größten. Das in den PIV Aufnahmen markant auftretende

Wirbelzentrum zeigt sich in der Simulation nicht. Ähnliche Verhältnisse liegen während der in Abb. 3.4.9 dargestellten Ladephase vor. Die Strömungsbewegung im Brennraum wird durch die Simulation richtig wiedergegeben. Die simulierten Strömungsgeschwindigkeiten im Zentrum des Zylinders sind jedoch deutlich höher.

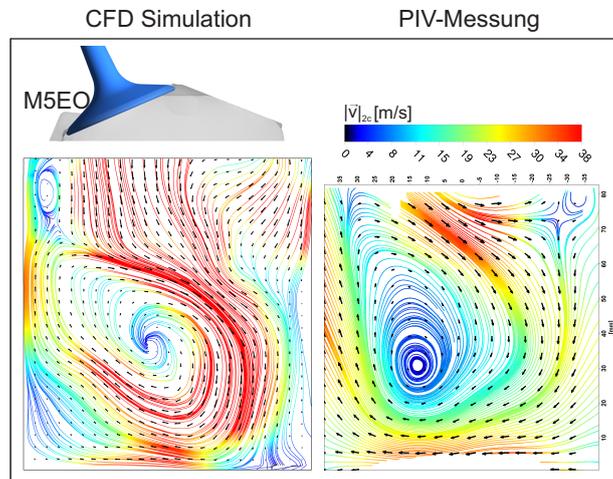


Abbildung 3.4.9: Simuliertes und gemessenes Strömungsfeld während der Ladephase (M5EO)

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Ergebnisse der Strömungssimulation und der laserdiagnostischen Messungen nicht in allen Details der Strömung übereinstimmen. Gleichwohl werden die charakteristischen Strömungsstrukturen durch die Simulation richtig wiedergegeben. Die Ursachen für die Abweichungen sind in erster Linie im vereinfachenden Modellierungsansatz der numerischen Simulation zu suchen. Dies bezieht sich einerseits auf den dynamischen Berechnungsraum, der die Ventilmovement bei sehr geringen Ventilhüben nur begrenzt abbilden kann. Andererseits werden durch die beschränkte Anzahl an simulierten Zyklen und das Turbulenzmodell die Simulationsergebnisse beeinflusst. Besteht die Zielsetzung in einer qualitativen Bewertung der Zylinderinnenströmung, so ist die erzielte Genauigkeit der Simulation ausreichend. Damit eignet sich die vorgestellte 3D CFD Simulation als Auslegungswerkzeug, beispielweise um strömungsmechanische Effekte und Tendenzen bei einer geometrischen Änderung des Zylinderkopfes zu bewerten.

3.4.6 Simulation des Ladungswechsels im gefeuerten Verbrennungsmotor

Die Strömungssimulation wurde in den vorangegangenen Abschnitten ausschließlich eingesetzt, um die Zylinderinnenströmung entsprechender PIV Messungen nachzubilden. Um den realen motorischen Ladungswechsel zu berechnen, wurde das Modell an die Bedingungen im gefeuerten FKLK Verbrennungsmotor angepasst. Als Basis der Simulation diente ein von Ferrari experimentell untersuchter Referenzbetriebspunkt (vgl. Tabelle 3.2).

Für diesen Betriebspunkt lagen Ergebnisse einer innermotorischen Simulation vor, die mit der Simulationsumgebung QuickSim am Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) durchgeführt wurde. Eine ausführliche Vorstellung von QuickSim folgt in Kapitel 4. Zunächst wird auf die ANSYS CFX Simulation eingegangen und deren Ergebnisse vorgestellt, um nachfolgend die Ergebnisse beider Simulationsansätze zu vergleichen.

Betriebsparameter		Messergebnisse			
Frequenz	[Hz]	20	Eintretender Luftmassenstrom	[kg/h]	62.59
Hub	[mm]	80	Eingespritzte Kraftstoffmenge	[mg]	36.15
Kolbenhubtrajektorie	[-]	Sinus 55% OT	Innere Arbeit	[J]	531.21
geom. Verdichtungsverhältnis	[-]	8.5	Innere Leistung	[kW]	10.62
Ladedruck (absolut)	[bar]	2	Innerer Mitteldruck	[bar]	12.56
Verbrennungsluftverhältnis	[-]	≈ 1.1	Innerer Wirkungsgrad	[-]	34.68
Zündzeitpunkt	[%H OT]	- 2			
Einspritzzeitpunkt	[%H OT]	- 89			
Einspritzdruck	[bar]	100			

Tabelle 3.2: Parameter und Messergebnisse des untersuchten Betriebspunktes

Das Berechnungsgitter und die Lage der Randbedingungen wurden von der ANSYS CFX Simulation mit erweitertem Berechnungsraum (vgl. Abschnitt 3.4.3) übernommen. Die Anfangs- und Randbedingungen wurden insofern abgeändert, dass zu Beginn der Simulation in der Konfiguration C1AO die Zylinderladung ausschließlich aus Verbrennungsgas besteht. Vereinfachend wird von einer stöchiometrischen Zusammensetzung des Verbrennungsgases mit den Komponenten CO₂, H₂O und N₂ ausgegangen (Modellkraftstoff: Isooktan). Der Zylinderdruck bei AVÖ wurde anhand des indizierten Messwertes festgelegt. Die mittlere Temperatur im Brennraum ist aus der Druckverlaufsanalyse bekannt. In der Einlass- bzw. Auslassstrecke wurde die Simulation mit den gemessenen Drücken und der Temperatur des eintretenden Luftmassenstroms bzw. der gemessenen mittleren Abgastemperatur initialisiert. An der Einlassrandbedingung wurde in Übereinstimmung mit der vorangegangenen Simulation ein Druck von 2 bar und eine Temperatur von 298 K definiert. Die Auslassrandbedingung im Ausgleichsbehälter III wurde mit einer gemessenen mittleren Abgastemperatur und einem atmosphärischen Druck festgelegt. Zur Abbildung der Kolbenbewegung wurde die in Abschnitt 3.1.2 eingeführte Sinus 55 % OT Trajektorie im Simulationsmodell definiert. Die Ventilsteuerzeiten können Tabelle 3.3 entnommen werden.

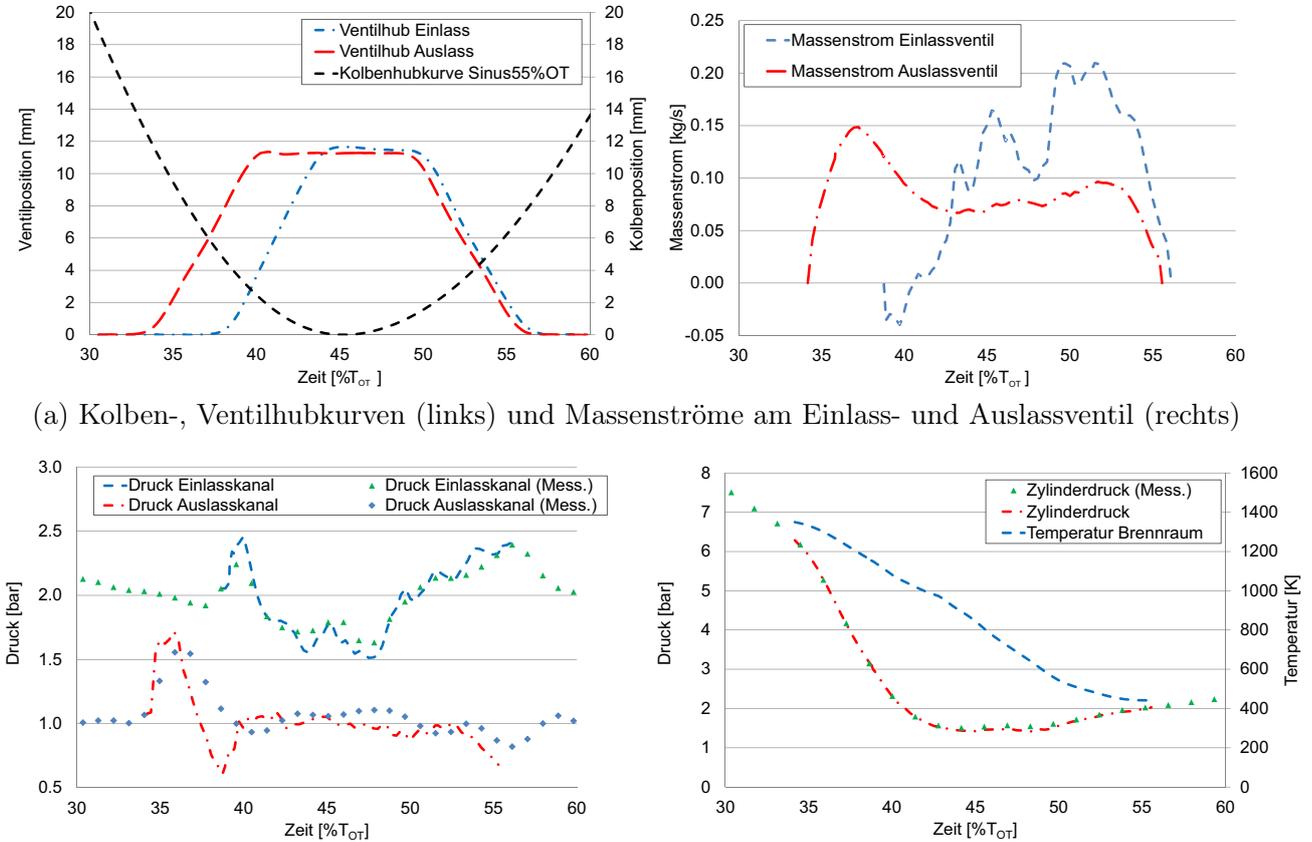
Ventilsteuerzeiten	AVÖ	EVÖ	AVS	EVS
[%H UT]	- 20	- 10	+ 10	+ 11
[% T]	32	36	56	58
[°KW _{Δt OT}]	115	129	202	208

Tabelle 3.3: Ventilsteuerzeiten des Referenzbetriebspunktes

Die Simulation umfasst einen einzelnen Ladungswechsellvorgang von AVÖ bis EVS. Die numerische Berechnung mehrerer aufeinanderfolgender Arbeitsspiele einschließlich der Gemischbildungs- und Verbrennungsprozesse wäre auch mit dem räumlich hochauflösenden Simulationsansatz von ANSYS CFX möglich. Aufgrund des hohen Berechnungsaufwandes und der durch das FKFS bereitgestellten Ergebnisse von QuickSim Simulationen wurde darauf jedoch verzichtet.

Abb. 3.4.10 zeigt die Ergebnisse der Ladungswechselsimulation. In Abb. 3.4.10(a) sind die Ventil- und Kolbenhubkurven sowie die Massenströme am Einlass- und Auslassventil während des Ladungswechsels dargestellt. Da der Zylinderdruck bei EVÖ über dem Druck in der Einlassstrecke liegt, kommt

es zu einer Rückströmung in die Einlassstrecke. Der Massenstrom am Einlassventil ist negativ. Mit zunehmender Dauer des Ladungswechsels fällt der Zylinderdruck ab und die Strömungsrichtung in der Einlassstrecke bzw. am Einlassventil kehrt sich um.



(a) Kolben-, Ventilhubkurven (links) und Massenströme am Einlass- und Auslassventil (rechts)

(b) Druckverläufe im Einlass- und Auslasskanal (links) und Zylinderdruck, -temperatur (rechts)

Abbildung 3.4.10: Simulationsergebnisse des Ladungswechsels im gefeuerten Verbrennungsmotor

Abb. 3.4.10(b) zeigt auf der linken Seite die gemessenen (Punkte) und simulierten (Linien) Druckverläufe im Einlass- und Auslasskanal. Einlassseitig wird eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation erreicht. Im Auslasskanal wird der Druckanstieg durch die sich in die Auslassstrecke ausbreitende positive Druckwelle richtig wiedergegeben. Der nachfolgende Druckabfall ist in der Simulation allerdings wesentlich stärker. Der gemessene und simulierte Zylinderdruck sowie die simulierte mittlere Temperatur im Zylinder sind auf der rechten Seite dargestellt. Die zeitliche Entwicklung des Zylinderdruckes wird durch die Simulation richtig vorhergesagt. Die mittlere Ladungstemperatur sinkt bis auf 440 K während des Ladungswechsels ab.

In Abb. 3.4.11 ist auf der linken Seite die Zusammensetzung des am Auslassventil austretenden Massenstromes dargestellt. Während der Ausströmphase und zu Beginn der Spülphase entweicht ausschließlich Verbrennungsgas in die Auslassstrecke. Erst ab 41 %T tritt Frischluft in den Brennraum ein und strömt als Kurzschlussströmung durch das Auslassventil in den Abgastrakt. Mit fortschreitender Spülung verringert sich der Anteil des Verbrennungsgases am gesamten ausströmenden Massenstrom.

Die Zusammensetzung der Zylinderladung während des Ladungswechsels ist auf der rechten Seite dargestellt. Im Zuge der Ausströmphase wird über 60% des im Brennraum vorhandenen Verbrennungsgases abgeführt. In der darauffolgenden Spülphase steigt aufgrund der eintretenden Frischluft die Gesamtmasse im Brennraum wieder an. Die Verbrennungsgasmasse sinkt bis auf 97 mg ab, sodass ein Restgasanteil von 13.6% resultiert.

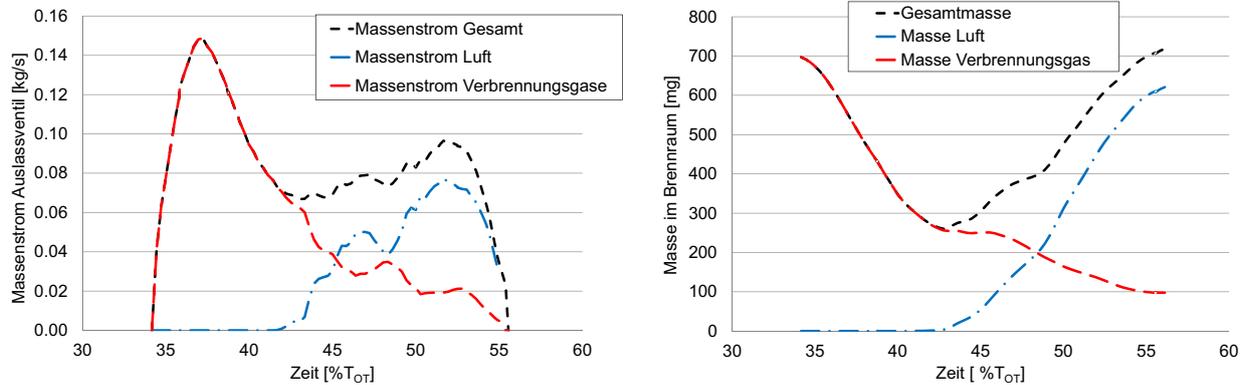


Abbildung 3.4.11: Massenströme am Auslassventil (links) und Ladungszusammensetzung (rechts)

Die Auswertung der Ladungszusammensetzung und der ein- und austretenden Massenströme führt zu den in Tabelle 3.4 zusammengefassten Kennzahlen des Ladungswechsels. Der Luftaufwand von 91.9% zeigt, dass die dem Brennraum zugeführte Frischluftmasse nicht ausreicht, um den Zylinder vollständig mit Frischluft zu befüllen. Der Fanggrad von 66.5% weist nach, dass rund ein Drittel der zugeführten Frischluft durch die Kurzschlussströmung verloren geht.

Ladungswechsel					
Zugeführte Luftmasse	[mg]	934.1	Luftaufwand	[%]	91.9
Masse im Zylinder	[mg]	718.3	Spülgrad	[%]	86.4
Frischluftmasse im Zylinder	[mg]	620.9	Liefergrad	[%]	61.1
Restgasmasse im Zylinder	[mg]	97.4	Restgasanteil	[%]	13.6
Theoretische Luftmasse	[mg]	1016.9	Fanggrad	[%]	66.5

Tabelle 3.4: Ladungswechselkennzahlen der Simulation

Eine wichtige Größe für einen Vergleich von Simulation und Experiment ist neben den Druckverläufen der eintretende Luftmassenstrom. Messtechnisch wird ein mittlerer Luftmassenstrom in der Einlassstrecke des Verbrennungsmotors erfasst. Wird aus der simulierten, je Ladungswechsel zugeführten Luftmasse ein eintretender Luftmassenstrom berechnet und mit dem Messwert (Tabelle 3.2) verglichen, muss eine Abweichung von 7.5% festgestellt werden. Diese Überschätzung der zugeführten Luftmasse in der Simulation ist auf die Definition der Anfangsbedingungen zurückzuführen. Durch die Betrachtung eines einzelnen Ladungswechselvorgangs wird der Berechnungsraum bei AVÖ mit einem ruhenden Strömungsmedium initialisiert. Das Strömungsfeld des realen Motors zeigt zu diesem Zeitpunkt jedoch eine charakteristische Geschwindigkeitsverteilung. Numerisch kann dieser Effekt beispielsweise durch eine Simulation mehrerer Arbeitsspiele berücksichtigt werden. Im

Gegensatz zum vorgestellten Simulationsansatz mit ANSYS CFX ermöglicht QuickSim durch spezifische verbrennungsmotorische Modellierungsansätze die Simulation mehrerer aufeinanderfolgender Arbeitsspiele (vgl. Abschnitt 4.2.2). Die Berechnungszeiten bleiben dabei gering, da im Vergleich zu klassischen Simulationsansätzen die räumliche und zeitliche Diskretisierung gröber gewählt wird. Im vorliegenden Fall verfügt das Berechnungsnetz der ANSYS CFX Simulation über rund 610.000 Zellen im Brennraum. Die Anzahl der Zellen ist im entsprechenden Berechnungsraum der QuickSim Simulation um den Faktor 10 kleiner. Auf die Ergebnisse der QuickSim Simulation wird ausführlich in Abschnitt 4.2.4 eingegangen. Die ermittelten Ladungswechselkennzahlen können Tabelle 4.3 (Referenzbetriebspunkt 2) entnommen werden.

Die Stärke der Ladungswechselsimulation mit ANSYS CFX liegt in einer hohen räumlichen Auflösung der Zylinderinnenströmung. Im Hinblick auf das komplexe hochdynamische Strömungsfeld mit großen Gradienten der Strömungsgeschwindigkeit ist nach den Grundsätzen der numerischen Strömungsberechnung ein feines Berechnungsgitter durchaus sinnvoll. Da unter diesen Voraussetzungen jedoch nur ein einzelner Ladungswechselvorgang simuliert werden kann, besteht eine starke Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von den Anfangsbedingungen.

Hier wird der Vorteil der QuickSim Simulationsumgebung deutlich. Durch die numerische Betrachtung mehrerer vollständiger Arbeitsspiele, wird die Abhängigkeit von den Anfangsbedingungen der Simulation vermindert. So zeigt der durch die QuickSim Simulation vorhergesagte eintretende Luftmassenstrom eine geringe Abweichung vom Messwert von nur 1.5%. Im vorliegenden Fall wurden neun Arbeitsspiele simuliert, um einen den Messdaten entsprechenden, eingeschwungenen Betriebszustand abzubilden. Aufgrund der gröberen räumlichen Diskretisierung müssen allerdings Abstriche hinsichtlich des Detaillierungsgrades der Strömungsberechnung im Brennraum gemacht werden.

In Bezug auf die Ladungswechselsimulation werden für einen Vergleich der beiden Simulationsansätze der Verbrennungsgasanteil im Zylinder (x_{VG}) und der Verbrennungsgasanteil am Auslass ($x_{VG,A}$) betrachtet (Abb. 3.4.12). Beide Größen charakterisieren den Spülprozess und erlauben einen quantitativen Vergleich zu den in Abschnitt 2.3.2.2 eingeführten Grenzfällen der Spülung.

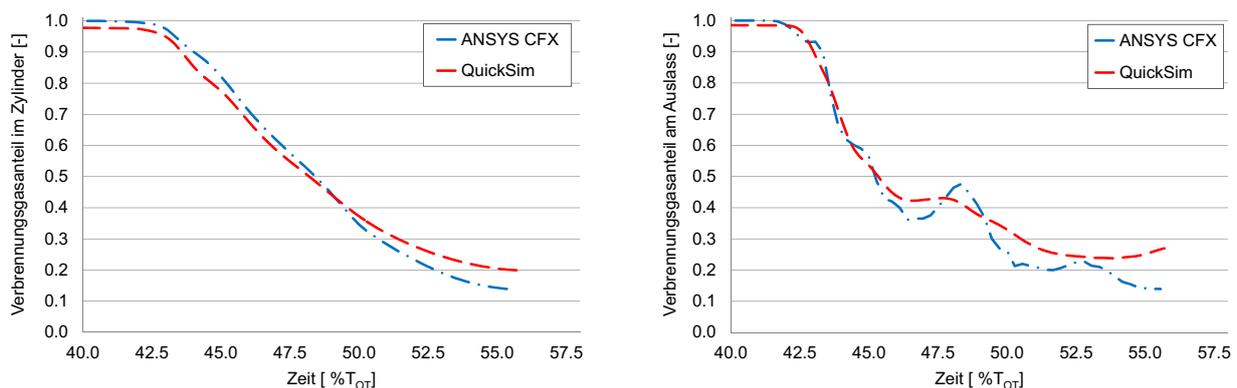


Abbildung 3.4.12: Vergleich des simulierten Verbrennungsgasanteils im Zylinder x_{VG} (links) und am Auslass $x_{VG,A}$ (rechts)

Die Zusammensetzung der Zylinderladung zu Beginn der Simulation (AVÖ) hängt vom Verbrennungsluftverhältnis des Betriebspunktes ab. Am Prüfstand kann das Verbrennungsluftverhältnis

nicht eingeregelt werden, da aufgrund der Kurzschlussverluste aus dem Sauerstoffgehalt des Abgases nicht auf die Stöchiometrie des Verbrennungsgases geschlossen werden kann. Dementsprechend wird das Verbrennungsluftverhältnis nach einer groben Abschätzung am Prüfstand durch CFD Simulationen des Arbeitsprozesses berechnet. Durch die QuickSim Simulation wird eine leicht magere Ladungszusammensetzung für den untersuchten Betriebspunkt vorhergesagt (vgl. Tabelle 3.2). Zu Beginn des Ladungswechsels ist bereits eine geringe Restluftmenge im Brennraum vorhanden. Bei AVÖ beträgt der Verbrennungsgasanteil im Zylinder 97.9% (Abb. 3.4.12 links). Um eine strikte Trennung zwischen den beiden Simulationsansätzen vorzunehmen, wurde das CFX Simulationsmodell nicht mit der durch die QuickSim Simulation ermittelten Ladungszusammensetzung bei AVÖ initialisiert. Es wurde stattdessen angenommen, dass im Brennraum nach einer vollkommenen, stöchiometrischen Verbrennung reines Verbrennungsgas vorliegt. Dementsprechend haben der Verbrennungsgasanteil im Zylinder und am Auslass zunächst den Wert 1.

Die Abnahme von x_{VG} ist bis 47%T bei beiden Simulationsansätzen identisch. Erst im letzten Drittel des Ladungswechsels ist der Kurvenverlauf von x_{VG} in der CFX Simulation flacher. Auch die zeitliche Entwicklung des Verbrennungsgasanteils am Auslass stimmt zu Beginn des Ladungswechsels bei beiden Simulationen überein. Im weiteren Verlauf fällt $x_{VG,A}$ nicht kontinuierlich ab, sondern zeigt bei 48.5%T einen kurzzeitigen Wiederanstieg. Dieser Anstieg und der anschließende weitere Abfall ist im ANSYS CFX Simulationsmodell deutlich ausgeprägter. Am Ende des Ladungswechsels werden für den Verbrennungsgasanteil am Auslass Endwerte von 27% (QuickSim) und 13.9% (ANSYS CFX) erreicht. Diese Abweichung ist vermutlich auf den höheren Luftmassenstrom der ANSYS CFX Simulation zurückzuführen. Ein Vergleich der Einlassmassenströme während des Ladungswechsels zeigt, dass im letzten Drittel der Spülphase der zugeführte Luftmassenstrom in der ANSYS CFX Simulation größer ist als in der QuickSim Simulation. Die größere zugeführte Luftmasse führt bei gleichen Spülbedingungen zu geringeren Restgasgehalten im Zylinder und am Auslass.

In Abb. 3.4.13 ist der Verbrennungsgasanteil am Auslass über dem Verbrennungsgasanteil im Zylinder als Spülkurve aufgetragen. Zusätzlich sind die drei Grenzfälle des Spülvorgangs im Zweitakt-Verbrennungsmotor dargestellt.

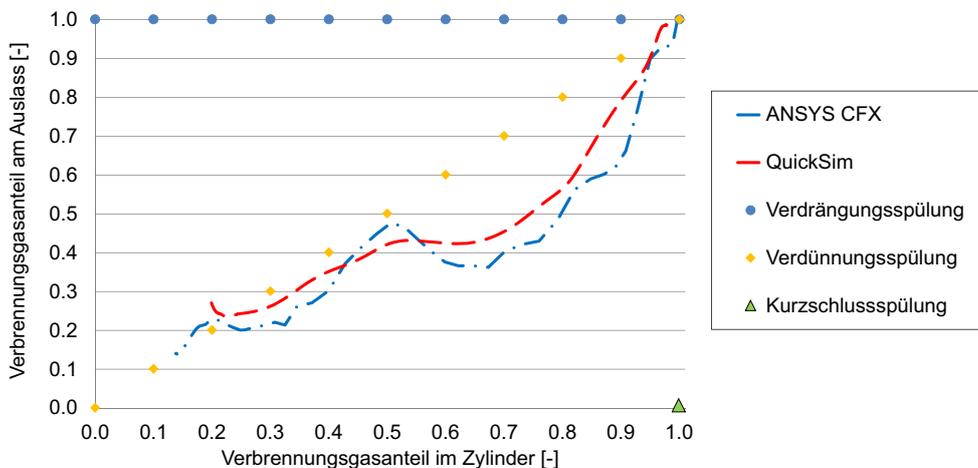


Abbildung 3.4.13: Vergleich der Spülkurven des Ladungswechsels

Im Fall einer Verdrängungsspülung strömt während des gesamten Ladungswechsels nur Verbrennungsgas durch das Auslassventil. $x_{VG,A}$ bleibt auf dem Wert 1, während x_{VG} immer kleiner wird. Bei der Verdünnungsspülung stimmen die Zusammensetzungen der Zylinderladung und des austretenden Massenstromes überein. x_{VG} und $x_{VG,A}$ haben zu jedem Zeitpunkt den gleichen Wert. Liegt eine Kurzschlusspülung vor, so hat x_{VG} während des Ladungswechsels dauerhaft den Wert 1. Da ausschließlich überspülte Luft durch das Auslassventil austritt, bleibt $x_{VG,A}$ konstant 0.

Bei beiden Simulationsansätzen liegen die Spülkurven zu Beginn des Ladungswechsels unter der Kurve für die Verdünnungsspülung. Aufgrund der Kurzschlussströmung ist in dieser Phase der Frischluftanteil im austretenden Massenstrom größer als im Zylinder selbst. Mit andauerndem Ladungswechsel nähern sich die Spülkurven der Verdünnungsspülung an bzw. liegen leicht darüber. Auch hier zeigen sich die bereits in Bezug auf den zeitlichen Verlauf von $x_{VG,A}$ diskutierten Abweichungen zwischen den beiden Simulationsansätzen. Insgesamt ist festzustellen, dass die grundsätzlichen Eigenschaften des Ladungswechsels im VM 1. Gen durch beide Simulationsansätze gleich vorhergesagt werden. Gleichwohl zeigen sich Unterschiede in Bezug auf die Absolutwerte der Ladungswechselkennzahlen. Für eine weiterführende Validierung, die über einen Vergleich der beiden Simulationsansätze hinausgeht, sollten bei zukünftigen Untersuchungen experimentelle Messdaten miteinbezogen werden. Mit Hilfe einer getakteten schnellen Gasentnahme könnten beispielsweise experimentelle Messwerte über die Gaszusammensetzung im Zylinder gewonnen werden, die mit den Simulationsergebnissen verglichen werden könnten.

3.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde ein Entwicklungsverfahren zur Charakterisierung der Zylinderinnenströmung und des Ladungswechsels mittels laserdiagnostischer Messtechnik und numerischer Strömungssimulation vorgestellt. Für die experimentellen Motorenversuche wurde das verbrennungsmotorische Teilsystem an einen hochdynamischen hydraulischen Aktor gekoppelt. Der Verbrennungskolben wurde auf einer fest vorgegebenen, für das FKLK Gesamtsystem charakteristischen Kolbenhubtrajektorie bewegt. Die Öffnungs- und Schließvorgänge der Ladungswechselorgane erfolgen im ventilgesteuerten Zweitakt-Motor unabhängig von der Kolbenbewegung. Im untersuchten Verbrennungsmotor der ersten Generation (VM 1. Gen) werden nur die diagonal gegenüberliegenden Einlass- und Auslassventile des Vierventil-Zylinderkopfes betätigt, um eine Ventilkollision zu vermeiden. Durch den Einsatz eines vollvariablen elektromagnetischen Ventiltriebes können unsymmetrische Steuerzeiten realisiert werden. Demnach wird am Ende der Spülphase zuerst das Auslassventil und danach zeitlich verzögert das Einlassventil geschlossen. Damit kann ein Ausströmen von Frischladung in die Auslassstrecke vermieden und eine Aufladung des Motors umgesetzt werden. Der resultierende Ladungswechselprozess wird in eine Ausström-, Spül- und Ladephase untergliedert.

In vorangegangenen Simulationen und Motorenversuchen wurde bereits gezeigt, dass während des Ladungswechsels die Öffnungsquerschnitte der Tellerventile die Druckverhältnisse zwischen Einlass und Zylinder sowie zwischen Zylinder und Auslass bestimmen. Da im VM 1. Gen der Druckabfall über dem Einlassventil deutlich geringer ist als über dem Auslassventil, wurde, um eine Rückströ-

mung während der Ladephase zu verhindern, die EVS Steuerzeit kurz nach AVS gewählt.

Zur laserdiagnostischen Vermessung der Strömungsfelder unter Anwendung der Particle Image Velocimetry Methode wurde ein Prüfstands-aufbau mit feststehendem Kolbenboden (Brennraum-trappe) eingesetzt. Die Tellerventile wurden statisch mit maximalem Ventilhub geöffnet (stationäre Durchströmung) bzw. mit betriebstypischen Ventilsteuerzeiten betätigt (instationäre Durchströmung). Das PIV Messverfahren basiert auf einer zeitlich versetzten, doppelten Beleuchtung von Öltröpfchen in drei vertikalen Messebenen im Zylinder. Die zweidimensionalen Vektorfelder der Strömungsgeschwindigkeit wurden aus den Streulichtaufnahmen der Öltröpfchen berechnet.

Die Strömungsbewegung wird im ungefeuerten Versuchsaufbau durch das Druckgefälle zwischen Einlass und Auslass gesteuert. Bei einer stationären Durchströmung des Brennraumes kann aus den Vektorfeldern der PIV Aufnahmen eine Strömungsbewegung im Zylinder abgeleitet werden, die eine Überlagerung aus einer Drall- und Tumble-Ladungsbewegung darstellt. Die Lage des walzenförmigen Wirbels bleibt auch bei einer Variation des eintretenden Luftmassenstromes stabil. Während die Drall-Strömung durch das diagonale Öffnen der Ventile eingeleitet wird, ist die Tumble-Strömungsbewegung auf die Geometrie des Einlasskanals zurückzuführen. Das instationäre Strömungsfeld bei aktivem Ventiltrieb wurde zu fünf verschiedenen Messzeitpunkten aufgezeichnet. In der Ausströmphase liegen noch sehr niedrige Strömungsgeschwindigkeiten im gesamten Messgebiet vor. Diese steigen jedoch während der Spülphase stark an und es bildet sich die Überlagerung von Drall- und Tumble-Strömung. Während der Ladephase fallen die Strömungsgeschwindigkeiten wieder ab und eine Verstärkung der Tumble-Strömung deutet sich an.

Den PIV Untersuchungen entsprechende 3D CFD Simulationen wurden mit ANSYS CFX durchgeführt. Die instationäre Durchströmung wird über mehrere Perioden und unter Berücksichtigung der Ventilbewegung durch eine RANS Simulation abgebildet. Die Ergebnisse der CFD Simulationen zeigen eine Drall-Strömung mit niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten während der Ausströmphase und eine Kombination von Drall- und Tumble-Strömung während der Spülphase. Aufgrund der starken Kurzschlussströmung wird zu Beginn der Spülphase nur das obere Drittel des Brennraumes gespült. Ein qualitativer Vergleich zwischen den Ergebnissen der PIV Messung und der CFD Simulation verdeutlicht, dass die charakteristischen Strukturen der Zylinderinnenströmung durch die Simulation richtig abgebildet werden.

Um für einen gefeuerten Referenzbetriebspunkt eine quantitative Analyse des Ladungswechsels vornehmen zu können, wurde im letzten Abschnitt eine auf die Bedingungen im gefeuerten Motor angepasste Simulation vorgestellt. Dem räumlich hochauflösenden Ansatz von ANSYS CFX wurde die für innermotorische Anwendungen optimierte Simulationsumgebung QuickSim gegenübergestellt. Während sich die ANSYS CFX Simulation auf einen einzelnen Ladungswechsellvorgang beschränkt, bildet QuickSim den gesamten Arbeitsprozess über mehrere Arbeitsspiele ab. Eine Auswertung der Ergebnisse beider Simulationsansätze zeigt, dass die Ladungswechselcharakteristik durch beide Simulationen ähnlich vorhergesagt wird, die Absolutwerte der Ladungswechselkennzahlen jedoch voneinander abweichen. Welcher der Simulationsansätze die Bedingungen im Brennraum realitätsnäher abbildet, lässt sich jedoch nur auf Basis der numerischen Ergebnisse nicht beantworten.

4 Simulationsgestütztes Entwicklungsverfahren zur Auslegung der Komponenten und des Arbeitsprozesses

In diesem Kapitel wird ein methodischer Ansatz zur Auslegung der verbrennungsmotorischen Komponenten und zur Optimierung des Zweitakt-Arbeitsprozesses vorgestellt. In Kooperation mit dem Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) konnte mit diesem Verfahren erfolgreich das verbrennungsmotorische Teilsystem der zweiten Generation entwickelt werden. Im ersten Abschnitt wird die Zielsetzung des Entwicklungsprojekts „HomFree“ dargelegt und das methodische Vorgehen erläutert. Strömungsmechanische Simulationen der innermotorischen Vorgänge sind zentraler Bestandteil des Entwicklungsverfahrens und wurden zunächst basierend auf dem FKLG Verbrennungsmotor der ersten Generation durchgeführt. Grundlegende Fragen bezüglich der Selbstzündung werden durch chemisch-kinetische Modellrechnungen beantwortet. Eine Bewertung der neuen Zylinderkopfkonfiguration und die Entwicklung einer HCCI spezifischen Betriebsstrategie erfolgt auf Basis von weiteren strömungsmechanischen Simulationen. Konstruktion und Fertigung des neuen verbrennungsmotorischen Teilsystems und experimentelle Untersuchungen im fremdgezündeten und selbstzündenden Betriebsmodus stellen den finalen Schritt des Entwicklungsprojekts dar. Eine Zusammenfassung des Entwicklungsverfahrens schließt das Kapitel ab.

4.1 Zielsetzung des Entwicklungsverfahrens

Das Konzept des Freikolbenlineargenerators bietet im Hinblick auf die Auslegung des verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses eine große Anzahl an Freiheitsgraden. Im Gegensatz zu klassischen Verbrennungsmotoren sind Kolbenhubtrajektorie und Verdichtungsverhältnis unabhängig von mechanischen Zwangsbedingungen und in Grenzen frei einstellbar. Gleichzeitig sind Ventilsteuerzeiten und -hub variabel und bieten damit einen zusätzlichen Freiheitsgrad zur Optimierung des Systems. Die Variabilität des verbrennungsmotorischen Teilsystems ist die charakteristische Eigenschaft des FKLG Konzepts. Diese wird im Rahmen des „HomFree“ Projekts zur Untersuchung eines homogenen selbstzündenden Brennverfahrens genutzt.

Brennverfahren mit homogener Selbstzündung werden im englischen Sprachraum als Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) oder Controlled Auto Ignition (CAI) bezeichnet. HCCI kann als ein kombiniertes Brennverfahren aus ottomotorischer und dieselmotorischer Verbrennung betrachtet werden. Dabei können theoretisch die Vorteile beider konventioneller Arbeitsprozesse genutzt werden: niedrige Rohemissionen und geringer Kraftstoffverbrauch [9]. Dem Ziel eines hocheffizienten

und gleichzeitig schadstoffarmen motorischen Betriebes stehen verschiedene technische Herausforderungen gegenüber. Von zentraler Bedeutung ist dabei die Kontrolle des Zündvorgangs und der Wärmefreisetzung. Ein direkt steuerbares Ereignis wie der Zündzeitpunkt beim fremdgezündeten Betrieb oder der Einspritzzeitpunkt beim dieselmotorischen Betrieb sind bei HCCI Brennverfahren nicht vorhanden. Sowohl der Beginn als auch der Verlauf der Wärmefreisetzung werden durch kinetische Prozesse bestimmt und sind von der zeitlichen Entwicklung der Temperatur und des Druckes im Zylinder während der Kompressionsphase abhängig. Eine aktive Beeinflussung der Verbrennung kann bei konventionellen Hubkolbenmotoren nur zu Beginn der Kompression erfolgen. Das Konzept des Freikolbenlineargenerators bietet den zusätzlichen Freiheitsgrad, durch eine angepasste Volumenfunktion die zeitliche Entwicklung von Druck und Temperatur gezielt während der Kompressionsphase zu steuern. Diese zusätzliche Größe zur Steuerung der Selbstzündung ist durch das freischwingende Motorenkonzept bedingt und macht eine Kombination des FKLG mit einem HCCI Brennverfahren äußerst interessant.

Das Ziel des „HomFree“ Projektes war die erstmalige Realisierung und Untersuchung eines HCCI Brennverfahrens im FKLG. Zentraler Bestandteil ist die Entwicklung eines neuen verbrennungsmotorischen Teilsystems und einer HCCI spezifischen Betriebsstrategie zur Durchführung von experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand. Das Projekt wurde in Zusammenarbeit zwischen dem Institut für Fahrzeugkonzepte (DLR IFK), dem Institut für Verbrennungstechnik (DLR IVT) und dem Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) durchgeführt (Abb. 4.1.1). Zur Darstellung des umgesetzten Entwicklungsverfahrens werden Ergebnisse aus allen Arbeitsbereichen vorgestellt. Den Projektpartnern sei an dieser Stelle für die Bereitstellung ihrer Ergebnisse gedankt.

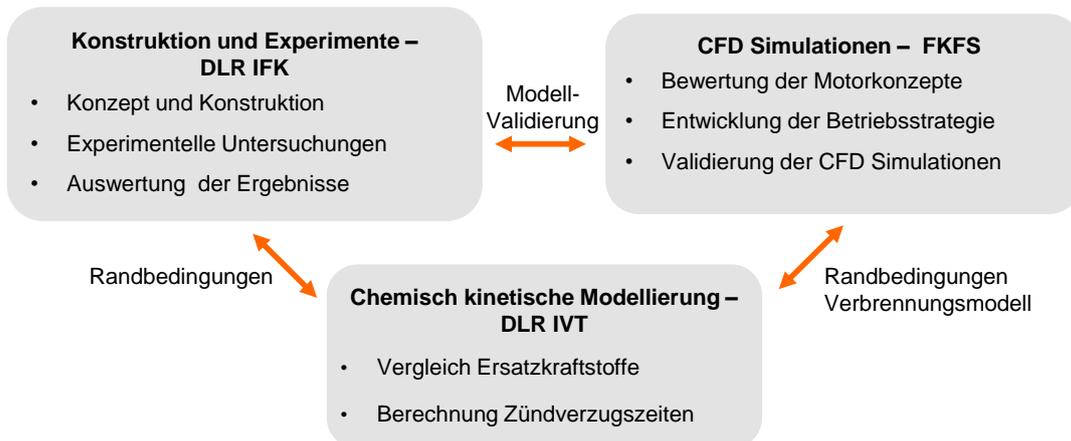


Abbildung 4.1.1: Beteiligte Forschungseinrichtungen und deren Arbeitsgebiete im „HomFree“ Projekt

Die konzeptionelle und konstruktive Auslegung und die experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand erfolgten am Institut für Fahrzeugkonzepte. Der Schwerpunkt der Arbeiten am FKFS lag auf der strömungsmechanischen Simulation des verbrennungsmotorischen Arbeitspro-

zesses. Durch den Einsatz eines auf motorische Bedingungen optimierten Simulationswerkzeuges konnte der bestehende Motor analysiert, das neue Konzept bewertet und eine HCCI spezifische Betriebsstrategie entwickelt werden. Zur Modellierung der reaktionskinetischen Vorgänge in Abhängigkeit von Druck und Temperatur wurden am Institut für Verbrennungstechnik für verschiedene Modellkraftstoffe chemisch-kinetische Berechnungen durchgeführt. Dies erfolgte mit der Zielsetzung, den Einfluss einer internen Abgasrückführung auf den Selbstzündungsprozess bewerten zu können. Abb. 4.1.2 zeigt den zeitlichen Ablauf der einzelnen Arbeitsschritte und die Schnittstellen zwischen den Arbeitsgebieten. Dabei können drei Phasen definiert werden:

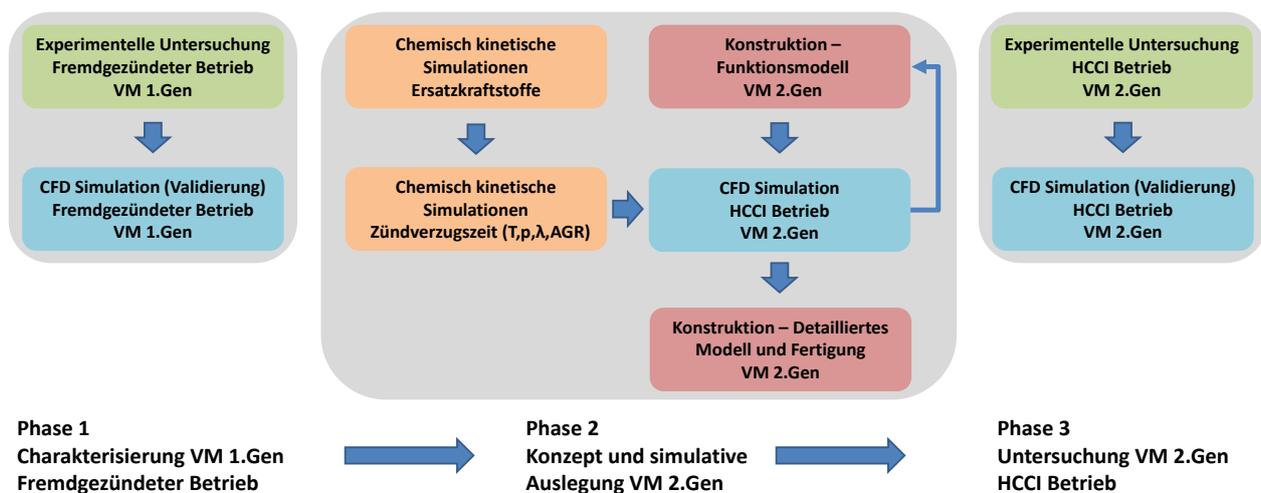


Abbildung 4.1.2: Schema des Entwicklungsverfahrens

In einem grundlegenden Schritt (Phase 1) wurde zunächst das existierende verbrennungsmotorische Teilsystem der ersten Generation (VM 1. Gen) charakterisiert. Dazu wurden Referenzbetriebspunkte definiert und am FKLK Verbrennungsmotorprüfstand experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Mit den gewonnenen Messdaten konnte ein dem experimentellen Betrieb entsprechendes 3-D CFD Modell des Arbeitsprozesses entwickelt und validiert werden, sodass für die nachfolgenden Untersuchungen ein abgesichertes Basismodell zur Verfügung stand. Als zentrales Bauteil des ventilgesteuerten Zweitakt-Motors wurde in Phase 2 zunächst die Funktionsgeometrie des Zylinderkopfes eines Versuchsträgers der zweiten Generation (VM 2. Gen) ausgearbeitet. Eine Bewertung dieser Zylinderkopfkongfiguration erfolgte dabei sowohl vor dem Hintergrund konstruktiver Randbedingungen als auch durch CFD Simulationen. Hierzu wurde die Simulationsumgebung erweitert, sodass auch die numerische Simulation von homogenen Selbstzündungsprozessen möglich wurde. Anhand von chemisch-kinetischen Modellrechnungen wurden zunächst verschiedene Modellkraftstoffe hinsichtlich ihrer Selbstzündungseigenschaften untersucht. Die Berechnung von Zündverzugszeiten erfolgte für den relevanten Druck- und Temperaturbereich bei verschiedenen Abgasrückführaten und Verbrennungsluftverhältnissen. Die Ergebnisse dieser Berechnungen wurden in tabellarischer Form in das HCCI Verbrennungsmodell integriert. Als abschließender Schritt der Phase 2 wurden die Komponenten des neuen FKLK Verbrennungsmotors detailliert konstruiert und gefertigt. Experimentelle Untersuchungen des neuen verbrennungsmotorischen Teilsystems wurden in Phase 3

durchgeführt. Dabei erfolgte die Inbetriebnahme zunächst mit fremdgezündeter Verbrennung. Darauf aufbauend wurde eine Umschaltstrategie zur Überführung des Motors in einen homogenen Selbstzündungsbetrieb entwickelt. Es folgten grundlegende experimentelle Untersuchungen von stationären HCCI Betriebspunkten. Im abschließenden Arbeitsschritt der Phase 3 wurden die Ergebnisse der Messungen am Prüfstand mit Ergebnissen des CFD Simulationsmodells verglichen. Im Nachfolgenden werden die inhaltlichen Arbeiten und Ergebnisse der drei Phasen dieses Entwicklungsverfahrens vorgestellt.

4.2 Charakterisierung des bestehenden Systems im fremdgezündeten Betrieb

Die Basis zur Entwicklung des neuen verbrennungsmotorischen Systems ist eine Charakterisierung der bestehenden Komponenten. Eine hinreichende Beschreibung des Zweitakt-Arbeitsprozesses kann nur durch eine Kombination von experimentellen Untersuchungen und strömungsmechanischen Simulationen erreicht werden. Für eine Bewertung des fremdgezündeten Betriebes sind genaue Kenntnisse über den Ladungswechsel erforderlich. Diese können in Form von Ladungswechselkenngrößen durch 3D CFD Simulationen ermittelt werden.

Eine umfassende experimentelle Untersuchung des Verbrennungsmotors der ersten Generation wird in [34] beschrieben. Auf Basis dieser Messdaten wurde am FKFS das CFD Simulationsprogramm QuickSim kalibriert. Im nachfolgenden Abschnitt wird zunächst auf Messungen am Motorenprüfstand eingegangen und anschließend die Simulationsumgebung und die erzielten numerischen Ergebnisse dargelegt.

4.2.1 Experimentelle Untersuchung am Prüfstand

Die experimentellen Untersuchungen erfolgen am hydraulisch unterstützten Verbrennungsmotorprüfstand. In Abschnitt 3.1.2 wurden der Prüfstands Aufbau und die Eigenschaften des hydraulischen Aktors bereits diskutiert. Im Hinblick auf die Entwicklung des verbrennungsmotorischen Teilsystems ist der Einsatz einer wegbasierten Regelung und damit einer vorgegebenen Kolbenhubtrajektorie von besonderer Bedeutung. Zur Erzeugung der für die CFD Simulationen erforderlichen Berechnungsgitter ist die Definition einer Kolbenhubfunktion erforderlich. Besteht die Zielsetzung der Simulation darin, einen bereits experimentell untersuchten Betriebszustand numerisch nachzubilden, kann die messtechnisch erfasste Kolbenhubkurve in den Simulationen als Randbedingung vorgegeben werden. Diese Vorgehensweise wäre folglich auch mit dem freischwingenden System möglich.

Werden jedoch wie im vorliegenden Fall CFD Simulationen prädiktiv zur simulativen Auslegung eines Betriebspunktes eingesetzt, können entsprechende Untersuchungen zur Validierung der Simulationen nur an einem Prüfstand mit fest vorgegebener Kolbenhubtrajektorie erfolgen. Am freischwingenden System führt eine Veränderung des Verbrennungsprozesses und damit des verbrennungsseitigen Druck- bzw. Kraftverlaufs zwangsläufig zu einer Änderung der Kolbenhubtrajektorie. Prinzipiell wäre es denkbar, die innermotorische CFD Simulation mit einem Gesamtsystemmodell des FKLK (vgl. [108]) zu koppeln. Derzeit ist es technisch allerdings nicht möglich, die Netzgenerierung soweit zu automatisieren, dass eine dynamische Anpassung des Berechnungsraumes in Abhängigkeit von der

sich ergebenden Kolbenhubkurve möglich wird. Folglich wurden für die Untersuchungen am hydraulisch unterstützten Entwicklungsprüfstand die in Abschnitt 3.1.2 eingeführten Kolbenhubtrajektorien vorgegeben.

4.2.1.1 Ergebnisse der Messungen

Zur Charakterisierung des verbrennungsmotorischen Teilsystems der ersten Generation wurden Referenzbetriebspunkte ausgewählt, die in [34] bereits bei Betrachtungen des Ladungswechsels untersucht wurden. Tabelle 4.1 zeigt die Parameter dieser Betriebspunkte.

Betriebsparameter		Betriebspunkt 1	Betriebspunkt 2
Frequenz	[Hz]	20	20
Hub	[mm]	60	80
Kolbenhubtrajektorie		Sinus 55% OT	Sinus 55% OT
geom. Verdichtungsverhältnis	[-]	8.5	8.5
Ladedruck (absolut)	[bar]	2	2
Verbrennungsluftverhältnis	[-]	≈ 1.2	≈ 1.1
Zündzeitpunkt	[%H OT]	- 2	- 2
Einspritzzeitpunkt	[%H OT]	- 89	- 89
Einspritzdruck	[bar]	100	100

Tabelle 4.1: Parameter der Referenzbetriebspunkte

Bei beiden Lastpunkten wird bei einer Frequenz von 20 Hz ein Ladedruck von 2 bar an der Einlassstrecke angelegt. Während im Betriebspunkt 1 ein Kolbenhub von 60 mm eingestellt wird, wird für Betriebspunkt 2 ein Hub von 80 mm gewählt. Der Kraftstoff wird mit einem Einspritzdruck von 100 bar zugeführt. Eine ausführliche Diskussion der Injektoreigenschaften und der Gemischbildung im FKLK Verbrennungsmotor folgt in Kapitel 5. Ventilsteuerzeiten, Einspritz- und Zündzeitpunkt stimmen bei Betriebspunkt 1 und Betriebspunkt 2 überein. Betriebspunkt 2 wurde in Abschnitt 3.4.6 bereits als Basis für einen Vergleich von Ladungswechselsimulationen mit ANSYS CFX und QuickSim vorgestellt. Die Ventilsteuerzeiten können Tabelle 3.3 entnommen werden.

Die Messergebnisse in Tabelle 4.2 zeigen im Betriebspunkt 2 trotz des größeren Hubes einen geringeren Luftmassenstrom. In [34] wird dies auf das im Betriebspunkt 2 höhere Druckniveau im Brennraum zu Beginn des Ladungswechsels zurückgeführt. Dadurch stellt sich erst zu einem späteren Zeitpunkt ein positives Druckgefälle zwischen Einlasskanal und Brennraum ein, sodass Frischluft in den Brennraum einströmen kann. Dementsprechend reduziert sich die gesamte zugeführte Frischluftmasse.

Messergebnisse		Betriebspunkt 1	Betriebspunkt 2
Eintretender Luftmassenstrom	[kg/h]	66.19	62.59
Eingespritzte Kraftstoffmenge	[mg]	32.02	36.15
Innere Arbeit	[J]	460.45	531.21
Innere Leistung	[kW]	9.21	10.62
Innerer Mitteldruck	[bar]	14.67	12.56
innerer Wirkungsgrad	[-]	33.94	34.68

Tabelle 4.2: Messergebnisse der Referenzbetriebspunkte

Aufgrund der Spülverluste ist eine messtechnische Erfassung des Verbrennungsluftverhältnisses durch eine Analyse der Abgaszusammensetzung nicht möglich. Im Zuge von experimentellen Untersuchungen kann nur indirekt durch begleitende CFD Simulationen die gefangene Luftmasse bestimmt und damit das Verbrennungsluftverhältnis exakt berechnet werden. Liegen wie im vorliegenden Fall der beiden Referenzbetriebspunkte zunächst keine Simulationsergebnisse vor, kann das Verbrennungsluftverhältnis durch eine Variation der Einspritzmenge und Auswertung der entsprechenden inneren Wirkungsgrade zunächst nur grob abgeschätzt werden. Eine umfangreiche Analyse des Verbrennungsmotors der ersten Generation auf Basis von experimentellen Untersuchungen ist in [34] zu finden. Für eine weiterführende Charakterisierung wird in dieser Arbeit der Schwerpunkt auf das innermotorische Simulationsmodell gelegt.

4.2.2 Strömungsmechanische Simulation mit QuickSim

Am Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) wird seit geraumer Zeit ein Simulationswerkzeug (QuickSim) entwickelt, das die Lücke zwischen eindimensionalen und detaillierten dreidimensionalen Modellierungsansätzen schließen soll. Die Zielsetzung ist eine anwendungsorientierte Simulationsumgebung, die eine rein virtuelle Auslegung und Optimierung des verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses ermöglicht. QuickSim unterscheidet sich hinsichtlich seines Aufbaus deutlich von kommerziellen 3D CFD Softwarepaketen. Im Folgenden wird auf die besonderen Randbedingungen der Analyse und simulativen Auslegung des FKLG Zweitakt-Arbeitsverfahrens eingegangen, um die Grenzen konventioneller Entwicklungswerkzeuge aufzuzeigen. Gleichzeitig kann dabei deutlich gemacht werden, warum QuickSim sich für den vorliegenden Anwendungsfall besonders eignet.

In Abschnitt 2.4.2 wurden bereits eingehend die klassischen Ansätze zur Simulation innermotorischer Prozesse diskutiert. Während eindimensionale Simulationsansätze bei geringen Rechenzeiten den gesamten Arbeitsprozess unter Berücksichtigung aller Energieströme beschreiben, können räumliche Strömungsvorgänge nur durch rechenzeitintensive 3D CFD Simulationen abgebildet werden. Im Hinblick auf das verbrennungsmotorische Teilsystem des FKLG sind beide Aspekte von besonderer Bedeutung. Bei konventionellen Viertakt-Verbrennungsmotoren erfolgt üblicherweise eine Basisauslegung des Arbeitsprozesses mit Hilfe von eindimensionalen Simulationsmodellen. Durch die Aufteilung des Ladungswechsels in zwei zusätzliche Arbeitstakte ist die Ventilüberschneidung gering. Der Spülvorgang mit einer Vermischung von Frischluft und Verbrennungsgas ist äußerst kurz und für die Güte des Gaswechsels von geringer Bedeutung. Auch mit einer ausschließlich eindimensionalen Beschreibung der innermotorischen Prozesse kann die zugeführte Frischluftmasse mit hinreichender Genauigkeit ermittelt werden. Die genaue Kenntnis der Ladungszusammensetzung ist Grundvoraussetzung für eine Analyse und Auslegung des Hochdruckprozesses. Bei Viertakt-Verbrennungsmotoren lassen sich grundlegende Untersuchungen beispielsweise zur Optimierung der Ventilsteuerzeiten oder des Zündzeitpunktes folglich auch mit eindimensionalen Simulationswerkzeugen durchführen.

Das Abführen der Verbrennungsgase und das Zuführen des Frischgases erfolgen beim Zweitakt-Verbrennungsmotor während der Spülphase zeitgleich. Die zeitliche Entwicklung des Spülvorgangs kann durch den Verbrennungsgasanteil im Brennraum und den Verbrennungsgasanteil des am Auslassven-

til austretenden Massenstroms beschrieben werden. Simulativ können beide Größen nur durch eine räumliche Beschreibung der Zylinderinnenströmung ermittelt werden. Wird ein eindimensionaler Simulationsansatz gewählt, müssen diese beiden das Spülverhalten beschreibenden Größen in einem Kennfeld hinterlegt werden. Für klassische schlitzgesteuerte Zweitakt-Motoren stehen verschiedene empirische Modelle zur Beschreibung des Spülvorgangs zur Verfügung. Eine Übersicht ist in [52] und [81] zu finden. Diese Modelle sind für Brennräume mit Schlitz- bzw. Ventilanordnungen entwickelt worden, die sich grundsätzlich vom FKLK Verbrennungsmotor unterscheiden. Gerade in Bezug auf die Ventilsteuerzeiten ermöglicht das FKLK Konzept Betriebsstrategien, die mit schlitzgesteuerten Motoren nicht zu vergleichen sind. Es erscheint demzufolge nicht sinnvoll, ein empirisches Modell zur Beschreibung des Ladungswechsels im FKLK Verbrennungsmotor einzusetzen.

Es bleibt die Möglichkeit, das verbrennungsmotorische Teilsystem durch eine räumliche CFD Simulation abzubilden. Hierzu werden auf Basis der Geometrie strömungsführender Kanäle und des Brennraumes Berechnungsgitter erstellt. Die Erzeugung dieser Gitter und die Implementierung der Netzynamik, um Ventil- und Kolbenbewegung abzubilden, ist zeitintensiv und kann nach dem Stand der Technik nicht vollständig automatisiert werden. Soll eine Variation der Ventilsteuerzeiten oder eine veränderte Kolbenhubkurve untersucht werden, muss dieser Arbeitsgang von Neuem durchgeführt werden. Des Weiteren sind die Rechenzeiten zur Berechnung eines vollständigen Arbeitsspiels mit 3D CFD Simulationen deutlich höher. Die turbulente, instationäre Zylinderinnenströmung führt in Kombination mit mehrphasigen Strömungsmedien und chemischen Reaktionen zu einer anspruchsvollen, mathematischen Beschreibung des Arbeitsprozesses. Entsprechend hoch ist der numerische Aufwand zur Lösung der Gleichungssysteme. Eine vergleichende Darstellung der Rechenzeit (zur Simulation eines Arbeitsspiels) von null- und eindimensionalen Simulationsmodellen sowie von 3D CFD Simulationen zeigt Abb. 4.2.1.

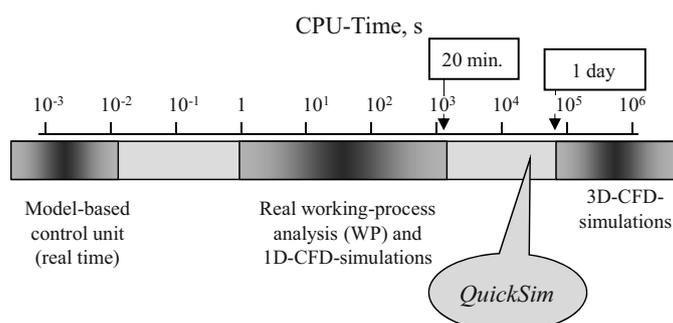


Abbildung 4.2.1: Rechenzeiten verschiedener verbrennungsmotorischer Simulationswerkzeuge [21]

Vor dem Hintergrund einer Rechenzeit von mehreren Tagen wird deutlich, dass eine umfassende Analyse mehrerer Betriebspunkte und vor allem die Auslegung des neuen Verbrennungsmotors mit einem klassischen 3D CFD Ansatz in einem begrenzten zeitlichen Rahmen nicht zu leisten ist. Zieht man zusätzlich in Betracht, dass beim Zweitakt-Arbeitsprozess gasdynamische Effekte in der Einlass- und Auslassstrecke von großer Bedeutung für den Spülvorgang sind und deshalb sowohl diese Be-

reiche simulativ abgebildet als auch mehrere Arbeitsspiele betrachtet werden sollten, verschärft sich die Problematik der Rechenzeit weiter.

QuickSim ist eine Simulationsumgebung, die auf den Star-CD Code von CD-Adapco Ltd. aufbaut. Wesentliches Merkmal ist die Kombination eines räumlich aufgelösten 3D CFD Simulationsansatzes mit Modellen aus der Arbeitsprozessrechnung. Darüber hinaus werden Datenbanken und künstliche, neuronale Netze in den Berechnungsvorgang eingebunden (Abb. 4.2.2).

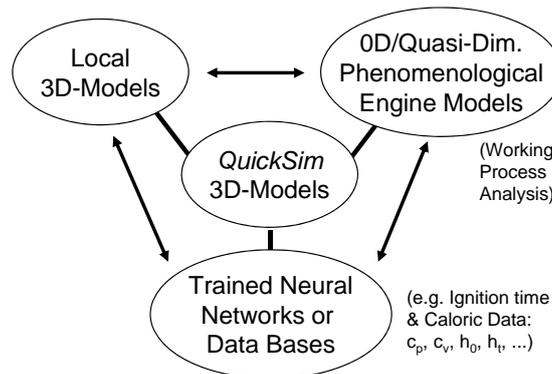


Abbildung 4.2.2: Schematischer Aufbau des QuickSim Programms [21]

Im Folgenden werden die Grundzüge der QuickSim Simulationsumgebung erläutert. Dies geschieht insbesondere, um die Unterschiede zu dem in den Kapiteln 3 und 5 eingesetzten CFD Code ANSYS CFX aufzuzeigen. Das Konzept von QuickSim kann in einen dreistufigen Prozess untergliedert werden [21, 23]. Der erste Arbeitsschritt ist die Sammlung, Aufbereitung und Auswertung der umfangreichen Datensätze, die durch die 3D CFD Simulation für jede Berechnungszelle erzeugt werden. Vergleichbar zu Messdaten, die am realen Motorenprüfstand aufgezeichnet werden, können mit Hilfe dieser Auswertungsroutine globale Simulationsgrößen des Arbeitsprozesses (Zylinderdruck, mittlere Temperatur, Wandwärmeströme etc.) ermittelt werden. Die Ergebnisse dieser Auswertungsroutine werden genutzt, um eine Gesamtenergiebilanz des motorischen Prozesses zu erstellen.

Die Ergebnisse der Auswertungsroutine werden im zweiten Schritt an die 3D CFD Simulationsumgebung übergeben, sodass durch eine Art Rückkopplungsschleife in jeder Zelle auch globale Größen zur Verfügung stehen. Diese Eigenschaft wird beispielsweise zur Berechnung der Wandwärmeströme mit einem lokalen phänomenologischen Wandwärmemodell genutzt. Liegen Messdaten von experimentellen Untersuchungen am realen Verbrennungsmotor vor, werden diese aktiv in den Berechnungsprozess eingebunden.

Im dritten Schritt werden die Ergebnisse der innermotorischen Energiebilanz in die 3D CFD Simulationsumgebung zurückgeführt. Dies erlaubt eine Kalibrierung der Parameter weiterer QuickSim spezifischer Modelle (Zündung, Wärmefreisetzung), sodass eine geschlossene Energiebilanz des innermotorischen Simulationsmodells gesichert ist. Eine schematische Darstellung des Konzepts ist in Anhang A.3 dargestellt. Ausführliche Erläuterungen sind [21, 22, 23] zu entnehmen. Der wesentliche Aspekt im Hinblick auf die Analyse des bestehenden und die Auslegung des neuen verbrennungsmotorischen Teilsystems sind im Vergleich zu klassischen CFD Ansätzen erheblich kürzere Rechenzeiten.

Möglich wird dies durch eine geringere räumliche und zeitliche Diskretisierung. Üblicherweise werden bei Simulationen mit QuickSim Berechnungsgitter eingesetzt, die eine Zellenanzahl von 50-70000 Zellen im Brennraum aufweisen. Darüber hinaus können durch den effizienten Simulationsansatz große Bereiche der Einlass- und Auslassstrecke in den Berechnungsraum integriert und Simulationen über mehrerer Arbeitsspiele durchgeführt werden. Die bereits diskutierten Nachteile klassischer 3D CFD Ansätze werden dadurch weitestgehend überwunden.

4.2.3 Simulationsmodell des verbrennungsmotorischen Teilsystems

Zur Simulation des verbrennungsmotorischen Arbeitsprozesses im FKLG wird ein Berechnungsraum definiert, der sich vom Ausgleichsbehälter II in der Einlassstrecke bis zum Ausgleichsbehälter III in der Auslassstrecke erstreckt (vgl. Abb. 4.2.3). Wie bereits in Abschnitt 3.4.3 diskutiert, erfordert das diagonale Öffnen von nur einem Einlass- und einem Auslassventil eine Erweiterung des Berechnungsraumes. Durch die Definition der Einlass- und Auslassrandbedingungen in großer Entfernung vom Brennraum können auch bei einer Änderung der Ventilanzahl oder der Einlasskanalgeometrie die Lage und Definition der Randbedingungen beibehalten werden. Dadurch wird die Vergleichbarkeit zwischen Simulationsergebnissen verschiedener Zylinderkopfkongfigurationen verbessert. Die im Zuge der experimentellen Untersuchungen erfassten Druckverläufe zeigen, dass sowohl einlass- als auch auslassseitig zeitlich konstante Druckrandbedingungen in den Ausgleichsbehältern zulässig sind. Kolbenhub- und Ventilhubkurven wurden in Übereinstimmung mit den Messdaten im QuickSim Modell festgelegt.

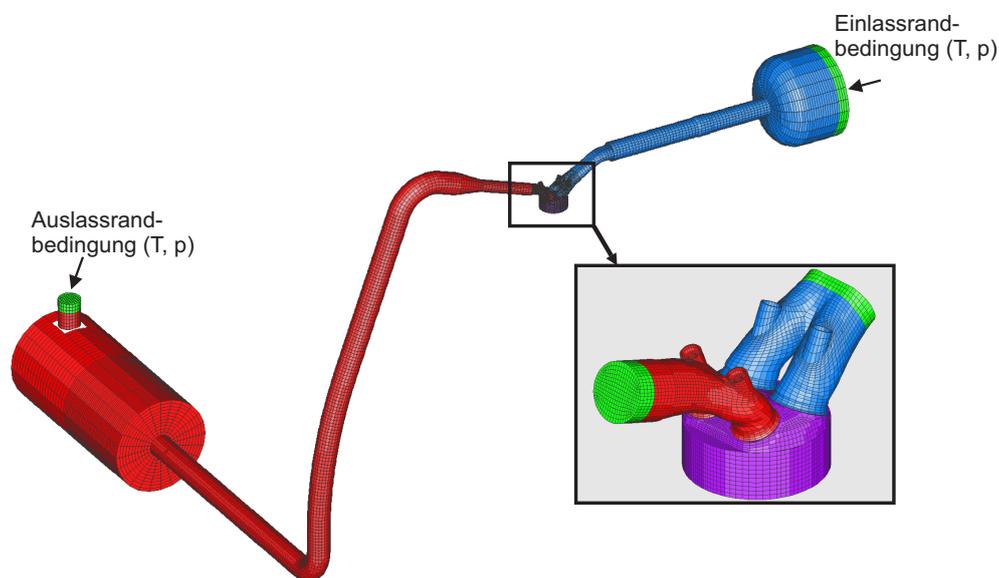


Abbildung 4.2.3: Berechnungsraum der 3D CFD Simulationen mit QuickSim

Die Benzindirekteinspritzung mittels Drallinjektor wird mit einem vereinfachten Hohlkegel-Spraymodell abgebildet. Der Strahlaufbruch des aus der Injektordüse austretenden Kraftstoffstrahls wird nicht modelliert. Stattdessen wird direkt am Düsenaustritt eine charakteristische Verteilung der

Tropfengröße und der Tropfengeschwindigkeit vorgegeben. Eine ausführliche Diskussion verschiedener Modellierungsansätze zur numerischen Abbildung der Benzindirekteinspritzung ist in Kapitel 5 zu finden. Die Modellierung des Verbrennungsprozesses erfolgt in QuickSim durch eine Unterteilung in Modelle zur Beschreibung der thermodynamischen Eigenschaften und Zusammensetzung des Arbeitsgases sowie in ein Modell zur Beschreibung der Wärmefreisetzung. Die Zusammensetzung des Arbeitsgases wird durch sechs skalare Größen definiert. Diese können nicht direkt einer chemischen Komponente zugeordnet werden, sondern repräsentieren die für den verbrennungsmotorischen Prozess relevanten Stoffgruppen (Abb. 4.2.4).

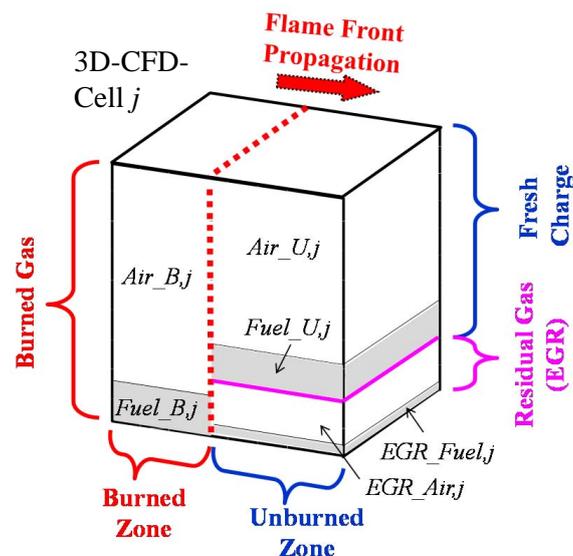


Abbildung 4.2.4: Stoffgruppen in QuickSim [21]

Durch die Abgrenzung zwischen Restgas und Verbrennungsgas kann im Berechnungsraum die Flammenfront eindeutig lokalisiert werden. Am Ende der Expansion und vor Beginn des Ladungswechsels werden Restgas und Verbrennungsgase zusammengefasst und als neues Restgas für das nachfolgende Arbeitsspiel definiert. Während die Eigenschaften der Frischluft und gängiger Kraftstoffe bekannt sind, hängen die thermodynamischen Eigenschaften des Verbrennungsgases bzw. des Restgases vom Verbrennungsluftverhältnis, dem Druck und der Temperatur ab. Zur Bestimmung der chemischen Komponenten und damit der thermodynamischen Eigenschaften des Verbrennungsgases ist in QuickSim ein reduzierter Reaktionsmechanismus implementiert, der sowohl für flüssige als auch für gasförmige Kraftstoffe anwendbar ist.

Die Modellierung der Wärmefreisetzung basiert auf einer Berechnung der lokal umgesetzten Kraftstoffmasse. Sind die thermodynamischen Eigenschaften des Arbeitsgases bekannt, kann daraus die Wärmefreisetzung ermittelt werden. Bei ottomotorischen Brennverfahren mit Fremdzündung bildet sich unmittelbar nach dem Zündvorgang zunächst eine laminare Flammenfront, die sich kugelförmig in den Brennraum ausbreitet. Die laminare Flammengeschwindigkeit bezeichnet die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer dünnen vorgemischten Flammenfront in einem ruhenden Kraftstoff-Luft-Gemisch [82]. Dabei besteht eine Abhängigkeit von der Zusammensetzung der Zylinderladung (Verbrennungs-

luftverhältnis, Restgasgehalt), dem Druck und der Temperatur im Brennraum. Durch die hochturbulente Strömung im Brennraum wird die glatte laminare Flammenfront gefaltet. Es bildet sich eine stark zerklüftete Flammenoberfläche aus. Die Stärke der Flammenfaltung ist unmittelbar an die Turbulenzintensität im Brennraum gekoppelt. Obwohl die Flamme lokal mit laminarer Flammengeschwindigkeit brennt [82], ergibt sich durch die Vergrößerung der Flammenoberfläche global eine höhere, turbulente Flammengeschwindigkeit. Auf Basis dieser Modellvorstellung ist in QuickSim ein Einschnitt-Flammenausbreitungsmodell nach Weller [143] implementiert. Die Ausbreitung der Flammenfront im Berechnungsraum wird durch eine Fortschrittsvariable bestimmt, deren Verhalten durch eine zusätzliche Transportgleichung beschrieben wird. Für eine umfassendere Beschreibung der Verbrennungsmodellierung in QuickSim wird auf [21] verwiesen.

4.2.4 Ergebnisse der CFD Simulationen mit QuickSim

In Tabelle 4.3 sind die Ergebnisse der QuickSim Simulationen beider Referenzbetriebspunkte zusammengefasst. Zur Validierung des Simulationsmodells wurden die folgenden simulierten Größen mit Messdaten verglichen: Zylinderdruck, Druck im Einlass- und Auslasskanal, eintretender Luftmassenstrom und innere Arbeit.

Ladungswechsel		Betriebspunkt 1	Betriebspunkt 2
Eintretender Luftmassenstrom	[kg/h]	66.05	61.66
Zugeführte Luftmasse	[mg]	917.36	856.39
Frischlufthmasse im Zylinder	[mg]	560.83	583.82
Theoretische Luftmasse	[mg]	762.67	1016.91
Luftaufwand	[%]	120.28	84.21
Spülgrad	[%]	88.47	80.40
Liefergrad	[%]	73.54	57.41
Restgasanteil	[%]	11.53	19.60
Fanggrad	[%]	61.14	68.17
Verbrennung			
Innere Arbeit	[J]	477.80	548.39
Innere Leistung	[kW]	9.56	10.97
Verbrennungsluftverhältnis	[-]	1.24	1.14
Turb. kin. Energie (ZZP)	[m ² /s ²]	8.65	12.95
Brenndauer (5%-95%)	[KW _{Δt}]	30.70	25.70
Innerer Umsetzungsgrad Kraftstoff	[-]	97.21	95.60
Innerer Wirkungsgrad	[-]	35.25	35.86

Tabelle 4.3: Simulationsergebnisse der Referenzbetriebspunkte 1 und 2

Der in den Brennraum eintretende Luftmassenstrom wird bei beiden Simulationen mit einer hohen Genauigkeit bestimmt. Die Abweichung vom Messwert ist im Betriebspunkt 1 kleiner 1 % und beträgt im Betriebspunkt 2 1.5 % . Die Amplitude und Phasenlage der Schwingungen im Einlass- und Auslasstrakt beeinflussen den Ladungswechsel erheblich. Da Einlass- und Auslassstrecke im Simulationsmodell eingebunden sind, müssen die Druckrandbedingungen in großer Entfernung vom Brennraum definiert werden. Eine Simulation mehrerer Arbeitsspiele war erforderlich, um einen

eingeschwungenen Zustand zu erreichen. Während sich der Luftmassenstrom schon nach wenigen Arbeitsspielen einem konstanten Wert nähert, wird erst nach neun simulierten Arbeitsspielen ein stabiler Zustand der Druckschwingungen in den Ein- und Auslasskanälen erzielt. Bei der Simulation nachfolgender Arbeitsspiele wurde keine weitere Veränderung der Schwingungsfrequenz und -amplitude im Einlass- und Auslasskanal beobachtet. Abb. 4.2.5 zeigt den Druckverlauf im Einlass- und Auslasskanal des neunten Arbeitsspiels im Vergleich mit gemessenen mittleren Druckverläufen. Der Zylinderdruckverlauf des ersten, fünften und neunten Arbeitsspiels sowie der gemessene mittlere Zylinderdruckverlauf (Betriebspunkt 2) sind in Abb. 4.2.6 dargestellt.

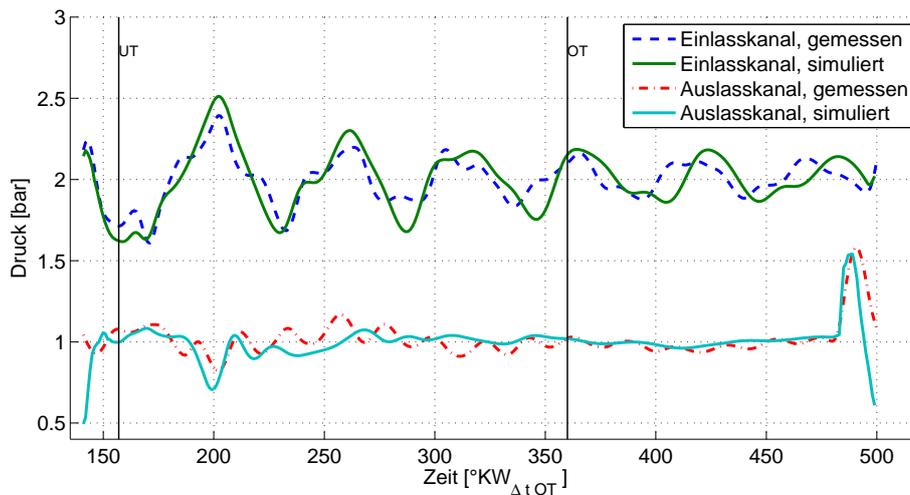


Abbildung 4.2.5: Simulierter und gemessener Druckverlauf im Einlass- und Auslasskanal

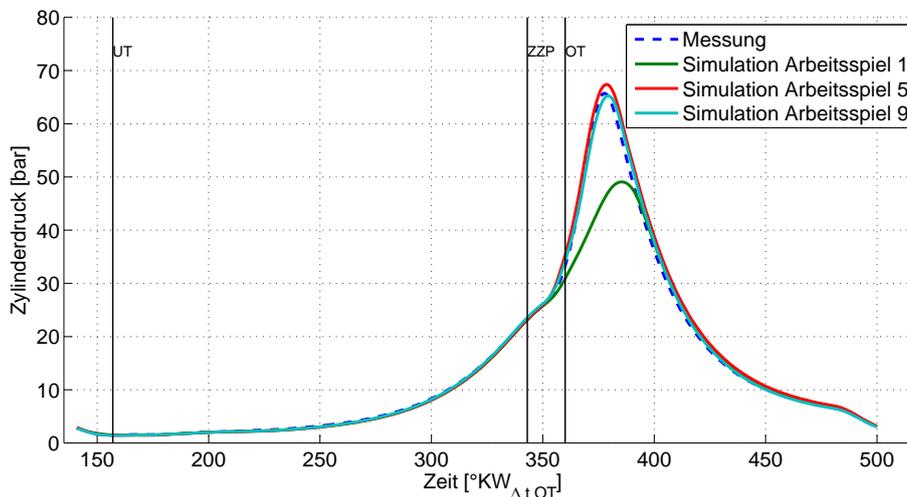


Abbildung 4.2.6: Simulierter und gemessener Zylinderdruckverlauf

Der Zylinderdruckverlauf während der Hochdruckphase wird nach einer geeigneten Parametrisierung des Verbrennungsmodells und des Wandwärmemodells mit guter Genauigkeit durch die Simulation wiedergegeben. Hierbei wird das in QuickSim implementierte iterative Verfahren zur Auswahl

geeigneter Parameterwerte unter Berücksichtigung von Messdaten eingesetzt. Die durch das Simulationsmodell ermittelte innere Arbeit weicht in beiden Betriebspunkten um weniger als 4% vom Messwert ab. Ein markantes Merkmal des Verbrennungsmotors der ersten Generation ist die Drall-Strömung im Brennraum. Da nur ein Einlassventil und ein Auslassventil geöffnet werden, erzeugt der Eintrittsimpuls der einströmenden Frischluft eine Rotation um die Zylinderlängsachse. In Kapitel 3 wurde die durch den Ladungswechsel induzierte Strömungsbewegung bereits diskutiert. Die Drall-Strömung wirkt sich massiv auf die Gemischbildung im Brennraum aus.

Aufgrund der lateralen Position des Injektors (vgl. Abb. 3.1.3) wird das eintretende Hohlkegelspray durch das rotierende Strömungsfeld mitgerissen. Dies unterstützt einerseits die Durchmischung, so dass der verdampfte Kraftstoff gleichförmig im Brennraum verteilt wird. Andererseits besteht die Gefahr, dass große Kraftstofftröpfchen durch die Bewegung auf einer Kreisbahn nach außen getragen werden und an der Zylinderwand anhaften.

Das Öffnen von nur einem Einlassventil führt zu erheblichen Strömungsverlusten in der Einlassstrecke. Trotz eines Ladedruckes von 2 bar wird im Betriebspunkt 2 nur ein Luftaufwand von 84% erreicht. Die in den Brennraum geförderte Frischluftmasse reicht nicht aus, um den Brennraum vollständig mit Frischluft zu befüllen. Durch den geringeren Öffnungsquerschnitt steigt die Strömungsgeschwindigkeit im Bereich des Ventilsitzes und in der Folge das Turbulenzniveau im Brennraum. In Kombination mit einer guten Homogenisierung durch die Drall-Strömung wird für beide Betriebspunkte in der Simulation ein innerer Umsetzungsgrad von über 95% ermittelt. Abb. 4.2.7 zeigt exemplarisch die Verteilung des Verbrennungsluftverhältnisses und des Restgases zum Zündzeitpunkt. Bei beiden untersuchten Betriebspunkten liegen hinsichtlich der Homogenisierung vergleichbare Bedingungen im Brennraum vor.

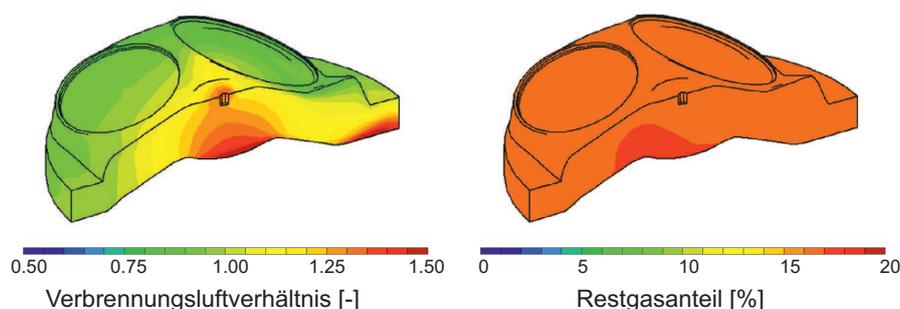


Abbildung 4.2.7: Verteilung des Verbrennungsluftverhältnisses und des Restgasanteils zum Zündzeitpunkt (Referenzbetriebspunkt 2)

Zusammenfassend zeigen die Simulationen deutlich die Schwächen des Verbrennungsmotors der ersten Generation auf. Aufgrund der vom Viertakt-Motor abgeleiteten Zylinderkopfgewölbe kann ein Zweitakt-Betrieb nur dargestellt werden, wenn die Strömungsverluste in der Einlassstrecke durch hohe Ladedrucke kompensiert werden. Im Brennraum entsteht eine starke Drall-Strömung, die eine Durchmischung von Kraftstoff, Frischluft und Restgas begünstigt, gleichzeitig aber die Gefahr einer Wandbenetzung mit flüssigem Kraftstoff erhöht.

4.3 Brennverfahren mit homogener Selbstzündung

Die Selbstzündung homogener Gemischbereiche ist im Ottomotor als klopfende Verbrennung bekannt. Vor allem bei Betriebspunkten nahe der Vollast kann sich das von der Flammenfront noch nicht erfasste Frischgemisch selbst entzünden. Grundsätzlich müssen dazu kritische Bedingungen in Bezug auf den Druck und die Temperatur im Endgas erfüllt sein. Ausgehend von dieser Selbstzündung bildet sich eine Druckwelle aus und das verbleibende Frischgemisch wird extrem schnell umgesetzt. Trifft diese Druckwelle auf die Brennraumwände kann es zu einer mechanischen Schädigung oder thermischen Überbeanspruchung kommen. Aufgrund dieser für den verbrennungsmotorischen Betrieb ungünstigen Eigenschaften wird versucht, einen dauerhaften Betrieb mit klopfender Verbrennung beispielsweise durch eine Verschiebung des Zündzeitpunktes zu vermeiden.

Als homogene Selbstzündung (oder Kompressionszündung) wird ein Verbrennungsprozess bezeichnet, bei dem die selbstständige Zündung eines homogenen oder teilhomogenen Frischgemisches durch chemisch-kinetische Prozesse aktiv herbeigeführt wird. Bei Ottomotoren zeigt dieses Brennverfahren im Teillastbetrieb ein hohes Potenzial, hohe innere Wirkungsgrade bei gleichzeitig sehr geringen Schadstoffemissionen zu erzielen [60, 62, 83]. Aufgrund des Selbstzündungsprozesses können auch magere Gemische entflammt werden, die außerhalb der Zündgrenzen eines konventionellen fremdgezündeten Brennverfahrens liegen. In Kombination mit einer drosselfreien Laststeuerung über die Gemischzusammensetzung und einer Anhebung des Verdichtungsverhältnisses, konnten an HCCI Forschungsmotoren niedrige spezifische Verbräuche nachgewiesen werden. Ein sehr mageres Frischgemisch in Kombination mit interner oder externer Abgasrückführung führt darüber hinaus zu einer Absenkung der Temperaturen während des Verbrennungsprozesses, sodass die Stickoxidemissionen abgesenkt werden können. Der Zündvorgang selbst wird durch chemisch-kinetische Prozesse während der Kompression der Zylinderladung eingeleitet. Neben der Zusammensetzung der Ladung ist der zeitliche Verlauf des Druck- und Temperaturanstiegs entscheidend, um Zündbedingungen im Brennraum zu erreichen. Die bei ottomotorischer Verbrennung auftretende hemisphärische Ausbreitung einer Flammenfront im Brennraum ist bei homogener Selbstzündung nicht zu beobachten. Es kommt hingegen zu einer nahezu instantanen Umsetzung der gesamten Zylinderladung. Lokal betrachtet ist die Wärmefreisetzung bei der HCCI Verbrennung aufgrund des mageren Gemisches und der Verdünnung mit Restgas langsamer und gleichförmiger als in der Reaktionszone einer Flammenfront. Da jedoch die gesamte Zylinderladung gleichzeitig reagiert, ist die globale Wärmefreisetzung wesentlich schneller als bei der ottomotorischen Verbrennung [9]. Eine hohe Wärmefreisetzungsrates und kurze Brenndauer tragen dazu bei, dass sich der HCCI Arbeitsprozess dem Ideal einer Gleichraumverbrennung annähert und damit hohe innere Wirkungsgrade erreicht.

Als Grundstein der Forschungsarbeiten zur Entwicklung eines HCCI Brennverfahrens können die Untersuchungen von Onishi et al. [100] an stationär betriebenen Zweitakt-Ottomotoren genannt werden. Mit der Zielsetzung, Fehlzündungen und instabile Verbrennungsprozesse zu reduzieren, wurde ein als ATAC (Active Thermo-Atmosphere Combustion) bezeichnetes homogenes Selbstzündungsbrennverfahren realisiert. Bei diesem Verfahren wird im Teillastbetrieb durch das Schließen einer Stauklappe der Abgasgedrueck erhöht, sodass sich Frischgemisch mit im Brennraum verbliebenen Verbren-

nungsgasen vermischt. Durch diese aktive Rückhaltung von Verbrennungsgasen wird im Brennraum ein stöchiometrisches Frischgemisch mit Restgas bis zur Selbstzündung verdichtet. Eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses wurde im Forschungsmotor nicht realisiert. Das ATAC Brennverfahren zeigt im Vergleich zum fremdgezündeten Betrieb nur geringe Zyklusschwankungen und keine Fehlzündungen im Bereich der Leerlaufdrehzahl. Aufgrund des niedrigen Verbrauchs und geringer NO_x und HC Emissionen wurde das Konzept für ein mobiles Stromerzeugungsaggregat bis zur Marktreife entwickelt. Von Onishi et al. wurde darüber hinaus eine Modellvorstellung der HCCI Verbrennung ausgearbeitet, welche in Abb. 4.3.1 im Vergleich zur fremdgezündeten Verbrennung dargestellt ist.

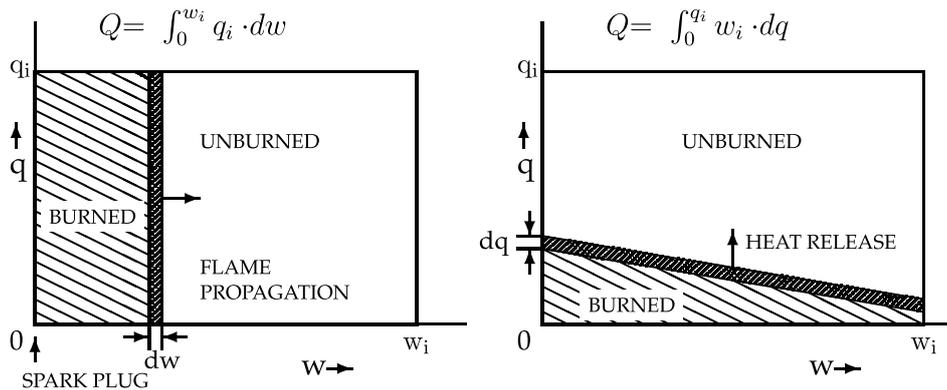


Abbildung 4.3.1: Idealisertes Modell der fremdgezündeten Verbrennung (links) und der ATAC/HCCI Verbrennung (rechts) [100]

Q bezeichnet die gesamte, während der Verbrennung freigesetzte Wärmemenge. Bei der Fremdzündung breitet sich ausgehend von der Zündkerze eine Flammenfront aus, die schrittweise die gesamte Masse des Frischgemisches w im Brennraum umsetzt. Die in einem Massenelement gespeicherte Energie dq wird in der Flammenzone durch eine schnelle, vollständige Verbrennung freigesetzt. Die Gesamtwärmemenge Q ist die Integration über alle Masseninkremente dw . Bei der homogenen selbstzündenden Verbrennung erfolgt die Wärmefreisetzung in allen Masselementen gleichzeitig. Die freigesetzte Gesamtwärmemenge kann als Integral über der pro Masseelement gespeicherten Energie dq formuliert werden. Der Bereich der Reaktionszone ist geneigt dargestellt. Damit wird angedeutet, dass die Wärmefreisetzung nicht zwangsläufig in allen Masselementen parallel abläuft. Wie bereits erläutert, ist die gleichzeitige Umsetzung der gesamten Zylinderladung entscheidend für die hohe Wärmefreisetzungsraten von HCCI Brennverfahren.

Weitere Untersuchungen an instationär betriebenen Zweitakt-Ottomotoren wurden von Ishibashi et al. in [61] dokumentiert. Mit der Zielsetzung, das Emissionsverhalten in der Teillast zu verbessern, wurde ein als Activated Radical Combustion (ARC) bezeichnetes, homogenes selbstzündendes Brennverfahren entwickelt. Die bei hohen Restgasgehalten im Teillastbetrieb auftretenden Schwierigkeiten der fremdgezündeten Verbrennung sollten durch das ARC Konzept überwunden werden. Der zu diesem Zweck eingesetzte Zweitakt-Forschungsmotor besitzt einen zum ATAC Verfahren vergleichbaren Aufbau. Bei vollständig geöffneter Drosselklappe wird ein drehbarer Schieber im Auslasstrakt teilweise geschlossen. Große Mengen Verbrennungsgas werden dadurch im Zylinder zurückgehalten

und gezielt für die Reaktionseinleitung der Kompressionszündung genutzt. Ishibashi et al. führen die Reaktivität der Zylinderladung während der Kompression auf die erhöhte Radikalkonzentration durch das zurückgehaltene Verbrennungsgas zurück. Im Vergleich zum fremdgezündeten Betrieb weist die homogene Selbstzündung deutlich geringere Zyklusschwankungen, einen niedrigeren spezifischen Verbrauch und geringere HC Emissionen auf. Verbrauchs- und Emissionsvorteile werden auf eine vollständigere Umsetzung des Gemisches zurückgeführt. Die Untersuchungen bei verschiedenen Betriebspunkten zeigen, dass bei größeren Lasten eine schnellere Umsetzung des Gemisches erfolgt. Dies äußert sich durch hohe Druckanstiegsraten, die eine Ausweitung des Betriebes zu hohen Lasten verhindern.

Im Jahr 2010 wurde von Lotus Engineering ein Zweitakt-HCCI Forschungsmotor mit variablem Verdichtungsverhältnis und luftunterstützter Direkteinspritzung vorgestellt [12, 138]. Dieses Motorenkonzept greift die Ansätze von Onishi und Ishibashi auf. Als Ziel der Forschungsarbeiten wird eine Ausweitung des HCCI Betriebsbereiches bei Einsatz verschiedener fossiler und alternativer Kraftstoffe im Zweitakt-Motor formuliert. Der „Omnivore“ Forschungsmotor verfügt über schaltbare Auslassschlitze, sodass vergleichbar zu den bereits vorgestellten Konzepten Verbrennungsgas aktiv zurückgehalten werden kann. Das Kompressionsvolumen des Zylinderkopfes wird über einen Steuerkolben verändert, sodass ein geometrisches Verdichtungsverhältnis zwischen 10 und 40 eingestellt werden kann. Die Abhängigkeit des Kompressionsdruckes und der Temperatur vom Verdichtungsverhältnis wird zur indirekten Steuerung des Zeitpunktes der Selbstzündung genutzt. Nach [138] sprechen verschiedene Aspekte für eine Kombination des Zweitakt-Arbeitsprozesses mit einem hochverdichtenden HCCI Brennverfahren: Einerseits kann im Viertakt-Motor zur Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses das Kompressionsvolumen nicht beliebig verkleinert werden, da durch die Tellerventile konstruktive Einschränkungen gegeben sind. Andererseits führen hohe Verdichtungsverhältnisse zu einer Erhöhung der Ladungswechselverluste während des Ausschleibe- und Ansaugtakts. Diese Nachteile sind beim schlitzzesteuerten Zweitaktmotor nicht gegeben [12]. Darüber hinaus kann ein vermeintlicher Nachteil des Zweitakt-Prozesses beim fremdgezündeten Betrieb in einen Vorteil beim HCCI Betrieb gewandelt werden. Die durch den unvollständigen Ladungswechsel zurückbleibenden Verbrennungsgase werden zur Einleitung der Selbstzündung genutzt. Bei einer Drehzahl von 2000 U/min ist für den Omnivore Motor bei einem inneren Mitteldruck von 2.69 bar ein innerer spezifischer Verbrauch von 218 g/kWh dokumentiert (98 RON) [12]. Die NO_x Emissionen liegen bis zu einem inneren Mitteldruck von 2.2 bar (2000 U/min) unter 20 ppm.

Ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren zum Einsatz in einem Freikolbenmotor wurde an den Sandia National Laboratories von Van Blarigan und Goldsborough untersucht [42, 140]. Durch die Zündung von sehr mageren Gemischen ($\lambda_V = 2.5$) bei hohen Verdichtungsverhältnissen soll eine Annäherung an den idealen Gleichraumprozess erfolgen. Des Weiteren wird die Möglichkeit aufgezeigt, die zusätzlichen Freiheitsgrade eines Freikolbenmotors bei der homogenen Selbstzündung zu nutzen. Durch die Entkopplung von einem Kurbeltrieb können Kolbenhubtrajektorien realisiert werden, die auf die Selbstzündungseigenschaften des Gemisches angepasst sind. In [140] wird eine kurze Kompressionsphase vorgeschlagen, um höhere Verdichtungsverhältnisse zu erreichen, bevor die

Selbstzündung einsetzt. Als weitere positive Aspekte eines Freikolbenkonzepts werden geringe mechanische Reibungsverluste und die Toleranz von hohen Zylinderdrücken und Druckgradienten genannt, da keine mechanische Anbindung des Kolbens an einen Kurbeltrieb erfolgt. Experimentelle Untersuchungen an einer schnellen Kompressionsmaschine zeigen, dass durch hohe Kolbengeschwindigkeiten während der Kompression hohe Verdichtungsverhältnisse erzielt werden können. Acht verschiedene Kraftstoffe, darunter Isooktan, Wasserstoff und Erdgas, wurden untersucht. Die Ergebnisse zeigen hohe innere Wirkungsgrade von bis zu 56 % für Erdgas bei Verdichtungsverhältnissen zwischen 30 und 54. Die NO_x Emissionen sind aufgrund des mageren Gemisches gering, gleichwohl erfordern HC und CO Emissionen eine Nachbehandlung. Die Untersuchungen von Blarigan und Goldsborough erlauben keine belastbare Aussage in Bezug auf das Verbrauchs- und Emissionspotenzial eines HCCI Brennverfahrens in Freikolbenmotoren. Da in der Kompressionsmaschine nur einzelne Verdichtungs- und Expansionshübe realisiert wurden, bleiben Ladungswechsel und Gemischbildung des realen motorischen Arbeitsprozesses unberücksichtigt. In [140] wird allerdings gezeigt, dass im Freikolbenmotor durch die variable Kolbenhubtrajektorie und damit variablen Volumenfunktion ein zusätzlicher starker Steuerungsparameter zur Kontrolle der Selbstzündung gegeben ist.

Für das Konzept des Freikolbenlineargenerators ist die Perspektive, ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren durch die Freiheitsgrade des Systems kontrollieren zu können, von zentraler Bedeutung und Motivation zur Untersuchung von HCCI Brennverfahren. Neben der Überwindung der zweitakt-typischen Probleme bei fremdgezündetem Teillastbetrieb besteht die Aussicht, auch bei niedriger Last hohe innere Wirkungsgrade zu erzielen. Gleichwohl ist anzunehmen, dass auch im Freikolbenlineargenerator ein HCCI Brennverfahren auf den Betrieb bei niedrigen und mittleren Lasten beschränkt werden muss. Zahlreiche Untersuchungen an Viertakt-Motoren zeigen, dass eine Ausdehnung des Betriebsbereiches zu hohen Lasten aufgrund von sehr großen Druckgradienten problematisch ist [69, 148]. Zur Abdeckung eines breiten Lastbereiches wird vielfach eine Dual Mode Betriebsstrategie angestrebt. Dies entspricht einem fremdgezündeten Brennverfahren bei mittlerer Last und Vollast und einem HCCI Brennverfahren bei niedriger Teillast.

4.4 Konzept und simulative Auslegung des neuen verbrennungsmotorischen Teilsystems

Die Eigenschaften des Verbrennungsmotors der ersten Generation wurden eingehend in den vorangehenden Kapiteln diskutiert. Insbesondere durch die drohende Ventilkollision beim Betätigen aller vier Ventile ist die durch den elektromagnetischen Ventiltrieb gegebene Variabilität stark eingeschränkt. Werden nur zwei Ventile geöffnet, so sind die Strömungsverluste in der Einlassstrecke erheblich und eine ausreichende Füllung kann nur mit großem Ladedruck dargestellt werden. Die Zylinderinnenströmung weist eine starke Drallbewegung auf. In Bezug auf den Ladungswechsel sollte, den Untersuchungen von Hundleby und Stokes folgend [59, 130], eine inverse Tumble-Ladungsbewegung angestrebt werden. Im HCCI Betrieb ist ein breiter Variationsbereich der Ventilsteuerzeiten und des Ventilhubes erforderlich, um Betriebsstrategien mit innerer Abgasrückführung realisieren zu können. Mit dem Verbrennungsmotor der ersten Generation kann dies nicht erreicht werden.

Vor dem Hintergrund dieser Einschränkungen wurde ein neues verbrennungsmotorisches Teilsystem entwickelt, sowohl um ein HCCI Brennverfahren experimentell untersuchen zu können als auch um den fremdgezündeten Betrieb zu optimieren. Nachfolgend werden die Anforderungen an den Verbrennungsmotor der zweiten Generation diskutiert. Daran anknüpfend wird das Konzept, die Konstruktion und die simulative Auslegung dargelegt.

4.4.1 Anforderungen an das neue verbrennungsmotorische Teilsystem

Die spezifischen Anforderungen an den neuen Verbrennungsmotor ergeben sich aus der Zielsetzung, die Nachteile des Verbrennungsmotors der ersten Generation im fremdgezündeten Betrieb zu beseitigen und die Voraussetzungen für ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren zu schaffen. Folgende Anforderungen können festgehalten werden:

- neue Ventilanordnung - keine Kollision bei vollem Ventilhub,
- Einlasskanalgeometrie zur Erzeugung einer inversen Tumble-Ladungsbewegung,
- zentrale Injektor- und Zündkerzenlage,
- Direkteinspritzung mit Mehrlochinjektor,
- geringes Kompressionsvolumen.

Einen großen Stellenwert hat die Umsetzung einer neuen Ventilanordnung, sodass alle Ein- und Auslassventile gleichzeitig mit vollem Hub geöffnet werden können. In einem ersten Schritt ist zunächst die Anzahl der Einlass- und Auslassventile festgelegt worden. Aus den in Kapitel 2.3.2.3 vorgestellten kopfumkehrgespülten Zweitakt-Forschungsmotoren lässt sich eine optimale Ventilanzahl und -anordnung nicht ableiten. Von Bedeutung ist in diesem Zusammenhang die Position der Zündkerze und des Injektors der Benzindirekteinspritzung. Statt des Drallinjektors sollte im neuen Verbrennungsmotor ein Mehrlochinjektor eingesetzt werden, der zentral im Zylinderkopfdach positioniert ist. Die Zylinderinnenströmung ist während des Ladungswechsels und des nachfolgenden Einspritzvorgangs stark durch die inverse Tumble-Ladungsbewegung geprägt. Da keine zusätzliche, die Gemischbildung unterstützende Strömungsbewegung generiert wird, erscheint es sinnvoll, eine zentrale Injektorlage anzustreben. Durch den Einsatz eines Mehrlochinjektors kann das aus mehreren Einzelkeulen bestehende Kraftstoffspray optimal im Brennraum ausgerichtet werden. Nicht zuletzt lässt eine zentrale Injektorlage die Möglichkeit offen, in weiteren Untersuchungen ein geschichtetes Brennverfahren zu untersuchen.

Im fremdgezündeten Betrieb ist eine zentral positionierte Zündkerze von Vorteil. Im Idealfall bildet sich eine Flammenfront gleichförmig in alle Raumrichtungen aus und die Wahrscheinlichkeit einer klopfenden Verbrennung durch lange Flammenwege wird reduziert. Die Anforderung, Injektor und Zündkerze möglichst zentral zu positionieren, schränkt den Bauraum im Zentrum des Zylinderkopfdachs allerdings stark ein. Um eine Kollision der Ventile zu vermeiden, müssen kleine Ventilwinkel gewählt werden. Eine Vierventilanordnung lässt sich aufgrund des großen Bauraumbedarfs des

elektromagnetischen Ventiltriebs nicht realisieren. Außerdem müssten sehr kleine Ventildurchmesser realisiert werden, um eine Kollision zu vermeiden. Eine Alternative stellt die Dreiventilanordnung dar, die sowohl kleine Ventilwinkel zulässt als auch ausreichend Bauraum für Injektor und Zündkerze im Zylinderkopfdach bietet.

Durch die Geometrie der Einlasskanäle kann die Zylinderinnenströmung während des Ladungswechsels beeinflusst werden. In Abschnitt 2.3.2.3 wurden verschiedene konstruktive Maßnahmen zur Erzeugung einer inversen Tumble-Ladungsbewegung im Brennraum diskutiert. Maskierungen und Leitbleche in den Einlasskanälen führen zu erhöhten Strömungsverlusten und vermindern dadurch den Luftaufwand, weshalb diese Ansätze verworfen wurden. Stattdessen wurde eine vom Ricardo Flagship Motor abgeleitete Geometrie der Einlasskanäle umgesetzt. Im Hinblick auf ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren wurde ein verringertes Kompressionsvolumen angestrebt, sodass bei gleichem Hub ein höheres Verdichtungsverhältnis erzielt werden kann. Die kleineren Ventilwinkel des neuen Zylinderkopfes wirken sich hier positiv aus, da damit eine Verringerung des eingeschlossenen Volumens im Brennraumdach einhergeht. Als weitere Maßnahme wurde das Dach des Kolbens neu gestaltet und an die Dachgeometrie des Brennraumes angepasst.

4.4.2 Aufbau des Dreiventil-Zylinderkopfes

Als Basis für die CFD Simulationen mit QuickSim wurde ein Funktionsmodell des Dreiventil-Zylinderkopfes entwickelt. Bereits in dieser frühen Phase der verbrennungsmotorischen Auslegung wurden konstruktive und fertigungsbedingte Randbedingungen berücksichtigt. Somit wurde sichergestellt, dass die geometrischen Abmessungen des Simulationsmodells auf einen realen Versuchsträger übertragen werden können. Die Position der Zündkerze steht im Konflikt mit der Lage des Kühlwassermantels und den Randbedingungen einer gießgerechten Konstruktion. Einerseits wird im Hinblick auf den Verbrennungsprozess eine möglichst zentrale Position der Zündkerze angestrebt, andererseits ist eine ausreichende Kühlung der thermisch hochbelasteten Bereiche um das Auslassventil wichtig. Abb. 4.4.1 zeigt das Funktionsmodell des neuen Dreiventil-Zylinderkopfes.

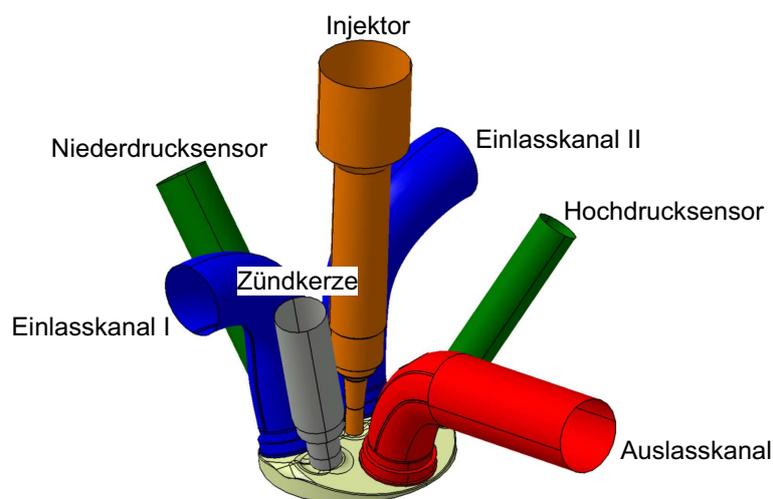


Abbildung 4.4.1: Funktionsgeometrie des neuen Dreiventil-Zylinderkopfes

Zugunsten eines ringförmigen Kühlwasserkanals zwischen Auslassventilsitz und dem Zündkerzenschacht wurde eine leicht versetzte Position der Zündkerze zwischen Einlasskanal I und dem Auslasskanal gewählt. Wie beim Verbrennungsmotor der ersten Generation sind ein Hoch- und ein Niederdrucksensor in den Zylinderkopf integriert. Die Bohrung des Verbrennungsmotors ist unverändert, sodass für die Zylinderbuchse und den Zylinder keine Überarbeitung erforderlich wurde. Da nur noch ein Auslassventil vorhanden ist, wurde dessen Ventilsitzdurchmesser auf 26.7 mm angehoben. Die kleineren Ventilwinkel und die zentrale Injektorlage machen den Einsatz von kleineren Einlassventilen erforderlich. Ein Vergleich zwischen den geometrischen Daten der beiden Zylinderköpfe ist in der nachstehenden Tabelle 4.4 zu finden.

Zylinderkopf		1. Gen.	2. Gen.
Bohrung	[mm]	82.5	82.5
Volumen Brennraumdach	[cm ³]	46.8	42.3
Anzahl Einlassventile	[-]	2	2
Anzahl Auslassventile	[-]	2	1
Min. Durchmesser Einlassventilsitz	[mm]	29.9	24.4
Min. Durchmesser Auslassventilsitz	[mm]	23.7	26.7
Ventilwinkel Einlassventil	[°]	23.4	16.0
Ventilwinkel Auslassventil	[°]	21.5	15.0
Position Zündkerze	[-]	Zentral	Außermittig
Position Einspritzventil	[-]	Seitlich	Zentral

Tabelle 4.4: Geometriedaten der Zylinderköpfe (erste und zweite Generation)

Die Form des Kolbendaches wurde an die Geometrie des neuen Zylinderkopfes angepasst. In Kombination mit dem geringeren Volumen des Brennraumdachs (vgl. Tabelle 4.4) ließ sich somit das Kompressionsvolumen um 14 % verringern. Durch diese Maßnahmen konnte das am Prüfstand einstellbare maximale geometrische Verdichtungsverhältnis bei einem Hub von 80 mm von 18.0 auf 20.5 gesteigert werden.

4.4.3 CFD Simulationen zur Auslegung des Arbeitsprozesses

In Abschnitt 4.2.1 wurde bereits die Anforderung einer fest vorgegebenen Kolbenhubkurve für CFD Simulationen diskutiert. Dies macht experimentelle Untersuchungen am hydraulisch unterstützten FKLK Verbrennungsmotorprüfstand erforderlich. Eine Veränderung des Hubes und des Verdichtungsverhältnisses während des Betriebes schließt sich dadurch aus.

Sowohl für den Betrieb mit homogener Selbstzündung als auch mit Fremdzündung wurde eine Sinus 60 % OT Hubkurve definiert. Im Gegensatz zu der bekannten Sinus 55 % OT Trajektorie ist die Dauer des Expansionshubes verkürzt und die Kompressionsphase entsprechend verlängert. Dadurch soll das Verhalten des FKLK Gesamtsystems bei hohen Druckanstiegsraten im HCCI Betrieb angenähert werden. Für das geometrische Verdichtungsverhältnis wurde ein Wert von 8.5 festgelegt. Weitere Randbedingungen der CFD Simulationen können Tabelle 4.5 entnommen werden. Die orange unterlegten Größen sind Startwerte, die im Rahmen der Auslegung variiert wurden.

Betriebsparameter	Frequenz	[Hz]	20
	Hub	[mm]	80
	Kolbenhubtrajektorie	[-]	Sinus 60% OT
	geom. Verdichtungsverhältnis	[-]	8.5
	Ladedruck (absolut)	[bar]	2.0
	Verbrennungsluftverhältnis	[-]	1
	Zündzeitpunkt	[%H OT]	-2
	Einspritzzeitpunkt	[%H OT]	-89
	Einspritzdruck	[bar]	200
Einlassrandbedingung	abs. Druck	[bar]	2.0
	Temperatur	[K]	293
Auslassrandbedingung	abs. Druck	[bar]	1.0
	Temperatur	[K]	673
Ventilsteuerzeiten	AVÖ	[%H UT]	- 20
	EVÖ	[%H UT]	- 10
	AVS	[%H UT]	+ 10
	EVS	[%H UT]	+ 11

Tabelle 4.5: Betriebsparameter und Randbedingungen der Arbeitsprozessauslegung

Der Einspritzzeitpunkt ist an die „Einlassventil schließt“ Steuerzeit gekoppelt. Der Einspritzvorgang beginnt stets nach dem Schließen der Ventile, um ein Überspülen von Kraftstoff zu vermeiden. Bei diesen ersten Untersuchungen eines HCCI Betriebes wurde ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis angestrebt. Damit besteht grundsätzlich die Möglichkeit, ein konventionelles Dreiwege-Abgasnachbehandlungssystem einzusetzen.

Die Startwerte für den Zündzeitpunkt und die Ventilsteuerzeiten wurden von den in Abschnitt 4.2.1.1 diskutierten Referenzbetriebspunkten übernommen. Zur Modellierung der Benzindirekteinspritzung wurde zunächst von einem Standard-Mehrlochinjektor mit Einspritzdrücken zwischen 150 und 200 bar ausgegangen. Im Folgenden werden zunächst die QuickSim Simulationen zur Auslegung des fremdgezündeten Betriebes diskutiert. Daran anknüpfend wird auf die Simulationen der homogenen selbstzündenden Verbrennung eingegangen.

4.4.3.1 Arbeitsprozess mit fremdgezündeter Verbrennung

Im fremdgezündeten Betrieb soll der neue Verbrennungsmotor durch eine Reduzierung der Drosselverluste in der Einlassstrecke einen hohen Luftaufwand bei reduzierten Ladedrücken erreichen. Ein nicht unerheblicher Anteil der durch den Verbrennungsprozess frei werdenden Energie muss zur Erzeugung des Ladedruckes eingesetzt werden. In [34] wird für den Verbrennungsmotor der ersten Generation gezeigt, dass im Idealfall einer Verdrängungsspülung über 5 % der inneren Leistung für die Erzeugung eines Ladedruckes von 2 bar benötigt wird. Kann der Ladedruck auf 1.5 bar abgesenkt werden, verringert sich dieser Anteil auf 3 %. Dementsprechend kann durch eine Absenkung des Ladedruckes auch ein signifikanter Beitrag zur Steigerung des Gesamtsystemwirkungsgrades geleistet werden. Bei gleichbleibendem Ladedruck kann darüber hinaus durch eine Verringerung der Drosselverluste die zugeführte Frischgasmasse gesteigert werden, sodass mit dem neuen Verbrennungsmotor im Vollastpunkt ein höherer Mitteldruck erreicht werden sollte.

Erste Simulationen mit den in Tabelle 4.5 aufgeführten Ventilsteuerzeiten zeigten, dass bei Verwendung einer Sinus 60 % OT Kolbenhubtrajektorie das Öffnen des Einlassventils zu früh erfolgt. Zum Öffnungszeitpunkt des Einlassventils ist der Zylinderdruck größer als der im Einlasskanal anliegende Ladedruck. Verbrennungsgase strömen unmittelbar nach dem Öffnen der Einlassventile in die Einlassstrecke ein. Während des anschließenden Abfalls des Zylinderdruckes wird die Strömungsrichtung in den Einlasskanälen wieder umgekehrt. In Bezug auf den Luftaufwand wirkt sich dieses Verhalten negativ aus, da das zeitliche Fenster, während dem Frischgas in den Brennraum eintreten kann, verkürzt wird. Als Gegenmaßnahme wurde die „Einlassventil öffnet“ Steuerzeit nach spät verschoben. Um die Öffnungsdauer des Einlassventils beizubehalten, wurde die „Einlassventil schließt“ Steuerzeit ebenfalls angepasst. Die optimierten Ventilsteuerzeiten sind in Tabelle 4.6 aufgeführt.

Ventilsteuerzeiten	AVÖ	EVÖ	AVS	EVS
[%H UT]	- 20	- 4.5	+ 10	+ 16
[°KW _{Δt OT}]	101.5	124.4	188.2	200.6

Tabelle 4.6: Optimierte Ventilsteuerzeiten im fremdgezündeten Betrieb

Die Ergebnisse der QuickSim Simulation sind in Tabelle 4.7 aufgeführt. Verglichen mit dem Referenzbetriebspunkt 2 des VM 1. Gen kann bei gleichem Ladedruck der in den Brennraum eintretende Luftmassenstrom um über 39% gesteigert werden. Dementsprechend wird der Luftaufwand auf 117% angehoben. Die größere zugeführte Frischluftmasse steigert darüber hinaus den Spülgrad, sodass nach Beendigung des Ladungswechsels der Restgasanteil im Bereich von 14.7% liegt.

Ladungswechsel			Verbrennung		
Eintretender Luftmassenstrom	[kg/h]	85.92	Innere Arbeit	[J]	732.81
Zugeführte Luftmasse	[mg]	1193.33	Innere Leistung	[kW]	14.66
Frischlufthmasse im Zylinder	[mg]	781.35	Verbrennungsluftverhältnis	[-]	0.99
Theoretische Luftmasse	[mg]	1016.91	Turb. kin. Energie (ZZP)	[m ² /s ²]	5.14
Luftaufwand	[%]	117.35	Brenndauer (5%-95%)	[KW _{Δt}]	39.30
Spülgrad	[%]	85.34	Innerer Umsetzungsgrad Kraftstoff	[-]	81.45
Liefergrad	[%]	76.84	Innerer Wirkungsgrad	[-]	31.10
Restgasanteil	[%]	14.66			
Fanggrad	[%]	65.48			

Tabelle 4.7: Simulationsergebnisse des fremdgezündeten Betriebes (VM 2. Gen)

Der Fanggrad kann durch die neue Ventilanordnung nicht verbessert werden. Im Vergleich zum Verbrennungsmotor der ersten Generation ergibt sich ein um 3.9% geringerer Fanggrad. Bei einem Vergleich der Ladungswechselcharakteristik beider Betriebspunkte muss allerdings der Luftaufwand beachtet werden. Im Hinblick auf die deutlich größere zugeführte Frischluftmasse ist ein etwas niedrigerer Fanggrad zu tolerieren.

Durch die größere gefangene Frischluftmasse wird aufgrund der Anforderung einer stöchiometrischen Verbrennung eine entsprechend höhere Kraftstoffmenge zugeführt. Die innere Arbeit pro Arbeitsspiel kann auf 732.8 J gesteigert werden. Der Einspritzvorgang wurde bei diesen ersten Simulationen mit

einem Standard-Mehrlochinjektor modelliert. Dieser hat einen Sprayöffnungswinkel von 120° und weist eine gleichmäßige Verteilung der sechs Düsenöffnungen an der Injektorspitze auf.

Der niedrige innere Umsetzungsgrad des Kraftstoffs von nur 81,5 % deutet auf eine unzureichende Homogenisierung der Zylinderladung hin. Sowohl die Verteilung des Kraftstoffes als auch die Verteilung des Restgases ist wesentlich ungleichförmiger als beim VM 1. Gen (Abb. 4.4.2). In stark verdünnten oder sehr mageren Gemischbereichen ist ein vorzeitiges Erlöschen der Flamme möglich, sodass eine vollständige Umsetzung des zugeführten Kraftstoffs nicht erreicht wird. Es ist anzunehmen, dass durch die fehlende Drall-Strömung die Gemischaufbereitung deutlich schlechter ausfällt.

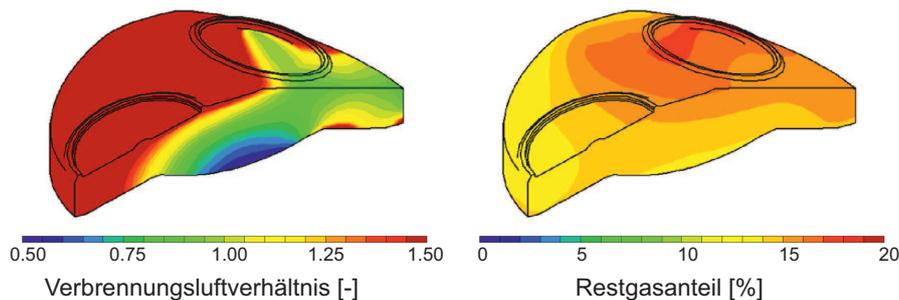


Abbildung 4.4.2: Verteilung des Verbrennungsluftverhältnisses und des Restgasanteils im neuen Verbrennungsmotor (VM 2. Gen) bei Fremdzündung

Durch die neue Ventilanordnung und Einlasskanalgeometrie wird die turbulente kinetische Energie im Brennraum verringert. Zum Zündzeitpunkt wird im Mittel über den gesamten Brennraum eine turbulente kinetische Energie von $5,14 \text{ m}^2/\text{s}^2$ erreicht. Zusammen mit einer ungleichförmigen Gemischverteilung trägt das reduzierte Turbulenzniveau zu einer längeren Brenndauer und einem geringeren inneren Wirkungsgrad bei. Ein hohes Turbulenzniveau ist in Bezug auf ein fremdgezündetes Brennverfahren wünschenswert, im Hinblick auf eine homogene selbstzündende Verbrennung allerdings nicht entscheidend. Zusammenfassend zeigt die Simulation des fremdgezündeten Betriebes, dass mit der neuen Ventilanordnung die Drosselverluste in der Einlassstrecke wesentlich verringert werden. Bei gleichem Ladedruck kann mit dem neuen Brennraumkonzept eine höhere innere Leistung erzielt werden. In Bezug auf die Gemischaufbereitung zeigt die Direkteinspritzung mittels zentralem Mehrlochinjektor allerdings Schwächen. Da dieser Aspekt auch für einen HCCI Betrieb wichtig ist, wurden weiterführende Einspritzuntersuchungen im Rahmen der Entwicklung einer HCCI Betriebsstrategie durchgeführt.

4.4.3.2 Arbeitsprozess mit homogener selbstzündender Verbrennung

Eine große Herausforderung homogener selbstzündender Brennverfahren ist die Steuerung des Zündzeitpunktes und der Wärmefreisetzung. Ein von außen steuerbares Ereignis wie den Funkenüberschlag an der Zündkerze bei ottomotorischen Brennverfahren oder den Einspritzzeitpunkt bei Dieselmotoren steht nicht zur Verfügung. Der Zündvorgang wird durch reaktionskinetische Vorgänge bestimmt, die von der Ladungszusammensetzung und dem Druck- bzw. Temperaturverlauf während der Kompression abhängen. Zur Kontrolle des Zündzeitpunktes und der Schwerpunktage der Verbrennung werden an HCCI Forschungsmotoren unterschiedliche Strategien verfolgt. In [9]

erfolgt eine Unterscheidung zwischen Maßnahmen, die den Zündzeitpunkt durch die Reaktivität des Kraftstoff-Luft-Gemisches beeinflussen, und Maßnahmen, die den zeitlichen Verlauf der Ladungstemperatur während der Kompression steuern. Die Reaktivität und damit das Zündverhalten kann beispielsweise durch die Zugabe von Additiven oder die Verwendung von Kraftstoffblends verändert werden. Durch eine innere Abgasrückführung werden ebenfalls die Zündeigenschaften der Zylinderladung verändert, gleichzeitig wird aber auch die mittlere Temperatur im Brennraum angehoben. Weitere Maßnahmen zur Steuerung des Temperaturniveaus während der Kompression sind eine Anpassung des Verdichtungsverhältnisses oder eine Vorwärmung der zugeführten Frischluft.

In [46] wird ein Fünfzylinder Viertakt-Ottomotor mit variablem Verdichtungsverhältnis für HCCI Untersuchungen eingesetzt. Das Verdichtungsverhältnis kann über einen verschiebbar gelagerten Zylinderkopf zwischen 9 und 17 variiert werden. Die sich ergebende veränderliche Verdichtungs- endtemperatur soll zur Steuerung der Schwerpunktlage der Verbrennung genutzt werden. In [75, 136] wird durch eine Luftvorwärmung das Temperaturniveau bereits zu Beginn der Kompression erhöht. Damit kann mit vergleichsweise einfachen Mitteln ein Ottomotor auch ohne Anhebung des Verdichtungsverhältnisses auf einen HCCI Betrieb umgerüstet werden.

Bei der Verwendung von zündunwilligem Ottokraftstoff wird häufig eine interne Abgasrückführung (AGR) eingesetzt. Ein Teil der Verbrennungsgase des vorangegangenen Arbeitsspiels wird im Brennraum zurückgehalten oder aus der Ansaug- bzw. Abgasstrecke zurückgesaugt. In [9] werden die vielfältigen Effekte einer Abgasrückführung auf die Selbstzündung zusammengefasst:

- **Einfluss auf Wärmekapazität** - Die hohen spezifischen Wärmekapazitäten von CO_2 und H_2O erhöhen die Wärmekapazität der Zylinderladung und führen zu einer Absenkung der Verdichtungs- endtemperatur und zu geringeren Verbrennungstemperaturen. Gleichzeitig ergeben sich niedrigere Druckgradienten und eine langsamere Wärmefreisetzung.
- **Einfluss auf mittlere Ladungstemperatur** - Bei interner AGR wird heißes Verbrennungsgas im Brennraum mit Frischgas vermischt. Durch die Erhöhung der mittleren Ladungstemperatur zu Beginn der Kompression wird eine Selbstzündung begünstigt. Eine kurze Brenndauer sowie hohe Druckanstiegsraten sind die Folge.
- **Einfluss auf Ladungszusammensetzung** - Das Verbrennungsgas ersetzt einen Teil des Frischgases, sodass die globale Sauerstoffkonzentration verringert wird. Bei entsprechend hohen AGR Raten bewirkt diese Verdünnung eine Erhöhung der Brenndauer und eine Verlangsamung der Wärmefreisetzung.
- **Einfluss auf Reaktivität** - Bei interner AGR enthält das heiße Verbrennungsgas kurzlebige reaktive Verbrennungsprodukte, die bei chemischen Reaktionen der nachfolgenden Verbrennung teilnehmen.

Es zeigt sich, dass die Abhängigkeit der Selbstzündung von der internen Abgasrückführung komplex ist und die simulative Abbildung des HCCI Verbrennungsprozesses eine Berücksichtigung der reaktionskinetischen Vorgänge erforderlich macht.

Mit dem Simulationswerkzeug Chemical WorkBench wurde ein reaktionskinetisches Modell erstellt, das den Mischungs- und Zündvorgang eines Kraftstoff-Luft Gemisches mit hohen Anteilen an rückgehaltenem Verbrennungsgas abbildet. Mit diesem Modell können die teilweise gegensätzlich wirkenden Effekte einer Abgasrückführung im Hinblick auf die resultierenden Selbstzündungseigenschaften abgebildet werden. Abb. 4.4.3 zeigt das am Institut für Verbrennungstechnik entwickelte Reaktormodell.

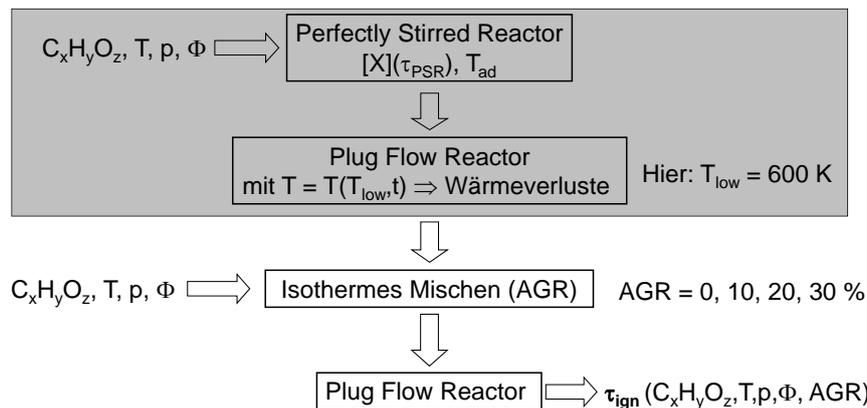


Abbildung 4.4.3: Reaktorschema der reaktionskinetischen Berechnungen

In einem perfekt vorgemischten adiabaten Reaktor (Perfectly Stirred Reactor (PSR)) wird ein Kraftstoff-Luft-Gemisch bei einem gegebenen Äquivalenzverhältnis und konstantem Druck gezündet und verbrannt. Nach kurzer Verweilzeit τ_{PSR} im Rührkessel und einem Anstieg der Temperatur auf T_{ad} durch die exotherme Reaktion, wird das Gemisch in das ideale Strömungsrohr (Plug Flow Reactor (PFR)) überführt. Dort reagiert das Gemisch bis zum Verbrennungsgas aus. Zur Abbildung der Reaktionen während der Expansionsphase wird ein Temperaturprofil definiert, das einen Abfall der Gastemperatur über der Zeit auf T_{low} simuliert. Die Endtemperatur T_{low} der Expansion wird aus der mittleren Abgastemperatur des FKLG Verbrennungsmotors abgeleitet. Das Druckniveau hat eine zu vernachlässigende Bedeutung für die Reaktionstätigkeit während der Expansion. Im reaktionskinetischen Modell bleibt der Druck konstant. Das resultierende Abgas wird in Masseanteilen von 10, 20 und 30 % einem Frischgemisch gleicher Stöchiometrie zugemischt. Diese Mischungen repräsentieren die Zylinderladung eines HCCI Betriebes mit entsprechenden Abgasrückführaten. Die Eigenschaften einer Zylinderladung mit höheren oder dazwischenliegenden Verbrennungsgasanteilen werden durch Extra- bzw. Interpolation ermittelt. Die Zündeigenschaften dieser Gemische wurden bei verschiedenen Temperaturen und Drücken anhand der Zündverzugszeit τ_{ign} bewertet. Die Zündverzugszeiten wurden für

- einen Temperaturbereich von 500 - 1000 K,
- einen Druckbereich von 1 - 50 bar und
- ein Äquivalenzverhältnisbereich von 0.6 - 2 bestimmt.

Bei der innermotorischen Simulation von Gemischbildungs- und Verbrennungsprozessen müssen die Eigenschaften des realen Kraftstoffs durch einen Modellkraftstoff abgebildet werden. In Abschnitt 5.3 wird auf die physikalischen Eigenschaften von Modellkraftstoffen in Bezug auf die Direkteinspritzung eingegangen. Zur Modellierung der Selbstzündungseigenschaften von konventionellem Ottokraftstoff wird meist eine aus wenigen Komponenten bestehende Mischung verschiedener Kohlenwasserstoffverbindungen als Modellkraftstoff (Primary Reference Fuel (PRF)) eingesetzt [90, 131, 132]. Im Rahmen des „HomFree“ Projekts wurden die Reinstoffe Heptan (PRF 0) und Isooktan (PRF 100) sowie ein Gemisch von 10 vol% Heptan und 90 vol% Isooktan (PRF 90) untersucht. Die Untersuchungen des Modellkraftstoffs Heptan wurden mit einem von Slavinskaya in [121] vorgestellten reaktionskinetischen Mechanismus durchgeführt. Die Modellierung der Isooktan- bzw. Isooktan/Heptan-Selbstzündung basiert auf einem Mechanismus von Dooley [27].

Abb. 4.4.4 zeigt exemplarisch die Zündverzugszeit von PRF 90 über der Temperatur bei AGR Raten zwischen 0 % und 30 %. Die Zündverzugszeit wird als die Zeitspanne vom Berechnungsstart bis zum Erreichen des maximalen Temperaturgradienten während der Wärmefreisetzung definiert. Die Ergebnisse zeigen einen deutlichen Einfluss der AGR Rate auf die Zündverzugszeit.

Bei atmosphärischem Druck (Abb. 4.4.4 (a)) führt ein hoher Verbrennungsgasanteil zu einer Verzögerung des Zündvorgangs. In Bezug auf den Vergleichsfall ohne Abgasrückführung erhöht sich die Zündverzugszeit um einen Faktor von 1.7 bis 2.7. Eine größere Relevanz für den motorischen Betrieb hat das in (Abb. 4.4.4 (b)) dargestellte Profil der Zündverzugszeit bei einem Druck von 20 bar. Durch eine Erhöhung des Druckes steigen wegen der höheren Spezieskonzentrationen alle Reaktionsgeschwindigkeiten. Die Zündverzugszeiten sind um den Faktor 10 kleiner als bei atmosphärischem Druck. Die Abhängigkeit der Zündverzugszeit von der Temperatur kann durch die verschiedenen Reaktionspfade der zweistufigen Wärmefreisetzung begründet werden. Bei Temperaturen unter 700 K ist der Niedertemperaturreaktionspfad (Low Temperature Oxidation (LTO)) maßgeblich. Der Zerfall der Peroxide dominiert die Induktionszeit. Kleinere Moleküle und Radikale aus dem Verbrennungsgas beschleunigen in diesem Temperaturbereich die Kettenreaktion und damit die Zündung.

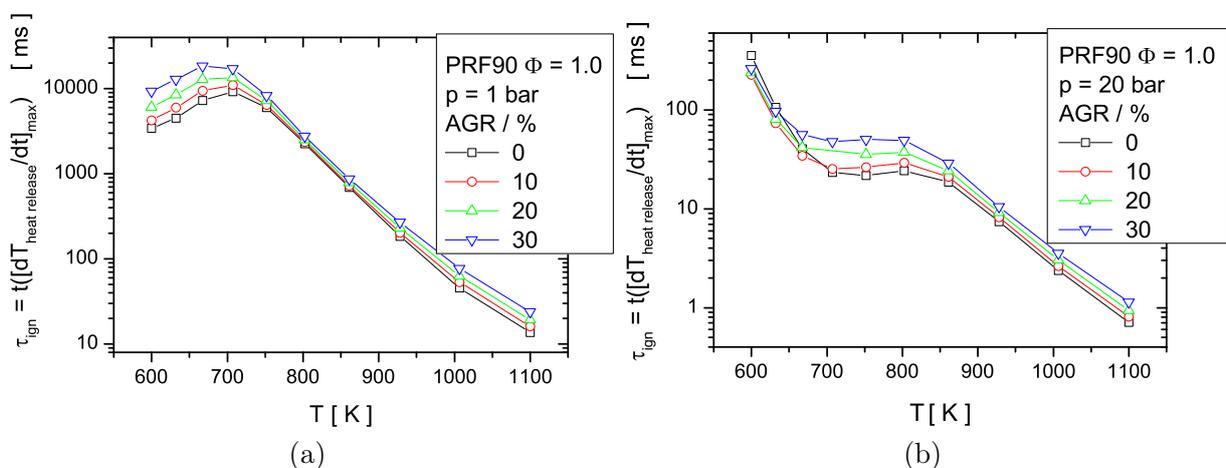


Abbildung 4.4.4: Zündverzugszeit von PRF 90 bei 1 bar (a) und 20 bar (b)

Bei einer Temperatur von 600 K im Reaktor zeigt die Zylinderladung ohne innere Abgasrückführung die höchste Zündverzugszeit. Bei höheren Temperaturen (High Temperature Oxidation (HTO)) bestimmen die Reaktionen des Kraftstoffzerfalls die Zündung. Im Übergangsbereich (zwischen 700 und 800 K) steht die Bildung der Peroxide in Konkurrenz zur Rückreaktion bzw. zur Bildung von Olefinen. Die Entstehung dieses „negativen Temperaturkoeffizienten“ hat zur Folge, dass trotz ansteigender Temperatur die Zündverzugszeit zunächst anwächst. Weitere reaktionskinetische Aspekte eines homogenen selbstzündenden Brennverfahrens sollen an dieser Stelle nicht erörtert werden. Die Vorgänge im FKLK Verbrennungsmotor unterscheiden sich in Bezug auf die Reaktionskinetik nicht von denen in einem konventionellen Viertakt-Verbrennungsmotor. Eine weiterführende Diskussion ist in den Arbeiten von Nieberding, Neeser und Beck [10, 93, 94] zu finden.

Der Prozess der Selbstzündung ist das Ergebnis von eng miteinander verknüpften physikalischen und chemischen Teilprozessen. In der Praxis wird bei selbstzündender Verbrennung (Dieselbrennverfahren) die zeitliche Dauer vom Einspritzbeginn bis zum Verbrennungsbeginn als technischer Zündverzug definiert. Als „physikalischer“ Anteil des Zündverzugs wird die Strahlausbreitung sowie die Zerstäubung und Verdampfung des Kraftstoffs betrachtet. In QuickSim werden diese Prozesse durch die Simulation der Gemischbildung abgebildet. Der chemische Zündverzug wird durch die beschriebenen chemisch-kinetischen Modellrechnungen berücksichtigt. Die mit Chemical WorkBench ermittelten chemischen Zündverzugszeiten werden in tabellarischer Form in QuickSim hinterlegt. Diese Daten werden zur Berechnung des Zündintegrals I_i genutzt. I_i stellt eine Indikatorfunktion für den Zündvorgang der Gasmischung in jeder Zelle i des Berechnungsraumes dar. Ist die Bedingung

$$I_i = \int_{\tau_{\text{SOI}}}^{\tau_{\text{SOI}}+t} \frac{1}{\tau_{i,\text{ign}}} dt \geq 1 \quad \text{mit} \quad \tau_{i,\text{ign}} = f(C_x H_y O_z, T_i, p_i, \Phi_i, \text{AGR}) \quad (4.4.1)$$

für den aktuellen Rechenschritt erfüllt, sind in der Zelle i die Voraussetzungen für eine Selbstzündung gegeben. Dabei stehen p_i , T_i und Φ_i für die lokalen Größen des Druckes, der Temperatur und des Äquivalenzverhältnisses. $\tau_{i,\text{ign}}$ ist die chemische Zündverzugszeit bei den aktuellen Bedingungen in der Zelle. τ_{SOI} steht für den Zeitpunkt der Einspritzung und t für die vergangene Zeit seit dem Einspritzvorgang.

Das implementierte Selbstzündungsmodell basiert auf einem für ein dieselmotorisches Brennverfahren entwickelten Ansatz und kann auch für die Modellierung der homogenen Selbstzündung eingesetzt werden. Weitere Ausführungen hierzu sind in [23] zu finden.

Wie bereits erläutert wurde zunächst ein homogener selbstzündender Betrieb mit einem moderaten Verdichtungsverhältnis und einem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis angestrebt. Der FKLK Verbrennungsmotor soll am hydraulisch unterstützten Prüfstand im fremdgezündeten Betrieb gestartet werden und durch eine geeignete Umschaltstrategie in den HCCI Betrieb überführt werden. Die Selbstzündung wird durch eine aktive Rückführung von Verbrennungsgasen eingeleitet. Für einen HCCI Betrieb ist es entscheidend, Betriebsstrategien zu entwickeln, die eine gezielte und kontrollierte Erhöhung des Restgasanteils ermöglichen. Zur simulativen Untersuchung dieses Betriebes mit

hohen Abgasrückführraten wurde zunächst auch weiterhin eine Fremdzündung modelliert. Als angestrebte Zielgröße der Abgasrückführung wurde ein Restgasgehalt von mindestens 40 % angestrebt. Zahlreiche Untersuchungen zeigen, dass ohne eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses Restgasgehalte in dieser Größenordnung erforderlich sind, um Verdichtungsendtemperaturen zu erreichen, die eine Selbstzündung der Zylinderladung ermöglichen [41, 93, 94]. Folgende Betriebsstrategien zur Erhöhung des Restgasgehaltes wurden durch CFD Simulationen untersucht und bewertet:

- Verringerung der Ventilüberschneidung,
- Absenkung des Ladedruckes,
- Vorlagerung von Verbrennungsgas.

HCCI Betriebsstrategie 1 - Verringerung der Ventilüberschneidung

Zur Erhöhung des Restgasanteils wurde zunächst versucht, durch eine Anpassung der Ventilsteuerzeiten die Ventilüberschneidung zu verringern. Das zeitgleich ablaufende Zuführen von Frischgas und Abführen von Verbrennungsgas soll durch diese Maßnahme entkoppelt werden, sodass der Restgasgehalt gezielt gesteuert werden kann. Beginn und Dauer des Ladungswechsels, definiert von AVÖ bis EVS, bleiben unverändert. Damit werden die Dauer der Expansion und das effektive Verdichtungsverhältnis durch die geänderten Ventilsteuerzeiten nicht beeinflusst. Abb. 4.4.5 zeigt die Ventilhubkurven der Betriebsstrategie mit verringerter Ventilüberschneidung im Vergleich zu den Standard-Ventilsteuerzeiten des fremdgezündeten Betriebes (vgl. Tabelle 4.6).

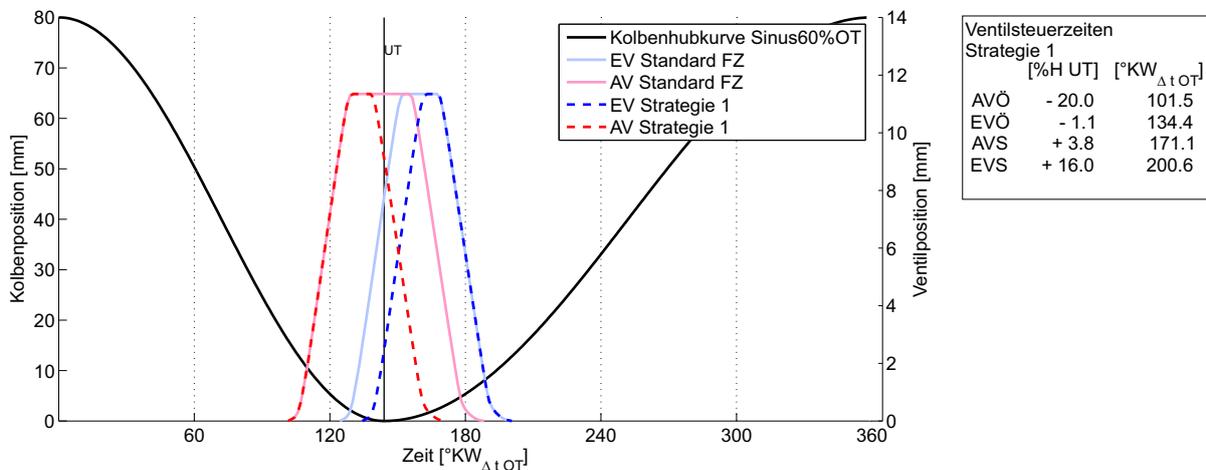


Abbildung 4.4.5: Kolbenhubkurve, Standard-Ventilsteuerzeiten des fremdgezündeten Betriebes (FZ) und Ventilsteuerzeiten der HCCI Betriebsstrategie 1

Die Simulationsergebnisse in Tabelle 4.8 zeigen, dass mit der gewählten Betriebsstrategie der Restgasgehalt nur in sehr geringem Maße beeinflusst werden kann. Der eintretende Luftmassenstrom wird durch die verkürzte Spülphase um rund 40 % abgesenkt. Während der vergleichsweise langen Ausströmphase entweicht eine große Verbrennungsgasmasse in den Abgastrakt. Entsprechend liegt bei EVÖ ein sehr geringes Druckniveau im Brennraum vor. Das verbliebene Restgas weist eine geringe Dichte auf. Das Frischgas ist aufgrund des Ladedruckes von 2 bar deutlich höher verdichtet,

Ladungswechsel			Verbrennung		
Eintretender Luftmassenstrom	[kg/h]	51.15	Innere Arbeit	[J]	557.98
Zugeführte Luftmasse	[mg]	710.42	Innere Leistung	[kW]	11.16
Frischlufthmasse im Zylinder	[mg]	609.45			
Theoretische Luftmasse	[mg]	1016.91	Verbrennungsluftverhältnis	[-]	1.01
			Turb. kin. Energie (ZZP)	[m ² /s ²]	5.25
Luftaufwand	[%]	69.86	Brenndauer (5%-95%)	[KW _{Δt}]	38.70
Spülgrad	[%]	78.91	Innerer Umsetzungsgrad Kraftstoff	[-]	84.57
Liefergrad	[%]	59.93	Innerer Wirkungsgrad	[-]	30.87
Restgasanteil	[%]	21.09			
Fanggrad	[%]	85.79			

Tabelle 4.8: Simulationsergebnisse der HCCI Betriebsstrategie 1

sodass trotz der verkürzten Öffnungszeit des Einlassventils eine ausreichende Frischluftmasse in den Brennraum eingebracht wird, um einen Spülgrad von 79 % zu erreichen.

Ein geforderter Restgasgehalt von 40 % kann alleine durch eine Verringerung der Ventilüberschneidung nicht erreicht werden. Um die Dichte der eintretenden Frischluft der Dichte der Verbrennungsgase im Brennraum anzupassen, wurde in Kombination mit den gewählten Ventilsteuerzeiten eine Absenkung des Ladedruckes untersucht. Ergebnisse dieser Simulationen werden im nachfolgenden Abschnitt diskutiert.

HCCI Betriebsstrategie 2 - Absenkung des Ladedruckes

Eine Änderung des Ladedruckes zur Anpassung des Restgasgehalts kann nur als zusätzliche Steuergröße eingesetzt werden. Wie bereits in der Arbeit von Ferrari [34] im Hinblick auf die Lastregelung diskutiert, ist eine schnelle, zyklusgenaue Anpassung des Ladedruckes nicht möglich. Um einen unterbrechungsfreien motorischen Betrieb sicherzustellen, sollte eine kontrollierte Umschaltung von Fremdzündung auf Selbstzündung zwischen zwei Arbeitsspielen vollzogen werden. In Kombination mit einer Umschaltung der Ventilsteuerzeiten kann jedoch eine Anhebung oder Absenkung des Ladedruckes genutzt werden, um den HCCI Betrieb zu stabilisieren.

Im Rahmen der numerischen Untersuchungen wurden Ladedrücke zwischen 1.4 und 2 bar untersucht. In Tabelle 4.9 sind exemplarisch die Ergebnisse der QuickSim Simulation mit einem Ladedruck von 1.5 bar aufgeführt. Die verringerte Dichte der eintretenden Frischluft wird an der kleineren theoretischen Frischladungsmasse ersichtlich. Bei einer vollständigen Füllung des Hubvolumens mit frischer Luft befindet sich eine um 25 % kleinere Frischluftmasse im Brennraum. Entsprechend muss für ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis die zugeführte Kraftstoffmasse verringert werden. Die erzielbare innere Arbeit fällt deutlich ab. Der Restgasgehalt kann durch die Absenkung auf 1.5 bar auf fast 30 % gesteigert werden. Allerdings kann der Anteil an Verbrennungsgasen im Brennraum durch eine weitere Verringerung des Ladedruckes nicht weiter erhöht werden. Bei Ladedrücken unter 1.4 bar konnte mit den gewählten Ventilsteuerzeiten kein stabiler Betrieb simuliert werden.

Die Ergebnisse verdeutlichen, dass der Restgasgehalt durch den Ladedruck beeinflusst wird. Gleichwohl zeigen die Simulationen, dass eine Steigerung auf den geforderten Restgasgehalt allein mit einer

Ladungswechsel			Verbrennung		
Eintretender Luftmassenstrom	[kg/h]	28.34	Innere Arbeit	[J]	305.55
Zugeführte Luftmasse	[mg]	393.61	Innere Leistung	[kW]	6.11
Frischlufthmasse im Zylinder	[mg]	342.58			
Theoretische Luftmasse	[mg]	762.30	Verbrennungsluftverhältnis	[-]	0.95
			Turb. kin. Energie (ZZP)	[m ² /s ²]	5.39
Luftaufwand	[%]	51.63	Brenndauer (5%-95%)	[KW _{ΔT}]	42.00
Spülgrad	[%]	70.48	Innerer Umsetzungsgrad Kraftstoff	[-]	83.26
Liefergrad	[%]	44.94	Innerer Wirkungsgrad	[-]	28.18
Restgasanteil	[%]	29.52			
Fanggrad	[%]	87.04			

Tabelle 4.9: Simulationsergebnisse der HCCI Betriebsstrategie 2

Variation des Ladedruckes nicht zu realisieren ist. Um eine schnelle Umschaltung zwischen fremdgezündetem und HCCI Betriebsmodus darstellen zu können, muss eine alternative Steuerzeitstrategie umgesetzt werden. Im nachfolgenden Abschnitt werden Ventilsteuerzeiten dargelegt, mit denen sich eine interne Abgasrückführung im kopfumkehrgespülten Brennraum darstellen lässt.

HCCI Betriebsstrategie 3 - Vorlagerung von Verbrennungsgas

Eine Zwischenspeicherung von Verbrennungsgas in der Einlassstrecke wurde bei Viertakt-Ottomotoren bereits als Maßnahme zur inneren Abgasrückführung untersucht [125]. Dabei wird die EVÖ Steuerzeit nach früh verschoben, sodass während des Ausschiebetakts Verbrennungsgas in die Einlasskanäle einströmt. Im nachfolgenden Ansaugtakt wird das Verbrennungsgas in den Brennraum zurückgefördert. Eine vergleichbare Betriebsweise lässt sich im FKLK Verbrennungsmotor mit einem Doppelhub der Einlassventile umsetzen. Abb. 4.4.6 zeigt die Ventilhubkurven der Betriebsstrategien 3.1 und 3.2. Die Hubkurve der Einlassventile weist in beiden Fällen einen Vorhub auf.

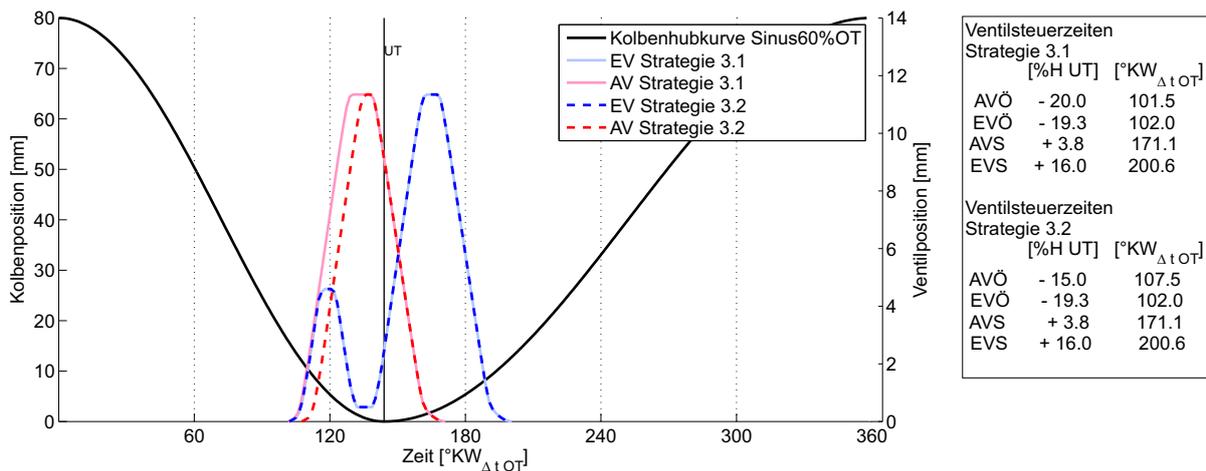


Abbildung 4.4.6: Kolbenhubkurve und Ventilsteuerzeiten der HCCI Betriebsstrategie 3 mit Vorhub der Einlassventile

Die beiden Strategien 3.1 und 3.2 unterscheiden sich in Bezug auf die „Auslassventil öffnet“ Steuerzeit. Die Einlassventile werden zeitgleich mit (Strategie 3.1) bzw. vor dem Auslassventil (Strategie

3.2) geöffnet. Der Zylinderdruck liegt bei EVÖ im Bereich von 8-10 bar. Durch den Vorhub der Einlassventile zu Beginn des Ladungswechsels strömt Verbrennungsgas in die Einlassstrecke ein. Nach dem Öffnen des Auslassventils entweicht zusätzlich ein Teil des Verbrennungsgases in die Auslassstrecke. Der Zylinderdruck fällt daraufhin stark ab, sodass eine Umkehrung der Strömungsrichtung in der Einlassstrecke eintritt. Während des Haupthubes des Einlassventils wird das zwischengespeicherte Verbrennungsgas zusammen mit der Frischluft in den Brennraum transportiert. Durch den Verlauf des Einlassventilvorhubes kann die in die Einlassstrecke einströmende Verbrennungsgasmasse beeinflusst werden. Zunächst wurde unter Berücksichtigung der Kraftlücken des elektromagnetischen Ventiltriebs ein maximaler Vorhub von 5 mm gewählt. Darüber hinaus hängt die in der Einlassstrecke zwischengespeicherte Verbrennungsgasmasse vom Ladedruck und der „Auslassventil öffnet“ Steuerzeit ab. Die in Tabelle 4.10 aufgeführten Simulationsergebnisse der Betriebsstrategien 3.1 und 3.2 zeigen, dass mit der AVÖ Steuerzeit eine Abstimmung der inneren Abgasrückführung vorgenommen werden kann. Bei beiden Betriebspunkten wurde ein Ladedruck von 2 bar eingestellt.

Ladungswechsel		Strategie 3.1	Strategie 3.2
Eintretender Luftmassenstrom	[kg/h]	30.74	23.47
Zugeführte Luftmasse	[mg]	426.94	325.97
Frischluftmasse im Zylinder	[mg]	419.13	325.77
Theoretische Luftmasse	[mg]	1016.91	1016.91
Luftaufwand	[%]	41.98	32.06
Spülgrad	[%]	59.73	49.66
Liefergrad	[%]	41.22	32.04
Restgasanteil	[%]	40.27	50.34
Fanggrad	[%]	98.17	99.94
Verbrennung			
Innere Arbeit	[J]	362.23	303.21
Innere Leistung	[kW]	7.24	6.06
Verbrennungsluftverhältnis	[-]	1.07	0.99
Turb. kin. Energie (ZZP)	[m ² /s ²]	4.33	4.90
Brenndauer (5%-95%)	[KW _{Δt}]	39.40	36.20
Innerer Umsetzungsgrad Kraftstoff	[-]	86.14	85.75
Innerer Wirkungsgrad	[-]	30.98	30.73

Tabelle 4.10: Simulationsergebnisse der HCCI Betriebsstrategie 3 mit frühem (Strategie 3.1) und spätem AVÖ (Strategie 3.2)

Durch die Vorlagerung von Verbrennungsgas in der Einlassstrecke werden während des Spülvorgangs nur sehr geringe Mengen an Frischluft überspült. Dementsprechend werden hohe Fanggrade von über 95 % erreicht. Luftaufwand und Liefergrad erreichen bei beiden Ventilsteuerzeiten vergleichsweise geringe Werte. Im Hinblick auf eine Steigerung des Restgasgehalts kann dieser Umstand toleriert werden. Mit Strategie 3.1 und einem zeitgleichen EVÖ und AVÖ kann ein Restgasgehalt von 40 % erzielt werden. Bei einem verzögerten Öffnen des Auslassventils (Strategie 3.2) wird durch die Simulation ein Restgasgehalt von über 50 % vorhergesagt. Die Simulationsergebnisse weisen nach,

dass die geforderten Abgasrückführraten mit der HCCI Betriebsstrategie 3 erreicht werden können und damit die Voraussetzungen für eine homogene selbstzündende Verbrennung erfüllt sind.

Die QuickSim Simulationen zeigen sowohl im fremdgezündeten als auch im HCCI Betrieb einen deutlich geringeren inneren Umsetzungsgrad des Kraftstoffs als beim VM 1. Gen. Unabhängig von der Betriebsstrategie scheint der gewählte Standard-Mehrlochinjektor in Kombination mit der inversen Tumble-Ladungsbewegung nicht zu einer ausreichenden Gemischaufbereitung zu führen. Als Basiskonfiguration wurde ein 6-Loch-Injektor mit einem Öffnungswinkel von 120° gewählt.

Weitere Einspritzvarianten mit Variationen des Einspritzbeginns und der -dauer, des Öffnungswinkels und der Einspritzrate des Injektors wurden untersucht. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass ein früher Einspritzbeginn noch während des Ladungswechsels so gestaltet werden kann, dass kein Kraftstoff überspült wird. Allerdings wird dadurch keine nennenswerte Verbesserung der Gemischaufbereitung erreicht. Am Einspritzbeginn nach EVS wurde deshalb festgehalten.

Auch durch eine Vergrößerung bzw. Verringerung des Sprayöffnungswinkels konnte keine signifikante Verbesserung der Homogenisierung erzielt werden. Die Einspritzrate und -dauer sind bei gegebener Einspritzmenge aneinander gekoppelt. Hier kann anhand der Simulationsergebnisse gezeigt werden, dass durch eine verringerte Einspritzrate und eine entsprechend vergrößerte Dauer des Einspritzvorgangs qualitativ eine leichte Verbesserung der Gemischhomogenisierung erreicht werden kann. Am realen Motor könnte durch die Verwendung eines Injektors mit reduziertem Durchfluss oder durch eine Absenkung des Einspritzdruckes eine Verringerung der Einspritzrate dargestellt werden.

Da durch keine der genannten Einspritzvarianten eine in Bezug auf die Kraftstoffumsetzung nachweisbare Verbesserung der Gemischaufbereitung erreicht wurde, wurde zu diesem Zeitpunkt des Projekts auf weitere simulative Untersuchungen verzichtet.

4.5 Experimentelle Untersuchung des verbrennungsmotorischen Teilsystems der zweiten Generation

Zur Fertigung eines Versuchsträgers wurde das in Abschnitt 4.4.2 vorgestellte Flächenmodell konstruktiv weiterentwickelt. Die Grundgeometrie des Kühlwassermantels wurde vom Verbrennungsmotor der ersten Generation übernommen und unter Berücksichtigung der zentralen Injektorlage umgestaltet. Wie bereits in Abschnitt 4.4.2 erläutert wurde eine ausreichende Kühlung von Zündkerze und Injektor in Form eines ausgedehnten Kühlwassermantels gegenüber einer möglichst zentralen Zündkerzenlage priorisiert. Wie beim VM 1. Gen wurden zur Druckindizierung ein Hoch- und Niederdrucksensor in den Zylinderkopf integriert. In Einlasskanal I und II sind jeweils ein Absolutdrucksensor positioniert. Der in Abb. 3.1.7 gezeigte messtechnische Aufbau konnte somit vollständig für diesen neuen Versuchsträger übernommen werden.

Zur Fertigung des Zylinderkopfes wurde wie bereits beim VM 1. Gen ein für Prototypen und Kleinserien optimiertes Sandgussverfahren eingesetzt. Sowohl Gussform als auch Kerne werden dabei mit einem Rapid Prototyping Verfahren erstellt. Nach Abgießen des Rohlings folgt eine Wärmebehandlung und spanende Bearbeitung des Zylinderkopfes sowie das Einsetzen der Ventilsitzringe und Ventileführungen. Abb. 4.5.1 zeigt Ansichten des Zylinderkopfes. Die vom VM 1. Gen bewährte ölge-

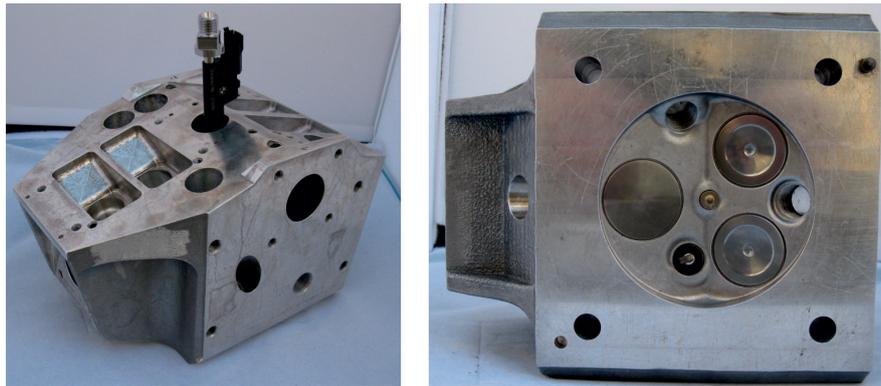


Abbildung 4.5.1: Zylinderkopf des FKLG Verbrennungsmotors der zweiten Generation

schmierte Kolbenring-Ölabstreifring Kombination wurde auch beim neuen Versuchsträger eingesetzt. Die Grundgeometrie des Kolbens sowie die Anbindung an die Kolbenstange bleiben unverändert. Die Geometrie des Kolbendachs wurde mit der Zielsetzung, auch bei kleinen Hübren ein hohes Verdichtungsverhältnis zu erzielen, an die Kontur des Zylinderkopfdachs angepasst. Abb. 4.5.2 zeigt das Kolbendach sowie die Ventile, die Zündkerze und den Mehrlochinjektor entsprechend ihrer Einbaulage im Zylinderkopf.

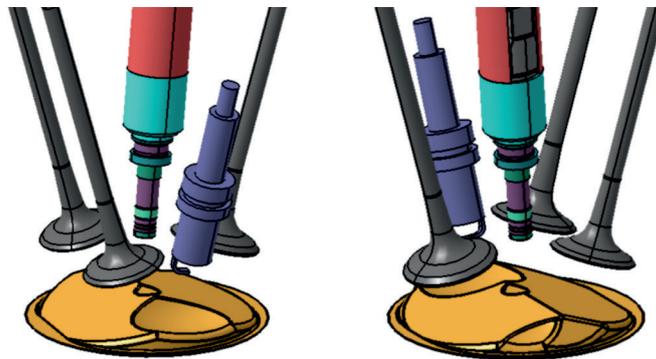


Abbildung 4.5.2: Anordnung des Injektors, der Zündkerze und der Ventile im VM 2. Gen

Zur Inbetriebnahme des Versuchsträgers und zur Durchführung von ersten Messreihen wurde ein Mehrlochinjektor verbaut, der in einem aufgeladenen Viertakt-Ottomotor in der Großserie eingesetzt wird. Die Sprayeigenschaften dieses Injektors entsprechen dabei weitestgehend dem im Rahmen der CFD Simulationen modellierten Standard 6-Loch-Injektor. Auf die Verwendung eines hinsichtlich der Sprayausrichtung speziell angefertigten Injektors wurde verzichtet, da auf Basis der CFD Simulationen noch keine verlässliche Aussage in Bezug auf die spezifischen Injektorparameter, wie beispielsweise die Orientierung einzelner Spraykeulen, getroffen werden konnte. In Abschnitt 5.3 werden die Eigenschaften des eingesetzten Mehrlochinjektors vor dem Hintergrund laserdiagnostischer Untersuchungen des Einspritzvorgangs umfassend diskutiert.

4.5.1 Experimentelle Ergebnisse mit fremdgezündeter Verbrennung

Zur Charakterisierung des Verbrennungsmotors der zweiten Generation wurden zunächst Betriebsbedingungen gewählt, die sich am Referenzbetriebspunkt 2 des VM 1. Gen orientieren (vgl. Abschnitt 4.2.1.1). Um eine Vergleichbarkeit zwischen beiden Versuchsträgern herzustellen, wurde ein Betrieb mit Sinus 55 % OT Kolbenhubtrajektorie und den Ventilsteuerzeiten der Referenzbetriebspunkte realisiert. Tabelle 4.11 fasst die Betriebsparameter zusammen.

Betriebsparameter		
Frequenz	[Hz]	20
Hub	[mm]	80
Kolbenhubtrajektorie		Sinus 55% OT
geom. Verdichtungsverhältnis	[-]	8.5
Ladedruck (absolut)	[bar]	1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0
Verbrennungsluftverhältnis	[-]	≈ 1
Zündzeitpunkt	[%H OT]	- 5
Einspritzzeitpunkt	[%H OT]	- 89
Einspritzdruck	[bar]	180

Tabelle 4.11: Parameter des fremdgezündeten Betriebes mit VM 2. Gen

Um die durch die Simulationen vorhergesagten verbesserten Ladungswechseleigenschaften des neuen Verbrennungsmotors nachzuweisen, wird nachfolgend ein Vergleich mit Messergebnissen des VM 1. Gen vorgestellt. In [34] wurde der Einfluss des Ladedruckes auf den Betrieb des VM 1. Gen umfangreich untersucht. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde der Ladedruck bei einem Kolbenhub von 80 mm in einem Bereich von 1.3 bis 2.5 bar variiert. Eine Ausdehnung des Betriebes zu kleineren Ladedrücken ließ sich nicht realisieren, da bei Ladedrücken unterhalb von 1.5 bar die Zyklusschwankungen stark zunehmen. Aufgrund von klopfender Verbrennung wurde als Höchstwert ein Ladedruck von 2.5 bar untersucht. Die Betriebsparameter dieser Ladedruckvariation sind mit Ausnahme des Verbrennungsluftverhältnisses mit den Parametern des Referenzbetriebspunktes 2 identisch.

Im Rahmen der Untersuchungen von Ferrari [34] wurde auf Basis von CFD Simulationsergebnissen eine Korrelation entwickelt, um die Gaszusammensetzung im Brennraum auch bei veränderlichem Ladedruck zu ermitteln. Durch eine Anpassung der eingespritzten Kraftstoffmenge kann in Abhängigkeit vom gewählten Ladedruck auf diese Weise eine stöchiometrische Gemischzusammensetzung im Brennraum eingestellt werden. Dieser Ansatz kommt auch zur Festlegung eines stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses bei den Untersuchungen mit variierendem Ladedruck im VM 2. Gen zum Einsatz.

Während der Einspritzzeitpunkt bei den Untersuchungen beider Versuchsträger identisch ist, muss beim VM 2. Gen ein deutlich früherer Zündzeitpunkt ($-5\%H_{OT}$) gewählt werden, um einen stabilen Betrieb ohne starke Zyklusschwankungen zu gewährleisten. Den Untersuchungen von Ferrari folgend kann im VM 1. Gen ein wirkungsgradoptimaler, stabiler Betrieb mit einem Zündzeitpunkt von $-2\%H_{OT}$ dargestellt werden. Abb. 4.5.3 zeigt die gemittelten Zylinderdruckverläufe im VM 2. Gen während des gesamten Arbeitsspiels (links) und im Detail (rechts) während des Ladungswechsels.

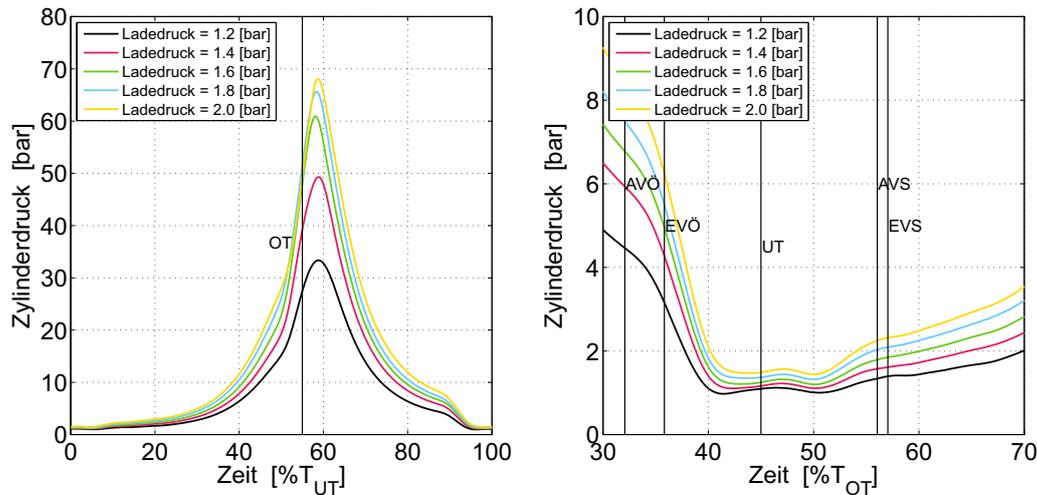


Abbildung 4.5.3: Zylinderdruckverlauf für verschiedene Ladedrücke (Fremdzündung)

Durch eine Anhebung des Ladedruckes steigt insgesamt das Druckniveau im Brennraum, der charakteristische Kurvenverlauf bleibt jedoch annähernd unverändert. Der VM 2. Gen zeigt im Prüfstandsbetrieb eine deutlich stärkere Neigung zur klopfenden Verbrennung. Bereits bei einem Ladedruck von 2 bar treten im VM 2. Gen zunehmend klopfende Arbeitsspiele auf, sodass für diesen Betriebspunkt ein späterer Zündzeitpunkt von $-4\%H_{OT}$ gewählt wurde. In der Folge ist bei diesem Betriebspunkt der Spitzendruck vermindert und tritt im Vergleich zu den übrigen Betriebspunkten später auf (Abb. 4.5.3). Eine Untersuchung von Betriebspunkten mit Ladedrücken von über 2 bar konnte aufgrund von starkem Klopfen nicht durchgeführt werden. Die in Abb. 4.5.4 gezeigten Verläufe der inneren Arbeit und der Kompressions- bzw. Expansionsarbeit zeigen grundsätzlich bei beiden Versuchsträgern die gleiche Charakteristik. Es besteht eine nahezu lineare Abhängigkeit vom Ladedruck. Bei reduzierten Ladedrücken unterhalb von 1.3 bar fällt die innere Arbeit stärker ab, da bei beiden Versuchsträgern der Umsetzungsgrad in diesem Bereich abnimmt.

Der VM 2. Gen erreicht im Vergleich zum Vorgänger im gesamten untersuchten Ladedruckbereich eine deutlich höhere innere Arbeit. Im Auslegungspunkt liegt die erzielte innere Arbeit des neuen Versuchsträgers um 12% über dem ermittelten Wert für den VM 1. Gen. Dies ist im Wesentlichen auf die höhere im Brennraum gefangene Luftmasse zu Beginn der Hochdruckphase zurückzuführen. Eine vergleichende Betrachtung des Zylinderdruckes bei EVS zeigt ein höheres Druckniveau im VM 2. Gen bei gleichem Ladedruck. Wird von einem vergleichbaren Restgasgehalt und damit Temperaturniveau bei EVS ausgegangen, kann aus dem höheren Zylinderdruck bei EVS des VM 2. Gen eine höhere gefangene Luftmasse abgeleitet werden.

Hervorzuheben ist der stabile Betrieb bei Ladedrücken unterhalb von 1.5 bar. Mit dem VM 1. Gen kann bei einem Ladedruck unterhalb von 1.3 bar keine Zündung des Gemisches mehr erreicht werden. Mit dem VM 2. Gen kann auch bei einer Absenkung des Ladedruckes auf 1.2 bar ein stabiler Verbrennungsprozess mit einem Variationskoeffizienten der inneren Arbeit von unter 3% dargestellt werden.

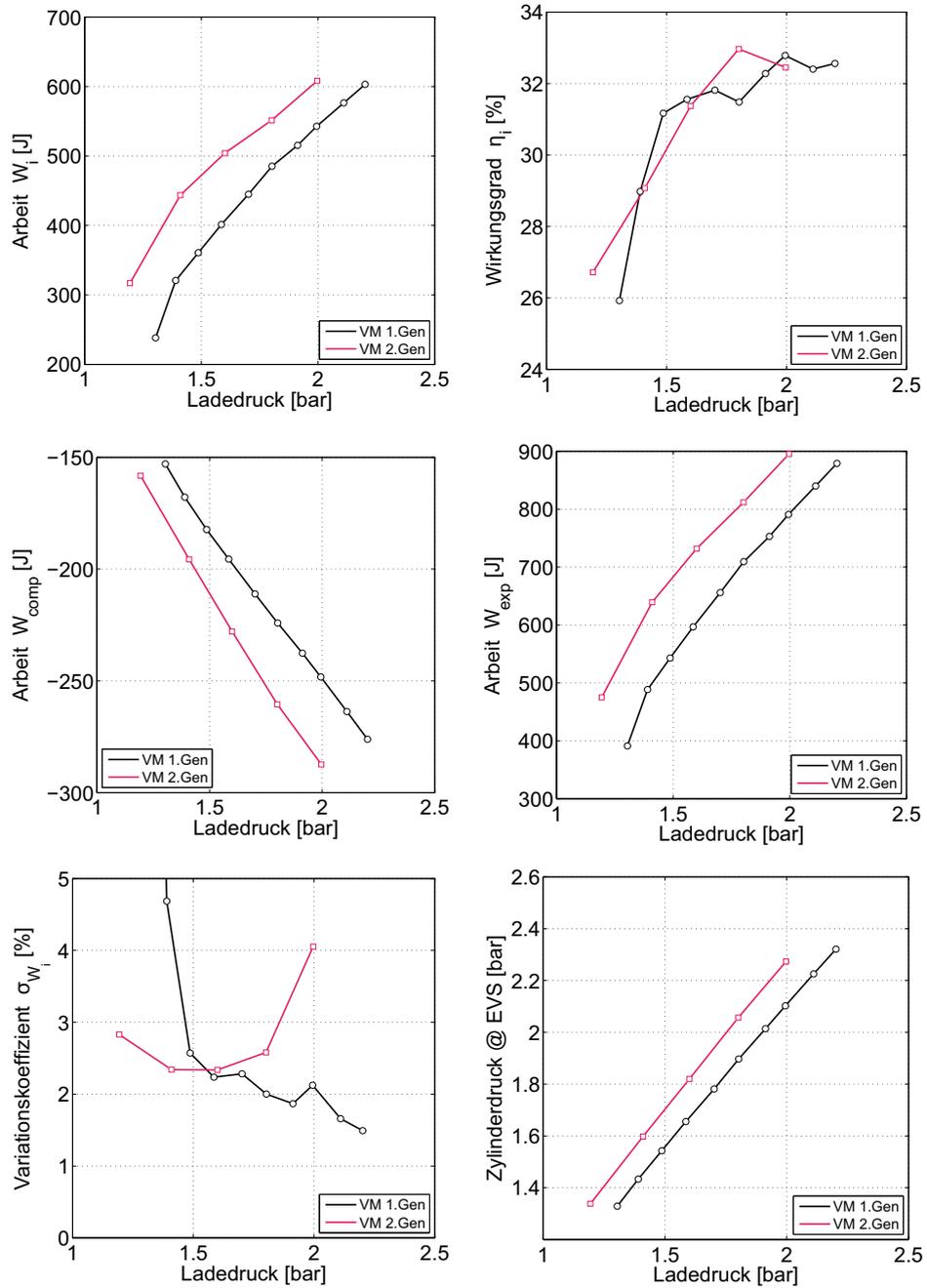


Abbildung 4.5.4: Arbeit, Wirkungsgrad, Kompressionsarbeit, Expansionsarbeit, Variationskoeffizient der indizierten Arbeit und Zylinderdruck (EVS) bei Variation des Ladedruckes

In Bezug auf die innermotorische Energiewandlung kann mit dem Verbrennungsmotor der zweiten Generation keine Verbesserung erreicht werden. Der innere Wirkungsgrad erreicht im gesamten untersuchten Ladedruckbereich ein zum VM 1. Gen vergleichbares Niveau.

Um weitere verbrennungsmotorische Kennzahlen zu ermitteln, wurden die Messergebnisse der experimentellen Untersuchungen am VM 2. Gen durch eine Druckverlaufsanalyse (DVA) ausgewertet. Diese auf einem nulldimensionalen, einzonigen Modellansatz basierende Auswertungsroutine wurde von Ferrari für den FKLG Verbrennungsmotor entwickelt. Eine Diskussion der Grundlagen dieser Druckverlaufsanalyse ebenso wie die Definitionen der resultierenden Kennzahlen sind in [34] zu finden. Die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse zeigt Abb. 4.5.5.

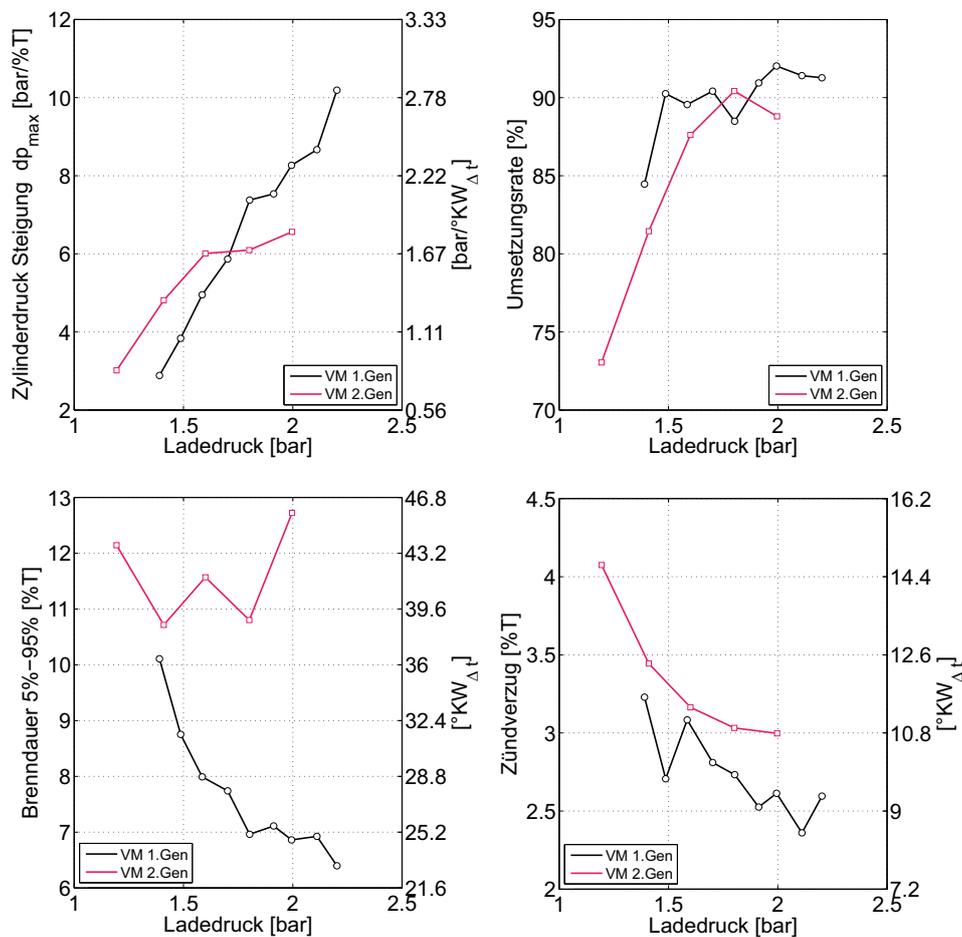


Abbildung 4.5.5: Gradient des Zylinderdruckes, Umsetzungsrate, Brenndauer und Zündverzug bei Variation des Ladedruckes

Die Brenndauer ist im VM 2. Gen bei allen Ladedrücken signifikant höher als beim Verbrennungsmotor der ersten Generation. Damit bestätigt sich die bereits durch die CFD Simulationen vorhergesagte ungünstigere Flammenausbreitung im Brennraum (vgl. Tabelle 4.7). Die Simulationsergebnisse deuten auf das zum Zündzeitpunkt geringe Turbulenzniveau als Ursache für diese langsame Wärmerfreisetzung hin. In der Folge ergibt sich eine geringere turbulente Flammgeschwindigkeit und

es kommt zu einer wirkungsgradungünstigen verzögerten Umsetzung der Zylinderladung.

Bei den vorliegenden Untersuchungen am VM 2. Gen wird dies teilweise durch einen frühen Zündzeitpunkt kompensiert, sodass die Unterschiede zwischen VM 1. Gen und VM 2. Gen in Bezug auf den inneren Wirkungsgrad gering sind. Es ist zu vermuten, dass sich die nicht zentral im VM 2. Gen positionierte Zündkerze ebenfalls ungünstig auf die Flammenausbreitung auswirkt. Längere Flammenwege und niedrige Flammengeschwindigkeiten erhöhen neben der Brenndauer auch das Risiko von unkontrollierten Zünd- und Verbrennungsprozessen. Damit kann die im Prüfstandsbetrieb auftretende höhere Klopfneigung des VM 2. Gen erklärt werden. Als Hinweis auf eine schlechtere Gemischaufbereitung kann die erhöhte Zündverzugszeit gewertet werden, die eine schlechtere Entflammungsphase zu Beginn des Verbrennungsprozesses unterstreicht.

Insgesamt wird mit dem Verbrennungsmotor der zweiten Generation bei fast allen Ladedrücken eine geringere Umsetzungsrate des zugeführten Kraftstoffs als beim VM 1. Gen erreicht. Eine mögliche Ursache stellt die im Rahmen der CFD Simulationen nachgewiesene unvollständige Homogenisierung der Zylinderladung dar. Der Abfall der Umsetzungsrate bei verringertem Ladedruck sollte dabei nicht überbewertet werden, da nur im Auslegungspunkt (2 bar Ladedruck) die Eingabegrößen der Druckverlaufsanalyse durch CFD Simulationen abgesichert werden konnten. Bei geringeren Ladedrücken wurden wie bei der Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses extrapolierte Werte verwendet, die jedoch mit einer gewissen Unsicherheit behaftet sind. Auf eine weitere Untersuchung des fremdgezündeten Betriebes wurde aufgrund der Zielsetzung eines HCCI Brennverfahrens verzichtet.

4.5.2 Experimentelle Ergebnisse mit homogener selbstzündender Verbrennung

Um die simulativ entwickelte HCCI Betriebsstrategie mit interner Abgasrückführung am FKLG Verbrennungsmotorprüfstand umsetzen zu können, ist ein Anfahren des Verbrennungsmotors im fremdgezündeten Betrieb und eine Umschaltung in den HCCI Betrieb erforderlich. Das Verbrennungsgas des vorangegangenen, fremdgezündeten Zyklus wird zur Einleitung der Selbstzündung des ersten HCCI Arbeitsspiels genutzt. Im nachfolgenden Abschnitt wird zunächst dieser Umschaltvorgang diskutiert. Die Messergebnisse von stationären Betriebszuständen mit homogener selbstzündender Verbrennung folgen im daran anknüpfenden Abschnitt.

4.5.2.1 Überführung in den HCCI Betrieb

Die Überführung vom fremdgezündeten in den selbstzündenden Betriebsmodus wird im Prüfstandsbetrieb durch die Umschaltung der Ventilsteuerzeiten eingeleitet. Um eine Änderung der Ventilflugkurven im laufenden Betrieb darstellen zu können, wurde zunächst die Steuerungseinheit des Ventiltriebs um diese Funktionalität erweitert. Eine kombinierte Betriebsweise während der Übergangsphase mit einer aktivierten Zündung trotz HCCI Ventilsteuerzeiten und interner Abgasrückführung wurde nicht umgesetzt. Stattdessen wurde ein unmittelbarer Umschaltvorgang mit einer zeitgleichen Deaktivierung der Zündanlage realisiert. Daraus folgt, dass bereits beim ersten HCCI Arbeitsspiel eine selbstständige Zündung sicher erreicht werden muss, um den motorischen Betrieb aufrechtzuerhalten. Im Steuergerät des Ventiltriebes, an das auch die Anweisung zur Umschaltung gegeben wird, wurden die Ventilhubkurven beider Betriebsmodi hinterlegt. Im Betrieb erfolgt keine Kommunika-

tion zwischen dem Steuergerät des Ventiltriebes und der Prüfstandssteuerung. Um die Umschaltung in der Prüfstandssteuerung zu erkennen und den Zündzeitpunkt und die Einspritzdauer anpassen zu können, wurde ein Überwachungsalgorithmus implementiert, dem die Hubkurve des Einlassventils als Referenzsignal zugrunde liegt. Der Zylinderdruckverlauf und die Ventilhubkurven während des Umschaltvorgangs sind in Abb. 4.5.6 oben dargestellt. Die Triggersignale der Zündung, der Einspritzung sowie des Triggers der HCCI Erkennung sind in Abb. 4.5.6 unten abgebildet.

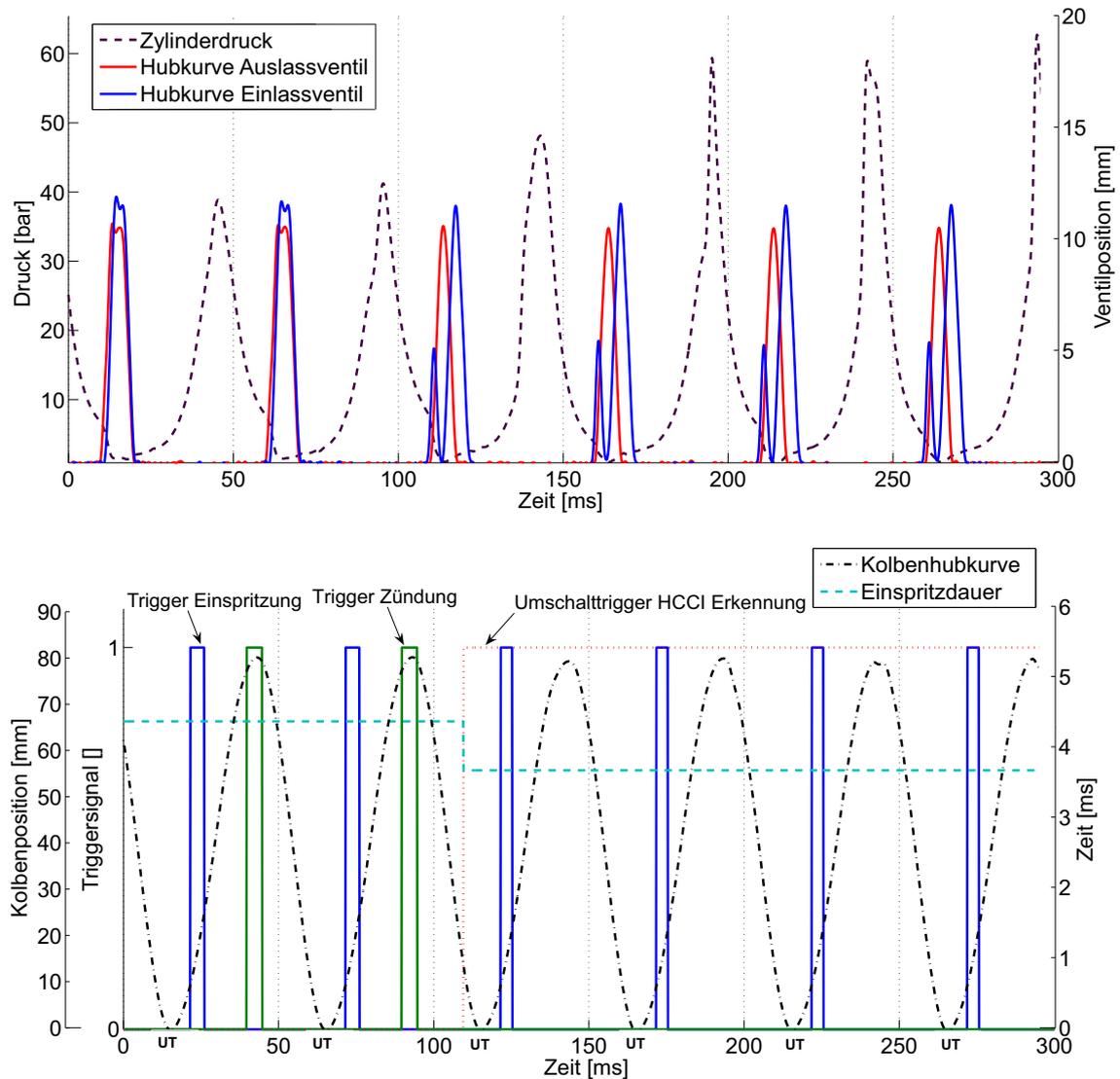


Abbildung 4.5.6: Zylinderdruck und Ventilhubkurven (oben) - Triggersignale, Kolbenhubkurve und Einspritzdauer während des Umschaltvorgangs (unten)

Der Befehl zur Umschaltung und damit die Aktivierung der HCCI Ventilhubkurven erfolgt bei $t=90$ ms. Die Änderung der Einlassventilhubkurve wird vom Überwachungsalgorithmus bei $t=110$ ms erkannt und der Umschalttrigger auf den Wert 1 gesetzt. Zeitgleich wird die Zündung deaktiviert und die Einspritzdauer angepasst. Der nachfolgende Hochdruckprozess umfasst das erste Arbeitsspiel mit homogener Selbstzündung. Der Zylinderdruck zeigt während der ersten Zyklen im HCCI Modus

sowohl in Bezug auf den Druckverlauf als auch hinsichtlich des Spitzendruckes starke Schwankungen. Diese Zyklusschwankungen beschränken sich auf die Phase unmittelbar nach der Umschaltung. Abb. 4.5.7 zeigt die Zylinderdruckverläufe der einzelnen Perioden vor, während und nach der Umschaltung vom fremdgezündeten Modus (grün) in den HCCI Modus (rot). Bereits nach dem vierten auf die Umschaltung folgenden Zyklus stabilisiert sich der Betrieb und der Zylinderdruckverlauf zeigt von Periode zu Periode deutlich geringere Schwankungen.

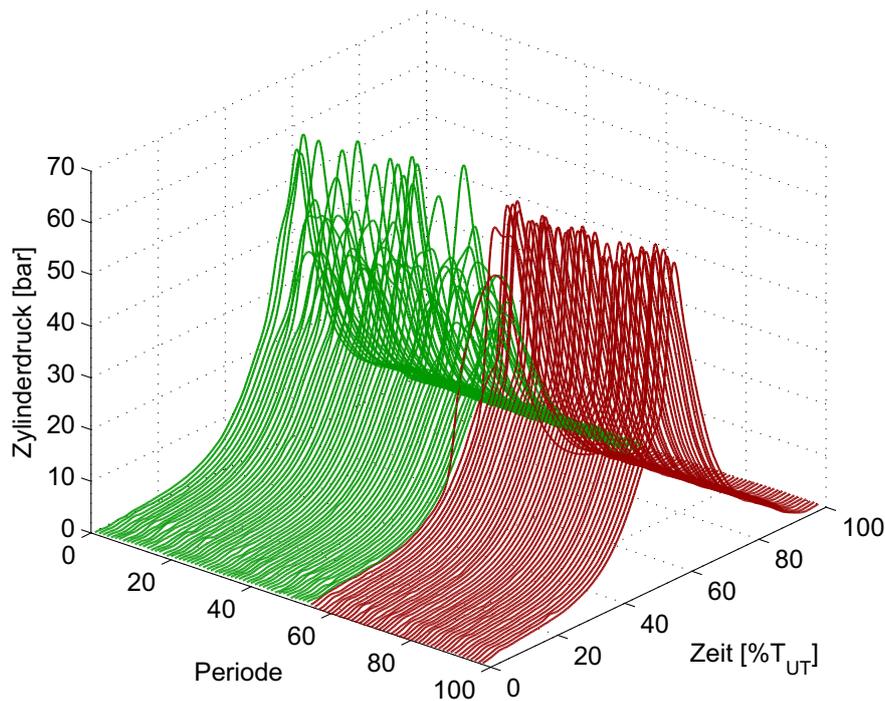


Abbildung 4.5.7: Zylinderdruckverlauf vor, während und nach der Umschaltung in HCCI Betrieb

4.5.2.2 Untersuchung stationärer HCCI Betriebspunkte

Die Zylinderdruckverläufe stationärer Betriebspunkte mit homogener Selbstzündung zeigen die charakteristischen steilen Druckanstiege eines HCCI Brennverfahrens. Abb. 4.5.8 zeigt die Druckverläufe von 50 aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen im fremdgezündeten (links) und im HCCI Betriebsmodus (rechts). Beide Versuchsreihen wurden mit einem Ladedruck von 1.8 bar durchgeführt. Obwohl im HCCI Betrieb aufgrund der geringen Frischladungsmasse eine wesentlich geringere innere Leistung erreicht wird, sind die Druckanstiegsraten höher als beim fremdgezündeten Betrieb. Im fremdgezündeten Betriebspunkt wird bei einer inneren Arbeit von 551.4 J ein maximaler Druckanstieg (der mittleren Periode) von 6.1 bar/% T (1.7 bar/°KW_{Δt}) erfasst. Als mittlere Periode wird eine Ensemble-Mittelung der zyklischen Größen (Zylinderdruck, Volumenfunktion, etc.) über 100 Einzelzyklen des stationären Betriebes bezeichnet. Der mittlere Druckverlauf des HCCI Betriebspunktes zeigt einen maximalen Druckanstieg von 7.4 bar/% T (2.1 bar/°KW_{Δt}) bei einer inneren Arbeit von

nur 216.5 J. Zur Bewertung der Zyklusstabilität wird üblicherweise ein Variationskoeffizient berechnet, der für den Quotienten aus der Standardabweichung und dem Mittelwert der inneren Arbeit oder des inneren Mitteldruckes steht. Wird hingegen der in Abb. 4.5.8 dargestellte Zylinderspitzendruck als Maß für die Zyklusstabilität zugrunde gelegt, kann festgestellt werden, dass der HCCI Betriebsmodus geringere Schwankungen aufweist.

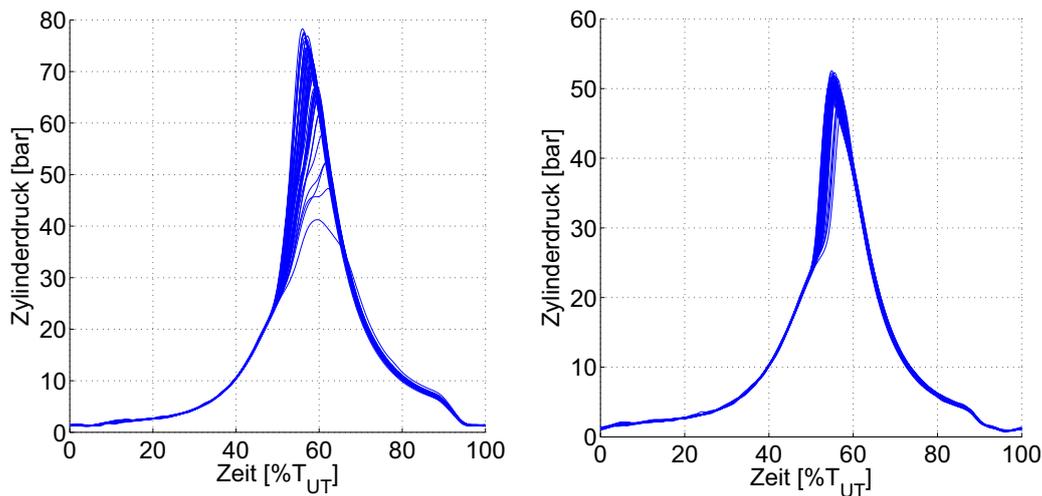


Abbildung 4.5.8: Zylinderdruckverläufe einzelner Perioden bei Fremdzündung (links) und homogener Selbstzündung (rechts)

In Bezug auf die Regelung des hydraulischen Aktors stellt ein HCCI Betrieb besondere Anforderungen. Da der Prüfstand zunächst mit aktiver Zündung gestartet wurde und im laufenden Betrieb die Umschaltung in den HCCI Modus erfolgte, konnte im Rahmen dieser ersten Versuchsreihe die in der Arbeit von Ferrari [34] vorgestellte Vorsteuerung des hydraulischen Systems nicht eingesetzt werden. Bei aktiver Vorsteuerung wäre die Gefahr einer mechanischen Schädigung aufgrund eines fehlgeschlagenen Umschaltvorgangs erheblich. Der von der Vorsteuerung erwartete Lastkraftverlauf würde im Fall einer Fehlzündung nach der Umschaltung voraussichtlich zu einem „Überfahren“ der oberen Totpunktlage führen. Um diesen Fall zu vermeiden, wurden die HCCI Untersuchungen mit deaktivierter Vorsteuerung durchgeführt. Die Kombination aus hohen Druckanstiegsraten und ein Erreichen des Zylinderspitzendruckes kurz nach OT führt bei deaktivierter Vorsteuerung zu einer großen Abweichung zwischen der Ist- und Soll-Position des Kolbens im oberen Totpunkt. Dies hat zur Folge, dass sich mit zunehmendem Ladedruck bei den gewählten Betriebsbedingungen das effektive, am Prüfstand darstellbare Verdichtungsverhältnis verringert. Trotz dieser Einschränkung konnten am FKLG Verbrennungsmotorprüfstand drei stabile HCCI Betriebspunkte untersucht werden. Tabelle 4.12 fasst die Betriebsparameter dieser drei Betriebspunkte zusammen.

Im Zuge erster Untersuchungen hat sich gezeigt, dass die Überführung in den Selbstzündungsbetrieb mit einer Sinus 55 % OT Hubkurve wesentlich robuster erfolgt als mit der simulativ untersuchten Sinus 60 % OT Hubkurve. Dementsprechend wurde erstgenannte Kolbenhubtrajektorie für alle weiteren Prüfstandsversuche gewählt.

Betriebsparameter		
Frequenz	[Hz]	20
Hub	[mm]	80
Kolbenhubtrajektorie		Sinus 55% OT
geom. Verdichtungsverhältnis	[-]	8.6, 8.5, 8.4
Ladedruck (absolut)	[bar]	1.8, 2.0, 2.2
Verbrennungsluftverhältnis	[-]	≈ 1.44
Zündzeitpunkt	[%H OT]	-
Einspritzzeitpunkt	[%H OT]	- 89
Einspritzdruck	[bar]	180

Tabelle 4.12: Parameter der experimentell untersuchten HCCI Betriebspunkte

Abb. 4.5.9 zeigt die Ventil- und Kolbenhubkurven der experimentell untersuchten HCCI Betriebspunkte. Auch im HCCI Betrieb besteht die Problematik, das Verbrennungsluftverhältnis im Zylinder nicht direkt regeln zu können. Im Zuge der Prüfstandsmessungen wurde die eingespritzte Kraftstoffmenge auf Basis der in Abschnitt 4.4.3.2 diskutierten CFD Simulationsergebnisse eingestellt. Den Prüfstandsversuchen nachfolgende CFD Simulationen zur Validierung haben allerdings gezeigt, dass aufgrund des Wechsels von einer Sinus 60 % OT zu einer Sinus 55 % OT Hubkurve eine größere Luftmasse gefangen wird. Im Gegensatz zur simulativen Auslegung mit einer stöchiometrischen Verbrennung liegt das Verbrennungsluftverhältnis der experimentell untersuchten Betriebspunkte in der Größenordnung von 1.44 (vgl. Tabelle 4.12).

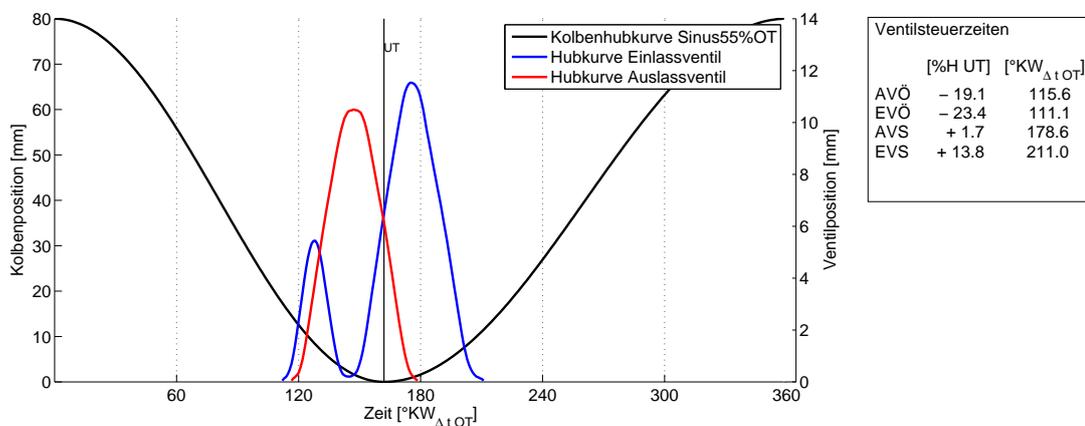


Abbildung 4.5.9: Ventil- und Kolbenhubkurven der HCCI Betriebspunkte

Abb. 4.5.10 zeigt die Zylinderdruckverläufe bei den untersuchten Ladedrücken. Durch eine Anhebung des Ladedruckes steigt das Zylinderdruckniveau bereits während der Kompressionsphase. Qualitativ kann anhand der Druckverläufe kein Einfluss auf den Zündzeitpunkt festgestellt werden. Bei allen Ladedrücken wird der Zylinderspitzenwert vergleichsweise früh, kurz nach der oberen Totpunktlage erreicht. Während des Ladungswechsels fällt der Zylinderdruck nach EVÖ nur moderat ab. Erst nach Öffnen des Auslassventils kommt es zu einer Absenkung bis unter das Niveau des Ladedruckes. Bei einer Verringerung des Ladedruckes unter 1.8 bar konnte mit den gewählten Ventilsteuerzeiten

kein stabiler Betrieb realisiert werden. Die während des Vorhubes in der Einlassstrecke zwischengespeicherte Verbrennungsgasmasse wird stark durch das Druckverhältnis zwischen Brennraum und Einlassstrecke bei EVÖ beeinflusst.

Vermutlich ist bei einer Absenkung des Ladedruckes unter 1.8 bar die in die Einlasskanäle eingebrachte Verbrennungsgasmasse so hoch, dass während des Ladungswechsels nicht genügend Frischladungsmasse in den Brennraum gelangen kann. Bei Ladedrücken über 2.2 bar werden die Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Position im oberen Totpunkt so groß, dass ein kontrollierter Betrieb mit dem hydraulischen Aktor nicht mehr möglich ist.

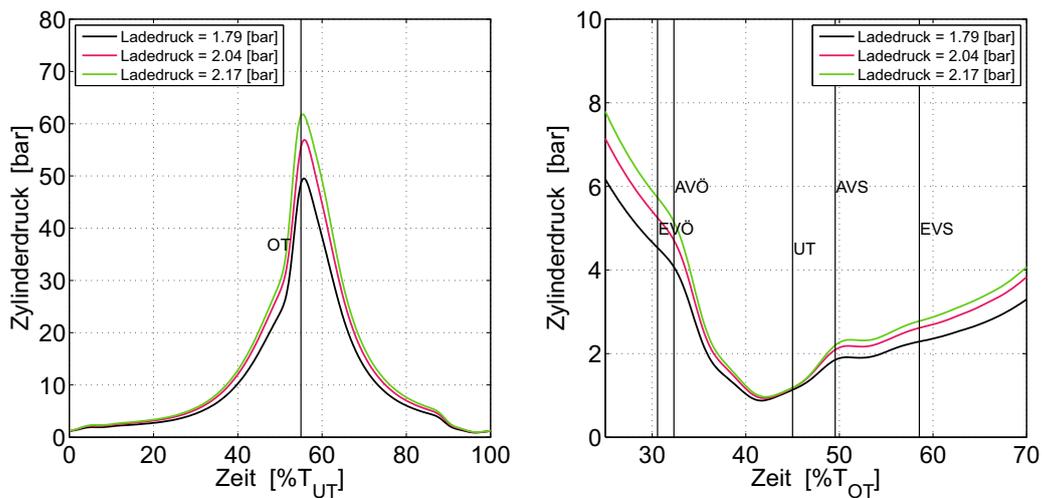


Abbildung 4.5.10: Zylinderdruckverlauf für verschiedene Ladedrücke im HCCI Betrieb

Die Messergebnisse in Abb. 4.5.11 zeigen eine nahezu lineare Abhängigkeit der indizierten Arbeit vom Ladedruck. Auch wenn aufgrund der gewählten Strategie der inneren Abgasrückführung eine breite Variation des Ladedruckes nicht möglich ist, so kann doch in gewissen Grenzen eine Anpassung der Motorlast über den Ladedruck erfolgen.

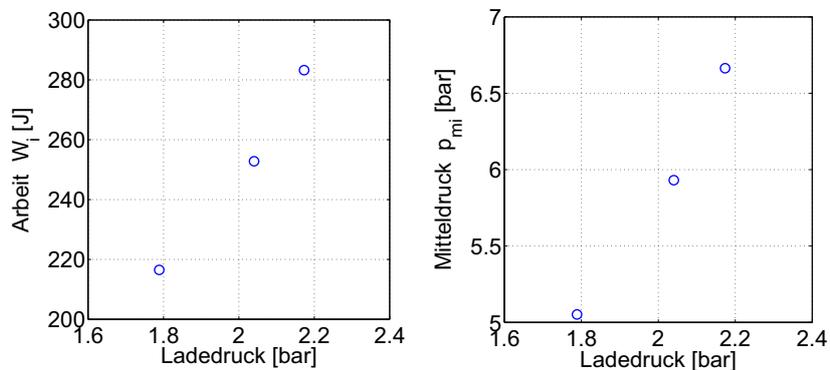


Abbildung 4.5.11: Arbeit und Mitteldruck bei Variation des Ladedruckes im HCCI Betrieb

Die in Abb. 4.5.12 dargestellten, erreichten inneren Wirkungsgrade sind vergleichbar mit den Ergebnissen im fremdgezündeten Betrieb. Die Variationskoeffizienten der indizierten Arbeit sind im Mittel um den Faktor zwei größer. Dies steht im Kontrast zu der hohen Gleichförmigkeit der HCCI Zylinderdruckverläufe in Abb. 4.5.8. Qualitativ würden diese eine hohe Zyklusstabilität nahelegen.

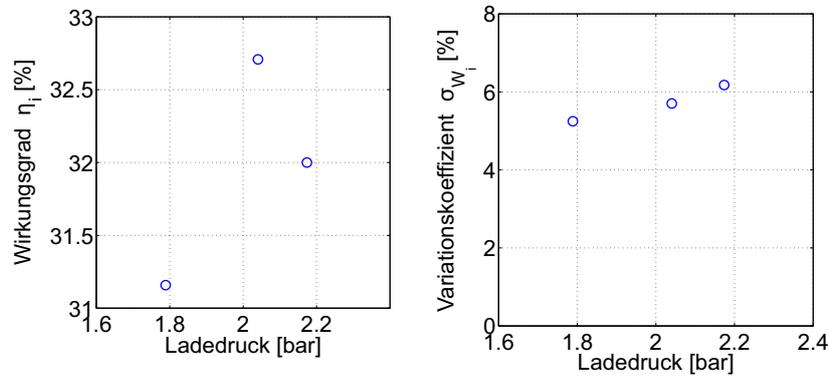
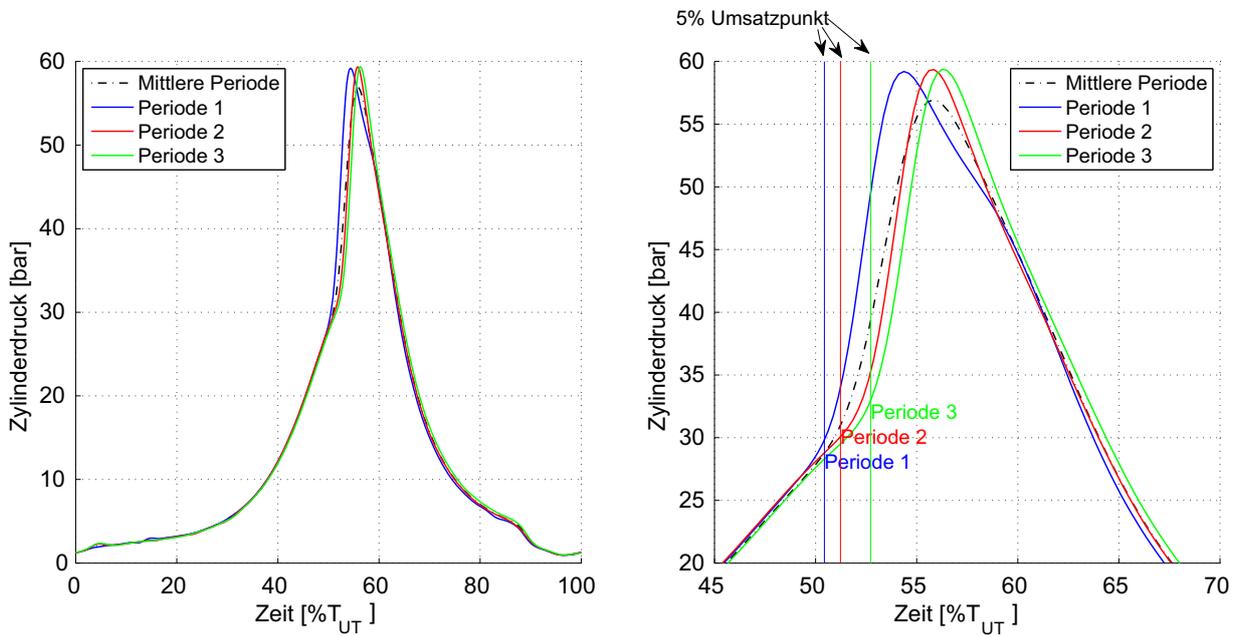


Abbildung 4.5.12: Innerer Wirkungsgrad und Variationskoeffizient der indizierten Arbeit bei Variation des Ladedruckes im HCCI Betrieb

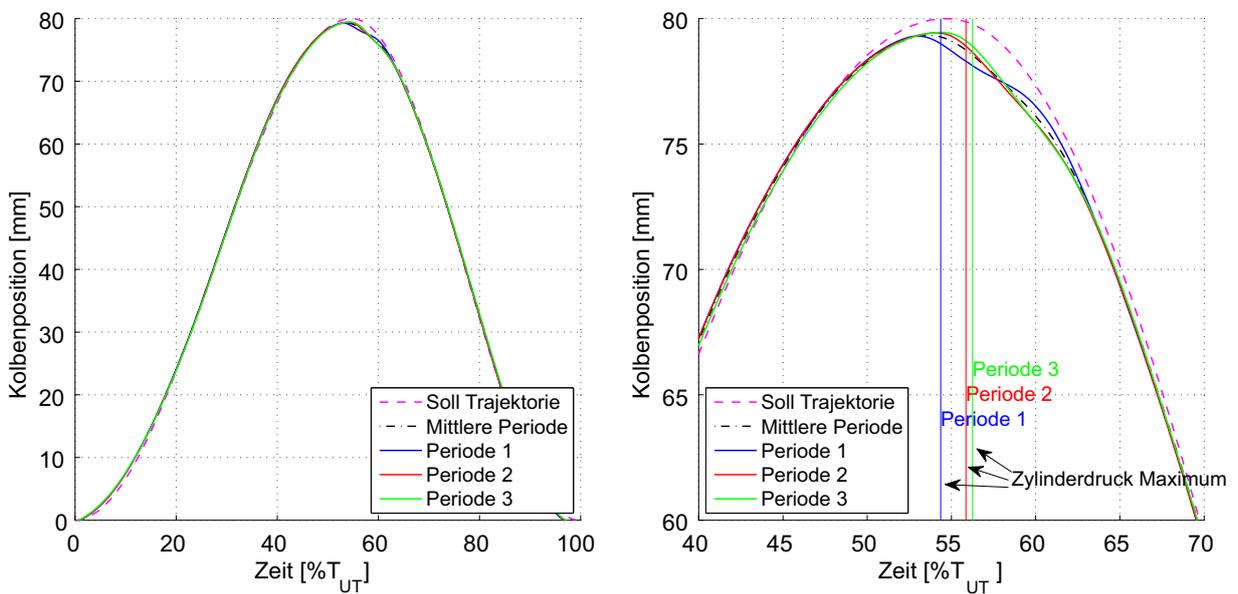
Grundsätzlich ist im Verbrennungsmotor des FKLG ebenso wie bei Verbrennungsmotoren klassischer Bauart eine möglichst hohe Zyklusstabilität mit geringen Variationskoeffizienten anzustreben. Im Hinblick auf HCCI Brennverfahren wird in [45, 142] als Stabilitätskriterium eine zulässige Obergrenze von 5 % für den Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldruckes angegeben. Allerdings muss berücksichtigt werden, dass im Gegensatz zu einem Aufbau mit Pleuelltrieb die Volumenfunktion in einem Pleuellmotor ebenfalls Zyklusschwankungen unterliegen kann. Die pro Arbeitsspiel verrichtete innere Arbeit wird aus dem Integral

$$W_{i_{zyk}} = - \oint p_{zyk} dV \quad \text{mit} \quad p_{zyk}(t) = \bar{p} + p' \quad \text{und} \quad V_{zyk}(t) = \bar{V} + V' \quad (4.5.1)$$

ermittelt. Im klassischen Verbrennungsmotor sind dem mittleren Zylinderdruckverlauf (\bar{p}) aufgrund des Verbrennungsprozesses Zyklusschwankungen (p') überlagert. Die Volumenfunktion wird hingegen mit hoher Genauigkeit von Zyklus zu Zyklus wiederholt ($V' = 0$). Im eingesetzten Verbrennungsmotorprüfstand ist die Volumenfunktion abhängig von der Regelgüte des hydraulischen Aktors. Die schnelle Wärmefreisetzung des HCCI Brennverfahrens führt zu einer Schwankung der Pleuelltrajektorie im Bereich des oberen Totpunktes und damit zu einer von der Periode abhängigen Volumenfunktion ($V' \neq 0$). Durch eine Analyse der Einzelzyklen kann gezeigt werden, dass der Verlauf des Pleuellhubes um den oberen Totpunkt maßgeblich durch den Zündzeitpunkt beeinflusst wird. Da keine zeitlich festgelegte Fremdzündung mittels Zündkerze erfolgt, reagiert das System dynamisch auf die von Zyklus zu Zyklus schwankenden Bedingungen der Zündung. Abb. 4.5.13(a) zeigt exemplarisch den Zylinderdruckverlauf dreier Einzelperioden und der mittleren Periode bei einem Ladedruck von 2 bar. Das gesamte Arbeitsspiel (links) und die Hochdruckphase (als Ausschnitt rechts) einschließlich dem 5 % Umsatzpunkt der einzelnen Perioden werden dargestellt.



(a) Zylinderdruckverläufe der mittleren Periode und dreier Einzelperioden



(b) Kolbenhubkurven der Soll-Trajektorie, der mittleren Periode und der drei Einzelperioden

Abbildung 4.5.13: Schwankung des Zündvorgangs im HCCI Betriebsmodus

Der 5 % Umsatzpunkt wurde anhand von Druckverlaufsanalysen der Einzelperioden ermittelt und als Referenzpunkt für den Beginn der Verbrennung herangezogen. Es wird deutlich, dass die Zeitpunkte der Zündung bzw. des Brennbeginns bei den drei ausgewählten Perioden deutlich voneinander abweichen und sich in der Folge der Druckverlauf während der Hochdruckphase unterschiedlich entwickelt. Die Auswirkungen dieser Schwankungen des Zündvorgangs auf die Kolbenhubkurve können Abb. 4.5.13(b) entnommen werden. Die Kolbenhubkurven der Einzelperioden, der mittleren Periode und die Soll-Trajektorie sind über dem gesamten Arbeitsspiel und während der Hochdruckphase dargestellt. Zusätzlich ist bei jeder Einzelperiode die Lage des Zylinderdruckmaximums gekennzeichnet. Allgemein kann festgestellt werden, dass der Kolben umso stärker von seiner durch die Steuerung vorgegebenen Soll-Trajektorie abweicht, je früher die Selbstzündung erfolgt.

Zwar versucht das System, diese Abweichung durch eine Anpassung der hydraulischen Kolbenkraft zu kompensieren, doch dies gelingt nur eingeschränkt. Auf das HCCI Brennverfahren hat dieses Systemverhalten stabilisierende Auswirkungen. Die Lage des oberen Totpunktes ergibt sich dynamisch aus dem Zylinderdruckverlauf während der Hochdruckphase. Der Verlauf der Kolbenhubkurve passt sich derart an, dass sich das Maximum des Zylinderdruckes stets nach dem oberen Totpunkt einstellt. Der scheinbare Widerspruch zwischen geringen Zyklusschwankungen des Zylinderdruckes (Abb. 4.5.8) und vergleichsweise hohen Variationskoeffizienten der inneren Arbeit (Abb. 4.5.11) kann durch das dynamische Verhalten der Volumenfunktion erklärt werden. Die periodenspezifische Anpassung der oberen Totpunktlage trägt damit auch zur Angleichung der Druckverläufe bei.

Die aus regelungstechnischer Sicht unerwünschte Abweichung zwischen Soll- und Ist-Kolbenhubkurve ist in Bezug auf den Verbrennungsprozess in vielerlei Hinsicht bemerkenswert. Einerseits entspricht die Dynamik der Kolbenhubkurve den Eigenschaften, die von einem freischwingenden System erwartet werden. Die Ergebnisse zeigen somit perspektivisch das Verhalten des FKLG Gesamtsystems bei Anwendung eines homogenen selbstzündenden Brennverfahrens. Andererseits konnten bei den experimentellen Untersuchungen vergleichsweise niedrige Druckanstiegsraten gemessen werden. Abb. 4.5.14 zeigt die aus Druckverlaufsanalysen ermittelten Gradienten des Zylinderdruckes und die Umsatzungsraten der drei untersuchten HCCI Betriebspunkte.

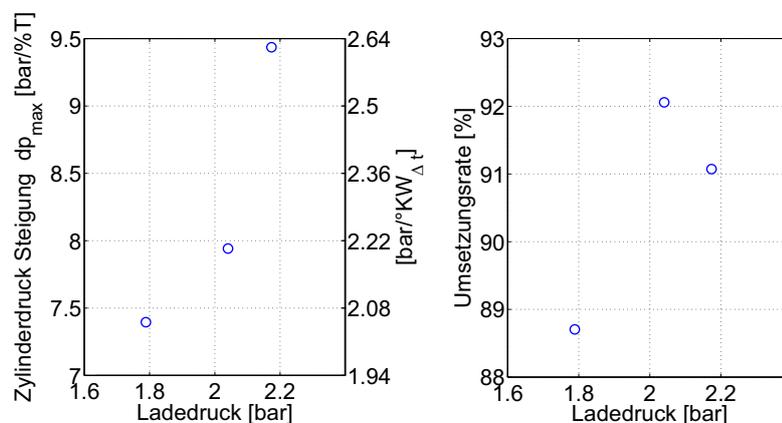


Abbildung 4.5.14: Gradient des Zylinderdruckes und Umsatzungsraten bei Variation des Ladedruckes im HCCI Betrieb

Als Obergrenze des maximal zulässigen Druckgradienten wird bei konventionellen Motoren typischerweise ein Wert von $3 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ festgelegt. Die mit hohen Druckgradienten verbundene Geräuschentwicklung soll damit auf einem akzeptablen Niveau gehalten werden [93]. Damit wird die Obergrenze des HCCI Betriebsbereiches bereits bei mittleren indizierten Lasten erreicht. Ohne zusätzliche Maßnahmen wird in [69] als Lastobergrenze eines HCCI Brennverfahrens mit Ottokraftstoff ein indizierter Mitteldruck von 4 bar genannt.

Die Untersuchungen am FKLG Verbrennungsmotor zeigen, dass durch das Zurückweichen des Kolbens wesentlich niedrigere Druckanstiegsraten resultieren. Auch beim höchsten Lastpunkt mit einem Mitteldruck von über 6.5 bar überschreitet die Druckanstiegsrate die Grenze von $3 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ nicht. Die Brenndauern des homogenen selbstzündenden Brennverfahrens sind erwartungsgemäß geringer als im fremdgezündeten Betrieb (Abb. 4.5.15). Das durch die Ventilanordnung bedingte niedrige Turbulenzniveau im Brennraum hat keine negativen Auswirkungen auf den Verbrennungsprozess im HCCI Betrieb. Wie bereits durch die Druckverläufe angedeutet, wird der 50 % Umsatzpunkt sehr früh nach der oberen Totpunktlage erreicht.

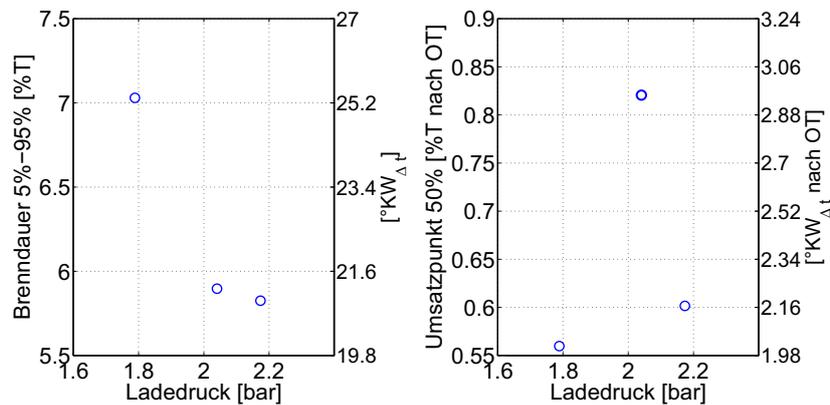


Abbildung 4.5.15: Brenndauer und 50% Umsatzpunkt bei Variation des Ladedruckes im HCCI Betrieb

Die Prüfstandsuntersuchungen im HCCI Betriebsmodus verdeutlichen die Möglichkeiten, die eine Entkopplung der Kolbenhubkurve von einem starren mechanischen System bieten. Hervorzuheben sind die dynamischen Eigenschaften des Systems, die einen Betrieb mit homogener Selbstzündung auch bei höheren Mitteldrücken und gleichzeitig geringen Druckanstiegsraten zulassen. Zur Bewertung dieser Betriebsweise in Bezug auf die Rohemissionen und die erreichbaren inneren Wirkungsgrade sind allerdings weitere Untersuchungen an einem freischwingenden FKLG Gesamtsystem erforderlich.

4.5.3 Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse

Im letzten und abschließenden Schritt der Phase 3 (Abb. 4.1.2) wurden die Ergebnisse der im vorangegangenen Abschnitt dargelegten Untersuchungen am Versuchsträger verwendet, um das Simulationsmodell zu validieren. Als Referenz wurde der HCCI Betriebspunkt mit einem Ladedruck von 2 bar ausgewählt (vgl. Tabelle 4.12). Die Kolbenhubkurve, die Ventilhubkurven der Einlass- und

Auslassventile sowie die Randbedingungen der Simulation wurden von den experimentellen Messdaten abgeleitet. Die Druckverläufe im Einlass- und Auslasskanal werden im Simulationsmodell in erster Linie vom Berechnungsraum und der Definition der Einlass- und Auslassrandbedingungen bestimmt. Da beides unverändert von den Auslegungssimulationen übernommen wurde, kann bei einer guten Übereinstimmung des Zylinderdruckverlaufs auch von einer hinreichend genauen Modellierung der Gasdynamik in der Einlass- und Auslassstrecke ausgegangen werden. Erste Simulationen zeigten, dass die korrekte Abbildung der Druckanstiegsraten eine Anpassung der Parametrisierung des Verbrennungsmodells erforderte. Entsprechend wurden die Modellparameter des Flammenfortschrittmodells nach Weller korrigiert.

Einen Vergleich der Zylinderdruckverläufe von Simulation und Messung zeigt Abb. 4.5.16. Der Beginn der Wärmefreisetzung findet im Modell früher statt, sodass der Zylinderdruck früher seinen Maximalwert von 56 bar erreicht. Qualitativ wird der Verlauf des Zylinderdruckes jedoch mit hinreichender Genauigkeit wiedergegeben.

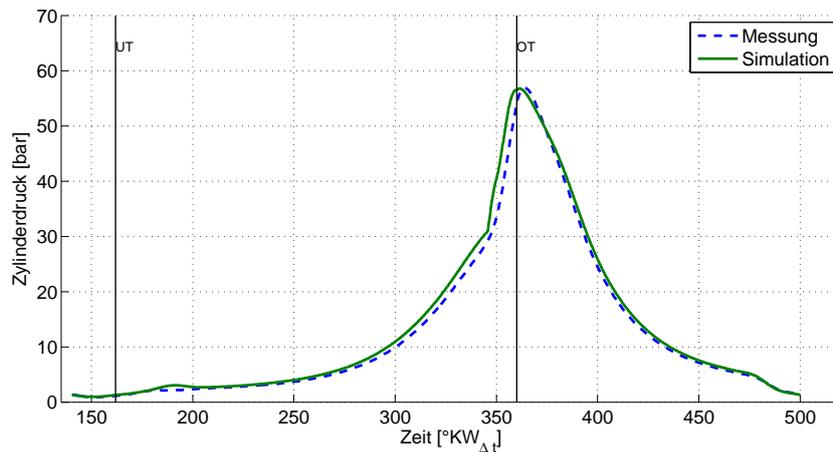


Abbildung 4.5.16: Simulierter und gemessener Zylinderdruckverlauf (HCCI Betrieb)

Die Ergebnisse der Simulation mit QuickSim sind in Tabelle 4.13 zusammengefasst. Für einen Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messdaten werden wie in Abschnitt 4.2.4 die Größen eintretender Luftmassenstrom, innere Arbeit und Zylinderdruckverlauf herangezogen. Die Simulationsergebnisse weisen eine Abweichung zwischen dem gemessenen und dem simulierten eintretenden Luftmassenstrom von 2.3 kg/h aus. Als mögliche Ursache können die leicht voneinander abweichenden Zylinderdruckverläufe von Simulation und Messung betrachtet werden. Da bereits eine geringe Änderung des Zylinderdruckes bei EVÖ einen Einfluss auf die in der Einlassstrecke vorgelagerte Verbrennungsgasmasse hat, ändert sich dadurch auch die dem Brennraum zugeführte Frischluftmasse. Die innere Arbeit des Hochdruckprozesses wird allerdings mit hoher Genauigkeit durch die Simulationen vorhergesagt. Die Abweichung zum Messwert beträgt weniger als 3%.

Ladungswechsel			Verbrennung		
Eintretender Luftmassenstrom	[kg/h]	28.45	Innere Arbeit	[J]	246.24
Zugeführte Luftmasse	[mg]	395.14	Innere Leistung	[kW]	4.92
Frischlufthmasse im Zylinder	[mg]	387.62			
Theoretische Luftmasse	[mg]	1037.24	Verbrennungsluftverhältnis	[-]	1.44
			Turb. kin. Energie (ZZP)	[m ² /s ²]	5.43
Luftaufwand	[%]	38.10	Brenndauer (5%-95%)	[KW _{Δt}]	31.80
Spülgrad	[%]	50.52	Innerer Umsetzungsgrad Kraftstoff	[-]	89.53
Liefergrad	[%]	37.37	Innerer Wirkungsgrad	[-]	30.58
Restgasanteil	[%]	49.48			
Fanggrad	[%]	98.10			

Tabelle 4.13: Simulationsergebnisse des validierten HCCI Simulationsmodells

4.6 Zusammenfassung

Der in diesem Kapitel vorgestellte, in drei Phasen gegliederte Entwicklungsansatz hat die Zielsetzung, ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren in einem neuen verbrennungsmotorischen Teilsystem zu untersuchen. Die Variabilität des FKLK Konzeptes in Bezug auf die Volumenfunktion wurde als potenziell starker Einflussparameter zur Steuerung des Zündzeitpunktes und der Wärme-freisetzung beschrieben. Die Grundlage der Entwicklung ist der von Ferrari umfangreich untersuchte Verbrennungsmotor der ersten Generation. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen von zwei Referenzbetriebspunkten wurde in Phase 1 ein strömungsmechanisches Modell des motorischen Arbeitsprozesses mit dem Simulationswerkzeug QuickSim erstellt und validiert. QuickSim kombiniert einen 3D CFD Code mit Modellierungsansätzen aus der Arbeitsprozessrechnung, sodass mehrere Arbeitsspiele bei relativ geringen Rechenzeiten simuliert werden können. Die Simulationsergebnisse der Referenzbetriebspunkte zeigen eine starke Drall-Strömung im Brennraum des VM 1. Gen. Diese wird ebenso wie der geringe Luftaufwand auf das diagonale Öffnen von nur einem Einlass- und einem Auslassventil zurückgeführt. Die drallförmige Ladungsbewegung und die vergleichsweise hohe turbulente kinetische Energie unterstützen die Homogenisierung, sodass sich insgesamt günstige Bedingungen für den Verbrennungsprozess ergeben. Das erforderliche hohe Ladedruckniveau des Verbrennungsmotors der ersten Generation stellt im Hinblick auf den effektiven Wirkungsgrad einen Nachteil dar. Die eingeschränkte Variabilität bezüglich der Ventilsteuerzeiten und -hübe ist ein weiterer Aspekt, der zur Auslegung eines neuen Verbrennungsmotors motiviert.

Hauptanforderungen an den Verbrennungsmotor der zweiten Generation sind eine zentrale Injektorlage und eine Ventilanordnung, die ein gleichzeitiges Öffnen aller Einlass- und Auslassventile während des Ladungswechsels ermöglicht. Weiterhin soll die Geometrie der Einlasskanäle derart ausgeführt werden, dass eine inverse Tumble-Ladungsbewegung während des Ladungswechsels generiert wird. Unter Berücksichtigung weiterer konstruktiver Randbedingungen erfüllt ein Dreiventil-Zylinderkopf mit zwei Einlassventilen und einem Auslassventil die genannten Anforderungen am besten. In Phase 2 des Entwicklungsverfahrens wurde diese Ventilanordnung im fremdgezündeten und homogenen selbstzündenden Betrieb numerisch untersucht. Die Simulationen des fremdgezündeten Betriebes zeigen bei gleichem Ladedruck einen zum VM 1. Gen deutlich höheren Luftaufwand. Der Restgasan-

teil kann im Auslegungspunkt bei einem Ladedruck von 2 bar auf einen Wert von 14.7% abgesenkt werden. Die innere Arbeit pro Arbeitsspiel kann aufgrund der besseren Zylinderfüllung im Vergleich zum Referenzbetriebspunkt 2 um über 33% gesteigert werden. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass mit dem neuen Brennraumkonzept das im fremdgezündeten Betrieb hoch priorisierte Ziel, die Drosselverluste in der Einlassstrecke zu verringern, erreicht wird.

Weitere Simulationen wurden mit der Zielsetzung durchgeführt, eine Betriebsstrategie für ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren zu entwickeln. Die durch reaktionskinetische Vorgänge gesteuerte Selbstzündung soll am FKLK Verbrennungsmotorprüfstand durch eine interne Abgasrückführung unter Anpassung der Ventilsteuerzeiten dargestellt werden. Um die Effekte der Abgasrückführung auf die Selbstzündung zu berücksichtigen, wurde ein reaktionskinetisches Modell erstellt, das den Mischungs- und Zündvorgang einer Zylinderladung mit hohen Anteilen an rückgeführtem Verbrennungsgas abbildet. Chemische Zündverzugszeiten in Abhängigkeit von Druck und Temperatur sind die Ergebnisse dieser chemisch-kinetischen Berechnungen und wurden in das Zündungsmodell der QuickSim Simulation integriert. Sowohl hinsichtlich der rückgeführten Verbrennungsgasmasse als auch in Bezug auf die zyklusgenaue Umschaltung eignet sich eine Betriebsstrategie mit Vorhub des Einlassventils am besten zur internen Abgasrückführung. Durch ein frühes Öffnen des Einlassventils wird Verbrennungsgas in die Einlassstrecke vorgelagert. Nach Öffnen des Auslassventils erfolgt eine Umkehrung der Strömungsrichtung und vorgelagertes Verbrennungsgas strömt mit Frischluft in den Brennraum ein. Da nahezu ausschließlich vorgelagertes Verbrennungsgas überspült wird, ergeben sich hohe Fanggrade von über 95%. Mit dieser Betriebsstrategie wird der für die Selbstzündung geforderte Restgasgehalt von über 40% erreicht. Weitere Simulationen wurden zur Optimierung des Einspritzvorgangs durchgeführt. Hier zeigte sich allerdings, dass eine wesentliche Verbesserung der Gemischbildung durch eine Variation der Injektorparameter nicht erreicht werden kann.

Aufbauend auf diesen Simulationsergebnissen wurden die Komponenten des Verbrennungsmotors der zweiten Generation konstruiert und gefertigt und als neuer Versuchsträger experimentell untersucht. Ein Vergleich der experimentellen Ergebnisse des VM 2. Gen mit Messdaten des VM 1. Gen bestätigt die durch die Simulationen vorhergesagten Eigenschaften. Bei gleichen Betriebsparametern erreicht der VM 2. Gen im gesamten untersuchten Ladedruckbereich eine höhere innere Leistung. Zwar steigt aufgrund der geringeren Drosselverluste die gefangene Frischluftmasse und damit potenziell die erreichbare Leistung, im Prüfstandsbetrieb zeigte sich allerdings eine stärkere Neigung zu klopfender Verbrennung. Das durch die Simulationen nachgewiesene niedrigere Turbulenzniveau und die außermittig positionierte Zündkerze sind mögliche Ursachen. Die Ausweitung des stabilen Betriebsbereiches zu niedrigen Ladedrücken unter 1.3 bar ist positiv zu bewerten.

Zur experimentellen Untersuchung eines homogenen selbstzündenden Brennverfahrens wurde zunächst eine geeignete Strategie zur Überführung des fremdgezündeten Betriebes in den HCCI Betrieb ausgearbeitet. Durch Implementierung eines Überwachungsalgorithmus konnte zeitgleich mit der Umschaltung der Ventilsteuerzeiten eine Deaktivierung der Zündung und Anpassung der Einspritzdauer am Prüfstand realisiert werden. Damit lässt sich zyklusgenau zwischen fremdgezündetem und selbstzündendem Brennverfahren umschalten. Die untersuchten stationären Betriebspunkte zei-

gen die für HCCI Brennverfahren typische schnelle Wärmefreisetzung. Durch eine Variation des Ladedruckes können Lastpunkte mit Mitteldrücken zwischen 5.1 und 6.7 bar dargestellt werden. Die frühe Schwerpunktlage des Verbrennungsprozesses führt bei deaktivierter Vorsteuerung des hydraulischen Aktors zu einer zyklusabhängigen Abweichung der Kolbenhubkurve von der Soll-Trajektorie. In Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt passt sich der Verlauf der Kolbenhubkurve derart an, dass sich das Maximum des Zylinderdruckes stets nach der oberen Totpunktlage einstellt. Dieses dynamische Verhalten der Volumenfunktion gleicht Schwankungen im Zündvorgang aus und führt zu einer Angleichung der Zylinderdruckverläufe der Einzelperioden. Vielversprechend sind die im Prüfstandsbetrieb ermittelten niedrigen Druckanstiegsraten. Diese liegen bei gleichem Mitteldruck deutlich unter den Vergleichswerten von konventionellen Verbrennungsmotoren mit HCCI Brennverfahren. Die für das Konzept des Freikolbenlineargenerators zentrale freie Kolbenbewegung könnte somit für eine Ausdehnung des Betriebsbereiches mit homogener Selbstzündung genutzt werden.

5 Numerische und experimentelle Methoden zur Untersuchung der Gemischbildung

Leistungscharakteristik und Effizienz des verbrennungsmotorischen Teilsystems hängen in besonderer Weise vom Gemischbildungsprozess ab. Die in Kapitel 4 vorgestellten CFD Simulationen mit QuickSim haben gezeigt, dass zur Verbesserung der innermotorischen Energiewandlung die Gemischbildung und -aufbereitung optimiert werden müssen. Gleichzeitig konnte durch das auf numerische Simulationen basierende Entwicklungsverfahren keine eindeutige Maßnahme zur Optimierung des Einspritzvorgangs identifiziert werden. In diesem Kapitel wird die Gemischbildung des verbrennungsmotorischen Teilsystems der zweiten Generation im Detail betrachtet. Mit der Zielsetzung, den Einspritzvorgang gesondert zu untersuchen, wurden numerische Simulationen mit dem räumlich und zeitlich hochauflösenden CFD Code ANSYS CFX in Kombination mit laserdiagnostischen Untersuchungen durchgeführt. Im ersten Abschnitt wird grundsätzlich auf den Gemischbildungsvorgang im FKLG Motorenkonzept eingegangen. Daran anknüpfend werden die Methoden zur Modellierung von mehrphasigen Strömungen in Bezug auf technische Zerstäubungsprozesse erörtert. Das Konzept und die Konstruktion des experimentellen Aufbaus zur Durchführung von laserinduzierten Fluoreszenz Messungen werden diskutiert. Die Ergebnisse dieser Messungen werden in einem abschließenden Abschnitt mit den Simulationsergebnissen verglichen.

5.1 Gemischbildung im Freikolbenlineargenerator

Die Randbedingungen, die für den Gemischbildungsprozess im Freikolbenlineargenerator vorliegen, entsprechen weitestgehend denen eines klassischen Zweitakt-Verbrennungsmotors. In Abschnitt 2.3.3 wurde eingehend die Problematik einer äußeren Gemischbildung in Kombination mit einem Zweitakt-Arbeitsprozess diskutiert. Der Einsatz eines Gemischbildungssystems mit Saugrohreinspritzung ist im Verbrennungsmotor des Freikolbenlineargenerators nicht zielführend.

Hochleistungs-Zweitakt-Motoren klassischer Bauart mit innerer Gemischbildung sind für den Anwendungsbereich der sogenannten „Recreational Vehicles“ Stand der Technik. Diese für den Freizeitbereich entwickelten Fahrzeuge (Motorschlitten, Sportboote) erfüllen die gesetzlichen Emissionsrichtlinien und nutzen gleichzeitig die zweitakt-spezifischen Vorteile eines günstigen Leistungsgewichts und einer hohen spezifischen Leistung [116]. Die verschiedenen Einspritzsysteme, die zur technischen Umsetzung einer inneren Gemischbildung bei diesen Hochleistungsmotoren eingesetzt werden, wurden in Abschnitt 2.3.3.1 vorgestellt. Für die Gemischbildung im Freikolbenlineargenerator kommen Einspritzsysteme zum Einsatz, die für aufgeladene Viertakt-Ottomotoren aus dem Kraftfahrzeugbereich entwickelt und für die speziellen Randbedingungen des FKLG modifiziert wurden. Der Einsatz dieser

Systeme bietet sich insofern an, da der Zylinderhubraum dieser Motoren im Bereich des angestrebten Volllasthubraumes des FKLK liegt. Somit ist sichergestellt, dass mit den dazugehörigen Injektoren eine ausreichende Kraftstoffmenge zugeführt werden kann. Weiterhin sind diese Einspritzkomponenten in verschiedenen Ausführungen (Sprayausrichtung, Durchflussmenge) am Markt erhältlich, sodass in den Versuchsträgern Großserienbauteile eingesetzt werden können.

Das am Motorenprüfstand aufgebaute Einspritzsystem basiert auf dem Common-Rail Prinzip. Die Druckerzeugung ist vom Einspritzvorgang entkoppelt und eine hohe Flexibilität hinsichtlich der Einspritzstrategie wird erreicht. Der Niederdruckteil des Einspritzsystems bleibt unverändert zu den Serienkomponenten. Der Hochdruckteil wurde insofern modifiziert, dass ein Elektromotor zum Antrieb der Hochdruckpumpe verwendet wird.

Im Verbrennungsmotor der ersten Generation wurde das Gemischbildungsverfahren vom aufgeladenen Viertakt-Basismotor übernommen. Es wird ein lateral angeordneter Drallinjektor eingesetzt, der unterhalb der Einlasskanäle mittig zwischen den beiden Einlassventilen positioniert ist. Das Grundprinzip des Drallinjektors ist die Erzeugung einer Rotationsströmung im Düseninneren. In der Folge bildet sich ein Luftkern in der Düsenmitte und ein Kraftstofffilm an den Wänden. Am Düsenaustritt entstehen Ligamente und daran anknüpfend Kraftstofftropfen, die in Bezug auf den Spraykegelquerschnitt Geschwindigkeitskomponenten sowohl in Tangential- als auch in Axialrichtung aufweisen. Das auf diese Weise entstehende Hohlkegelspray besteht aus sehr kleinen Tropfen und führt in Kombination mit dem günstigen Verdampfungsverhalten der hohlen Sprayform zu einer guten Zerstäubung.

Drallinjektoren weisen im Hinblick auf den Gemischbildungsprozess zwei wesentliche Nachteile auf. Zum einen bildet sich zu Beginn des Einspritzvorgangs im Düseninneren noch keine Rotationsströmung aus. Dadurch treten Kraftstofftropfen ohne tangentielle Geschwindigkeitskomponente in den Brennraum ein. Der resultierende Vorstrahl besitzt einen geringen Spraykegelwinkel und eine hohe Strahleindringtiefe. Erst wenn sich die Rotationsströmung im Düseninneren stabilisiert hat, entsteht ein weit aufgefächerter Hohlkegel mit geringerer Penetration. Gerade in Bezug auf strahlgeführte Brennverfahren, die eine exakte Positionierung der Gemischwolke erforderlich machen, stellt diese über der Zeit veränderliche Strahleindringtiefe einen Nachteil dar [137].

Ein weiterer Nachteil ergibt sich durch die Abhängigkeit des Spraybildes vom Druck und der Temperatur im Brennraum. Bei Schichtladungsbrennverfahren variiert der Zylinderdruck zum Einspritzzeitpunkt zwischen 1 und 20 bar. Der Spraykegelwinkel von Drallinjektoren ändert sich stark in Abhängigkeit vom Gegendruck im Brennraum. Liegt ein erhöhtes Druckniveau während des Einspritzvorgangs im Brennraum vor, wird das Hohlkegelspray gestaucht und der Öffnungswinkel verringert sich [137]. Diese unerwünschte Abhängigkeit des Spraybildes von den Bedingungen im Brennraum hat maßgeblich dazu beigetragen, dass im Kraftfahrzeugbereich vermehrt andere Injektortypen eingesetzt werden. Abb. 5.1.1 zeigt Aufnahmen der Kraftstoffsprays von Drall-, Ringspalt- und Mehrlochinjektoren in einer Druckkammer.

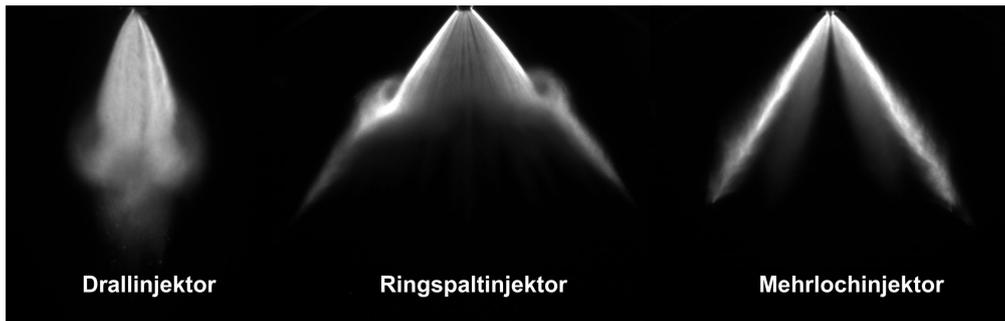


Abbildung 5.1.1: Druckkammeraufnahmen des Spraybildes eines Drall-, Ringspalt- und Mehrlochinjektors [30]

Mehrlochinjektoren haben sich bei Dieselmotoren seit Jahren etabliert und können diesbezüglich als Stand der Technik bezeichnet werden. Bei Ottomotoren gewinnen sie aufgrund der hohen zulässigen Einspritzdrücke und der kostengünstigen Herstellung zunehmend an Bedeutung. Am Markt befindliche Mehrlochinjektoren weisen üblicherweise 6 bis 12 Spritzlöcher auf und können mit Einspritzdrücken von bis zu 200 bar betrieben werden. Es gibt Bestrebungen, die Einspritzdrücke weiter zu erhöhen, um damit die Zerstäubung und Verdampfung zu begünstigen [19]. Eine technische Realisierung scheidet derzeit jedoch vor allem an den mangelnden tribologischen Eigenschaften des Ottokraftstoffes zur Schmierung der Hochdruckeinspritzpumpe.

Das zentrale Merkmal des Mehrlochinjektors sind kreisförmig an der Injektorspitze angebrachte Spritzlöcher. An jeder dieser düsenförmigen Öffnungen bildet sich eine kegelförmige Spraykeule. Durch eine geeignete Festlegung der Position und Ausrichtung der einzelnen Spritzlöcher kann das resultierende Spray günstig an die geometrischen Gegebenheiten im Brennraum angepasst werden. Aufgrund der geringen Durchmesser der Spritzlöcher (0.15 - 0.2 mm) wird der Kraftstoff im Düsenquerschnitt stark beschleunigt und tritt mit hoher Geschwindigkeit in den Brennraum ein. Abb. 5.1.2 zeigt schematisch diesen Vorgang.

Bereits im Düseninneren bildet sich eine turbulente Strömung aus. Zusammen mit den nach Düsenaustritt angreifenden aerodynamischen Kräften führt dies zum Aufbruch des Kraftstoffstrahls. In der Folge bilden sich in unmittelbarer Nähe zum Austritt des Spritzlochs große Ligamente. Dieser Übergang von einer zusammenhängenden flüssigen Phase am Düsenaustritt zu einzelnen, voneinander abgetrennten Segmenten wird als primärer (Strahl-)Zerfall oder Strahlaufbruch bezeichnet. Die nachfolgende Teilung dieser großen Kraftstofftropfen in kleinere Tröpfchen wird in der Literatur als sekundärer Zerfall oder Tropfenzerfall beschrieben [9]. Darüber hinaus kommt es zu Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Tropfen und den Wänden des Brennraumes. Tropfenkollisionen können beispielsweise zu einem weiteren Zerfall oder zur Vereinigung (Tropfenkoaleszenz) der beiden beteiligten Tropfen führen. Das Verhalten der Tropfen bei Wandkontakt hängt vom Zustand und der Beschaffenheit der Brennraumwand ab. Insbesondere die Benetzung der Zylinderwände und des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff ist problematisch, da die hydrodynamische Ölschmierung der Kolbenringe beeinträchtigt wird beziehungsweise erhöhte UHC-Emissionen auftreten.

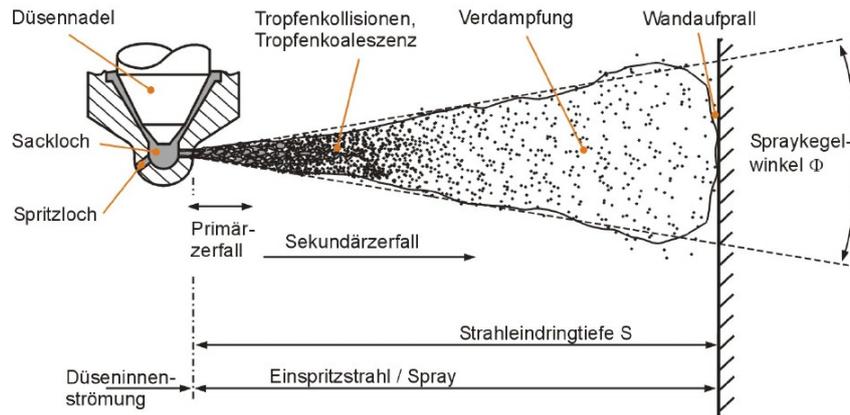


Abbildung 5.1.2: Teilprozesse des Einspritzvorgangs [9]

Bei der Entwicklung des Verbrennungsmotors der zweiten Generation wurde der Drallinjektor des VM 1. Gen durch einen Mehrlochinjektor ersetzt. Dabei ist die Anforderung einer zentralen Injektorlage in der Nähe der Zylindermittelachse maßgeblich. Um eine günstige Entflammung und eine hemisphärische Flammenausbreitung zu erreichen, ist eine Zündkerzenlage in unmittelbarer Nähe zum Injektor erforderlich. Dies birgt das Risiko, dass während des Einspritzvorgangs die Zündkerze mit Kraftstoff benetzt und der Zündvorgang dadurch erschwert wird. Mehrlochinjektoren können auch bei variierenden Gegendrücken optimal an die Brennraumgeometrie angepasst werden. Folglich wurde ein Mehrlochinjektor ausgewählt, dessen Spraykeulenausrichtung die Benetzung der Zündkerze möglichst effektiv vermeidet. Darüber hinaus kann mit Mehrlochinjektoren ein im Vergleich zu Drallinjektoren höherer Einspritzdruck dargestellt werden. Dies erlaubt kürzere Einspritzzeiten bei gleicher zugeführter Kraftstoffmenge.

Bei konventionellen Viertakt-Ottomotoren wird zur Erzielung einer ausreichenden Homogenisierung während des Ansaugtakts eingespritzt. Dadurch stehen sowohl der verbleibende Ansaugtakt als auch der nachfolgende Kompressionstakt für die Gemischaufbereitung zur Verfügung. Aufgrund des Zweitakt-Arbeitsprozesses ist das zeitliche Fenster für Gemischbildung und -aufbereitung im FKLK verkürzt. Soll ein Überspülen von eingespritztem Kraftstoff unter allen Bedingungen vermieden werden, kann der Einspritzvorgang frühestens nach dem Verschließen des Brennraumes beginnen. In Abhängigkeit von der Dauer des Ladungswechsels steht folglich nur ein Teil der Kompressionsphase zur Gemischaufbereitung zur Verfügung.

Die für die Gemischbildung und -aufbereitung zur Verfügung stehende Zeit wird wesentlich durch die Betriebsfrequenz bestimmt. Die in Abschnitt 2.2.2 diskutierten Ergebnisse der Gesamtsystemsimulationen zeigen, dass die Betriebsfrequenz eines freischwingenden FKLK über dem gesamten Lastbereich nur sehr gering schwankt. In Bezug auf die Gemischbildung ist diese Begrenzung auf eine Betriebsfrequenz insofern vorteilhaft, da das zur Verfügung stehende Zeitfenster für alle Betriebszustände gleich ist. Der Einspritzvorgang kann somit für diese einzelne Betriebsfrequenz optimiert werden.

Prinzipiell besteht die Möglichkeit, den Einspritzvorgang bereits während der letzten Phase des Ladungswechsels zu beginnen. Dies setzt voraus, dass die strömungsmechanischen Bedingungen im Brennraum zum Einspritzzeitpunkt genau bekannt sind und ein Überspülen von eingespritztem Kraftstoff durch eine geeignete Injektorauswahl und Strömungsführung verhindert werden kann. Die in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen sind die Basis für ein detailliertes Verständnis der Vorgänge während der Gemischbildung. Auf die Grundlagen zur Beschreibung von mehrphasigen Strömungen bei Zerstäubungsprozessen wird im nächsten Abschnitt eingegangen.

5.2 Grundlegende Mechanismen der Gemischbildung

Der Gemischbildungsvorgang ist geprägt durch den Übergang von der kontinuierlichen flüssigen Phase der Düseninnenströmung zum dampfförmigen Kraftstoff im Brennraum. Die experimentelle Untersuchung dieses Prozesses ist schwierig, da die geometrischen Abmessungen der Düseninnenströmung sehr klein sind und in der mehrphasigen Strömung am Düsenaustritt hohe Geschwindigkeiten auftreten. Zwar kann sowohl die Strömung in der Injektordüse (mit skalierten Modelldüsen) als auch das resultierende Spray mit laserdiagnostischen Methoden untersucht werden; der Übergangsbereich am Düsenaustritt ist messtechnisch jedoch kaum zu erfassen.

Die mathematische Beschreibung wird dadurch erschwert, dass aufgrund der verschiedenen Längen- und Zeitskalen eine durchgehende Berechnung von der Düseninnenströmung bis zu den verdampfenden Einzeltropfen nicht möglich ist. Es werden deshalb Ansätze verfolgt, die eine Kopplung von Modellen der Düseninnenströmung mit Modellen des globalen Sprays vorsehen. Im nachfolgenden Abschnitt werden die Grundlagen des Strahlaufbruchs und des Tropfenzerfalls diskutiert.

5.2.1 Strahlaufbruch - primärer Zerfall

Der Strahlaufbruch kann als die erste Phase eines zweistufigen Zerstäubungsprozesses betrachtet werden. Die Mechanismen, die zum Strahlaufbruch führen, werden durch die physikalischen Eigenschaften und den thermodynamischen Zustand der flüssigen Phase und der gasförmigen Phase in der Druckkammer (bzw. im Brennraum) bestimmt. Entscheidend ist dabei die Eintrittsgeschwindigkeit mit der der Strahl auf die Gasphase trifft.

Für eine gegebene Düsengeometrie und konstante Bedingungen in der Gasphase können nach Reitz und Bracco [9] durch eine Steigerung des Einspritzdruckes und damit der Eintrittsgeschwindigkeit vier charakteristische Aufbruchsmechanismen herbeigeführt werden. Als Vergleichsgröße wird die Aufbruchslänge definiert, die den Abstand des ersten auftretenden Tropfens vom Düsenaustritt angibt. Abb. 5.2.1 zeigt die vier Zerfallsbereiche: den Rayleigh Bereich, den ersten luftunterstützten Aufbruchsbereich, den zweiten luftunterstützten Aufbruchsbereich und den Zerstäubungsbereich (Atomization).

Bleiben die Eigenschaften des Strömungsmediums konstant, so stellt sich in Abhängigkeit von der Strahlaustrittsgeschwindigkeit ein charakteristischer Strahlaufbruch ein. Zunächst treten nur einzelne Tropfen aus der Düsenöffnung aus. Wird die Austrittsgeschwindigkeit erhöht, bildet sich am Düsenaustritt ein zusammenhängender Strahl aus (Abb. 5.2.1). Die große Aufbruchslänge kennzeichnet den Rayleighzerfallsbereich. Das bestimmende Merkmal ist eine durch Trägheitskräfte und

die Oberflächenspannung verursachte achsensymmetrische Oszillation des gesamten Strahlvolumens. Der Tropfendurchmesser ist typischerweise größer als der Düsendurchmesser D .

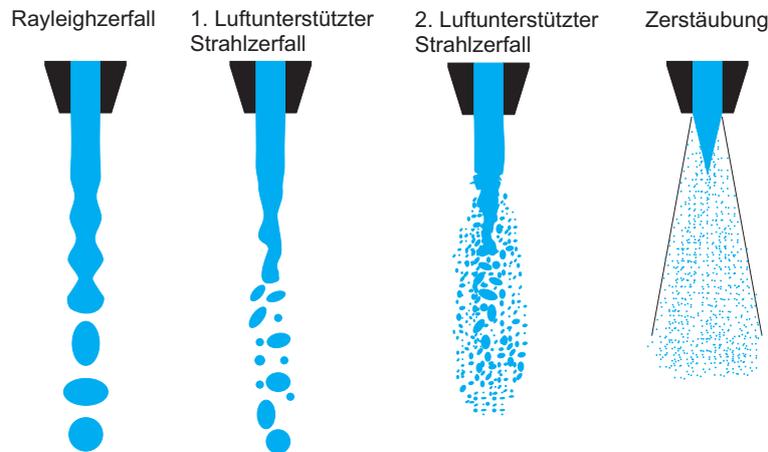


Abbildung 5.2.1: Zerfallsregime des Strahlaufbruchs (nach [9])

Eine weitere Steigerung der Strahlaustrittsgeschwindigkeit führt zu steigenden Reynoldszahlen und einer reduzierten Aufbruchlänge. Dieser Bereich wird als luftunterstützter Zerfallsbereich bezeichnet, da neben den genannten Trägheitskräften und der Oberflächenspannung auch zunehmend aerodynamische Kräfte von Bedeutung sind.

In Abhängigkeit vom Turbulenzniveau der Strömung im Düseninneren wird zwischen dem ersten und zweiten luftunterstützten Zerfallsbereich unterschieden. Der Aufbruch des Strahls wird durch turbulenzinduzierte, instabile Oberflächenschwingungen bestimmt, die durch aerodynamische Kräfte angefacht werden. Der resultierende Tropfendurchmesser ist kleiner als der Düsendurchmesser. Der Zerfallsprozess beginnt an der Strahloberfläche mit der Abspaltung von einzelnen kleinen Tropfen und durchläuft dann den ganzen Strahl. Typischerweise wird in diesem Bereich die Aufbruchlänge als Abstand vom Düsenaustritt bis zur intakten Strahloberfläche definiert.

Mit steigender Strahlaustrittsgeschwindigkeit wandert die intakte Strahloberfläche immer weiter in Richtung der Düse. Erreicht sie den Düsenaustritt ist der Zerfallsbereich der Zerstäubung (Atomization) erreicht. In unmittelbarer Nähe zum Düsenaustritt bildet sich ein aus feinen Tröpfchen bestehender Spraykegel, der sich mit zunehmender Entfernung von der Düse auffächert. Dies ist das typische Spraybild des Zerstäubungsbereiches, das auch an den Düsen von Mehrlochinjektoren beobachtet werden kann. Die entstehenden Kraftstofftropfen sind um ein vielfaches kleiner als der Düsendurchmesser D . Die theoretische Beschreibung des Zerstäubungsprozesses ist im Vergleich zu den übrigen Zerfallsbereichen anspruchsvoller, da schon der Zustand der Düseninnenströmung eine bedeutende Rolle für den Strahlaufbruch spielt. Effekte wie Kavitation und Strömungseinschnürung wirken sich massiv auf den Zerfallsprozess nach Verlassen der Düse aus und müssen dementsprechend berücksichtigt werden. In ihrer Gesamtheit können diese Effekte noch nicht vollständig beschrieben werden, sodass zum Teil auf empirische Modelle zurückgegriffen werden muss [9]. Als charakteristische Größen des primären Zerfalls werden die dimensionslose Weberzahl We_1 der flüssigen Phase (Index 1) und die Reynoldszahl Re definiert:

$$We_1 = \frac{\rho_1 \cdot v^2 \cdot D}{\sigma} \quad (5.2.1) \quad \text{und} \quad Re = \frac{\rho_1 \cdot v \cdot D}{\mu_1}. \quad (5.2.2)$$

Die Weberzahl steht für das Verhältnis von hydrodynamischen Druckkräften (Strahlaustrittsgeschwindigkeit v) und den aus der Oberflächenspannung σ resultierenden Kräften. Die Reynoldszahl setzt Trägheits- und Zähigkeitskräfte der Düseninnenströmung ins Verhältnis und charakterisiert die Düseninnenströmung (dynamische Viskosität μ_1).

Die Ohnesorge-Kennzahl Oh beschreibt das Verhältnis von stabilisierenden Zähigkeits- und destabilisierenden Trägheitskräften unter Berücksichtigung der Oberflächenspannung für eine Düse mit dem Austrittsdurchmesser D .

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} = \frac{\mu_1}{\sqrt{\sigma \cdot \rho_1 \cdot D}} \quad (5.2.3)$$

Abbildung 5.2.2 zeigt die oben genannten Zerfallsbereiche in Abhängigkeit von der Ohnesorge- und der Reynoldszahl.

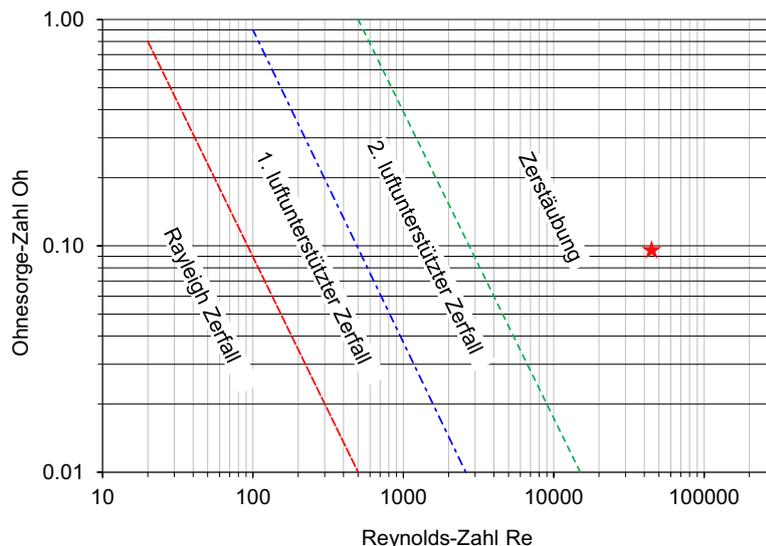


Abbildung 5.2.2: Bereiche des Strahlzerfalls [9] - Ohnesorge-Diagramm

Ist die Dichte der gasförmigen Atmosphäre erhöht, so begünstigt dies den Strahlaufruch. In [9, 63] wird zur Berücksichtigung dieses Effekts ein dreidimensionales Ohnesorge-Diagramm vorgeschlagen, das den zusätzlichen Parameter der Gasphasendichte berücksichtigt. Bei der im VM 2. Gen eingesetzten Benzindirekteinspritzung mittels Mehrlochinjektor wird am Düsenaustritt eine Reynoldszahl in der Größenordnung von 40000 - 50000 erreicht. Diese Berechnung basiert auf einem Einspritzdruck zwischen 140 und 180 bar. Für die nur von der Düsengeometrie und den Kraftstoffeigenschaften abhängige Ohnesorgezahl ergibt sich ein Wert von 0.096. Der Strahlaufruch am Mehrlochinjektor liegt folglich im Zerstäubungsbereich (vgl. Abb. 5.2.2).

5.2.2 Tropfenzerfall - sekundärer Zerfall

Der weitere Zerfall der aus dem Strahlaufbruch entstandenen Tropfen ist die zweite Phase des Zerstäubungsprozesses. Die Teilung dieser Tropfen wird wesentlich von den angreifenden, aerodynamischen Kräften geprägt, die durch die Relativgeschwindigkeit v_{rel} zwischen Tropfen und dem umgebenden Gas entstehen. Es folgt ein instabiles Schwingungswachstum an der Phasengrenze zwischen Gas und Tropfen beziehungsweise eine Oszillation des gesamten Tropfenvolumens. In der Folge kommt es zur Deformation und Aufspaltung des Tropfenvolumens und der Bildung von neuen, kleineren Tropfen. Den aerodynamischen Kräften steht die Oberflächenspannung und die Viskosität des Tropfens gegenüber. Je kleiner der Tropfen desto größer sind die stabilisierenden Kräfte der Oberflächenspannung, die eine Aufteilung des Tropfens verhindern. Zur quantitativen Beschreibung dieses Verhaltens wird als charakteristische Größe die Weberzahl der Gasphase definiert [72]

$$We_g = \frac{\rho_g \cdot v_{\text{rel}}^2 \cdot d}{\sigma} \quad (5.2.4)$$

Hierbei ist d der Durchmesser eines sphärischen Tropfens, ρ_g die Dichte der umgebenden Gasphase und σ die Oberflächenspannung. Die Weberzahl setzt die angreifende aerodynamische Kraft ins Verhältnis zu den Kräften der Oberflächenspannung [9]. Für einen hohen Wert der Weberzahl ist der Zerfall des Tropfens somit wahrscheinlicher.

Durch experimentelle Untersuchungen ist bekannt, dass für gewisse Weberzahlbereiche unterschiedliche Zerfallsmechanismen auftreten. Abbildung 5.2.3 fasst die wichtigsten Zerfallsmodi zusammen.

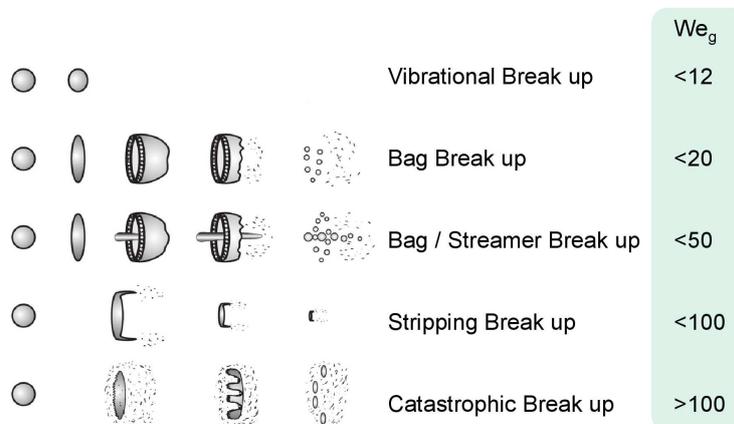


Abbildung 5.2.3: Mechanismen des Tropfenzerfalls [9]

Die in der Fachliteratur angegebenen Weberzahlen zur Abgrenzung der Zerfallsbereiche sind nicht einheitlich [9]. In der vorliegenden Arbeit werden die Übergangsweberzahlen nach Wierzbza verwendet [144]. Bei sehr kleinen Weberzahlen behält der Tropfen weitestgehend seine sphärische Form. Mit ansteigender Weberzahl ($We_g > 1$) kommt es zu einer zunehmenden Deformation, die als Anfangsform des Tropfenzerfalls betrachtet werden kann [104]. Der schwingungsinduzierte Zerfall (Vibrational Break up) tritt bei Weber-Zahlen im Bereich von $We_g < 12$ auf. Schwingungen des gesamten Tropfenvolumens werden durch das umgebende Gas verstärkt und führen zum Zerfall des Tropfens.

Im Bereich $12 < We_g < 20$ tritt Taschenzerfall (Bag Break up) auf. Hier kommt es zunächst zu einer schalenförmigen Deformation des Tropfens, der sich in Folge taschenförmig auswölbt und zerfällt. Bei höheren Weberzahlen ($20 < We_g < 50$) wird darüber hinaus ein Ligament in der Mitte gebildet, so dass in der Literatur von einem Taschenstammzerfall (Bag/Streamer Break up) gesprochen wird. Als Scheibenzerfall (Stripping Break up) wird der Zerfallsmodus bezeichnet, der sich bei $50 < We_g < 100$ einstellt. Der Tropfen deformiert sich zunächst scheibenförmig. Am Scheibenrand bilden sich daraufhin Lamellen, die kontinuierlich zu kleinen Tropfen abgeschert werden. Bei großen Relativgeschwindigkeiten zwischen Tropfen und Gasphase ($We_g > 100$) kommt es schließlich zum katastrophalen Zerfall (Catastrophic Break up). Dieser wird von Oberflächenschwingungen mit großer Amplitude und kleiner Wellenlänge geprägt. Wird eine kritische Amplitude überschritten, lösen sich kleine Tropfen vom Wellenkamm ab. Bei einer weiteren Steigerung der Weberzahl wächst die Wellenlänge an und es kommt zu einer instabilen Tropfenverformung, die eine Auftrennung des gesamten Tropfenvolumens in kleinere Fragmente nach sich zieht [32].

Im Fall der Benzindirekteinspritzung mittels Mehrlochinjektor kann pauschal nicht beantwortet werden, welcher Modus des Tropfenzerfalls dominant auftritt. Der Einspritzdruck und die Geometrie der Injektordüse bestimmen zunächst den Impuls, mit dem der Kraftstoffstrahl in den Brennraum eintritt. Die durch den Strahlaufbruch entstandenen Tropfen dringen in den Brennraum ein und werden aufgrund der aerodynamischen Widerstandskraft kontinuierlich abgebremst. Gleichzeitig verringert sich durch die Verdampfung an der Grenzfläche zwischen Flüssig- und Gasphase der Tropfendurchmesser. Inwieweit es zu sekundären Zerfallsprozessen kommt, hängt wesentlich davon ab, wie stark der Eintrittsimpuls durch den Strahlaufbruch verringert wird. Besitzen die resultierenden Tropfen eine hohe kinetische Energie, ist ein weiterer Zerfall wahrscheinlich (vgl. Gl. 5.2.4). Dies setzt jedoch voraus, dass die Tropfen noch nicht so klein sind, dass die Kräfte der Oberflächenspannung dominieren. Eine weiterführende Diskussion der komplexen Wechselwirkungen des Zerstäubungsprozesses ist in [9, 72, 83, 129] zu finden. Häufig werden zur modellbasierten Beschreibung des Tropfenzerfalls nur einzelne Zerfallsmodi berücksichtigt. Das in dieser Arbeit eingesetzte ETAB-Modell (vgl. Abschnitt 5.3.2) beschränkt sich auf die Mechanismen des Taschenzerfalls und des Scheibenzerfalls.

5.2.3 Simulation mehrphasiger Strömungen

Das Strömungsmedium mehrphasiger Strömungen tritt in verschiedenen Aggregatzuständen auf. Gleichzeitig kann sich das Stoffsystem aus mehreren Komponenten zusammensetzen. Beim Gemischbildungsvorgang liegen die Komponenten des Kraftstoffes in flüssiger und dampfförmiger Phase vor. Um mehrphasige Strömungen mathematisch zu beschreiben, werden im Hinblick auf technische Anwendungen zwei verschiedene Verfahren eingesetzt. Zum einen können beide Phasen als Kontinua mit den entsprechenden Fluideigenschaften behandelt werden. Dies wird allgemein als Eulersche Beschreibung bezeichnet und umfasst die Formulierung von Erhaltungsgleichungen für jede Phase. Die Kopplung der Gleichungssysteme erfolgt über Faktoren, die die jeweiligen Volumen- bzw. Massenanteile der einzelnen Phasen angeben. Die Euler-Euler Betrachtungsweise wird in der Regel für Strömungen angewendet, deren Phasenvolumenanteile dieselbe Größenordnung haben. Bei der Simulation von technischen Sprays liegt die flüssige Phase volumenbezogen im Vergleich zur Gasphase

in deutlich geringeren Anteilen vor. Die mathematische Beschreibung der Strömung erfolgt nach der Euler-Lagrange Betrachtungsweise. Während die Gasphase durch die bekannten Erhaltungsgleichungen beschrieben wird, kommt zur Modellierung der flüssigen Phase ein auf partikelfesten, mitbewegten Koordinatensystemen basierender Ansatz zur Anwendung. Da für Festkörper und flüssige Tropfen ähnliche Methoden verwendet werden, wird in der Literatur allgemein von partikelbasierten Methoden mit lagrangescher Betrachtungsweise gesprochen. Im Gegensatz zum kontinuumsmechanischen Ansatz werden die Zustandsgrößen nicht für einen ortsfesten Punkt formuliert sondern für ein sich im Strömungsfeld bewegendes Partikel. In Abhängigkeit von der Zeit wird für jedes Partikel ein Satz von gewöhnlichen Differentialgleichungen gelöst, um die Position, Geschwindigkeit, Temperatur und Masse des Partikels zu bestimmen. Allgemein formuliert umfasst die Spraymodellierung nach Lagrange die Bestimmung des Durchmessers, der Geschwindigkeit und der Temperatur jedes Tropfens in Abhängigkeit von der Zeit und dem Ort für ein aus sehr vielen Einzeltropfen bestehendes Spray. Ein statistischer Ansatz zur Beschreibung des Sprays basiert auf der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (PDF - Probability Density Function)

$$f(\vec{x}, \vec{v}, r, T, t) = \frac{d^8 N}{d\vec{x} d\vec{v} dr dT}. \quad (5.2.5)$$

Mit dieser Funktion wird die wahrscheinliche Anzahl N an Tropfen angegeben, die sich im Volumen $d\vec{x}$ um einen Ort \vec{x} befinden und deren Geschwindigkeit Werte im Bereich $d\vec{v}$ um \vec{v} aufweist, während der Tropfenradius im Intervall dr um r liegt und die Tropfentemperatur aus dem Intervall dT um T stammt [50]. Die PDF ist darüber hinaus von der Zeit abhängig, sodass die zeitliche Entwicklung von f durch eine Transportgleichung angegeben werden kann [9]. Diese Transportgleichung lautet in differentieller Form

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_{\vec{x}} (f \cdot \vec{v}) + \nabla_{\vec{v}} (f \cdot \vec{a}) + \frac{\partial}{\partial T} \left(f \cdot \frac{dT}{dt} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(f \cdot \frac{dr}{dt} \right) = \dot{f}_{\text{source}}. \quad (5.2.6)$$

Die Terme $\frac{dT}{dt}$ und $\frac{dr}{dt}$ beschreiben die zeitliche Änderungsrate der Tropfentemperatur und des Tropfenradius durch Erwärmung und Verdampfung. \vec{a} ist die Beschleunigung des Tropfens. Der Quellterm \dot{f}_{source} auf der rechten Seite berücksichtigt eine Änderung der Tropfenanzahl durch Tropfenzerfall, Kollision und Verdampfung. Da die Einzeltermine der Transportgleichung ebenfalls Differentialgleichungen und Funktionen enthalten, ist eine direkte analytische Lösung nicht möglich. Nach Stand der Technik wird deshalb zur Ermittlung einer approximativen Lösung ein Berechnungsverfahren nach der Stochastic Parcel Method eingesetzt [129].

Der Einspritzvorgang wird dabei durch die Bewegung einer definierten Anzahl von Mustertropfen (Parcels) im Berechnungsraum modelliert. Diese Mustertropfen können als eine repräsentative Gruppe von Tropfen gleicher Eigenschaften (Durchmesser, Temperatur, etc.) betrachtet werden. Es wird angenommen, dass das Verhalten aller Tropfen eines realen Sprays in der Simulation durch diese reduzierte Anzahl an Mustertropfen abgebildet werden kann. Die Gesamtheit dieser Mustertropfen im Berechnungsraum stellt näherungsweise eine Lösung der genannten Transportgleichung dar.

5.3 Numerische Simulation der Direkteinspritzung im FKLG

Zur realitätsnahen Simulation des Gemischbildungsvorgangs im Brennraum sind sowohl Messdaten aus dem Prüfstandsbetrieb als auch Kenntnisse über die hydraulischen und Spray-spezifischen Eigenschaften des Injektors erforderlich. Anhand der Prüfstandsmessdaten können die Randbedingungen für den Betrieb des Injektors abgeleitet werden. Im Hinblick auf die zugeführte Kraftstoffmasse pro Einspritzvorgang sind dies der Kraftstoffmassenstrom und die Ansteuerzeit des Injektors. Der Kraftstoffmassenstrom wird mittels einer Kraftstoffwaage kontinuierlich gemessen, sodass bei stationärem Betrieb mit konstanter Betriebsfrequenz die eingespritzte Kraftstoffmasse pro Zyklus berechnet werden kann. Die Ansteuerzeit des Injektors ist ein Betriebsparameter, der entsprechend der Lastanforderung angepasst wird, und ein Maß für die Gesamtdauer des Einspritzvorgangs.

Weiterhin sind der Einspritzdruck p_{Kr} im Kraftstoffrail und der Druck im Brennraum zum Einspritzzeitpunkt p_{ZEZP} bekannte Messgrößen. Der im Rahmen der Auslegung des neuen Zylinderkopfes ausgewählte Injektor ist ein Mehrlochinjektor mit sechs Einzeldüsen und einem maximalen Einspritzdruck von 200 bar. In Abstimmung mit dem Hersteller wurde dieser Injektor für den Einsatz im verbrennungsmotorischen Teil des FKLG ausgewählt. Die für die Spraymodellierung relevanten geometrischen Daten der Injektordüsen (vgl. Abb 5.3.1) sowie weitere Injektorparameter sind in der nachfolgenden Tabelle 5.1 aufgeführt.

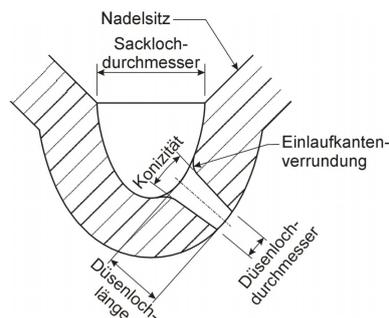


Abbildung 5.3.1: Geometrie eines Mehrlochinjektors im Bereich des Nadelsitzes [25]

Geo. Düsenlochdurchmesser	D_{geo}	0.2	mm
Düsenlochlänge	L	0.3	mm
Anzahl Spritzlöcher	z	6	-
Einspritzdruck	p_{Kr}	100-200	bar
Hydr. Durchfluss (bei 100 bar)	\dot{m}_{stat}	821	g/min

Tabelle 5.1: Geometrie- und Injektorparameter des untersuchten Mehrlochinjektors

Die Orientierung der Spraykeulen dieses Injektortyps hängt sowohl von der Lage als auch von der Ausführung der Düsenlöcher ab. Durch den Hersteller wurde eine geometrische Ausrichtung der Spraykeulen (Spray Targeting) angegeben. Diese Angaben wurden zunächst für die Implementierung erster Simulationsmodelle übernommen. Abb. 5.3.2 zeigt eine CAD Darstellung des Mehrlochinjektors und der sechs Spraykeulen.



Abbildung 5.3.2: CAD Darstellung des Mehrlochinjektors

Grundsätzlich ist eine vollständige Modellierung des Gemischbildungsvorgangs von der Düseninnenströmung bis zu der Entstehung und dem Zerfall der Einzeltropfen aufgrund der unterschiedlichen Längen- und Zeitskalen nicht möglich. Liegt die Zielsetzung in einer möglichst umfassenden Beschreibung des Primärzerfalls, müssen zunächst Simulationen der Düseninnenströmung durchgeführt werden. Die Ergebnisse dieser Simulationen können dann zur Definition der Anfangs- und Randbedingungen des Primärzerfallsmodells verwendet werden. Durch diese Vorgehensweise werden Strömungseffekte wie die Geschwindigkeitsverteilung oder Kavitation im Düseninneren und deren Einflüsse auf den Strahlaufbruch berücksichtigt [134]. In [9] und [129] wird ein Überblick über verschiedene Primärzerfallsmodelle gegeben. Es wird dabei in Abhängigkeit vom dominierenden Zerfallsmechanismus zwischen turbulenz-induzierten, kavitations-induzierten und aerodynamisch-induzierten Zerfallsmodellen unterschieden. Allgemein gilt für alle Ansätze, dass eine hinreichende Modellierungsgüte nur dann erreicht wird, wenn der Zustand der Düseninnenströmung bekannt ist und damit eine richtige Parametrisierung des Primärzerfallsmodells sichergestellt wird.

Eine Simulation der Düseninnenströmung wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht realisiert, da die Geometrie des Injektors im Bereich des Nadelsitzes und der Düsen nicht bekannt war. Weiterhin ist der Aufwand zur Durchführung derartiger Simulationen erheblich und hätte den Rahmen der vorliegenden Arbeit überschritten. Die Zielsetzung des in diesem Kapitel vorgestellten Entwicklungsverfahrens liegt darüber hinaus auf der Beschreibung der makroskopischen Eigenschaften des Kraftstoffsprays. Diese sind beispielsweise die Strahleindringtiefe, der Strahlkegelwinkel und die Verteilung des verdampften Kraftstoffes im Brennraum. Unter diesem Gesichtspunkt spielt die Modellierung des Sekundärzerfalls und der Verdampfung eine ebenso wichtige Rolle wie der Strahlaufbruch. Es ist nicht zielführend, die Modellierungstiefe im Bereich des Primärzerfalls zu erhöhen, wenn gleichzeitig nachgeschaltete Modelle nicht den gleichen Detaillierungsgrad aufweisen können. Der nachfolgend erläuterte Ansatz verzichtet folglich auf eine modellbasierte Beschreibung des Primärzerfalls.

5.3.1 Numerische Beschreibung des Strahlzerfalls

Wird kein Primärzerfallsmodell verwendet, müssen am Düsenaustritt eine Tropfengrößenverteilung und ein Geschwindigkeits- bzw. Massenstromverlauf vorgegeben werden. Als Basis dienen hierzu Verteilungsprofile, die von der ANSYS Germany GmbH zu Verfügung gestellt und in Bezug auf den eingesetzten Injektor angepasst wurden.

Die Verteilung der Tropfengröße, der zeitliche Verlauf des Kraftstoffmassenstroms und die Eintrittsgeschwindigkeit der Kraftstofftropfen werden im Wesentlichen durch die drei folgenden Prozesse beeinflusst: die Turbulenz der Düseninnenströmung, die Kavitation (Dampfblasenbildung) im Düsenquerschnitt und die auf den austretenden Kraftstoffstrahl einwirkenden aerodynamischen Kräfte [129]. Der Einfluss von Kavitation auf das Kraftstoffspray wird bei Dieseleinspritzsystemen mit Arbeitsdrücken von über 1000 bar schon seit geraumer Zeit untersucht und in zahlreichen Veröffentlichungen und Fachbüchern diskutiert [9, 25, 89, 99, 115, 120]. Auch bei Mehrlochinjektoren moderner Ottomotoren nimmt durch steigende Einspritzdrücke die Kavitationsneigung in der Düseninnenströmung zu. Wie stark Kavitation tatsächlich auftritt, hängt sowohl vom Einspritzdruck, dem Gegendruck im Brennraum als auch vom Dampfdruck des eingesetzten Kraftstoffes ab. Neben Kavitationseffekten, die durch die Drosselung im Nadelsitz verursacht werden, kann auch aufgrund der Geometrie des Düseneinlaufes eine kavitierende Düseninnenströmung entstehen (vgl. Abb. 5.3.3).

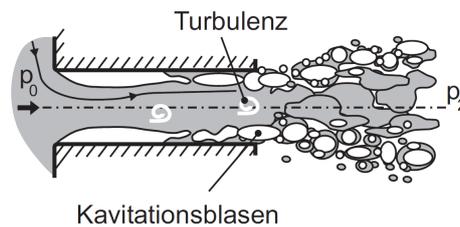


Abbildung 5.3.3: Turbulenz- und mögliche Kavitationsvorgänge in der Einspritzdüse [83]

Kavitationseffekte bei Mehrlochinjektoren für die Benzindirekteinspritzung wurden bisher in einer deutlich geringeren Anzahl an Studien untersucht. Der Einfluss verschiedener Geometrieparameter auf die Bildung von Kavitationsgebieten wird eingehend in [137] diskutiert. Experimentelle Untersuchungen der Düseninnenströmung in einem skalierten Mehrlochinjektormodell und eine Charakterisierung des Kraftstoffsprays sind in der Arbeit von Mitroglou [84] zu finden.

Tritt Kavitation in der Düse auf, so wird ein Teil des geometrischen Düsenquerschnitts vom verdampften Kraftstoff eingenommen. Der effektive, hydraulisch wirksame Strömungsquerschnitt verringert sich. Die Stärke der Strömungseinschnürung hängt von geometrischen Faktoren und der über der Düse anliegenden Druckdifferenz ab. Der im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Injektor weist nach Untersuchungen des Herstellers bei einem Einspritzdruck von 200 bar eine Verringerung der Düsenquerschnittsfläche durch Kavitation von 10 - 20 % auf.

Neben der Kavitation treten im Injektor beispielsweise durch Wandreibung weitere Strömungsverluste auf. Als Maß für die gesamten Strömungsverluste im Injektor wird der Durchflusskoeffizient C_D

angegeben. Dies ist der Quotient aus dem durch den Hersteller angegebenen hydraulischen Durchfluss \dot{m}_{stat} und dem theoretischen Durchfluss einer reibungsfreien, inkompressiblen Strömung nach Bernoulli \dot{m}_{th} [72]

$$C_D = \frac{\dot{m}_{\text{stat}}}{\dot{m}_{\text{th}}} = \frac{\dot{m}_{\text{stat}}}{\rho_{\text{hep}} \cdot A_{\text{geo}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{hep}}} \cdot \Delta p}} \quad \text{mit} \quad \Delta p = p_{\text{KrNorm}} - p_{\text{atm}}. \quad (5.3.1)$$

Die Durchflussmessungen zur Ermittlung von \dot{m}_{stat} werden unter Normbedingungen durchgeführt. Heptan wird mit einem Einspritzdruck von 100 bar (p_{KrNorm}) in eine Kammer mit atmosphärischen Bedingungen ($p_{\text{atm}}, T_{\text{atm}}$) eingespritzt.

Der Kontraktionsbeiwert C_a ist ein Maß für die Reduzierung des Strömungsquerschnitts am Düsenaustritt durch Kavitationseffekte. Hierzu wird die effektive Düsenquerschnittsfläche A_{eff} ins Verhältnis zur geometrischen Düsenquerschnittsfläche A_{geo} gesetzt

$$C_a = \frac{A_{\text{eff}}}{A_{\text{geo}}} < 1. \quad (5.3.2)$$

Die Einschnürung der Düseninnenströmung und die Strömungsverluste im Injektor wirken sich auf die effektive Strömungsgeschwindigkeit v_{eff} am Düsenaustritt aus. Die theoretische Strömungsgeschwindigkeit nach Bernoulli v_{bn} hängt hingegen nur von der Druckdifferenz und der Dichte des Strömungsmediums ab. Der Geschwindigkeitsbeiwert C_v bildet das Verhältnis aus beiden Größen

$$C_v = \frac{v_{\text{eff}}}{v_{\text{bn}}} < 1 \quad \text{mit} \quad v_{\text{bn}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{\text{hep}}}}. \quad (5.3.3)$$

Der Geschwindigkeitsbeiwert kann aus dem Durchflusskoeffizienten und dem Kontraktionsbeiwert ermittelt werden [83]

$$C_v = \frac{C_D}{C_a}. \quad (5.3.4)$$

Zur Berechnung der effektiven Strömungsgeschwindigkeit am Düsenaustritt wurde zunächst aus dem unter Normbedingungen ermittelten hydraulischen Durchfluss \dot{m}_{stat} der Durchflusskoeffizient C_D bestimmt. Die Verringerung des Strömungsquerschnitts in der Düse wurde durch einen C_a Wert von 0.85 berücksichtigt. Mit Gl. 5.3.4 konnte für die stationären Durchflussmessungen der Geschwindigkeitsbeiwert C_v und damit die effektive Strömungsgeschwindigkeit am Düsenaustritt v_{eff} berechnet werden.

Diese Abschätzung der Strömungsgeschwindigkeit am Düsenaustritt bezieht sich allerdings auf einen durch das normierte Messverfahren festgelegten Einspritzdruck von 100 bar. Die numerischen Untersuchungen sollten hingegen bei Einspritzdrücken von 140 bzw. 180 bar durchgeführt werden. Bei der numerischen und experimentellen Untersuchung eines vergleichbaren Mehrlochinjektors haben

Mitroglou et al. [85] zeigt, dass eine Steigerung des Einspritzdruckes bei geringen Gegendrücken am Düsenaustritt nur einen geringen Einfluss auf den Durchflusskoeffizienten und den Kontraktionsbeiwert hat. In Abb. 5.3.4 sind der Kontraktionsbeiwert und der Durchflusskoeffizient für verschiedene Gegendrücke am Düsenaustritt über dem Einspritzdruck dargestellt.

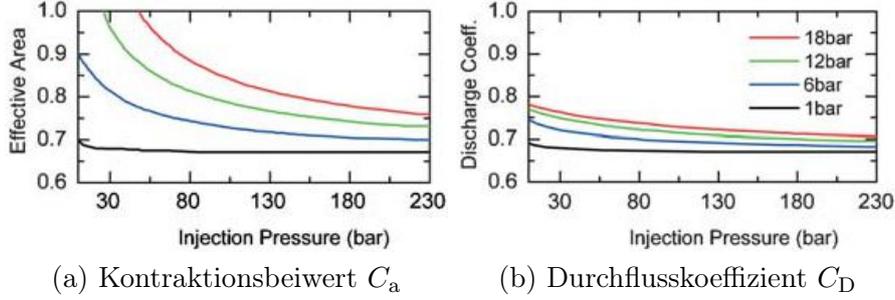


Abbildung 5.3.4: Kontraktionsbeiwert und Durchflusskoeffizient in Abhängigkeit vom Einspritzdruck und dem Gegendruck am Düsenaustritt (1-18 bar) [85]

Bei den untersuchten Betriebspunkten treten zum Zeitpunkt der Einspritzung Zylinderdrücke im Bereich von 1.2 bis 2 bar auf. Somit können die unter Normbedingungen gültigen Koeffizienten (C_D , C_a und C_v) auch für eine Definition der Einspritzrandbedingungen bei höheren Einspritzdrücken verwendet werden. Für die effektive Düsenaustrittsgeschwindigkeit im Betriebspunkt (Index BP) ergibt sich dann

$$v_{\text{effBP}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{\text{okt}}}} \cdot C_v \quad \text{mit} \quad \Delta p = p_{K_{\text{rBP}}} - p_{Z_{\text{EZP}}} \quad (5.3.5)$$

Hierbei ist ρ_{okt} die Dichte des Modellkraftstoffes Isooktan, $p_{K_{\text{rBP}}}$ der Einspritzdruck und $p_{Z_{\text{EZP}}}$ der Zylinderdruck zum Zeitpunkt des Einspritzvorgangs. Der effektive, an der Düse austretende Massenstrom kann berechnet werden aus

$$\dot{m}_{\text{eff}} = \rho_{\text{okt}} \cdot v_{\text{effBP}} \cdot A_{\text{eff}} \quad (5.3.6)$$

Das dargelegte Vorgehen zur Berechnung des Massenstromes (Einspritzrate) und der Düsenaustrittsgeschwindigkeit stimmt in weiten Zügen mit dem Primärzerfallsmodell (Blob-Methode) nach Kuensberg überein [9]. Die Tropfengröße am Düsenaustritt wurde jedoch nicht anhand der Düsengeometrie, sondern auf Basis einer Rossin-Rammler Verteilungsfunktion festgelegt.

Zur Charakterisierung des Spektrums der Tropfengröße wird üblicherweise ein mittlerer Durchmesser angegeben. Bei Kraftstoffsprays bietet sich hierfür der mittlere Sauterdurchmesser D_{32} an. Der Sauterdurchmesser steht für das Verhältnis der summierten Tropfenvolumina zu ihren aufsummierten Oberflächen. Dabei ist N_i die Anzahl der Tropfen mit einem Durchmesser D_i .

$$D_{32} = \frac{\sum N_i \cdot D_i^3}{\sum N_i \cdot D_i^2} \quad (5.3.7)$$

Die Rossin-Rammler Verteilung ist gegeben durch

$$V = 1 - e^{-\left(\frac{D}{X}\right)^q}. \quad (5.3.8)$$

V ist der kumulierte Flüssigkeitsanteil. Anschaulich kann dieser als der Anteil des gesamten in Tropfen befindlichen Volumens betrachtet werden, der in Tropfen mit einem Durchmesser kleiner D enthalten ist. Ist der mittlere Sauterdurchmesser bekannt, können auf dieser Grundlage die Rossin-Rammler Parameter q und X ermittelt werden [72]. Hierbei steuert der Parameter q die Verteilungsbreite. X ist ein charakteristisches Längenmaß für die Tropfengröße und ergibt sich aus

$$X = D_{32} \cdot \Gamma \cdot (1 - q^{-1}) \quad \text{mit} \quad \Gamma(x) = \int_0^{\infty} e^{-t} \cdot t^{x-1} dt. \quad (5.3.9)$$

Nach Angaben des Injektorherstellers kann für den eingesetzten Mehrlochinjektor ein Sauterdurchmesser von $12 \mu\text{m}$ am Düsenaustritt angenommen werden. Zur Festlegung der Verteilungsbreite (Rossin-Rammler Parameter q) wurde eine diskrete Tropfengrößenverteilung herangezogen, die bei der ANSYS Germany GmbH zur Definition der Randbedingungen am Düsenaustritt vergleichbarer Mehrlochinjektoren eingesetzt wird. Abb. 5.3.5 zeigt die kumulierte Volumenverteilung dieser diskreten Tropfengrößenverteilung und der Rossin-Rammler Verteilung. Für einen Wert von $q = 3.8$ konnte die Rossin-Rammler Verteilung am besten an die vorgegebene diskrete Tropfengrößenverteilung angepasst werden. Mit Gl. 5.3.9 ergibt sich dann für X der Wert $14.71 \mu\text{m}$.

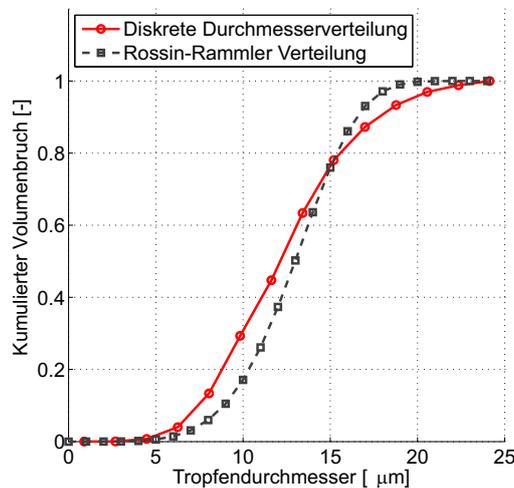


Abbildung 5.3.5: Tropfengrößenverteilung am Düsenaustritt

Das dynamische Verhalten des Injektors beim Einspritzvorgang wurde durch die zeitlichen Verläufe der Eintrittsgeschwindigkeit und des Kraftstoffmassenstroms berücksichtigt. Während des Öffnungsvorgangs liegt der maximale Einspritzdruck nicht instantan an den Einzeldüsen an. Das Anheben der Ventlnadel aus dem Ventilsitz wurde durch lineare Anstiege des Massenstroms und der Eintrittsgeschwindigkeit berücksichtigt. In umgekehrter Weise verringern sich der Massenstrom und die

Eintrittsgeschwindigkeit kontinuierlich während des Schließvorgangs. Abb. 5.3.6 zeigt die Verläufe von Kraftstoffmassenstrom und Eintrittsgeschwindigkeit für Einspritzdrücke von 140 und 180 bar.

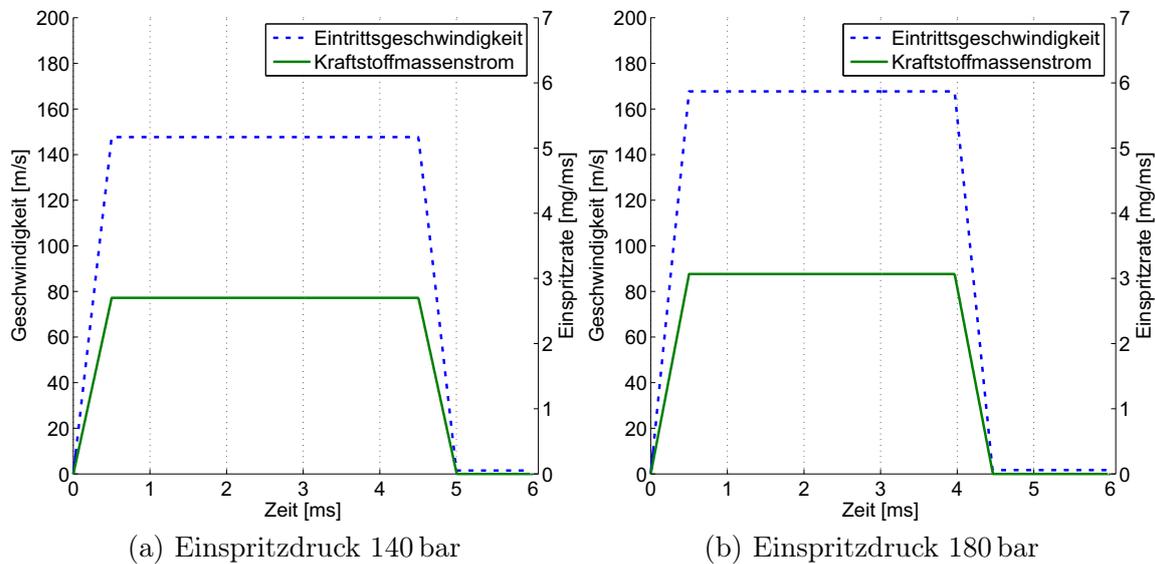


Abbildung 5.3.6: Eintrittsgeschwindigkeit- und Massenstromverlauf des eingespritzten Kraftstoffes

Die Verzögerung vom Ansteuerbeginn des Injektors bis zum Austreten von ersten Kraftstofftropfen ist nicht dargestellt. Diese liegt üblicherweise im Bereich von 0,7 - 1 ms. Bei beiden untersuchten Einspritzdrücken wird jeweils eine Kraftstoffmenge von 73 mg zugeführt. Durch den höheren Massenstrom bei einem Einspritzdruck von 180 bar verringert sich entsprechend die Einspritzdauer. Die Maximalwerte des Massenstroms und der Eintrittsgeschwindigkeit folgen aus der oben dargelegten Berechnung.

Zur Beschreibung der Auffächerung des Sprays nach dem Düsenaustritt wird üblicherweise ein Spraykegelwinkel definiert oder durch das Strahlzerfallsmodell ermittelt (vgl. Abb. 5.1.2). Wie stark sich das Spray in radialer Richtung ausdehnt, hängt wesentlich von Strömungsvorgängen (Turbulenzniveau, Kavitation) im Düseninneren ab. Da in der vorliegenden Arbeit keine detaillierte Betrachtung der Düseninnenströmung erfolgt, wurde ein Spraykegelwinkel am Düsenaustritt von 18° als Randbedingung vorgegeben. Auch dieser Wert basiert auf Angaben des Injektorherstellers.

5.3.2 Modellierung des Tropfenzerfalls

In [9] und [129] werden verschiedene Ansätze zur Modellierung des Tropfenzerfalls beschrieben. Dabei unterscheiden sich die Modelle recht deutlich hinsichtlich ihrer Komplexität und dem daraus resultierenden Implementierungsaufwand. Vor diesem Hintergrund wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Tropfenzerfallsmodell verwendet, das bereits in ANSYS CFX implementiert [4] und zur Modellierung sekundärer Zerfallsprozesse weit verbreitet ist.

Das Enhanced Taylor Analogy Break-up (ETAB) Modell basiert auf der Analogie zwischen einem freischwingenden Feder-Masse-Dämpfer System und der oszillierenden Bewegung eines durch aerodynamische Kräfte angeregten Tropfens (Abb. 5.3.7). Der Basisansatz wurde als TAB Modell von

O'Rourke und Amsden erstmalig vorgestellt [101] und von Tanner [133] zum ETAB Modell weiterentwickelt.

Der sich mit der Geschwindigkeit u_{rel} durch die gasförmige Atmosphäre bewegende Tropfen erfährt eine aerodynamische Kraft F_{Aero} , die zu einer Deformation und Schwingungsanregung des Tropfenvolumens führt [9]. F_{Aero} kann abstrahiert mit der äußeren Anregungskraft eines Feder-Masse Systems verglichen werden. Die Rückstellkraft F_{Feder} des Feder-Masse Systems entspricht dabei der aus der Oberflächenspannung des Tropfens resultierenden Kraft, die einer Tropfendeformation entgegenwirkt. Die Dämpfungskraft des Systems F_{Daemp} entspricht im Hinblick auf den Tropfenzerfall den viskosen Reibungskräften im Tropfeninneren.

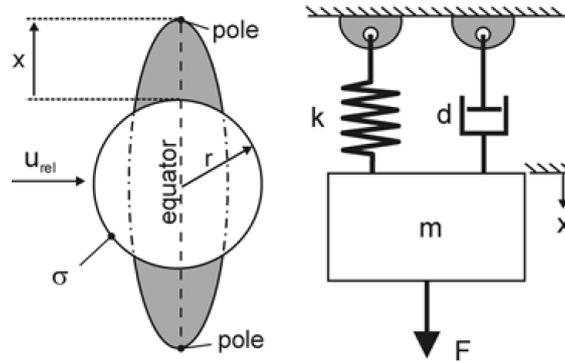


Abbildung 5.3.7: Analogie des ETAB Modells: Feder-Masse-Dämpfer System und das oszillierende Tropfenvolumen (nach [9])

Wie in Abb. 5.3.7 illustriert, wird die Schwingung des Tropfenvolumens durch die Auslenkung x beschrieben, die der Abweichung von einer idealen Kugelform mit dem Radius r entspricht. Die Bewegungsgleichung des gedämpften Feder-Masse Schwingers kann dann formuliert werden als

$$\ddot{x} = \frac{F_{\text{Aero}} - F_{\text{Feder}} - F_{\text{Daemp}}}{m} = \frac{F_{\text{Aero}}}{m} - \frac{k \cdot x}{m} - \frac{d \cdot \dot{x}}{m}. \quad (5.3.10)$$

Die Koeffizienten der Bewegungsgleichung werden entsprechend der eingeführten Analogie als

$$\frac{F_{\text{Aero}}}{m} = C_{\text{F}} \frac{\rho_{\text{g}} \cdot u_{\text{rel}}^2}{\rho_{\text{l}} \cdot r}, \quad \frac{k}{m} = C_{\text{k}} \frac{\sigma}{\rho_{\text{l}} \cdot r^3}, \quad (5.3.11)$$

$$\frac{d}{m} = C_{\text{d}} \frac{\mu_{\text{l}}}{\rho_{\text{l}} \cdot r^2} \quad (5.3.12)$$

formuliert. C_{F} , C_{k} und C_{d} sind Modellkonstanten, r der Radius des Tropfens in seinem unangeregten Zustand und ρ_{l} (ρ_{g}) die Dichte der flüssigen (gasförmigen) Phase. Hierbei ist σ die Oberflächenspannung des Tropfens und μ_{l} die dynamische Viskosität der flüssigen Phase.

Mit der zusätzlichen Modellkonstante C_{b} wird eine dimensionslose Auslenkung x^* des Tropfenvolumens eingeführt. Unter der Voraussetzung einer konstanten relativen Geschwindigkeit u_{rel} kann

dann eine analytische Lösung der Bewegungsgleichung angegeben werden [9]

$$x^*(t) = \frac{x}{C_b \cdot r}, \quad x^*(t) = \frac{C_F}{C_k \cdot C_b} We_g + e^{-\frac{t}{t_d}} \left[A \cdot \cos(\omega \cdot t) + \frac{1}{\omega \cdot t_d} B \cdot \sin(\omega \cdot t) \right] \quad (5.3.13)$$

mit

$$A = \left(x_0^* - \frac{C_F}{C_k \cdot C_b} We_g \right), \quad B = \left(\dot{x}_0^* \cdot t_d + x_0^* - \frac{C_F}{C_k \cdot C_b} We_g \right), \quad (5.3.14)$$

$$We_g = \frac{\rho_g \cdot u_{rel}^2 \cdot r}{\sigma}, \quad \frac{1}{t_d} = \frac{C_d \cdot \mu_l}{2 \cdot \rho_l \cdot r^2}, \quad \omega^2 = C_k \frac{\sigma}{\rho_l \cdot r^3} - \frac{1}{t_d^2}. \quad (5.3.15)$$

Gleichung 5.3.13 beschreibt die zeitabhängige Schwingung um den Ausgangsdurchmesser. Die Auslenkung x_0^* und ihre zeitliche Änderung \dot{x}_0^* zum Zeitpunkt $t = 0$ sind die Anfangsbedingungen der Bewegungsgleichung. Grundsätzlich sind verschiedene Frequenzen der harmonischen Schwingung möglich, im TAB bzw. ETAB Modell wird jedoch nur die harmonische Schwingung der ersten Ordnung berücksichtigt, da diese als die für den Zerfall dominante Frequenz betrachtet wird [9].

Tropfenzerfall und damit eine Aufspaltung des Tropfenvolumens erfolgt, wenn eine kritische Weberzahl ($We_{g,crit} = 6$) überschritten wird. Die Auslenkung des Tropfens x ist dann größer als die Hälfte des Tropfenradius r . Hat C_b den Wert 0.5, so entspricht dies $x^* \geq 1$. Die weiteren Modellkonstanten C_k , C_d und C_F wurden in dieser Arbeit auf den vorgegebenen Ausgangswerten belassen.

Ein zentraler Unterschied zwischen TAB und ETAB Modell liegt in der Definition der Anfangsbedingungen (x_0^* , \dot{x}_0^*) zur Lösung der Schwingungsgleichung (Gl. 5.3.13). Während im TAB Modell die Primärtropfen am Düsenaustritt keine Anfangsoszillation aufweisen ($x_0^* = \dot{x}_0^* = 0$), ist im ETAB Modell $\dot{x}_0^* > 0$. Die Verformungsgeschwindigkeit \dot{x}_0^* führt zu einer Längung der Tropfen. Hierdurch kann der dichte Spraykern im Düsennahbereich besser abgebildet und die Zeit bis zum Aufbruch der Primärtropfen aktiv beeinflusst werden.

Durch die mathematische Beschreibung der Tropfenschwingung kann der Aufbruchszeitpunkt bestimmt werden, jedoch nicht die Anzahl und Größe der aus dem Tropfenzerfall resultierenden neuen Tropfen. Im ETAB Modell werden beide Größen in Abhängigkeit vom Aufbruchszeitpunkt ermittelt. Wie in [9] dargelegt, wird der Radius des neu entstandenen sekundären Tropfens r_{neu} berechnet nach

$$\frac{r_{neu}}{r_0} = e^{-K_{AB} \cdot t_{AB}}, \quad (5.3.16)$$

$$mit \quad K_{AB} = \begin{cases} \frac{2}{9} \cdot \omega & \text{wenn } We_g \leq We_t \\ \frac{2}{9} \cdot \omega \cdot \sqrt{We_g} & \text{wenn } We_g > We_t. \end{cases} \quad (5.3.17)$$

Hierbei ist r_0 der Radius des Primärtropfens und t_{AB} die Aufbruchszeit. Diese entspricht der Zeitspanne von der Bildung des Ausgangstropfens bis zu dessen Auftrennung. We_t wurde auf den Ausgangswert 80 gesetzt und untergliedert die Berechnung der Sekundärtropfengröße in die Zerfallsbe-

reiche Bag Break up und Stripping Break up (vgl. Abb. 5.2.3). ω ist die in Gl. 5.3.15 berechnete Eigenfrequenz der Bewegungsgleichung.

Die Modelle des Strahl- und Tropfenzerfalls sind zentrale Bestandteile der Spraysimulation. Eine dem eingesetzten Injektortyp angepasste Modellauswahl und -parametrisierung sind Grundvoraussetzungen für eine realitätsnahe Abbildung des Einspritzvorgangs. Darüber hinaus spielen weitere Faktoren wie die Eigenschaften des Modellkraftstoffes, die Modellierung der Verdampfung und der Gasphasen-Tropfen-Interaktion eine Rolle. In der vorliegenden Arbeit wurden, abgesehen von den bereits diskutierten Modellen des Strahl- und Tropfenzerfalls, weitere für den Modellierungszweck übliche Ansätze verwendet. Konkret bedeutet dies, dass die Basismodelle von ANSYS CFX übernommen und bei Bedarf Modellparameter angepasst wurden. Im Folgenden wird deshalb nur ein Überblick über den ausgewählten Modellkraftstoff und die Modellierung von Verdampfung und Phasenübergang gegeben.

5.3.3 Modellkraftstoff und Tropfenverdampfung

Bei der Simulation innermotorischer Vorgänge mit Gemischbildungs- oder Verbrennungsprozessen muss der reale Kraftstoff durch einen Modellkraftstoff (Surrogat) abgebildet werden. Moderne Diesel- und Ottokraftstoffe setzen sich aus mehreren hundert verschiedenen Kohlenwasserstoffen zusammen [83]. Entsprechend ihres chemischen Aufbaus weisen diese Einzelkomponenten eigene reaktionskinetische und physikalisch-chemische Eigenschaften auf. In der Praxis numerischer Simulationsmethoden ist eine Berücksichtigung aller Einzelkomponenten aufgrund von begrenzten Rechenkapazitäten nicht möglich. In Abhängigkeit von der Zielsetzung der Simulation wird ein Modellkraftstoff ausgewählt, der sich aus wenigen chemischen Spezies zusammensetzt. Isooktan hat sich als Surrogat für Ottokraftstoff zur Untersuchung von Gemischbildungsvorgängen etabliert [9].

Auch in der vorliegenden Arbeit wird Isooktan als Modellkraftstoff verwendet. Ein wesentlicher Nachteil entsteht bei der Verwendung eines Einkomponenten-Modellkraftstoffes in Bezug auf die Modellierung der Verdampfung. Ein konventioneller Ottokraftstoff besitzt im Gegensatz zu Reinstoffen keinen definierten Siedepunkt. Stattdessen verdampfen die verschiedenen Bestandteile bei unterschiedlichen Temperaturen [124]. Diese Charakteristik wird üblicherweise anhand einer Siedekurve beschrieben, die den Anteil des verdampften Kraftstoffes bei einer definierten Temperatur angibt. In Bezug auf den Phasenübergang von flüssigem zu dampfförmigem Kraftstoff wird folglich mit einem Einkomponenten-Modellkraftstoff eine wesentliche Vereinfachung des realen Verdampfungsprozesses vorgenommen.

In [9] werden Ansätze beschrieben, die eine Verwendung von Modellkraftstoffen aus mehreren Komponenten zur Simulation von Gemischbildungsvorgängen erlauben. Es wird in diesem Zusammenhang aber deutlich gemacht, dass der Berechnungsaufwand erheblich durch den Einsatz von diesen Mehrkomponentenmodellen steigt. In Simulationen von Rosseel und Sierens [113] wird beispielsweise ein Modellkraftstoff mit 10 Komponenten implementiert, dabei erhöht sich bei gleicher Prozessorleistung die Berechnungszeit um den Faktor 20.

Zur mathematischen Beschreibung der Tropfenverdampfung wird vereinfachend von undeformierten, sphärischen Tropfen ausgegangen. Das Strömungsfeld um jeden Einzeltropfen kann nicht im Detail aufgelöst werden, sodass mittlere Strömungsgrößen und damit Transportkoeffizienten berechnet werden. Ein wesentliches Merkmal des Euler-Lagrange Modellierungsansatzes ist weiterhin, dass keine räumliche Auflösung der Zustandsgrößen im Tropfeninneren erfolgt.

Neben Strahl- und Tropfenzerfall spielt der Verdampfungsprozess für die Gemischbildung und -aufbereitung eine bedeutende Rolle. Beim ottomotorischen Arbeitsprozess ist das primäre Ziel, eine möglichst gleichförmige Verteilung des Kraftstoff-Luft Gemisches im Brennraum zu erreichen. Dadurch soll sichergestellt werden, dass die Flammenfront die gesamte Zylinderladung durchlaufen kann, ohne in zu mageren oder zu fetten Bereichen zu erlöschen.

Der Verdampfungsvorgang eines Einzeltropfens wird durch den konvektiven und konduktiven Wärmeübergang von der umgebenden Gasphase in das Tropfenvolumen bestimmt. Die daraus resultierende Steigerung der Tropfentemperatur zieht einen konvektiven und diffusiven Stofftransport des Kraftstoffdampfes von der Grenzschicht des Tropfens in das umgebende Gas nach sich. In der Folge unterliegt auch das umgebende Gas in Bezug auf dessen Zusammensetzung und Temperatur einer ständigen Veränderung. Wärmeübergang und Stofftransport an der Tropfenoberfläche sind eng miteinander gekoppelte Prozesse und können nicht getrennt voneinander betrachtet werden.

In Abhängigkeit von der gewählten Betriebsstrategie liegen im Brennraum des FKLK sehr unterschiedliche Bedingungen zum Einspritzzeitpunkt vor. Wie in Kapitel 4 diskutiert, wird im Fall eines Betriebes mit ottomotorischem Brennverfahren der Ladungswechsel derart ausgelegt, dass eine möglichst große Füllung mit Frischgas erreicht wird. Zum Einspritzzeitpunkt befindet sich dann eine große Menge an kalter Frischluft und eine geringe Menge an heißem Restgas im Brennraum. Durch die geringe Temperaturdifferenz zwischen Gasphase und Kraftstofftropfen läuft der Verdampfungsprozess vergleichsweise langsam ab. Wird ein Brennverfahren mit homogener Selbstzündung im Teillastbetrieb realisiert, befinden sich zum Einspritzzeitpunkt größere Mengen an rückgeführtem Restgas im Zylinder. Dadurch wird das Temperaturniveau im Brennraum angehoben und der Verdampfungsvorgang erheblich beschleunigt.

5.3.4 Berechnungsraum und Netzstruktur

Zur Bewertung grundlegender Eigenschaften des Spraymodells wurden zunächst Voruntersuchungen an einer vereinfachten Geometrie durchgeführt. Mit zwei der sechs Injektordüsen wurde in ein aus Tetraederelementen bestehendes, halbzyklindrisches Berechnungsnetz eingespritzt. Entsprechend der reduzierten Anzahl an Einspritzdüsen ist eine geringere Anzahl an Mustertropfen erforderlich, die durch den Berechnungsraum bewegt werden. Im Vergleich zu einem Vollmotormodell, das die Brennraumgeometrie und die strömungsführenden Kanäle abbildet, fällt die Berechnungszeit geringer aus. Weiterhin können die Sprayuntersuchungen unabhängig von der Netzbewegung eines Vollmotormodells durchgeführt werden. Diese Vorgehensweise ist ideal, um Effekte, die nicht direkt an die Geometrie des Brennraumes gekoppelt sind, bewerten zu können. Abb. 5.3.8 zeigt eines der Berechnungsnetze, das zur Durchführung der Voruntersuchungen erstellt wurde.

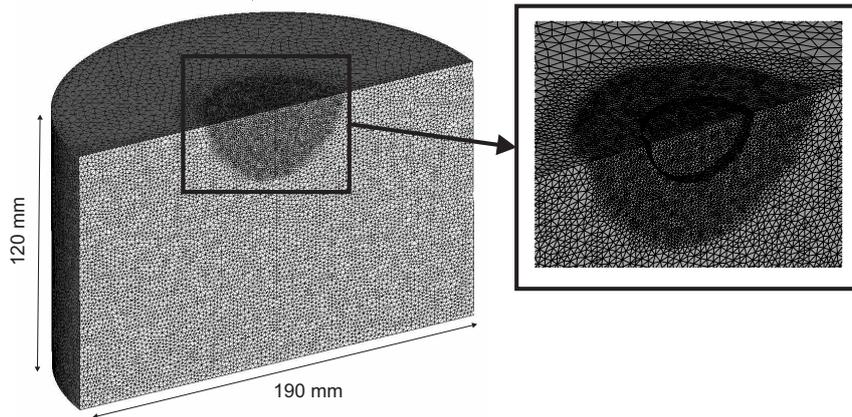


Abbildung 5.3.8: Berechnungsgitter der Voruntersuchungen

An den Injektordüsen ist die Tröpfchendichte und -geschwindigkeit besonders hoch. In diesem Bereich des Berechnungsgitters wurde die Netzauflösung erhöht. Das in Abb. 5.3.8 dargestellte Gitter weist hier eine Zellhöhe von 1 mm auf. Die Netzverfeinerung wurde in einem kugelförmigen Bereich mit einem Radius von 25 mm um den Mittelpunkt der oberen Halbkreisfläche definiert. In Richtung der Zylinderwand und des Zylinderbodens steigt die Zellhöhe bis auf 3 mm an. Im nachfolgenden Abschnitt 5.3.5.1 wird der Einfluss der Netzauflösung auf das Spray detailliert diskutiert. Abb. 5.3.9 zeigt die geometrische Ausrichtung der Spraykegel.

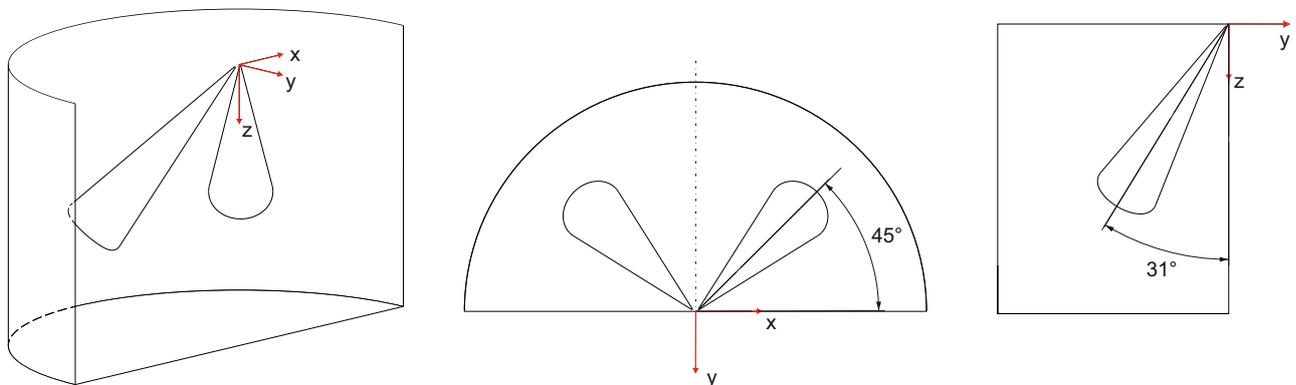


Abbildung 5.3.9: Lage der Düsen und Spraykegel im Berechnungsgitter der Voruntersuchungen

Um eine gegenseitige Beeinflussung der beiden Spraykeulen zu vermeiden, wird in jeweils eine Hälfte des Zylindersegments ein Strahlkegel gerichtet. Die Abmessungen der in Abb. 5.3.9 dargestellten Spraykegel basieren auf Angaben des Injektorherstellers und stellen den Spraykegelwinkel und die zu erwartende Strahleindringtiefe bei atmosphärischen Bedingungen dar.

Wie in Kapitel 3 diskutiert, sind in einem Vollmotormodell zur Abbildung eines vollständigen Arbeitsspiels mehrere Gitterkonfigurationen erforderlich. Ist die Voraussetzung erfüllt, dass der Einspritzvorgang erst nach dem Schließen der Ventile erfolgt, ist eine Konfiguration (C4BG, vgl. Abschnitt 3.4.2) zur Simulation des Gemischbildungsvorgangs ausreichend. Das Berechnungsgitter dieser Konfiguration ist in Abb. 5.3.10 dargestellt.

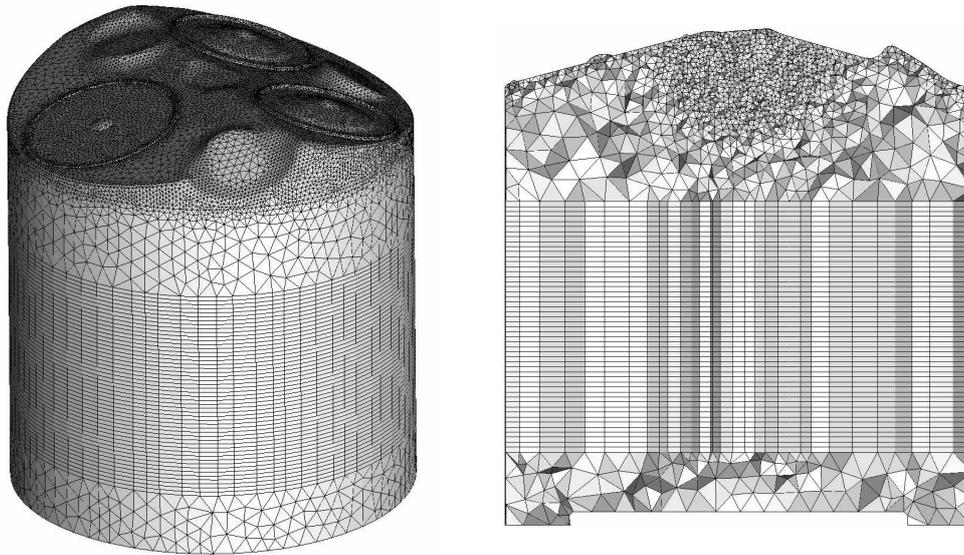


Abbildung 5.3.10: Isometrische Ansicht und Schnittansicht durch die Zylindermittelachse des Vollmotorberechnungsgitters

Das Berechnungsgitter setzt sich aus einem Extrusionsnetz im Mittelteil und unstrukturierten Netzen im Bereich des Zylinderkopfes und des Kolbendaches zusammen. Dieser Ansatz ist insofern vorteilhaft, da während eines großen Teils der Kompression (bzw. Expansion) eine Neuvernetzung des Berechnungsraumes nicht erforderlich ist. Die Kolbenbewegung während der Kompressionsphase führt zunächst zu einer Stauchung des Extrusionsnetzes. Unterschreiten die Zellebenen eine Mindesthöhe werden einzelne Schichten gelöscht und die verbliebenen Extrusionselemente gleichmäßig verteilt. Im Laufe der Kompression verringert sich die Anzahl der Zellschichten im Extrusionsnetz. Nähert sich der Kolben seiner oberen Totpunktlage wird der Extrusionsteil im Zuge einer Neuvernetzung entfernt und ein ausschließlich aus Tetraederelementen bestehendes Netz erzeugt. Die Elemente des Extrusionsnetzes weisen eine Zellhöhe von maximal 3 mm auf. Im Nahbereich des Injektors wurde eine Netzverfeinerung vorgenommen (Zellhöhe 0.5-1 mm). Die weiteren Tetraederelemente haben eine auf die Kontur des Zylinderkopfdachs angepasste Zellhöhe von 0.7-1 mm.

Die Lage und Orientierung der zu erwartenden Spraykeulen im Berechnungsraum des Vollmotormodells zeigt Abb. 5.3.11. Der Injektor ist zentral zwischen den beiden Einlassventilen (blau) und dem Auslassventil (rot) positioniert. Die Austrittsöffnungen der sechs Einspritzdüsen sind gleichförmig über dem Umfang der Injektorspitze verteilt. Grundsätzlich wird die Orientierung der Spraykeulen eines Mehrlochinjektors von der Geometrie und Anordnung der einzelnen Düsen bestimmt. Die in Abb. 5.3.11 dargestellte geometrische Ausrichtung der Einzelkeulen basiert auf Angaben des Herstellers. Wie in Abschnitt 4.5 diskutiert, wurde der verwendete Injektor nicht spezifisch für die Brennraumgeometrie des FKLG ausgelegt. Die Einzelkeulen sind in Bezug auf die Zylinderlängsachse nicht symmetrisch orientiert. Zur Durchführung grundlegender Untersuchungen der Gemischbildung stellt dies jedoch kein Hindernis dar.

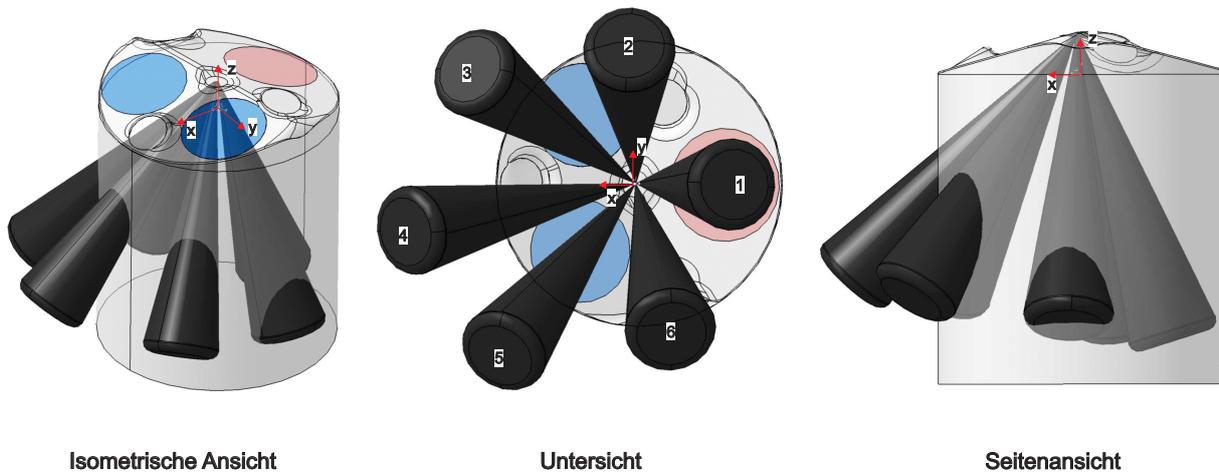


Abbildung 5.3.11: Ansichten der geometrischen Spraykegelausrichtung

Die Positionen und Einspritzrichtungen der sechs Injektordüsen können Tabelle A.3 im Anhang A.4 entnommen werden. Die Positionsdaten wurden in Bezug auf das in Abb. 5.3.11 dargestellte Koordinatensystem angegeben. Der Ursprung wurde dabei auf dem Schnittpunkt der Zylindermittelachse mit der Grenzfläche von Zylinderkopf und Zylinder definiert.

5.3.5 Ergebnisse der Simulationen

Die Netzstruktur ist ein bedeutender Faktor bei numerischen Berechnungsverfahren. Insbesondere bei der Simulation von Mehrphasenströmungen nach dem Euler-Lagrange Ansatz wirkt sich die Beschaffenheit des Netzes auf die Spraykontur, das Verdampfungsverhalten und weitere daran geknüpfte Prozesse aus. Zur Bewertung dieser Abhängigkeit von der räumlichen Diskretisierung wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, deren Ergebnisse nachfolgend vorgestellt werden.

Im Hinblick auf die Betriebsstrategie des verbrennungsmotorischen Teilsystems wurden zwei weitere Parameter untersucht. Um die Auswirkungen einer erhöhten mittleren Ladungstemperatur auf den Einspritzvorgang im HCCI Betriebsmodus zu bewerten, wurde die Gasphasentemperatur im Zylindersegment bei Einspritzbeginn variiert. Des Weiteren wurde der Einfluss des Einspritzdruckes auf den Gemischbildungsprozess untersucht. Im HCCI Betriebsmodus werden aufgrund von hohen Abgasrückführaten und sehr mageren Gemischen nur geringe Kraftstoffmengen zugeführt. Gleichzeitig herrschen im Brennraum durch die rückgeführten Verbrennungsgase hohe Temperaturen, die den Verdampfungsprozess und damit die Gemischbildung unterstützen. Eine Absenkung des Einspritzdruckes ist in diesen Betriebsbereichen sinnvoll. Inwiefern dadurch eine Änderung der Sprayform zu erwarten ist, wurde durch Voruntersuchungen aufgeklärt.

5.3.5.1 Ergebnisse der Voruntersuchungen

In einem ersten Schritt wurde zunächst eine Basiskonfiguration definiert. Die Rand- und Anfangsbedingungen dieser Basiskonfiguration können Tabelle A.4 im Anhang A.5 entnommen werden. Die Luft im Berechnungsraum wurde mit einer Temperatur von 298 K und einem Druck von 2 bar initia-

lisiert. Der Druck im Zylindersegment wurde von den am Verbrennungsmotorprüfstand realisierten Ladedrücken abgeleitet. Abb. 5.3.12 zeigt den zeitlichen Verlauf des Einspritzvorgangs. Beide in die Gasphase eintretenden Spraykeulen sind in Bezug auf das Einspritzmodell gleich parametrisiert. Die Zeitangabe über der jeweiligen Darstellung bezieht sich auf die verstrichene Zeit nach Einspritzbeginn. Die Spraykeule auf der rechten Seite zeigt die um den Faktor 40 vergrößerten Mustertropfen. Die Farbskala kennzeichnet die Tropfengeschwindigkeit.

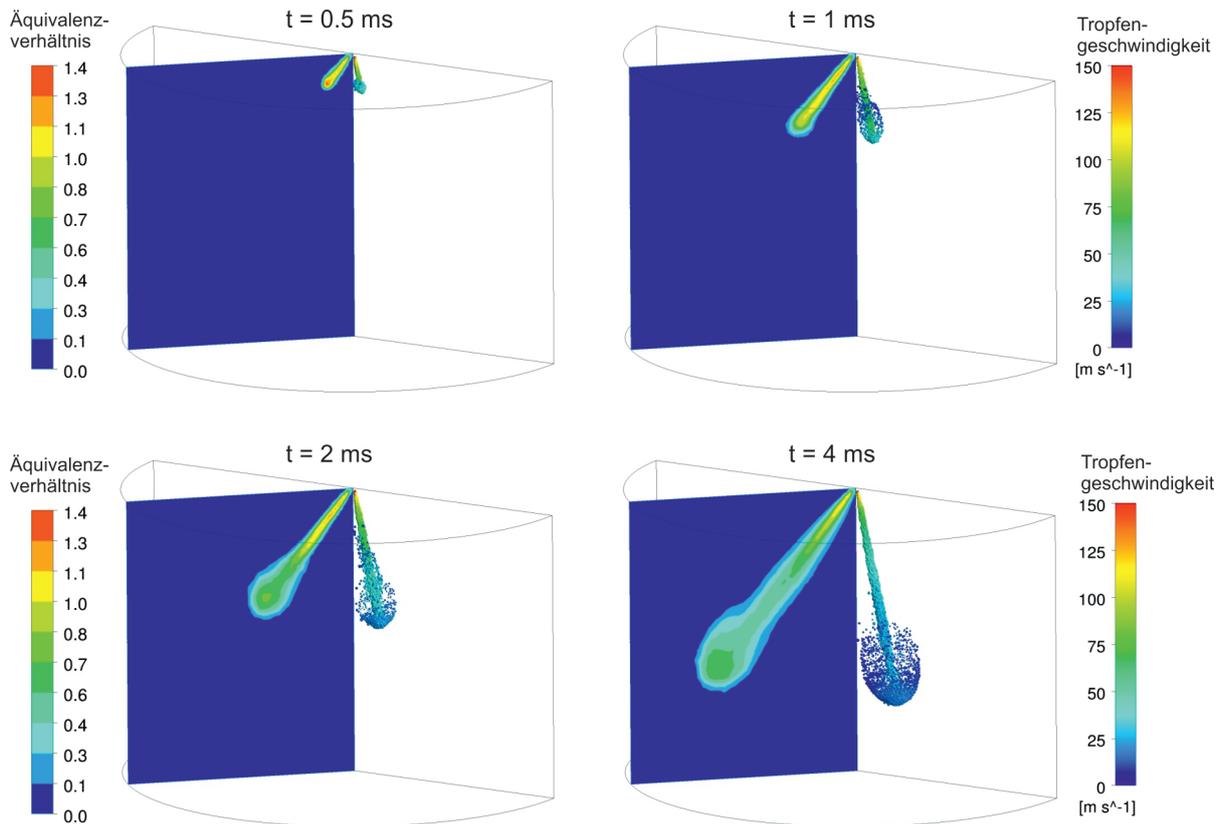


Abbildung 5.3.12: Sequentielle Darstellung des Einspritzvorgangs in das Zylindersegment

Der Konturplot auf der linken Seite zeigt das Äquivalenzverhältnis Φ in einer die Spraykeule mittig schneidenden Ebene. Obwohl bei Einspritzbeginn eine im Vergleich zum Brennraum niedrige Temperatur in der Gasphase vorliegt, verdampft während des gesamten Einspritzvorgangs kontinuierlich Kraftstoff und breitet sich in Form einer gestreckten Wolke im Berechnungsraum aus. Das Äquivalenzverhältnis wird aus dem lokalen Verhältnis von gasförmigem Kraftstoff und Luft berechnet. Die über der Zeit zunehmende Eindringung des Kraftstoffes wird als Penetration bezeichnet. Zur Bestimmung der axialen und radialen Penetration wird zunächst die Masse aller Tropfen im Berechnungsraum ermittelt. Die Penetration ist der axiale Abstand S_A (bzw. radiale Abstand S_R) von der Düse, in dem sich die Tropfen befinden, deren aufsummierte Masse 95 % der Gesamtmasse ergibt (Abb. 5.3.13).

Der Spraykegelwinkel wird durch eine Auswertungsroutine ermittelt, die einen fiktiven Kegelmantel mit Kegelspitze am Düsenaustritt und einer zur Einspritzrichtung parallelen Kegelmittelachse

definiert. Der Kegelwinkel wird erhöht, bis 95% der flüssigen Kraftstoffmasse vom Kegelmantel umschlossen wird. Der so ermittelte Öffnungswinkel des Kegelmantels wird als Spraykegelwinkel Θ definiert. Abb. 5.3.13 veranschaulicht die Definition der Eindringtiefe und des Spraykegelwinkels.

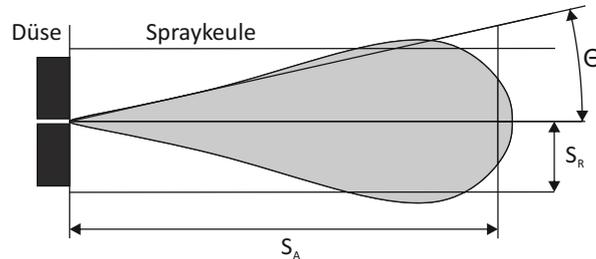


Abbildung 5.3.13: Definition der axialen Penetration S_A , radialen Penetration S_R und des Spraykegelwinkels Θ

Sensitivitätsstudie zur Netzauflösung

Die Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von der Netzstruktur ist eine Herausforderung des Euler-Lagrange Ansatzes. Alle charakteristischen Größen des Spraybildes werden durch die Eigenschaften des Berechnungsgitters beeinflusst. Die Gitterabhängigkeit bezieht sich dabei nicht nur auf die Zellgröße, sondern auch auf die Ausrichtung des Sprays in Bezug auf die Netzorientierung [129].

Bei Strömungen, die ausschließlich nach dem Eulerschen Ansatz beschrieben werden, kann durch eine Erhöhung der räumlichen Diskretisierung die Genauigkeit des numerischen Ergebnisses erhöht werden. Wird der Euler-Lagrange Ansatz verwendet, ist es nicht möglich, die Gitterauflösung zu erhöhen, bis eine netzunabhängige Lösung erzielt wird. Der Euler-Lagrange Ansatz setzt voraus, dass innerhalb einer Berechnungszelle das Tropfenvolumen stets sehr viel geringer als das Gasphasenvolumen ist. Die Schwierigkeiten, die durch diese Vorgabe entstehen, können an einem Einzeltropfen erläutert werden, der sich durch den Berechnungsraum bewegt (Abb. 5.3.14).

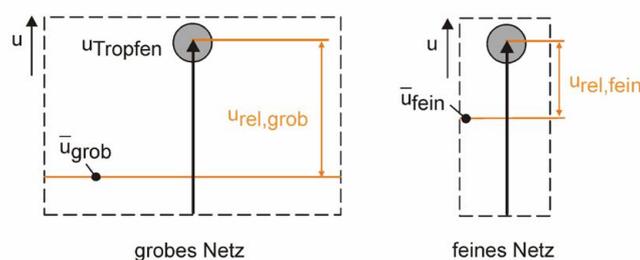


Abbildung 5.3.14: Abhängigkeit der Tropfenrelativgeschwindigkeit von der Zellgröße (nach [9])

Durch den Impulsaustausch wird ein Teil der kinetischen Energie des Tropfens unmittelbar und gleichförmig an das gesamte Zellvolumen übertragen. Im Fall einer großen Zelle wird der Impuls auf ein großes Gasvolumen übertragen, sodass es nur zu einem geringen Anstieg der Gasphasengeschwindigkeit kommt (\bar{u}_{grob}). Bei einem feinen Gitter ergibt sich durch den Impulsaustausch mit einem kleinen Zellvolumen eine hohe Gasphasengeschwindigkeit (\bar{u}_{fein}).

Die für zahlreiche Mechanismen der Zerstäubung relevante, relative Tropfengeschwindigkeit u_{rel} wird

aus der Differenz von Tropfengeschwindigkeit und Gasphasengeschwindigkeit bestimmt. Es ergibt sich eine große Relativgeschwindigkeit für grobe Berechnungsgitter und bei kleinen Zellabmessungen eine kleine Relativgeschwindigkeit. An dieser vereinfachenden Darstellung wird die Bedeutung der Zellgröße für die partikelbasierte Beschreibung von Einspritzvorgängen deutlich. Es ist nachvollziehbar, dass nicht nur der Impulsaustausch, sondern auch der Wärme- und Stofftransport in ähnlicher Weise durch die Zellgröße beeinflusst werden.

Im Rahmen der Voruntersuchungen wurden Berechnungsgitter mit den Zellhöhen 0.5 mm, 1 mm und 1.5 mm im Nahfeld des Düsenaustritts untersucht (vgl. Abb. 5.3.8). Abb. 5.3.15 zeigt die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse. Zur Charakterisierung des Ausbreitungsverhaltens des Kraftstoffsprays wurden die axiale und radiale Penetration sowie der Spraykegelwinkel betrachtet. Zur Bewertung des Verdampfungsverhaltens in Abhängigkeit von den Zelldimensionen wurde der zeitliche Verlauf der verdampften Kraftstoffmasse im Berechnungsraum herangezogen.

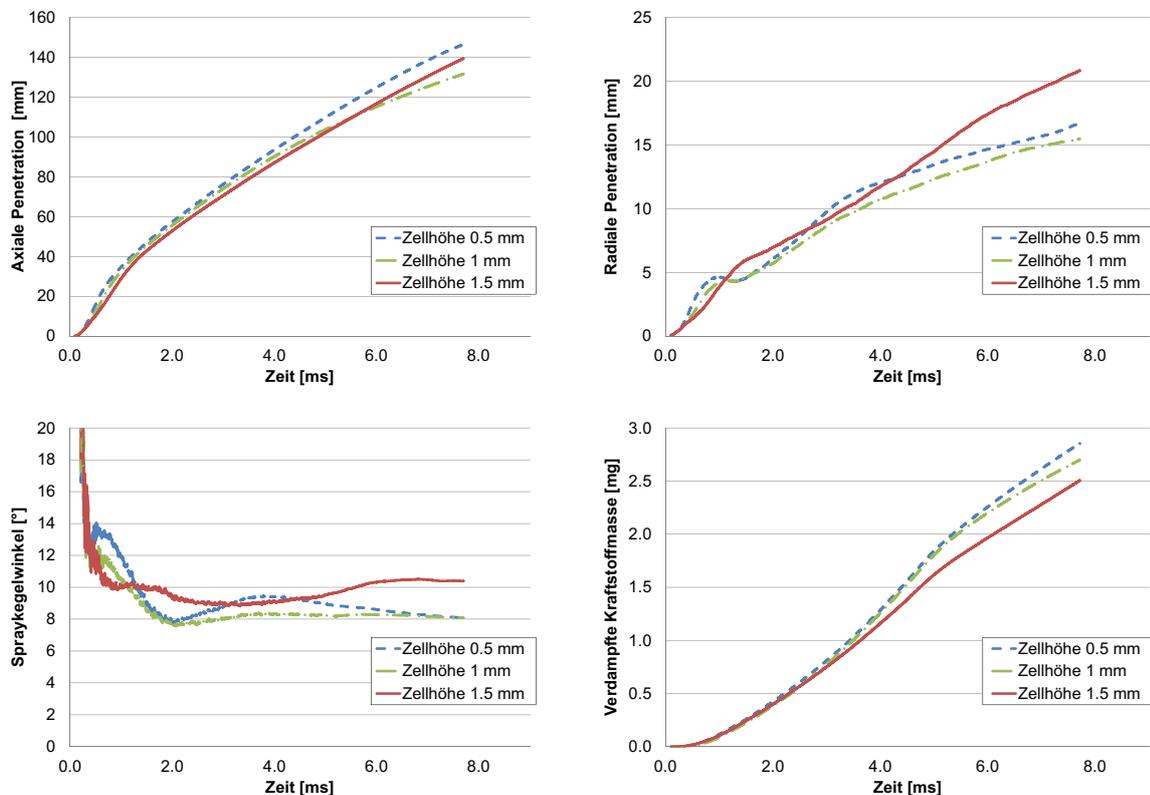


Abbildung 5.3.15: Penetration, Spraykegelwinkel und verdampfte Kraftstoffmasse bei verschiedenen Zellhöhen

Die axiale Penetration zeigt die in [9] beschriebene Abhängigkeit von der Zellhöhe. Bei kleinen Zelldimensionen erhöht sich die axiale Eindringtiefe der flüssigen Phase des Sprays. Aufgrund der sich bei einem feinen Netz ergebenden, reduzierten Tropfenrelativgeschwindigkeit kommt es zu einer geringeren Abbremsung des Tropfens und in der Folge zu einer größeren Eindringtiefe. Sowohl die radiale Penetration als auch der Spraykegelwinkel charakterisieren die Ausbreitung der Tropfen orthogonal zur Einspritzrichtung. Bei Zellhöhen von 0.5 und 1 mm wird ein ähnlicher Verlauf erzielt.

Bis 0.8 ms nach Einspritzbeginn wird bei beiden Netzkonfigurationen eine im Vergleich zum Berechnungsnetz mit einer Zellohhe von 1.5 mm größere Ausbreitung in radialer Richtung vorhergesagt. Nach dem Ende des Einspritzvorgangs ($t=5$ ms) ergibt sich mit dem größten Berechnungsgitter (Zellohhe 1.5 mm) die größte radiale Penetration. Der gleiche Verlauf ist für die zeitliche Entwicklung des Spraykegelwinkels zu beobachten.

Das Verdampfungsverhalten der Kraftstofftropfen wird ebenfalls durch die Netzstruktur beeinflusst. Anhand der Simulationsergebnisse wird deutlich, dass eine höhere räumliche Diskretisierung (Zellohhe 0.5 bzw. 1 mm) zu einer Verstärkung des Verdampfungsprozesses führt. Im Vergleich zum größeren Berechnungsgitter (Zellohhe 1.5 mm) ist 6 ms nach Einspritzbeginn in beiden Fällen rund 14 % mehr Kraftstoff verdampft.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass für die in dieser Arbeit eingesetzten Berechnungsgitter eine Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von der Netzstruktur gegeben ist. Aussagen im Hinblick auf die absoluten Größen von axialer oder radialer Penetration müssen folglich kritisch betrachtet werden. Trotzdem sind Untersuchungen zur relativen Änderung der Sprayeigenschaften beispielsweise bei verschiedenen Einspritzdrücken sinnvoll, um das grundsätzliche Verhalten des Sprays beschreiben zu können.

Einfluss der Gasphasentemperatur

Der für das FKLK Motorenkonzept angestrebte kombinierte Betrieb mit homogener Selbstzündung und fremdgezündeter Verbrennung hat zur Folge, dass die Bedingungen im Brennraum zum Einspritzzeitpunkt stark variieren. Während der Gegendruck bei Einspritzbeginn vor allem vom Ladedruck abhängt, werden Temperatur und Gaszusammensetzung im Brennraum durch den vorangegangenen Ladungswechsel bestimmt. Wird der Verbrennungsmotor fremdgezündet bei niedrigen Betriebsfrequenzen und hohen Ladedrücken betrieben, kann mit entsprechenden Ventilsteuerzeiten ein hoher Spülgrad erreicht werden. Nur eine geringe Restgasmasse verbleibt unter diesen Bedingungen im Brennraum. Simulationen des Ladungswechsels haben gezeigt, dass im günstigsten Fall nach Beendigung des Ladungswechsels die mittlere Temperatur der Zylinderladung 340 K beträgt.

Anders stellen sich die Einspritzbedingungen im homogenen Selbstzündungsbetrieb dar. Aufgrund der inneren Abgasrückführung wird das Temperaturniveau im Brennraum deutlich erhöht. Besteht, wie in Kapitel 4 diskutiert, 40 bis 50 % der Zylinderladung aus Restgas, liegen bei Einspritzbeginn in der Gasphase Temperaturen von 500 bis 550 K vor. Im Hinblick auf den Gemischbildungsvorgang ist ein hohes Temperaturniveau vorteilhaft, da es zu einer beschleunigten Verdampfung des flüssigen Kraftstoffes kommt. Um die Auswirkungen auf das Spray und den Verdampfungsprozess zu bewerten, wurden ausgehend von der Basiskonfiguration Simulationen mit Ladungstemperaturen von 400 K und 500 K bei Einspritzbeginn durchgeführt. Abb. 5.3.16 zeigt die Verläufe der axialen und radialen Penetration, des Spraykegelwinkels und der verdampften Kraftstoffmenge über der Zeit.

Die Auswirkungen einer erhöhten Ladungstemperatur auf den Einspritzvorgang werden insbesondere am Verlauf der verdampften Kraftstoffmenge ersichtlich. Durch einen Wärmetransport von der Gasphase in das flüssige Tropfenvolumen steigt dessen Temperatur mit zunehmender Verweildauer

in der heißen Atmosphäre. Der Sättigungsdampfdruck an der Tropfenoberfläche steigt und der diffusive Massentransport von verdampftem Kraftstoff in das umgebende Gas wird erhöht. Die durch den Verdampfungsprozess benötigte Energie wird der gasförmigen Atmosphäre entzogen, sodass es global zu einer Verringerung der Gasphasentemperatur kommt.

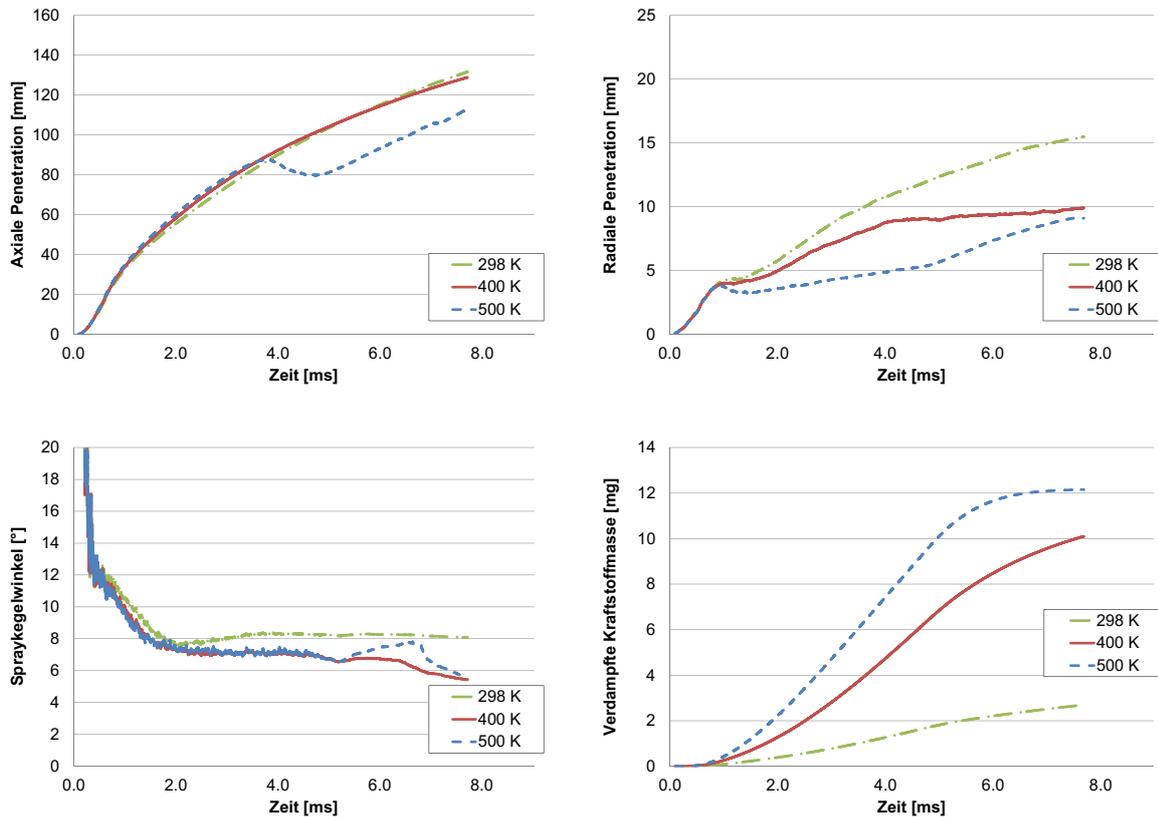


Abbildung 5.3.16: Penetration, Spraykegelwinkel und verdampfte Kraftstoffmasse bei verschiedenen Temperaturen in der Gasphase

Die radiale Penetration und der Spraykegelwinkel werden durch eine Temperaturerhöhung in der Gasphase vermindert. Bei Temperaturen von 400 K und 500 K ergeben sich in Bezug auf die radiale Ausbreitung vergleichbare Verläufe. Die axiale Eindringung zeigt bei 500 K eine von den anderen Penetrationskurven deutlich abweichende Charakteristik. Zwischen 3.7 und 4.6 ms nach Einspritzbeginn fällt die Eindringtiefe ab und steigt dann wieder an. Dieser Einbruch der axialen Penetration ist auf die Verdampfung sehr kleiner Tropfen an der Spraykegelspitze zurückzuführen. Abb. 5.3.12 zeigt die Entstehung einer Tröpfchenwolke, die an der Spitze des Spraykegels in den Berechnungsraum transportiert wird. Bei einer Temperatur von 500 K in der Gasphase werden diese kleinen Tröpfchen sehr stark aufgeheizt und verdampfen nach einer gewissen Verweilzeit sehr schnell, sodass ein zwischenzeitlicher Rückgang der Penetration eintritt. Erst durch die Ausbreitung von nachfolgenden Tropfen steigt die Penetration im weiteren Verlauf wieder an.

Einfluss des Einspritzdruckes

Die aktive Regelung des Einspritzdruckes entsprechend einer gegebenen Lastanforderung ist Stand der Technik bei modernen Viertakt-Motoren mit Direkteinspritzung. Wird im Teillastbetrieb des FKLK ein homogenes Selbstzündungsbrennverfahren umgesetzt, eröffnet sich die Möglichkeit, auch stark abgemagerte Kraftstoff-Luft Gemische zu verbrennen. Dies setzt voraus, dass sehr geringe Kraftstoffmengen exakt zugemessen werden können. Eine mögliche Strategie ist dabei, den Einspritzdruck abzusenken, um damit die Ansteuerzeit des Injektors zu verlängern. Die in Kapitel 4 vorgestellten simulativen Untersuchungen haben darüber hinaus gezeigt, dass durch eine Anpassung des Einspritzdruckes die Gemischbildung optimiert werden kann. Abb. 5.3.17 zeigt die Ergebnisse der Voruntersuchungen mit einer Variation des Einspritzdruckes.

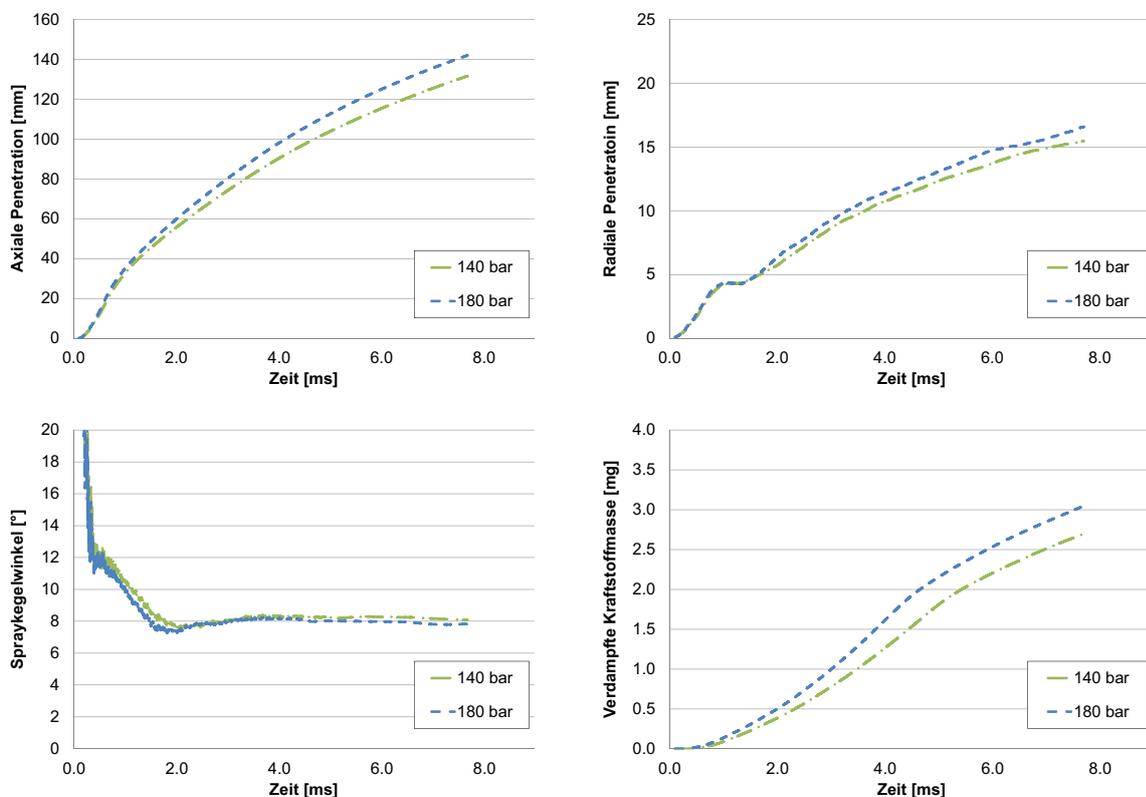


Abbildung 5.3.17: Penetration, Spraykegelwinkel und verdampfte Kraftstoffmasse bei verschiedenen Einspritzdrücken

Eine Reduzierung des Einspritzdruckes führt bei konstantem Gegendruck zu einer Verringerung der Strahleintrittsgeschwindigkeit in den Berechnungsraum. Für die in dieser Arbeit untersuchten Einspritzdrücke von 140 und 180 bar wird angenommen, dass der Einfluss des Einspritzdruckes auf die Verteilung der Tropfengröße (Parameter der Rossin-Rammler Verteilung) gering und damit zu vernachlässigen ist. Somit reduziert sich bei einer verringerten Strahleintrittsgeschwindigkeit auch der Eintrittsimpuls, mit dem die Kraftstofftropfen auf die Gasphase treffen. Es kommt zu einer geringeren Penetration des Spraykegels (vgl. Abb. 5.3.17). Sowohl die axiale als auch die radiale

Eindringtiefe fallen bei einem Einspritzdruck von 140 bar geringer aus. Der Spraykegelwinkel bleibt bei einer Absenkung des Einspritzdruckes unverändert. Die verdampfte Kraftstoffmasse ist hingegen vom Einspritzdruck abhängig. Bei reduzierten Einspritzdrücken ergibt sich eine geringere Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gasphase, sodass der konvektive Stoff- und Wärmetransport an der Tropfenoberfläche verzögert wird. In der Folge verdampft der eingespritzte Kraftstoff bei reduziertem Einspritzdruck langsamer.

5.3.5.2 Ergebnisse der Untersuchungen am Vollmotormodell

Die thermischen Zustandsgrößen, das Geschwindigkeitsfeld und die Gaszusammensetzung im Brennraum zum Zeitpunkt der Einspritzung werden durch den Ladungswechsel bestimmt. Durch eine vorgeschaltete Ladungswechselsimulation wurde dieser Aspekt bei der numerischen Untersuchung des Einspritzvorgangs in der realen Motorgeometrie (Vollmotorsimulation) berücksichtigt. Grundsätzlich entspricht die Vorgehensweise dabei den in Kapitel 3 vorgestellten Simulationen des Ladungswechsels im gefeuerten Verbrennungsmotor. Die Basis der in diesem Abschnitt vorgestellten Simulation ist jedoch das verbrennungsmotorische Teilsystem der zweiten Generation (VM 2. Gen).

Das charakteristische Merkmal des VM 2. Gen ist eine Dreiventilanordnung mit zwei voneinander abgetrennten Einlasskanälen. Abb. 5.3.18 zeigt den auf die neue Geometrie angepassten Berechnungsraum.

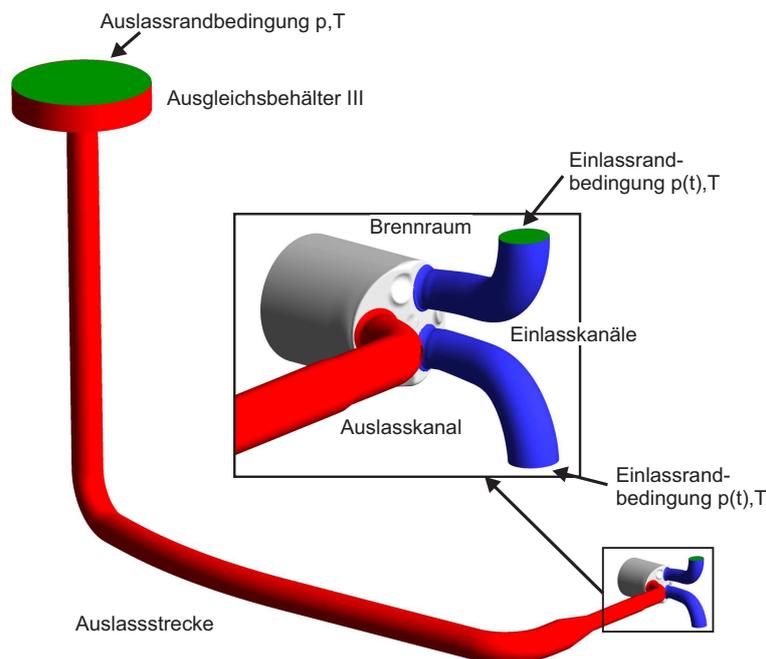


Abbildung 5.3.18: Berechnungsraum der Ladungswechselsimulation (Vollmotormodell)

Anhand von ersten Simulationen konnte nachgewiesen werden, dass durch die symmetrische Anbindung an die Einlassstrecke in beiden Kanälen die gleichen strömungsmechanischen Bedingungen herrschen. Das im Einlasskanal des VM 1. Gen auftretende ungleichmäßige Einströmen zeigte sich in den getrennten Einlasskanälen nicht. Damit besteht die Notwendigkeit, die gesamte Einlassstrecke

in der Simulation zu berücksichtigen, nicht mehr. Der Berechnungsraum wurde entsprechend verkleinert und die Einlassrandbedingungen an den Übergängen zwischen den Einlasskanälen und der Einlassstrecke definiert.

Um die Vergleichbarkeit mit experimentellen Ergebnissen sicherzustellen, wurden Kolben- und Ventilhubkurven von den entsprechenden Messreihen mit laserdiagnostischer Messtechnik übernommen. Im nachfolgenden Abschnitt wird im Detail auf die laserdiagnostischen Untersuchungen eingegangen. Da die gasdynamischen Effekte in der Einlassstrecke nicht mehr durch die Simulation abgebildet werden, müssen an den Einlassrandbedingungen dynamische Druckverläufe vorgegeben werden. Hierzu wurden die messtechnisch erfassten Druckverläufe verwendet. Auslassrandbedingungen wurden im Ausgleichsbehälter III der Auslassstrecke definiert. Hier wurden die gemessene mittlere Abgastemperatur und atmosphärischer Druck als Randbedingungen festgelegt. Die modifizierte Geometrie des optisch zugänglichen Brennraumes wurde bei der Simulation des Ladungswechsels und der Einspritzung berücksichtigt.

Die laserdiagnostischen Untersuchungen am hydraulisch unterstützten Verbrennungsmotorprüfstand wurden bei einer Frequenz von 10 Hz und einem Kolbenhub von 80 mm durchgeführt. Höhere Betriebsfrequenzen konnten aufgrund von Einschränkungen des laseroptischen Versuchsaufbaus nicht untersucht werden. In den Tabellen 5.2 und 5.3 sind die Ventilsteuerzeiten, Betriebsparameter und motorischen Messergebnisse des untersuchten Betriebspunktes aufgeführt.

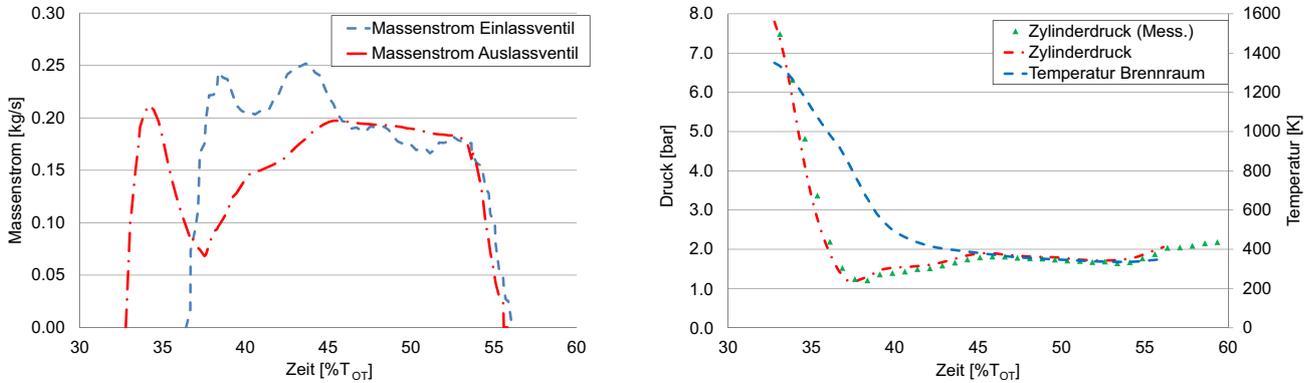
Steuerzeiten	AVÖ	EVÖ	AVS	EVS
[%H UT]	- 20	- 10	+ 10	+ 12
[°KW _{Δt OT}]	115	129	202	208

Tabelle 5.2: Ventilsteuerzeiten der laseroptischen Untersuchungen und Vollmotorsimulation

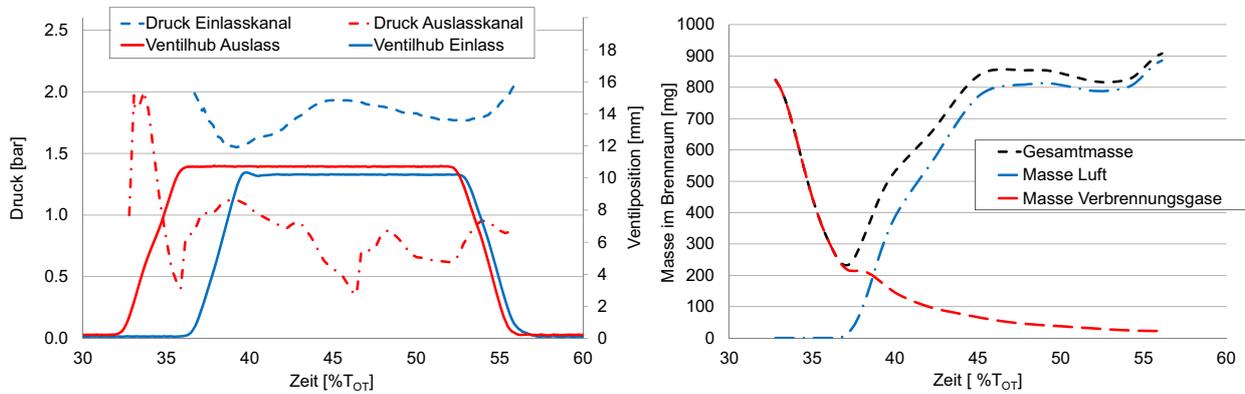
Betriebsparameter		Messergebnisse			
Frequenz	[Hz]	10	Eintretender Luftmassenstrom	[kg/h]	122.56
Hub	[mm]	80	Eingespritzte Kraftstoffmenge	[mg]	72
Kolbenhubtrajektorie	[-]	Sinus 55% OT	Innere Arbeit	[J]	602
geom. Verdichtungsverhältnis	[-]	8.3	Innere Leistung	[kW]	6.02
Ladedruck (absolut)	[bar]	1.9	Innerer Mitteldruck	[bar]	14.11
Verbrennungsluftverhältnis	[-]	≈ 0.86	Innerer Wirkungsgrad	[-]	19.83
Zündzeitpunkt	[%H OT]	- 1			
Einspritzzeitpunkt	[%H OT]	- 89			
Einspritzdruck	[bar]	140, 180			

Tabelle 5.3: Betriebsparameter und Messergebnisse der laseroptischen Untersuchungen

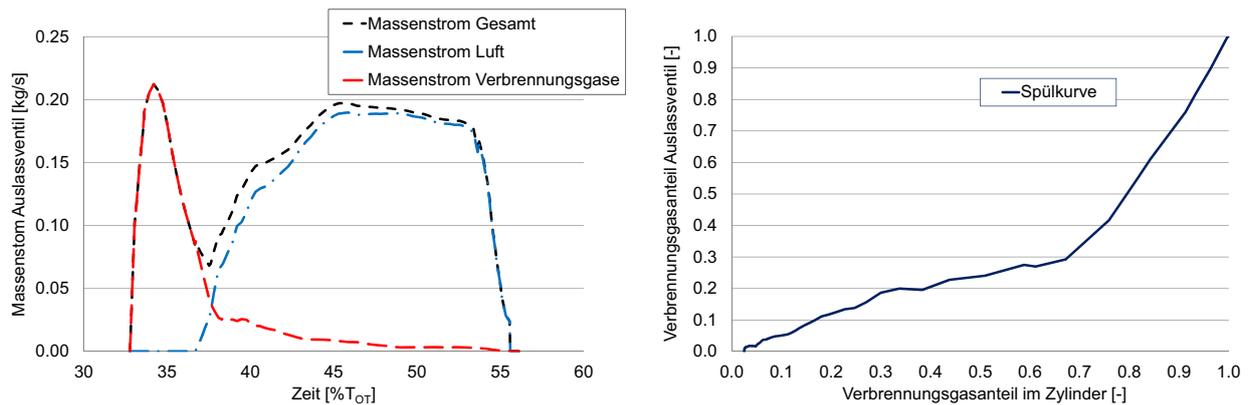
Abb. 5.3.19 zeigt die Ergebnisse der Ladungswechselsimulation unter den Betriebsbedingungen der laseroptischen Untersuchungen. Die Ergebnisse einer vergleichbaren Ladungswechselsimulation des FKLK Verbrennungsmotors wurden bereits ausführlich in Abschnitt 3.4.6 erörtert. Im Folgenden sollen deshalb die Simulationsergebnisse vor dem Hintergrund des zu untersuchenden Einspritzvorgangs diskutiert werden.



(a) Massenströme am Einlass- und Auslassventil und Zylinderdruck-, Temperaturverlauf



(b) Druckverläufe im Einlass- und Auslasskanal, Ventilhubkurven und Massen im Brennraum



(c) Massenströme am Auslassventil und Spülkurve

Abbildung 5.3.19: Ergebnisse der Ladungswechselsimulation (Vollmotormodell)

Abb. 5.3.19(a) zeigt auf der linken Seite die ein- und austretenden Massenströme und auf der rechten Seite die zeitlichen Verläufe des gemessenen und simulierten Zylinderdruckes und der mittleren Temperatur im Brennraum. Um in der Simulation realistische Bedingungen für die Einspritzung zu erreichen, ist die korrekte Vorhersage des Zylinderdruckverlaufes wichtig. Im vorliegenden Fall zeigt der simulierte Zylinderdruckverlauf eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Aufgrund des laseroptischen Messaufbaus konnte der Druckverlauf im Auslasskanal (Abb. 5.3.19(b)) nicht messtechnisch erfasst werden, sodass ein Vergleich zwischen Messung und Simulation hier nicht möglich ist. Die in Kapitel 3 vorgestellten Simulationen des Ladungswechsels haben jedoch gezeigt, dass bei einer guten Übereinstimmung des Druckverlaufes im Brennraum auch mit hinreichender Genauigkeit der Druckverlauf im Auslasskanal berechnet wird. Weitere Ergebnisse und die Kennzahlen des Ladungswechsels sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst.

Ladungswechsel					
Zugeführte Luftmasse	[mg]	3621.9	Luftaufwand	[%]	375.1
Masse im Zylinder	[mg]	907.7	Spülgrad	[%]	97.5
Frischlufthmasse im Zylinder	[mg]	885.3	Liefergrad	[%]	91.7
Restgasmasse im Zylinder	[mg]	22.4	Restgasanteil	[%]	2.5
Theoretische Luftmasse	[mg]	965.6	Fanggrad	[%]	24.4
Turb. kin. Energie (EZP)	[m ² /s ²]	55.7			
Mittl. Temperatur (EZP)	[K]	352			

Tabelle 5.4: Kennzahlen der Ladungswechselsimulation (Vollmotormodell)

Für einen weiteren Vergleich von Simulation und Messung wird der in den Zylinder eintretende Luftmassenstrom betrachtet. Die aus dem gemessenen Luftmassenstrom berechnete, während eines Ladungswechsels in den Brennraum eintretende Frischluftmasse weicht von der eintretenden Frischluftmasse des Simulationsmodells um 6 % ab (Tabelle 5.4). Diese Abweichung kann auf die Definition der Anfangsbedingungen zurückgeführt werden. Da in der Simulation nur ein einzelner Ladungswechselvorgang berechnet wird, muss zu Beginn bei AVÖ der Berechnungsraum initialisiert werden. Während Druck- und Temperaturwerte zu diesem Zeitpunkt aus Messdaten beziehungsweise einer Druckverlaufsanalyse vorliegen, sind die Geschwindigkeitsfelder und damit die strömungsmechanische Dynamik gänzlich unbekannt. Ein Simulationsansatz, der eine Modellierung des Arbeitsprozesses über mehrere Arbeitsspiele ermöglicht, wäre in diesem Zusammenhang von Vorteil (vgl. Kapitel 4). Das Ziel des vorgestellten Entwicklungsverfahrens besteht jedoch in der Untersuchung der Einspritzung unter Anwendung eines klassischen strömungsmechanischen Simulationsansatzes mit hoher räumlicher und zeitlicher Diskretisierung.

Die zugeführte bzw. gefangene Frischluftmasse spielt eine Rolle für den Einspritzvorgang, da die Temperatur im Brennraum vom Frischluftanteil abhängt. Zylinderdruck und mittlere Temperatur beeinflussen sowohl die Sprayform als auch die Strahleindringtiefe. Da der simulierte Zylinderdruckverlauf gut mit den Messwerten übereinstimmt, lässt sich der Fehler, der aufgrund einer zu geringen, gefangenen Frischluftmasse folgt, durch die thermische Zustandsgleichung idealer Gase abschätzen.

Mit diesem Ansatz ergibt sich eine maximale Abweichung der mittleren Temperatur im Brennraum von 21 K. Der Einfluss dieser theoretischen Temperaturabweichung auf den Einspritzvorgang ist gering und kann vernachlässigt werden.

Die Reduzierung der Betriebsfrequenz von 20 Hz auf 10 Hz führt bei konstanten Ventilsteuerzeiten zu einer Verdopplung der absoluten zeitlichen Dauer des Ladungswechsels. Bei einem Ladedruck von 1.9 bar steigt die zugeführte Frischluftmasse deutlich an. Nach dem Ende des Ladungswechsels ist der Restgasanteil im Brennraum sehr gering (2.5%). Diese nahezu vollständige Spülung des Brennraumes wird allerdings nur durch einen sehr hohen Luftaufwand und einen geringen Fanggrad erzielt. Die Ladungswechselsimulation zeigt, dass unter den Betriebsbedingungen der laseroptischen Untersuchungen die Effizienz des Ladungswechsels durch große Spülverluste gering ausfällt. Im Hinblick auf die intermittierende Betriebsweise mit einem Wechsel von gefeuerten und geschleppten Arbeitspielen wurden stabile Betriebsbedingungen mit einem hohen Spülgrad priorisiert. In [34] wird gezeigt, dass bei einem Verbrennungsluftverhältnis von 0.86 eine hohe Zyklusstabilität erreicht wird. Um ein entsprechend unterstöchiometrisches Gemisch zu erzielen, wurde eine Kraftstoffmasse von 72 mg eingespritzt. Aufgrund des niedrigen Restgasanteils beträgt bei EVS die mittlere Temperatur im Brennraum 352 K. Der Zylinderdruck liegt nach Beendigung des Ladungswechsels leicht über dem Ladedruck von 1.9 bar.

Abb. 5.3.20 zeigt die axiale und radiale Penetration der sechs Spraykeulen des simulierten Einspritzvorgangs. Die sich unter motorischen Bedingungen ergebende axiale Eindringtiefe ist deutlich

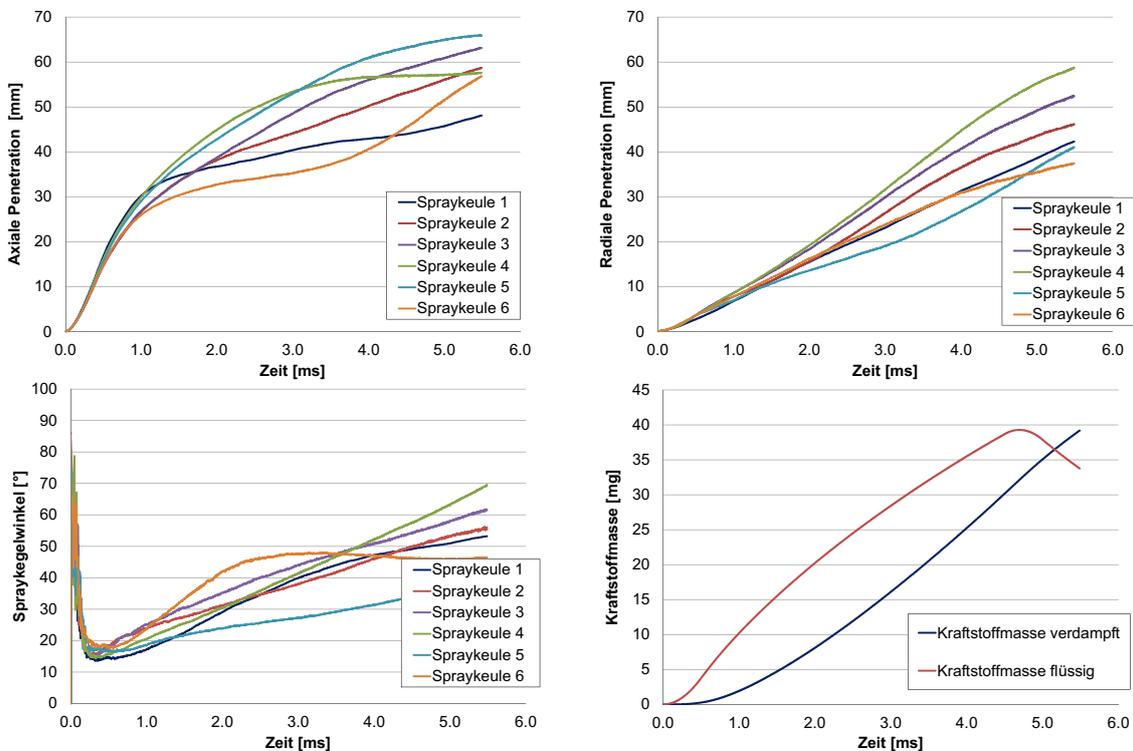


Abbildung 5.3.20: Penetration und Spraykegelwinkel der sechs Spraykeulen und verdampfte bzw. flüssige Kraftstoffmasse im Zylinder (Vollmotorsimulation)

geringer als die im Rahmen der Voruntersuchungen ermittelte Strahleindringtiefe. Gleichzeitig stellen sich bei allen Spraykeulen größere Spraykegelwinkel und eine größere radiale Penetration ein. Beide Effekte sind durch den Strömungszustand im Brennraum bedingt.

Während bei den Voruntersuchungen in ein ruhendes Gasvolumen eingespritzt wurde, ist das Strömungsfeld im Vollmotormodell durch die Dynamik des Ladungswechsels geprägt. Die mittlere turbulente kinetische Energie im Brennraum bei Einspritzbeginn beträgt $56 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Im Zentrum des Brennraumes wird ein maximaler Wert von $170 \text{ m}^2/\text{s}^2$ erreicht, der in Richtung der Brennraumwände abfällt. Durch eine Variation des Turbulenzgrades bei der Strömungsinitialisierung im Simulationsmodell der Voruntersuchungen konnte gezeigt werden, dass die turbulente kinetische Energie der Strömung einen bedeutenden Einfluss auf die Penetration und den Spraykegelwinkel hat. Je höher das Turbulenzniveau, desto stärker kommen turbulente Dispersionsvorgänge zum Tragen, die den Tropfenzerfall unterstützen und damit die axiale Strahleindringtiefe verringern bzw. die Ausbreitung in radialer Richtung verstärken.

In Abb. 5.3.21 ist das Spraybild, das Vektorfeld der Strömung und die Verteilung des Äquivalenzverhältnisses für fünf charakteristische Zeitpunkte des Einspritzvorgangs dargestellt. Die Spraykeulen werden im Vergleich zu den Voruntersuchungen wesentlich stärker aufgefächert. Die räumliche Nähe der sechs Injektordüsen führt zu einer gegenseitigen Beeinflussung der einzelnen Spraykeulen. Mit zunehmender Einspritzdauer ist eine Stauchung der Spraykegel in Richtung der Zylinderlängsachse zu beobachten. Eine wichtige Rolle spielt in diesem Zusammenhang das durch den Einspritzvorgang induzierte Strömungsfeld im Brennraum. Zu Beginn des Einspritzvorgangs sind die Strömungsgeschwindigkeiten in der dargestellten Schnittebene sehr gering. Im Gegensatz zum VM 1. Gen zeigt sich keine durch den Ladungswechsel induzierte, gerichtete Ladungsbewegung (Tumble, Drall) im Brennraum. Mit fortschreitender Dauer des Einspritzvorgangs wird die Strömungsbewegung im Brennraum in zunehmendem Maße durch das Spray bestimmt. Der Eintrittsimpuls des Kraftstoffsprays führt zu einer Beschleunigung der Gasphase längs der Einspritzrichtung.

Wie bereits durch die Voruntersuchungen gezeigt (siehe Abb. 5.3.12), werden die ersten in den Brennraum eintretenden Kraftstofftröpfchen stark abgebremst und bilden eine Kraftstoffwolke an der Spraykegelspitze. Diese aus kleinen Tropfen mit geringer Relativgeschwindigkeit bestehende Wolke wird vom Strömungsfeld erfasst und von ihrer ursprünglichen Bewegungsrichtung umgelenkt. Insbesondere anhand des Vektorfeldes der Geschwindigkeit wird die Änderung des Strömungsfeldes mit Fortschreiten des Einspritzvorgangs deutlich. Es resultiert ein Kraftstoff-Luft Gemisch, das sich während dieser ersten Phase der Gemischbildung im Zentrum des Brennraumes konzentriert.

Die Ergebnisse der Vollmotorsimulation zeigen eine realistische Ausbreitung des eingespritzten Kraftstoffes im Zylinder. Allerdings wurde hier nicht die geometrische Spraykegelausrichtung zur Definition der Einspritzrichtungen verwendet, sondern eine auf Basis von LIF-Aufnahmen angepasste Spraykegelausrichtung. Im nachfolgenden Abschnitt werden die Versuchsanordnung und Ergebnisse der experimentellen Untersuchung des Einspritzvorgangs diskutiert und der Abgleich von Simulation und Messung vorgestellt.

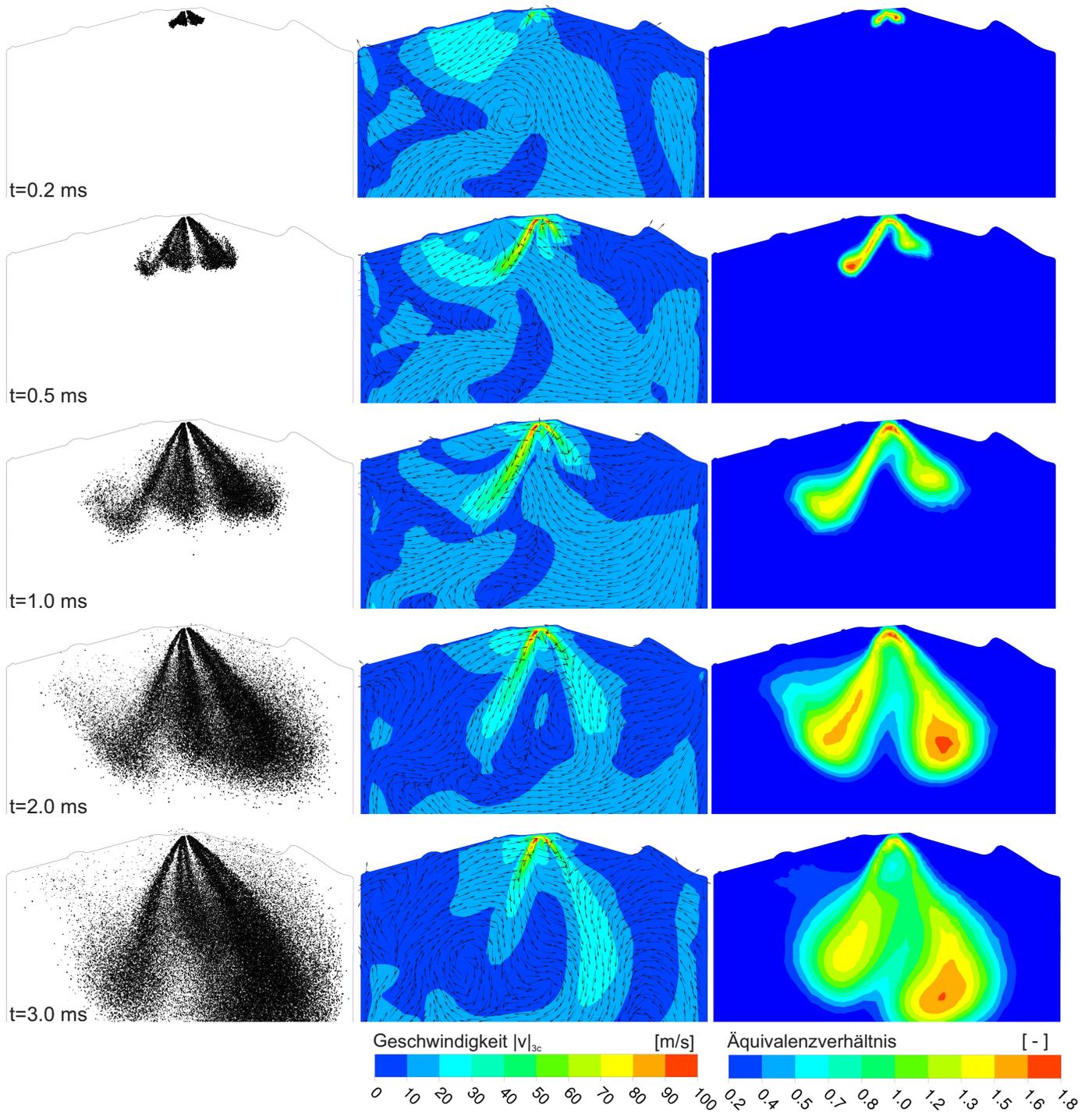


Abbildung 5.3.21: Spraybild, Vektorfeld der lokalen Gasphasengeschwindigkeit und Konturplot des Äquivalenzverhältnisses während der Einspritzung (Vollmotorsimulation)

Die aus der Gemischbildung resultierende Verteilung des Kraftstoffes zum Zündzeitpunkt zeigt Abb. 5.3.22. Während im Zentrum des Brennraumes ein stöchiometrisches Gemisch vorliegt, konzentriert sich in der Nähe der Zylinderwand ein Bereich mit sehr fettem Gemisch.

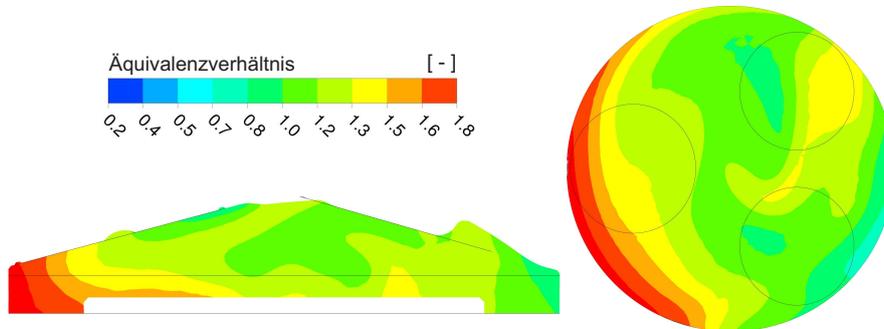


Abbildung 5.3.22: Kraftstoffverteilung im Brennraum zum Zeitpunkt der Zündung

5.4 Laseroptische Messtechnik zur Untersuchung der Direkteinspritzung

Die experimentelle Untersuchung innermotorischer Vorgänge stellt höchste Ansprüche an die einzusetzende Messtechnik. Die Herausforderung besteht darin, die unter sehr hohen Geschwindigkeiten ablaufenden Prozesse unter möglichst geringer Einflussnahme durch die Messtechnik zeitlich aufzulösen. Laseroptische Methoden ermöglichen die nichtinvasive Untersuchung sehr schneller innermotorischer Prozesse.

Soll laserdiagnostische Messtechnik an einem Versuchsträger eingesetzt werden, muss dieser über optische Zugänge in den Brennraum verfügen. Üblicherweise sind mindestens zwei Zugänge erforderlich, um sowohl den beleuchtenden Strahlengang als auch das Durch- bzw. Streulicht ein- und auszukoppeln. Aufgrund der Drücke und Temperaturen im Brennraum und deren Dynamik während eines Arbeitsspiels sind die Bauteilbelastungen auf diese Fenster erheblich.

Zur Untersuchung der Gemischbildung bei realen verbrennungsmotorischen Bedingungen kommen in der Regel modifizierte Einzylinderaggregate (Transparentmotoren) zum Einsatz [49]. Abb. 5.4.1 zeigt beispielhaft den Prüfstands Aufbau und die Schnittdarstellung eines spezifisch zur Durchführung von optischen Untersuchungen entwickelten Einzylinder-Forschungsmotors. Der Zugang in den Brennraum erfolgt über eine Glaszylinderbuchse und ein im Kolben integriertes Quarzglasfenster. Der mehrteilige Kolben besitzt einen verlängerten Schaft, sodass ein Umlenkspiegel ortsfest auf der Zylinderlängsachse positioniert werden kann. Ein vollständig ölfreier Betrieb wird durch Teflon-Bronze Kolbenringe ermöglicht, die auf einer metallischen Laufbuchse geführt werden.

Neben den konstruktiven Änderungen an Zylinder, Kolben und Kurbeltrieb ist zur Untersuchung des Einspritzvorgangs bei fremdgezündeten, direkteinspritzenden Verbrennungsmotoren meist auch eine konstruktive Anpassung des Zylinderkopfes erforderlich. Da vielfach eine dach- oder halbkugelförmige Brennraumgeometrie im Zylinderkopf umgesetzt wird, ist der Injektor nach hinten versetzt.

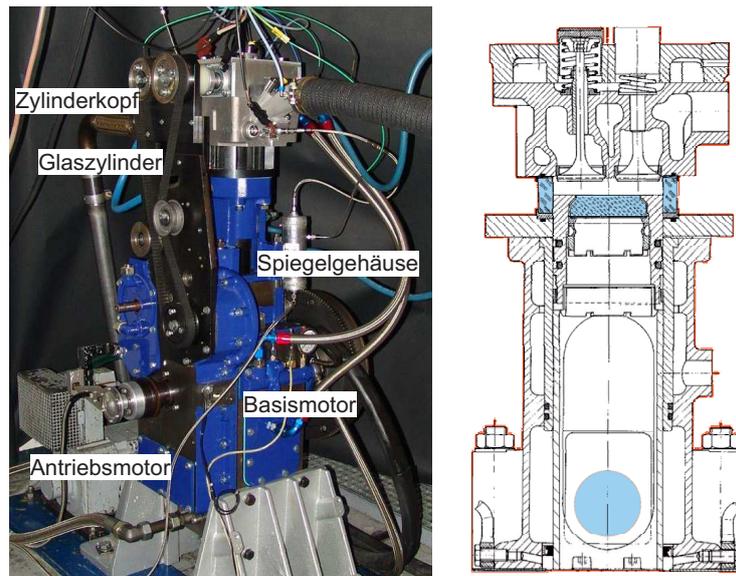


Abbildung 5.4.1: Einzylinder-Forschungsmotor mit optischen Zugängen [55]

Eine Aufnahme des Sprays im Nahbereich des Injektors ist nur dann möglich, wenn die Zylinderkopfbodenplatte an den zu untersuchenden Messbereich des Sprays angepasst wird (Abb. 5.4.2).

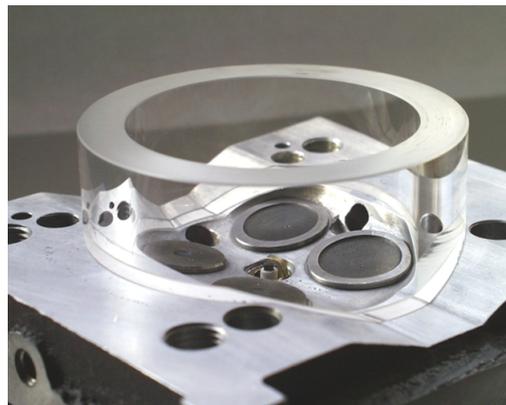


Abbildung 5.4.2: Modifizierter Zylinderkopf und Glaszylinderbuchse eines optischen Forschungsmotors [55]

Bei der konstruktiven Auslegung der optischen Zugänge ist die Kolbenposition während des Einspritzvorgangs von Bedeutung. Während bei Diesel- oder Schichtladungsbrennverfahren spät in den Kompressionshub eingespritzt wird, erfolgt die Einspritzung beim FKLK Verbrennungsmotor zu Beginn der Kompression. Soll das Kraftstoffspray in seiner Gesamtheit erfasst werden, ist eine Glaszylinderbuchse mit großer Bauhöhe erforderlich. In [106, 127] wird ein Transparentmotor vorgestellt, der über einen solchen Aufbau verfügt und optische Untersuchungen über den gesamten Kolbenhub ermöglicht. Um realistische Kompressionsdrücke darstellen zu können, werden Kohlenstoff-Kolbenringe eingesetzt, die direkt auf der Glaszylinderbuchse laufen. Eine konventionelle Wasserkühlung des Zylinders ist aufgrund der großflächigen, optischen Zugänge nicht mehr möglich. Die Massenkräfte erster und zweiter Ordnung werden durch Ausgleichswellen kompensiert, sodass am Prüfstand ei-

ne maximale Drehzahl von 5000 U/min erreicht werden kann. In [107] werden die Messergebnisse von Untersuchungen des Strömungsfeldes in diesem optischen Aggregat vorgestellt. Dabei wurde ein Teillastbetriebspunkt mit einem Mitteldruck von 3 bar bei 3500 U/min untersucht. Auch in [55] wird von einem maximalen, im Transparentaggregat darstellbaren Mitteldruck von 7.5 bar berichtet.

Das Konzept des optisch zugänglichen FKLG Verbrennungsmotors wurde im Spannungsfeld zwischen einem möglichst großen optischen Messbereich und möglichst geringen Modifikationen am Verbrennungsmotor der zweiten Generation entwickelt. Um die parallele Entwicklung des FKLG Gesamtsystems nicht zu verzögern, musste vom Konzept eines optisch voll zugänglichen Versuchsträgers, der ausschließlich für laserdiagnostische Messungen eingesetzt wird, abgesehen werden. Untersuchungen an Transparentmotoren mit großflächigen, optischen Zugängen sind darüber hinaus auch aus technischen Gesichtspunkten Grenzen gesetzt. Die Glaszylinderbuchse im Transparentmotor ist erheblichen mechanischen und thermischen Belastungen ausgesetzt, sodass bei fehlender Kühlung nur ein kurzzeitiger Betrieb unter geringen Lasten möglich ist. Untersuchungen am FKLG Verbrennungsmotor der ersten Generation haben gezeigt, dass der Einsatz von Kohlenstoff als Kolbenwerkstoff bei einer Benetzung der Brennraumwände mit Kraftstoff zur starken Verschmutzung des Brennraumes führen kann. Bei einem direkten Kontakt der Kohlenstoff-Kolbenringe mit einer Glaszylinderbuchse wäre dies äußerst problematisch. Im Hinblick auf diese Randbedingungen wurde ein Konzept entwickelt, das eine Untersuchung des Einspritzvorgangs bei hoher Last ermöglicht und gleichzeitig die wichtigsten Komponenten des verbrennungsmotorischen Systems der zweiten Generation integriert. Ein wichtiges Merkmal ist dabei, dass nur ein optischer Zugang in den Brennraum erforderlich ist. Im nachfolgenden Abschnitt wird zunächst auf die laserinduzierte Fluoreszenz Methode eingegangen. Daran anknüpfend werden der optisch zugängliche FKLG Verbrennungsmotor und der Messaufbau erläutert.

5.4.1 Laserinduzierte Fluoreszenz Methode (LIF)

Experimentelle Untersuchungen des Einspritzvorgangs können grundsätzlich mit verschiedenen Messverfahren durchgeführt werden. Zur Visualisierung der Spraykontur hat sich bei verbrennungsmotorischen Anwendungen die Mie-Streulichttechnik etabliert [30, 47, 48, 92, 99]. Als Miestreuung wird die elastische Streuung von Licht an Partikeln bezeichnet. Die Partikeldurchmesser liegen dabei in der Größenordnung der Wellenlänge des einfallenden Lichtes [44, 119]. Die bestrahlende Lichtquelle und das Streulicht weisen die gleiche Wellenlänge auf.

Durch Beugungs- und Interferenzeffekte ergibt sich eine winkelabhängige Verteilung der Streulichtintensität um einen beleuchteten Tropfen. Abb. 5.4.3 zeigt die Verteilung der Beleuchtungsstärke durch das Streulicht eines Tropfens, dessen Durchmesser 30 % der einfallenden Lichtwellenlänge entspricht. Die Beleuchtungsstärke wird für die beiden Polarisationsrichtungen α und β dargestellt.

Die Verteilung besitzt in Beleuchtungsrichtung ein ausgeprägtes Maximum. Bei planaren Laserlichtschnittverfahren ist ein Detektionswinkel von 90° üblich, dabei liegt die Stärke des Streulichtsignals bis zu drei Größenordnungen unter der des in Beleuchtungsrichtung nach vorne gebeugten Lichtes. Entgegen der Beleuchtungsrichtung fällt die Streulichtintensität gering aus.

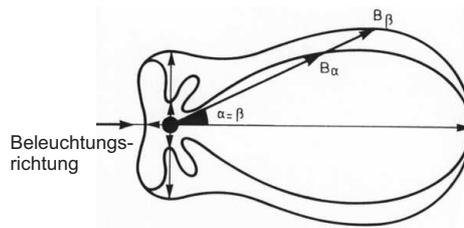


Abbildung 5.4.3: Verteilung der Beleuchtungsstärke des Mie-Streulichtes [119]

Soll die laserdiagnostische Untersuchung des Sprays nur über einen optischen Zugang in den Brennraum erfolgen, ist eine Anwendung der Mie-Streulichttechnik nicht zielführend. Da der einfallende und der reflektierte Strahlengang gleichgerichtet sind, ist die Ausbeute des Streulichtes zu gering, um eine exakte Detektion des Sprays zu erreichen.

Bei der laserinduzierten Fluoreszenz Methode wird ein Teil der einfallenden Lichtenergie absorbiert und das bestrahlte Molekül in einen energetisch höheren Zustand transferiert. Beim anschließenden Fluoreszenzprozess fällt das Molekül auf das ursprüngliche Energieniveau zurück und die freiwerdende Energie wird in Form von Licht mit verschobener Wellenlänge abgegeben. Durch die Anregung der diskreten, stoffspezifischen Übergänge lassen sich Moleküle gezielt zur Fluoreszenz anregen. Zur Untersuchung von Verbrennungsprozessen lassen sich auf diese Weise auch die Spezies bzw. die Emissionsspektren von OH, CH₂O und NO in geringen Konzentrationen detektieren. Zur quantitativen Untersuchung des Einspritzvorgangs werden die Kraftstoffmoleküle mit einem definierten Wellenlängenbereich bestrahlt. Beim Übergang auf einen energetisch tiefer liegenden Zustand wird Licht mit einer größeren Wellenlänge als das anregende Licht emittiert. Dies ermöglicht eine von der Anregungswellenlänge unbeeinflusste Detektion des Messsignals [47]. Auf weitere Ausführungen zur Theorie von Fluoreszenzeffekten wird im Folgenden verzichtet und auf [31, 43, 68] verwiesen.

Im Hinblick auf die Anwendung der laserinduzierten Fluoreszenzmesstechnik in einem motorischen Brennraum mit nur einem optischen Zugang sind zwei Aspekte hervorzuheben. Vielfach werden zur Untersuchung von Einspritz- und Gemischbildungsvorgängen Laserlichtschnittverfahren eingesetzt [20, 43, 64]. Durch die Einkopplung eines schmalen Lichtbandes wird eine definierte Ebene im Brennraum untersucht. Dies macht einen zweiten optischen Zugang erforderlich, um eine orthogonale oder leicht geneigte Auskopplung des emittierten Lichtes zu ermöglichen. Sind der Strahlengang des Laserlichtes und des Fluoreszenzlichtes kolinear, ist die Auswertung eines definierten zweidimensionalen Messbereiches längs der Injektormittelachse nicht mehr möglich. Stattdessen wird das gesamte Spray möglichst gleichmäßig durch ein aufgeweitetes Laserlichtbündel ausgeleuchtet. Aufgrund der räumlichen Bestrahlung ergibt sich ein integrales Bild des eingespritzten, flüssigen Kraftstoffes über die gesamte Tiefe des Zylinders. Mit diesem Versuchsaufbau kann die Spraykontur und damit die Ausbreitung des flüssigen Kraftstoffes während der Einspritzung erfasst werden. Eine quantitative Auswertung, die die Fluoreszenzlichtintensität ins Verhältnis zur lokalen Kraftstoffkonzentration setzt, lässt sich mit dieser Anordnung allerdings nicht realisieren.

Der Einsatz von UV-Lasern ist bei der qualitativen Untersuchung von Einspritzvorgängen weit ver-

breitet [64]. Dabei werden die im Diesel- oder Ottokraftstoff enthaltenen Aromaten direkt zur Fluoreszenz angeregt. Ohne die Anwendung einer weiteren optischen Messtechnik ist jedoch eine Unterscheidung zwischen der flüssigen und gasförmigen Phase des Kraftstoffes nicht möglich. Das Fluoreszenzsignal gewöhnlicher Kraftstoffe stammt von verschiedenen Spezies und zeigt eine Abhängigkeit von der Temperatur, dem Druck und Quenchingeffekten im Brennraum. Eine quantitative Auswertung des Fluoreszenzsignals ist deshalb nicht möglich. Alternativ besteht die Möglichkeit, statt des konventionellen Kraftstoffes einen nicht fluoreszierenden Ersatzkraftstoff (Isooktan) einzusetzen und einen flüssigen Tracer (Aldehyd, Toluol, Pentanon) mit bekannten Fluoreszenzeigenschaften beizumischen. Problematisch bleibt in diesem Zusammenhang, dass Tracer und Realkraftstoff bezüglich ihres Verdampfungsverhaltens nicht unter allen Bedingungen die gleiche Charakteristik aufweisen und somit das resultierende LIF Signal von der Wahl des Tracerstoffs abhängt [29].

In der vorliegenden Arbeit wurde zur Durchführung der laseroptischen Untersuchungen konventioneller Ottokraftstoff eingesetzt. Als Laserlichtquelle wurde ein Nd:YAG Laser verwendet, der quasi monochromatisches Licht der Wellenlänge 532 nm aussendet. Die Komponenten des Kraftstoffes werden in diesem Frequenzbereich nicht zur Fluoreszenz angeregt. Ein in Butanol gelöster kohlenstoffhaltiger Feststoff-Tracer (Rhodamin) wurde dem Kraftstoff beigefügt. Dieser zeigt die Eigenschaft, Licht im Wellenlängenbereich der Laserlichtquelle zu absorbieren und die Energie in Form von Fluoreszenzlicht wieder abzugeben. Gleichzeitig kann Rhodamin in niedrigen Konzentrationen vollständig im Kraftstoff gelöst werden, ohne die Verdampfungseigenschaften zu verändern. Während des Verdampfungsprozesses fällt das Rhodamin vollständig aus, sodass nur von der flüssigen Phase des Kraftstoffes ein Signal ausgeht. Eine weitere Diskussion über die Anwendung von Feststoff-Tracern bei LIF Messverfahren ist in [29] zu finden.

5.4.2 Optisch zugänglicher FKLG Verbrennungsmotor

Der Zylinderkopf des VM 2. Gen konnte ohne konstruktive Änderungen für die laseroptischen Untersuchungen der Einspritzung eingesetzt werden. Ebenso konnten die Ventiltriebs- und Einspritzkomponenten sowie die Druckindizierung im Zylinderkopf ohne Funktionseinschränkung verwendet werden. Der Einsatz eines verlängerten Kolbens zur Positionierung eines um 45° geneigten Umlenkspiegels in der Zylinderlängsachse erforderte jedoch eine Anpassung des Zylindergehäuses. Abb. 5.4.4 zeigt eine CAD Schnittansicht des LIF-Kolbens und des Zylindergehäuses. Die Grundgeometrie der Zylinderbuchse bleibt erhalten, sodass die Zylinderkühlung vom VM 2. Gen unverändert übernommen werden konnte.

Zur Ausrichtung des Umlenkspiegels wurden Positionierschlitten angebracht. Die Position des Umlenkspiegels kann dadurch an verschiedene Kolbenhübe angepasst werden. Eine Ölschmierung bzw. -kühlung der Kolbenringe und des Kolbens kann beim Einsatz laserdiagnostischer Messtechnik nicht erfolgen. Ölnebel im Bereich des Umlenkspiegels würde zu einer Verfälschung des Messsignals führen. Die Abdichtung des Brennraumes erfolgt mit zwei mehrteiligen, trockenlaufenden Kohlenstoffkolbenringen. Der Kolben wird mit einem breiteren, zweiteiligen Kohlenstoffführungsband in der Zylinderbuchse geführt (Abb. 5.4.5). Die optischen Untersuchungen wurden am hydraulisch unterstützten FKLG Verbrennungsmotorprüfstand durchgeführt (vgl. Abschnitt 3.1.2).

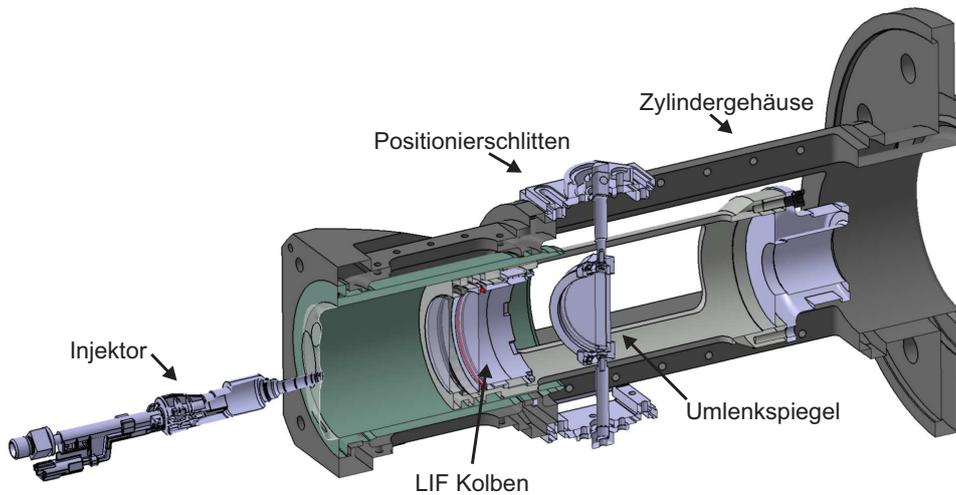


Abbildung 5.4.4: Verlängerter Kolben und Zylindergehäuse des optisch zugänglichen Motors

Die Dichtfunktion der Kohlenstoffkolbenringe erreicht nicht das Niveau von ölgeschmierten Kolbenringen. Es ergeben sich im Vergleich zum VM 2. Gen höhere Leckageverluste (Blowby). Prinzipiell wäre eine Verringerung des Blowby-Massenstroms durch ein weiteres Kolbenringpaket möglich, dies ließ sich jedoch im begrenzten Bauraum konstruktiv nicht umsetzen. Bei Voruntersuchungen wurde der optische Kolben gezielt auf sein Blowby-Verhalten im gefeuerten Betrieb untersucht. Wird der Blowby-Massenstrom auf den eintretenden Luftmassenstrom bezogen, ergibt sich beim Einsatz von Kohlenstoffkolbenringen ein Wert von 3.5 - 4 %. Bei Messungen mit konventionellen ölgeschmierten Kolbenringen wurde am gleichen Messaufbau ein relativer Blowby-Massenstrom von 1 % ermittelt [34]. In [47] wird die Problematik der erhöhten Leckageverluste bei Transparentmotoren diskutiert und eine Anpassung der Betriebsparameter (Ladedruck) vorgeschlagen, um die Bedingungen in einem Vergleichsmotor nachzubilden. Da der Fokus der vorliegenden Untersuchungen auf den Einspritzvorgang gerichtet ist und der Verbrennungsprozess simulativ nicht nachgebildet wird, sind die etwas höheren Blowby-Verluste von geringer Bedeutung und wurden daher vernachlässigt.

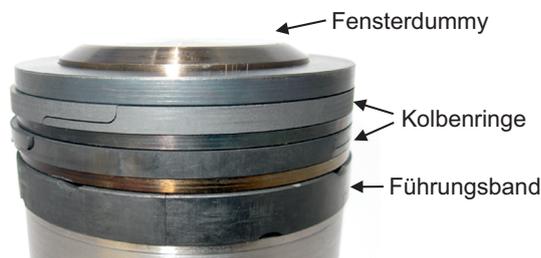


Abbildung 5.4.5: Kolben mit Kohlenstoffkolbenringen

Abb. 5.4.6 zeigt den Aufbau des für die LIF Messungen entwickelten Kolbens. Das Quarzglasfenster wird über eine Vorspannhülse in den konischen Sitz der Graphitdichtung gepresst. Quarzglas besteht aus synthetischem, amorphem Siliziumdioxid und weist neben einer hohen thermischen Beständigkeit

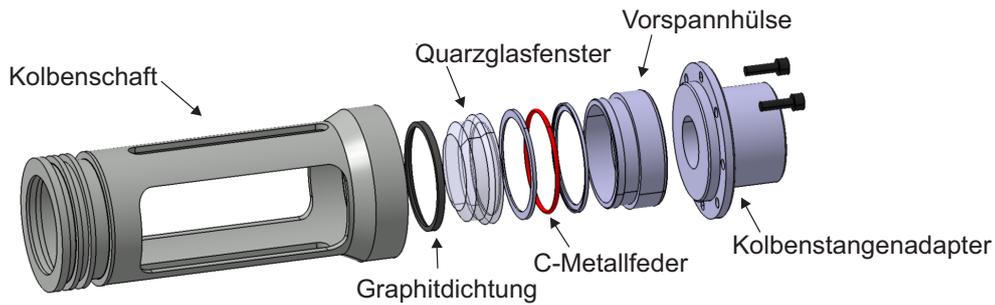


Abbildung 5.4.6: Aufbau des gebauten Kolbens mit Quarzglasfenster

gute Transmissionseigenschaften im Wellenlängenbereich von 300 bis 1000 nm auf. Gleichwohl ist eine gleichförmige Krafteinleitung in das Glasbauteil wichtig, weshalb ein axiales Federelement in den Aufbau integriert wurde. Die Langlöcher im Kolbenschaft erlauben eine Kolbenbewegung trotz des ortsfest im Kolben positionieren Umlenkspiegels.

5.4.3 Laseroptischer Aufbau

Der eingesetzte Nd:YAG Laser zeichnet sich durch eine hohe Leistungsausbeute und eine robuste Bauweise aus. Durch eine Frequenzverdopplung wird Licht mit einer Wellenlänge von 532 nm erzeugt, das nur durch das dem Kraftstoff beigefügten Rhodamin absorbiert wird. Die Anordnung der optischen Komponenten ist in Abb. 5.4.7 dargestellt. Der vom Laser (1) ausgesendete Strahl wird zunächst durch zwei Umlenkspiegel (2), (4) parallel zum liegenden Einzylindermotor ausgerichtet. Die dazwischen positionierte Lochblende (3) homogenisiert die Intensitätsverteilung des Strahlprofils. Mit einer konkaven Zylinderlinse (5) wird der Strahl aufgeweitet und anschließend mit einer zweiten konvexen Zylinderlinse (6) zu einem zylindrischen Strahlbündel geformt. Mit einem weiteren um 45°

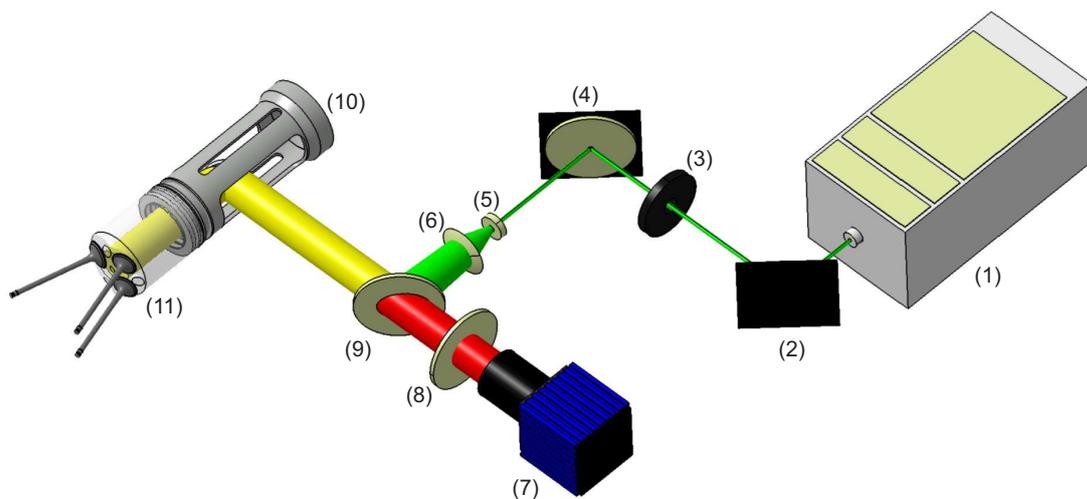


Abbildung 5.4.7: Optischer Aufbau der LIF Messtechnik

Pro Arbeitsspiel wurde zu einem Zeitpunkt des periodischen Einspritzvorgangs (Phasenwinkel) eine Aufnahme aufgezeichnet. Abb. 5.4.9 zeigt die aus Einzelaufnahmen zusammengesetzte Sequenz des Einspritzvorgangs. Die Zeitangabe bezieht sich auf die zeitliche Dauer seit Ansteuerbeginn des Injektors.

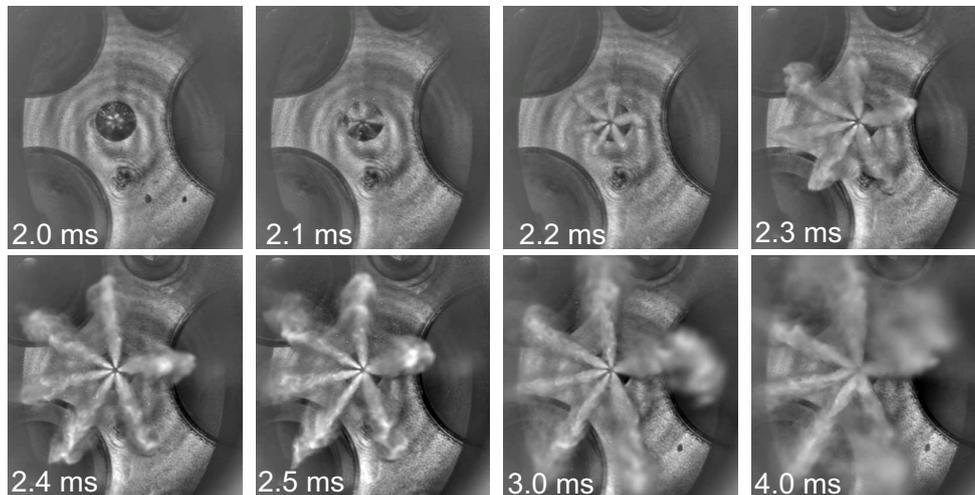


Abbildung 5.4.9: LIF-Aufnahme einer Einspritzsequenz

Der effektive Einspritzbeginn mit einem Austreten von Kraftstofftropfen beginnt erst 2 ms nach Ansteuerbeginn. Diese zeitliche Verzögerung wird durch die Reaktionszeit der Injektornadel und den im Kraftstoffrail anliegenden Einspritzdruck beeinflusst. In der zeitlichen Spanne zwischen 2 ms und 2.5 ms ist eine Ausbreitung der Spraykeulen in radialer Richtung zur Zylinderlängsachse (z -Achse) zu beobachten. Mit fortschreitender Einspritzung sammelt sich immer mehr Kraftstoff im Raum zwischen der Injektorspitze und dem Kolbenfenster (vgl. Abb. 5.3.21). Eine exakte Lokalisierung der Spraykegelspitzen wird zunehmend schwieriger. In Übereinstimmung mit der geometrischen Spraykegelausrichtung breiten sich die Spraykeulen 2, 3, 4, 5 und 6 vornehmlich in radialer Richtung aus, während die Spraykeule 1 stärker in Richtung der Zylinderlängsachse geneigt ist. Eine Auswertung der Spraykegelpenetration wurde exemplarisch für zwei der sechs Spraykeulen durchgeführt. Abb. 5.4.10 zeigt den zeitlichen Verlauf der radialen Strahleindringtiefe der Spraykeulen 5 und 6.

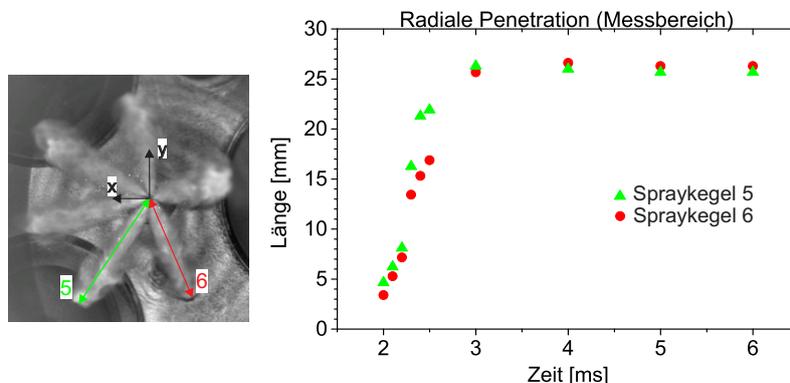


Abbildung 5.4.10: Radiale Penetration der Spraykeulen 5 und 6 im Messbereich

Der steile Kurvenanstieg im Bereich zwischen 2 und 3 ms nach Ansteuerbeginn verdeutlicht die hohe Dynamik, mit der sich der Kraftstoff im Brennraum ausbreitet. Mit zunehmender Einspritzdauer geht die radiale Penetration in einen degressiven Verlauf über. Die kumulierte Kraftstoffmenge im Brennraum führt ab 4 ms nach Ansteuerbeginn zu einem zunehmend verwaschenen Spraybild. Eine verlässliche Detektion der Spraykeulenlage ist zu diesen späten Zeitpunkten des Einspritzvorgangs nicht mehr möglich. Trotz dieser Einschränkungen sind die Aufnahmen der laserinduzierten Fluoreszenz Messungen von einer Qualität, die einen Abgleich der Spraykegelposition und -ausbreitung mit entsprechenden CFD Simulationen zulässt.

5.5 Vergleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse

Für jeden Phasenwinkel des Einspritzvorgangs wurden bei 50 aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen Einzelaufnahmen aufgezeichnet. Dabei zeigten sich leichte Schwankungen der Strahleindringtiefe und der Spraykegelform von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel. Die Ursachen hierfür sind in den Zyklus-schwankungen des Strömungsfeldes und des Verbrennungsprozesses im Brennraum zu suchen. Für einen Vergleich mit Simulationsergebnissen wurde für jeden Phasenwinkel ein Mittelwertbild (Ensemble Mittelwert) aus der gesamten Anzahl an Einzelaufnahmen erstellt. Abb. 5.5.1 zeigt die aus Mittelwertbildern der LIF Messungen zusammengesetzte Einspritzsequenz im Vergleich mit strömungsmechanischen Simulationsergebnissen.

Die Einspritzrichtungen der sechs Spraykeulen wurden im Simulationsmodell zunächst auf Basis der geometrischen Spraykegelausrichtung des Injektorherstellers definiert. Die Ergebnisse der Spraysimulation mit diesen Randbedingungen zeigt die linke Spalte. Die Zeitangaben am linken Bildrand beziehen sich auf die verstrichene Zeit seit Einspritzbeginn. Das mit der geometrischen Spraykegelausrichtung parametrisierte Simulationsmodell zeigt ein Spraybild, das sich sehr deutlich von den LIF-Aufnahmen unterscheidet. Die Spraykeulen breiten sich nur schwach in radialer Richtung aus. Die Kraftstofftröpfchen konzentrieren sich stattdessen im Zentrum des Brennraumes. Eine klare Abgrenzung der sechs Spraykeulen ist nur zu Beginn der Einspritzung möglich. Das Zusammenklappen der einzelnen Spraykeulen zu einer dichten Spraywolke wird in [141] als „spray collapse“ beschrieben und stellt sich vorzugsweise bei hohen Kraftstofftemperaturen und niedrigen Gegendrücken im Brennraum ein. Diese Voraussetzungen sind allerdings weder bei der Vollmotorsimulation gegeben noch zeigen die LIF-Aufnahmen ein kollabierendes Spraybild des Mehrlochinjektors.

In [24] werden CFD Simulationen zur Auslegung eines hochaufgeladenen, direkteinspritzenden Viertakt-Motors vorgestellt, bei denen in ähnlicher Weise eine starke Umlenkung der Spraykeulen in Richtung der Injektormittelachse festgestellt wird. Auch hier zeigt sich eine erhebliche Abweichung des simulierten Spraybildes von laserdiagnostischen Aufnahmen. Um die Ursachen aufzuklären, werden in [24] verschiedene Parameter des Strahlzerfallmodells variiert und deren Einfluss auf das Spraybild im Berechnungsraum bewertet. Auch die Folgen einer potenziell kavitierenden Düseninnenströmung werden berücksichtigt. Es zeigt sich allerdings, dass die Ausbreitung der Spraykegel im Simulationsmodell nur in sehr geringem Maße durch die Parametrisierung des Strahlzerfalls beeinflusst werden kann.

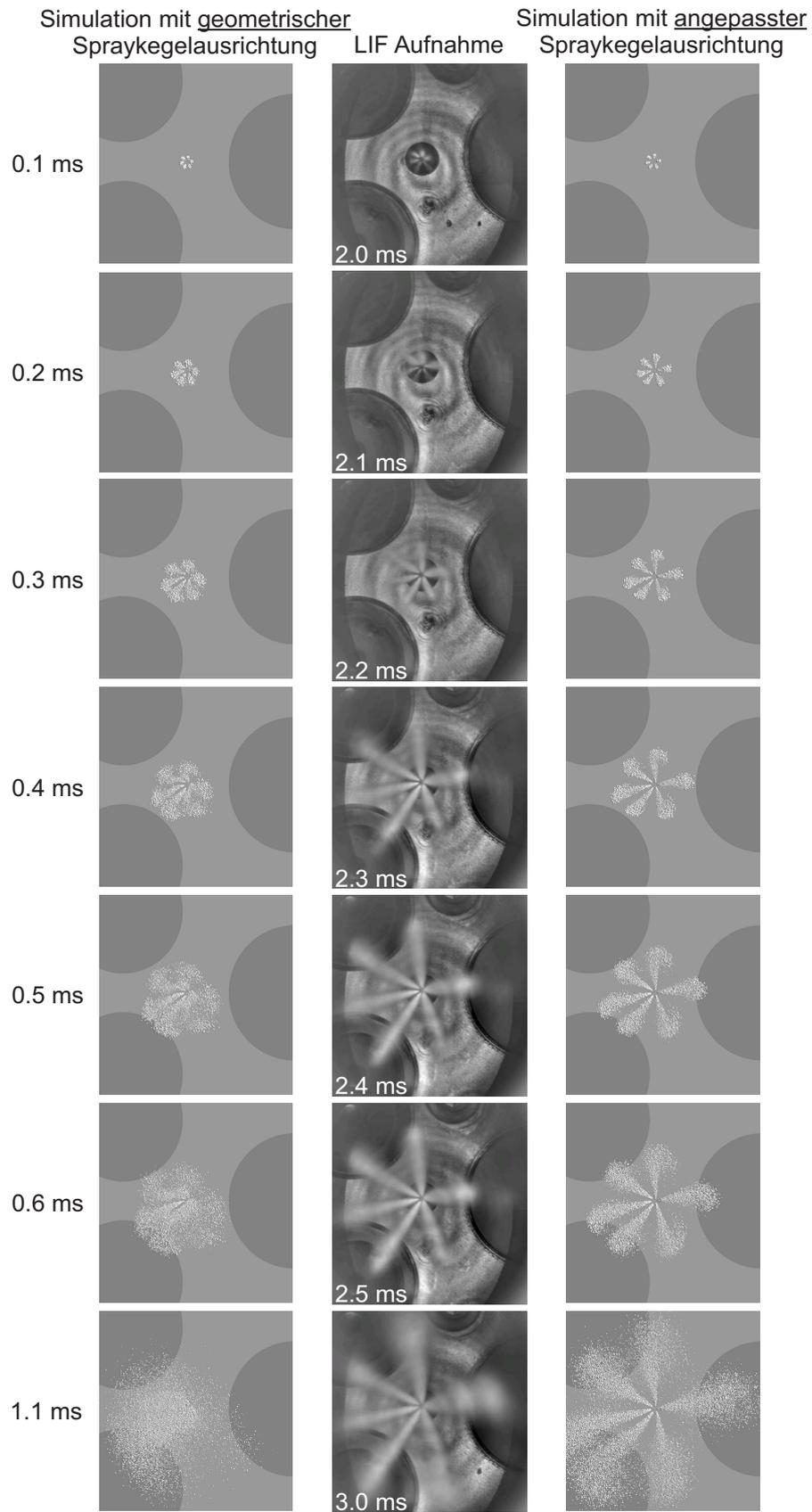


Abbildung 5.5.1: LIF-Aufnahme und Simulationsergebnisse einer Einspritzsequenz

Die Abweichung der Simulationsergebnisse von laseroptischen Aufnahmen wird in [24] auf die Definition der Einspritzrichtungen zurückgeführt. Die üblicherweise von Injektorherstellern angegebene geometrische Spraykegelausrichtung kann demnach nicht unmittelbar zur Festlegung der Einspritzrichtungen im CFD Modell übernommen werden. Um eine gute Übereinstimmung zwischen dem simulierten und laserdiagnostisch gemessenen Spraybild zu erhalten, ist eine Anpassung der Einspritzrichtungen im Simulationsmodell erforderlich.

In einem iterativen Prozess wurde die Ausrichtung jedes Spraykegels individuell angepasst. Die Anpassung beträgt, bezogen auf die Injektormittelachse, zwischen 5° und 12° . Die rechte Spalte in Abb. 5.5.1 zeigt die Simulationsergebnisse mit angepasster Spraykegelausrichtung. Die Strahlausbreitung ändert sich erheblich im Vergleich zur Konfiguration mit geometrischer Spraykegelausrichtung. Die Einzelkeulen können klar voneinander abgegrenzt werden und zeigen qualitativ eine gute Übereinstimmung mit den LIF-Aufnahmen. Werden die zeitlichen Verläufe der Strahleindringtiefe verglichen, zeigen die Simulationsergebnisse tendenziell eine zu geringe Penetrationsgeschwindigkeit der Spraykegelspitze. 0.5 ms nach Einspritzbeginn haben sich die Spraykeulen der LIF-Aufnahme deutlich weiter in radialer Richtung ausgebreitet. Aufgrund der integralen Aufnahme des Sprays ist eine quantitative Auswertung dieser Abweichung schwierig. Für eine weiterführende Analyse wäre die Anwendung eines Laserlichtschnittverfahrens mit einem zweidimensionalen Messbereich hilfreich.

Der Effekt des kollabierenden Spraybildes in der Simulation wird durch verschiedene Aspekte beeinflusst und lässt sich nicht eindeutig auf eine Ursache zurückführen. Zunächst ist festzuhalten, dass die geometrischen Angaben zur Spraykegelausrichtung mit einer großen Unsicherheit behaftet sind. Aufgrund der Fertigungsprozesse unterliegt die geometrische Ausführung der einzelnen Injektordüsen und damit die Spraykegelausrichtung einer starken Streuung. Entsprechend geben manche Injektorhersteller die Einspritzrichtung der einzelnen Spraykeulen mit einer Toleranz von $\pm 5^\circ$ an. Folglich kann ein im Motorenversuch eingesetzter Injektor in Bezug auf sein Spraybild von der spezifizierten geometrischen Spraykegelausrichtung abweichen.

Im Hinblick auf die strömungsmechanische Simulation ist die Abhängigkeit der Sprayeigenschaften von der Netzstruktur ein wichtiger Faktor. Insbesondere der in Abschnitt 5.3.5.2 diskutierte Impulsaustausch zwischen den Kraftstofftropfen und der umgebenden Gasphase wird durch die Zelhöhe beeinflusst. Das resultierende Strömungsfeld im Brennraum beeinflusst wiederum die globale Sprayausbreitung im Berechnungsraum. Im Fall des Mehrlochinjektors tritt darüber hinaus eine gegenseitige Beeinflussung der sechs Spraykeulen auf, sodass die Berechnung des Strömungsfeldes im Nahbereich des Injektors besonders kritisch ist. Ein Einfluss durch den gewählten Modellierungsansatz und die Festlegung einer Tropfengrößenverteilung und -eintrittsgeschwindigkeit ohne die Anwendung eines Strahlzerfallsmodells ist nicht völlig auszuschließen. Gleichwohl haben die Untersuchungen in [24] gezeigt, dass Anpassungen am Strahlzerfall sich in diesem Zusammenhang nur bedingt auf das globale Spraybild auswirken.

Der in diesem Abschnitt vorgestellte Vergleich von simulativen und experimentellen Ergebnissen verdeutlicht die Vorteile eines Entwicklungsverfahrens, das laserdiagnostische Verfahren und strömungsmechanische Simulation miteinander kombiniert. Der Nutzen von 3D CFD Simulationen zur

Analyse von innermotorischen Prozessen ist unbestritten. Gleichzeitig bergen diese Ansätze das Risiko, durch Modellannahmen und -vereinfachungen ein von den realen Bedingungen abweichendes Bild zu zeichnen. Erst durch einen Abgleich mit laserdiagnostischen Messergebnissen und die Kalibrierung der Modellparameter ist sichergestellt, dass ein realistisches Abbild der Prozesse im Brennraum generiert wird.

5.6 Zusammenfassung

Das in diesem Kapitel vorgestellte Entwicklungsverfahren kombiniert strömungsmechanische Simulationen mit laserinduzierten Fluoreszenz Messungen, um den Einspritzvorgang der inneren Gemischbildung im VM 2. Gen detailliert zu untersuchen. Im ersten Abschnitt wurden die Randbedingungen der Benzindirekteinspritzung im FKLG Verbrennungsmotor diskutiert. Der Kraftstoff wird nach dem Ende des Ladungswechsels während des Kompressionshubes in den Brennraum eingebracht. Es steht somit ein vergleichsweise kurzes zeitliches Fenster zur Gemischbildung und -aufbereitung zur Verfügung. Zylinderdruck, -temperatur und Ladungszusammensetzung bei Einspritzbeginn werden durch den Ladungswechsel bestimmt und sind von der gewählten Betriebsstrategie (Brennverfahren, Ladedruck, etc.) abhängig. Die räumliche Nähe der Zündkerze und des Injektors im VM 2. Gen ergibt sich aus den Anforderungen einer optimalen Zündkerzenlage und einer möglichst zentralen Injektorposition. Um unter diesen Bedingungen hohe Einspritzdrücke und eine günstige Sprayausrichtung im Brennraum zu erreichen, wird ein Mehrlochinjektor eingesetzt.

Im zweiten Abschnitt des Kapitels wurden die grundlegenden Mechanismen der Gemischbildung und die numerischen Modellierungsansätze vorgestellt. Der Übergang vom flüssigen Kraftstoff in der Injektordüse zu gasförmigem Kraftstoff im Brennraum ist ein Zerstäubungsprozess, der sich in einen Strahl- und Tropfenzerfall untergliedern lässt. In den vorgestellten strömungsmechanischen Simulationen wird der Strahlzerfall nicht modelliert, sondern eine Tropfenverteilung und ein Geschwindigkeits- bzw. Massenstromverlauf am Düsenaustritt vorgegeben. Die Modellierung des Tropfenzerfalls erfolgt mit dem in der Simulationssoftware ANSYS CFX bereits implementierten ETAB Modell.

Zur Charakterisierung des Spraymodells wurden Voruntersuchungen an einem als Zylindersegment definierten Berechnungsraum ohne Netzbewegung durchgeführt. Um den bei Euler-Lagrange Ansätzen kritischen Einfluss der Netzstruktur zu bewerten, wurden Testfälle mit verschiedenen Zellhöhen des Berechnungsgitters berechnet. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich bei einer höheren räumlichen Diskretisierung (kleineren Zellhöhe) eine größere Strahleindringtiefe ergibt und die Verdampfungsgeschwindigkeit des eingespritzten Kraftstoffes zunimmt. Eine präzise Voraussage von Absolutwerten für die Strahleindringtiefe oder den -kegelwinkel ist deshalb schwierig. Trotzdem können bei gleichbleibender Netzqualität relative Aussagen getroffen werden.

Der Einfluss der Ladungstemperatur und des Einspritzdruckes auf den Einspritz- und den Verdampfungsprozess wurde in Bezug auf ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren untersucht. Durch eine Initialisierung des Berechnungsraumes mit Temperaturen von bis zu 500 K wurde der thermische Effekt einer inneren Abgasrückführung abgebildet. Die Auswertungen der Simulation zeigen, dass der

in die heiße Atmosphäre eingespritzte Kraftstoff wesentlich schneller verdampft. Die Strahleindringtiefe nimmt aufgrund der beschleunigten Verdampfung ab. Bei einer Erhöhung des Einspritzdruckes steigt im Simulationsmodell der Eintrittsimpuls, mit dem die Tropfen in den Berechnungsraum eintreten. Die axiale Penetration und die pro Zeiteinheit verdampfte Kraftstoffmasse steigen an.

Zur experimentellen Untersuchung des Einspritzvorgangs unter gefeuerten Bedingungen wurde auf Basis des VM 2. Gen ein optisch zugänglicher Versuchsträger entwickelt. Aufgrund der Anforderung, möglichst geringe Änderungen am VM 2. Gen vorzunehmen, wurde ein Messaufbau des laserinduzierten Fluoreszenz Verfahrens gewählt, der das bestrahlende Laserlicht und das Fluoreszenzsignal durch nur ein Fenster im Kolbenboden in den Brennraum ein- und auskoppelt. Auf den Einsatz einer von Transparentmotoren bekannten Glaszylinderbuchse konnte somit verzichtet und eine Wasserkühlung des Zylinders realisiert werden. Dadurch wird die thermische Bauteilbelastung vermindert und ein robuster Aufbau auch im gefeuerten Versuchsbetrieb erzielt. Die Abdichtung des Brennraumes wurde aufgrund der fehlenden Ölschmierung bzw. -kühlung mit trockenlaufenden Kohlenstoffkolbenringen umgesetzt. Im optisch zugänglichen Motor konnten Betriebspunkte mit einem indizierten Mitteldruck von bis zu 14.11 bar untersucht werden. Die laseroptischen Aufnahmen durch das Kolbenfenster zeigen eine integrale Ansicht des Kraftstoffsprays über der gesamten Tiefe des Zylinders. In Zeitschritten von 0.1 ms wurden LIF-Aufnahmen des periodischen Einspritzvorgangs aufgezeichnet und Mittelwertbilder berechnet. Die LIF-Aufnahmen zeigen eine radiale Ausbreitung der Spraykegel, die zu Beginn der Einspritzung stark ansteigt und dann in einen degressiven Verlauf übergeht.

In einer auf der Brennraumgeometrie basierenden CFD Simulation (Vollmotorsimulation) wurde der Einspritzvorgang unter den Bedingungen der LIF Messungen numerisch nachgebildet. Durch eine Ladungswechselsimulation wurden die Ladungszusammensetzung und das Strömungsfeld im Brennraum zum Einspritzzeitpunkt berechnet. Der Berechnungsraum, die Netzbewegung und die Simulationsrandbedingungen bauen auf die in Kapitel 3 vorgestellten Ladungswechselsimulationen auf und wurden an den VM 2. Gen angepasst. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Spraykeulen im turbulenten Strömungsfeld des Brennraumes stark aufgefächert werden und im Vergleich zu den Voruntersuchungen die axiale Penetration abfällt, während die radiale Penetration zunimmt. Die räumliche Nähe der sechs Einspritzdüsen führt in der Simulation zu einer Stauchung der Spraykeulen in Richtung der Injektormittelachse. Ein Vergleich zwischen den Simulationsergebnissen und LIF-Aufnahmen zeigt, dass bei einer Definition der Einspritzrichtungen auf Basis der geometrischen Spraykegelausrichtung in der CFD Simulation eine stark von den Messungen abweichende Kraftstoffausbreitung berechnet wird. Es zeigt sich ein kollabierendes Spraybild, bei dem die Spraykeulen zu einer dichten Tröpfchenwolke zusammenklappen. Eine mögliche Ursache für diese Simulationsergebnisse ist die netzabhängige, fehlerhafte Berechnung des Impulsaustausches zwischen den Kraftstofftropfen und der Gasphase. Es resultiert ein von den realen Bedingungen abweichendes Strömungsfeld im Nahbereich des Injektors, das zu einer Umlenkung der Spraykegel führt. Für einen Abgleich mit den Messergebnissen wurde die Spraykegelausrichtung im Simulationsmodell angepasst, sodass eine gute Übereinstimmung zwischen dem gemessenen und simulierten Spraybild erreicht wurde.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Mit dem Ziel, das verbrennungsmotorische Teilsystem eines Freikolbenlineargenerators zu analysieren und zu optimieren, werden in der vorliegenden Arbeit Entwicklungsverfahren ausgearbeitet, angewendet und im Hinblick auf zukünftige Entwicklungsschritte bewertet. Bei dem Freikolbenlineargenerator handelt es sich um einen Freikolbenmotor mit elektrischer Energieauskopplung. Die Kombination der drei Teilsysteme Verbrennungsmotor, Lineargenerator und Gasfeder führt zu einem freischwingenden Aufbau ohne mechanische Zwangsführung des Kolbens. Ein Zweitakt-Arbeitsprozess setzt die im Kraftstoff gespeicherte Energie in eine Druckerhöhung im Brennraum um. Die Energieauskopplung erfolgt über einen mittig angeordneten Lineargenerator. Die Gasfeder erlaubt die Zwischenspeicherung eines Teils der durch die Verbrennung freigesetzten Energie und ermöglicht die Rückstellung der Kolbeneinheit. Der Ladungswechsel erfolgt als ventilgesteuerte Kopfumkehrspülung über Tellerventile im Zylinderkopf des Verbrennungsmotors.

In vorangegangenen Arbeiten [34, 108] wurde das Konzept des Freikolbenlineargenerators (FKLG) bereits vorgestellt und ein verbrennungsmotorisches Teilsystem der ersten Generation (VM 1. Gen) experimentell untersucht. Dabei standen die Integration in das FKLK Gesamtsystem und regelungstechnische Fragen im Fokus. Die innermotorischen Vorgänge während des Arbeitsprozesses wurden nur am Rande behandelt. Die vorliegende Arbeit rückt diesen Aspekt in den Vordergrund und zeigt anhand von verschiedenen Entwicklungsverfahren die Möglichkeiten zur Analyse und Optimierung der innermotorischen Prozesse. Der Ladungswechsel mit Kopfumkehrspülung, die innere Gemischbildung und die Verbrennung bei hohen Restgasanteilen stellen die zentralen Herausforderungen des fremdgezündeten Arbeitsverfahrens im FKLK dar.

Nach dem einleitenden ersten Kapitel wird im zweiten Kapitel der Arbeit zunächst der Stand der Technik dargelegt. Eine Literaturübersicht stellt die Forschungsergebnisse von kurbelwellenbasierten, ventilgesteuerten Zweitakt-Motoren mit Kopfumkehrspülung vor. Im Vergleich zu schlitzgesteuerten Motoren können bei einem Aufbau mit Ventiltrieb die UHC-Emissionen und die thermische Belastung reduziert werden. Problematisch ist bei beiden Konzepten die unvollständige Spülung während des Ladungswechsels und die damit verbundene erhöhte Neigung zu klopfender Verbrennung. Da Einlass- und Auslassventile nahe beieinander positioniert werden müssen, ist eine inverse Tumble-Ladungsbewegung im Brennraum anzustreben, die zur Minimierung von Kurzschlussverlusten beiträgt. Die Untersuchungen von Hundleby und Stokes in [59] und [130] zeigen, dass eine optimierte Einlasskanalgeometrie dabei dem Einsatz von Leitblechen oder Maskierungen im Bereich der Einlasskanäle vorzuziehen ist. Dieser Ansatz wird auch in der vorliegenden Arbeit verfolgt.

Eine innere Gemischbildung kann dazu beitragen, ein Überspülen von zugeführtem Kraftstoff zu vermeiden und vermindert dadurch die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Darüber

hinaus sprechen eine bessere Füllung, die Absenkung der Ladungstemperatur und die Möglichkeit zur Ladungsschichtung für eine Direkteinspritzung. Der Verbrennungsprozess des Zweitakt-Ottomotors ist aufgrund der Verdünnung der Zylinderladung mit Restgas tendenziell instabiler und kann erhöhte Zyklusschwankungen aufweisen. Kurzschlussverluste führen zu einem überstöchiometrischen Abgas, sodass eine Abgasnachbehandlung anspruchsvoller wird. Ein Überblick über laserdiagnostische Messmethoden und numerische Simulationsansätze mit Bezug auf innermotorische Prozesse schließt das zweite Kapitel ab.

Die Effizienz und die Güte des Ladungswechsels sind von entscheidender Bedeutung für den gesamten motorischen Arbeitsprozess. Der Einsatz eines elektromagnetischen Ventiltriebes führt beim FKLG zu einer Entkopplung der Ventilbewegung von der Kolbenbewegung. Dadurch können unsymmetrische Ventilsteuerzeiten vorgegeben werden und der Ladungswechsel untergliedert sich in eine Ausströmphase, eine Spülphase und eine Ladephase. Ausström- und Spülphase treten in ähnlicher Weise im klassischen schlitzgesteuerten Zweitakt-Motor auf. Zu Beginn der Ladephase wird im FKLG Verbrennungsmotor zunächst das Auslassventil und erst danach mit zeitlicher Verzögerung das Einlassventil geschlossen. Damit kann das Ausströmen von Frischladung in die Auslassstrecke vermindert und eine Aufladung des Motors umgesetzt werden.

Die strömungsmechanischen Bedingungen der Kopfumkehrspülung im VM 1. Gen waren bisher weitestgehend unbekannt. Die Zielsetzung des im dritten Kapitel vorgestellten Entwicklungsverfahrens ist eine Analyse der Zylinderinnenströmung im VM 1. Gen während des Ladungswechsels. Zur laserdiagnostischen Vermessung der Strömungsfelder in einer Brennraumattrappe wurde das Particle Image Velocimetry (PIV) Verfahren eingesetzt. Eine stationäre Durchströmung mit maximal geöffneten Ventilen und eine instationäre Durchströmung mit betriebstypischen Ventilsteuerzeiten wurden untersucht. Aufgrund einer drohenden Ventilkollision können im VM 1. Gen nur die diagonal gegenüberliegenden Einlass- und Auslassventile des Vierventil-Zylinderkopfes betätigt werden. Das PIV Messverfahren erfordert einen ungefeuerten Versuchsaufbau, sodass die Strömungsbewegung durch das Druckgefälle zwischen Einlass und Auslass gesteuert wird. Bei stationärer und instationärer Durchströmung zeigen die Vektorfelder der PIV Aufnahmen eine Überlagerung aus Drall und Tumble. Das diagonale Öffnen der Ventile leitet die Drall-Bewegung der Strömung im Brennraum ein. Die Tumble-Strömungsbewegung kann auf die Geometrie der Einlasskanäle zurückgeführt werden. Während der kurzen Ladephase fallen die Strömungsgeschwindigkeiten ab und eine Verstärkung der Tumble-Strömung deutet sich an.

Den PIV Untersuchungen entsprechende 3D CFD Simulationen wurden mit ANSYS CFX durchgeführt. Die instationäre Durchströmung wird über mehrere Ladungswechselzyklen und unter Berücksichtigung der Ventilbewegung durch eine RANS Simulation in Kombination mit einem $k-\epsilon$ Turbulenzmodell abgebildet. Die Ergebnisse der CFD Simulationen zeigen eine Drall-Strömung mit niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten während der Ausströmphase und eine Kombination aus Drall- und Tumble-Strömung bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten während der Spülphase. Aufgrund der starken Kurzschlussströmung wird zu Beginn der Spülphase nur das obere Drittel des Brennraumes gespült. Ein qualitativer Vergleich zwischen den Ergebnissen der PIV Messung und der CFD Simula-

tion stellt klar, dass die dominierenden Strukturen der Zylinderinnenströmung durch die Simulation richtig wiedergegeben werden.

Zur Analyse des Ladungswechsels unter realen motorischen Bedingungen und zur Bestimmung von Ladungswechselkennzahlen wurde die ANSYS CFX Simulation in einem nachfolgenden Schritt an die Bedingungen im gefeuerten Motor angepasst. Dem zeitlich und räumlich hochauflösenden Ansatz von ANSYS CFX wurde die für innermotorische Anwendungen optimierte Simulationsumgebung QuickSim des Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart gegenübergestellt. Ein Vergleich der Ergebnisse beider Simulationsansätze zeigt, dass die Ladungswechselkennzahlen eine hohe Sensitivität bezüglich der zeitlichen und räumlichen Diskretisierung bzw. der Wahl der Anfangsbedingungen aufweisen. Für eine weitere Absicherung der Simulationsergebnisse wäre eine Validierung beispielsweise durch die experimentellen Ergebnisse einer getakteten schnellen Gasentnahme aus dem Brennraum und zeitlich aufgelösten Auswertung der Zylinderladung sinnvoll.

Die vorgestellte Kombination von Laserdiagnostik und Simulation zur Analyse des Ladungswechsels im ungefeuerten Motor erleichtert die Interpretation der Messergebnisse und erlaubt eine Einordnung der numerischen Ergebnisse. Allerdings wurde das PIV Messverfahren nur in einer Brennraumattrappe unter Vernachlässigung der Kolbenbewegung angewendet. Da das Druck- und Temperaturniveau zu Beginn des Ladungswechsels im gefeuerten Motor höher ist, entsprechen die Ergebnisse nicht vollständig einer innermotorischen Strömung bei gefeuerten Bedingungen. Im Hinblick auf den großen Messbereich und die Qualität der Aufnahmen ist der Messaufbau jedoch von Vorteil, da eine sehr gute optische Zugänglichkeit in den Brennraum gegeben ist. In Verbindung mit den Simulationen kann aus den Messergebnissen auf die im realen Betrieb dominierenden Ladungsbewegungen (Drall, Tumble) geschlossen werden. Für weiterführende Arbeiten könnte der messtechnische Aufbau genutzt werden, um für die beiden bereits vorhandenen verbrennungsmotorischen Teilsysteme und gegebenenfalls für neue Brennraumkonzepte Drall- und Tumble-Zahlen zu bestimmen.

Das im vierten Kapitel vorgestellte Entwicklungsverfahren hat die Zielsetzung, ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren in einem neuen verbrennungsmotorischen Teilsystem der zweiten Generation (VM 2. Gen) zu untersuchen. Die Variabilität des FKLG Konzepts in Bezug auf die Kolbenhubkurve sollte dabei zur Beeinflussung des Zündzeitpunktes und der Wärmefreisetzung genutzt werden. Ein Modell des motorischen Arbeitsprozesses im VM 1. Gen wurde mit der für innermotorische Anwendungen ausgelegten Simulationsumgebung QuickSim erstellt und mit Messergebnissen validiert. QuickSim kombiniert eine 3D CFD Simulation mit Modellierungsansätzen aus der Arbeitsprozessrechnung, sodass Vorgänge im Brennraum und den strömungsführenden Kanälen über mehrere Arbeitsspiele bei vergleichsweise geringen Rechenzeiten simuliert werden können. Die Simulationsergebnisse verdeutlichen die ungünstigen Ladungswechselbedingungen im VM 1.Gen. Das diagonale Öffnen von nur einem Einlass- und Auslassventil führt zu hohen Drosselverlusten, sodass trotz hoher Ladedrücke nur ein geringer Luftaufwand erreicht wird. Die eingeschränkte Variabilität bezüglich der Ventilsteuerzeiten und -hübe ist ein weiterer Aspekt, der zur Auslegung eines neuen Verbrennungsmotors motivierte. Der Verbrennungsmotor der zweiten Generation wurde als Dreiventil-Zylinderkopf mit zentraler Injektorlage konzipiert. Diese Anordnung ermöglicht ein gleich-

zeitiges, ungehindertes Öffnen der Einlass- und Auslassventile während des Ladungswechsels und eine Einlasskanalgeometrie, die zur Einleitung einer inversen Tumble-Ladungsbewegung im Brennraum beiträgt. Die Simulationen eines fremdgezündeten Betriebes im VM 2. Gen zeigen, dass im Vergleich zum VM 1. Gen durch eine Steigerung des Luftaufwandes und des Spülgrades bei gleichem Ladedruck die innere Arbeit pro Arbeitsspiel um bis zu 33 % gesteigert wird.

Weitere Simulationen wurden mit der Zielsetzung durchgeführt, eine Betriebsstrategie mit interner Abgasrückführung für ein homogenes selbstzündendes Brennverfahren zu entwickeln. Die durch reaktionskinetische Berechnungen bestimmten Zündverzugszeiten wurden zur Modellierung der Selbstzündung in die QuickSim Simulation integriert. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass durch ein frühes Öffnen der Einlassventile Verbrennungsgas in den Einlasskanälen vorgelagert werden kann. Diese Betriebsstrategie eignet sich am besten, um den erforderlichen Restgasgehalt zur Aktivierung der Selbstzündung zu erreichen. Es ergeben sich dabei sehr geringe Kurzschlussverluste, da nahezu ausschließlich vorgelagertes Verbrennungsgas überspült wird.

Aufbauend auf diesen Simulationsergebnissen wurden die Komponenten des VM 2. Gen konstruiert, gefertigt und am hydraulisch unterstützten Verbrennungsmotorprüfstand experimentell untersucht. Bei gleichen Betriebsrandbedingungen der fremdgezündeten Verbrennung erreicht der VM 2. Gen im gesamten untersuchten Ladedruckbereich eine höhere innere Leistung. Die durch die Simulationen vorhergesagten geringeren Drosselverluste des VM 2. Gen wurden damit durch die Versuche bestätigt. Allerdings konnten bei der experimentellen Untersuchung des VM 2. Gen aufgrund von klopfenden Arbeitsspielen nicht mehr die maximalen Ladedrücke des VM 1. Gen eingestellt werden. Diese stärkere Neigung zu klopfender Verbrennung ist durch das geringere Turbulenzniveau im Brennraum und die außermittig positionierte Zündkerze erklärbar.

Zur experimentellen Untersuchung der homogenen Selbstzündung wurde im nachfolgenden Schritt die numerisch entwickelte Betriebsstrategie mit innerer Abgasrückführung auf dem Verbrennungsmotorprüfstand umgesetzt. Um einen Motorstart im fremdgezündeten Betrieb und eine zyklusgenaue Umschaltung in den selbstzündenden Betrieb zu ermöglichen, wurden die Ventiltrieb- und die Prüfstandssteuerung funktionell erweitert. Die untersuchten stationären HCCI Betriebspunkte zeigen eine typische, schnelle Wärmefreisetzung. Durch eine Variation des Ladedruckes konnten Lastpunkte mit Mitteldrücken zwischen 5.1 und 6.7 bar dargestellt werden. Die frühe Schwerpunktlage des Verbrennungsprozesses hat aufgrund der Regelung des hydraulischen Aktors eine zyklusabhängige Abweichung der Kolbenhubkurve von der Soll-Trajektorie zur Folge. Dieses dynamische Verhalten der Volumenfunktion gleicht Schwankungen im Zündvorgang aus und führt zu einer Angleichung der Zylinderdruckverläufe. Die im Prüfstandsbetrieb ermittelten niedrigen Druckanstiegsraten liegen bei gleichem Mitteldruck deutlich unter den Vergleichswerten von konventionellen Verbrennungsmotoren mit HCCI Brennverfahren. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass durch den Wegfall einer mechanischen Zwangsführung des Kolbens neue Möglichkeiten zur Einflussnahme auf den Arbeitsprozess eines HCCI Brennverfahrens vorhanden sind und diese potenziell zur Ausdehnung des HCCI Betriebsbereiches genutzt werden können.

Die räumliche Auflösung der Zylinderinnenströmung und die rechenzeiteffiziente Simulation mehrerer Arbeitsspiele sind für das vorgestellte Entwicklungsverfahren von zentraler Bedeutung. Die Simulationsumgebung QuickSim hat sich dabei als ideales Werkzeug zur Analyse des VM 1. Gen und zur Auslegung der HCCI Betriebsstrategie im VM 2. Gen erwiesen. Aufgrund der Fokussierung auf den motorischen Arbeitsprozess ist QuickSim klassischen CFD Simulationswerkzeugen überlegen. Allerdings ist im Hinblick auf die Vorgehensweise zu beachten, dass die QuickSim Simulationen nur durch die Ergebnisse von Motorenversuchen (Druckverläufe, eintretender Luftmassenstrom) validiert wurden. Ein verbrennungsmotorisches Arbeitsspiel ist eine Verkettung der Einzelprozesse Ladungswechsel, Gemischbildung und Verbrennung, an dessen Ende eine Druckerhöhung im Zylinder steht. Es ist daher möglich, dass in der Simulation die Einzelprozesse nicht richtig berechnet werden. Durch die Kombination ergibt sich jedoch am Ende ein mit den Messergebnissen übereinstimmender Druckverlauf. Zur Absicherung der Simulationsergebnisse wäre es deshalb sinnvoll, die Ergebnisse der Einzelprozesse, beispielsweise den Einspritzvorgang zusätzlich mit laserdiagnostischen Messergebnissen zu vergleichen und gegebenenfalls die Modellparameter daran anzupassen.

Die im Rahmen der Auslegung des VM 2. Gen durchgeführten CFD Simulationen haben gezeigt, dass zur Verbesserung der innermotorischen Energiewandlung die Gemischbildung und -aufbereitung weiter optimiert werden müssen. Für eine detaillierte Untersuchung des Einspritzvorgangs kombiniert das im fünften Kapitel vorgestellte Entwicklungsverfahren strömungsmechanische Simulationen mit laserinduzierten Fluoreszenz (LIF) Messungen. Der Kraftstoff wird im FKLK Verbrennungsmotor während des Kompressionshubes kurz nach dem Ende des Ladungswechsels in den Brennraum eingebracht. Dadurch ist das zeitliche Fenster zur Gemischbildung und -aufbereitung vergleichsweise kurz. Die Zusammensetzung und der Zustand der Zylinderladung bei Einspritzbeginn werden durch den vorangegangenen Ladungswechsel bestimmt. In Abhängigkeit von der gewählten Betriebsstrategie (Brennverfahren, Ladedruck etc.) können die Randbedingungen für die Einspritzung stark variieren. Zündkerze und Injektor sind im VM 2. Gen nahe beieinander positioniert, sodass trotz der zentralen Injektorlage eine günstige Zündkerzenposition erreicht wird. Um unter diesen Randbedingungen hohe Einspritzdrücke und eine günstige Sprayausrichtung im Brennraum darstellen zu können, wird ein Mehrlochinjektor eingesetzt.

Zur Charakterisierung des in die ANSYS CFX Simulation integrierten Spraymodells wurden Voruntersuchungen an einem vereinfachten Berechnungsraum ohne Netzbewegung durchgeführt. Um den Einfluss der Netzstruktur auf die Simulationsergebnisse zu bewerten, wurden Testfälle mit verschiedenen Zellhöhen des Berechnungsgitters berechnet. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass bei den berechneten Absolutwerten der Spraypenetration eine Abhängigkeit von der Zellhöhe besteht.

Im Hinblick auf einen HCCI-Betrieb mit hohen Abgasrückführaten wurde der Einfluss der Ladungstemperatur und des Einspritzdruckes untersucht. Die Auswertung der Simulationen weist nach, dass bei einer erhöhten mittleren Ladungstemperatur der eingespritzte Kraftstoff wesentlich schneller verdampft und die Strahleindringtiefe dabei abnimmt. Bei einer Erhöhung des Einspritzdruckes steigt im Simulationsmodell der Eintrittsimpuls, mit dem die Tropfen in den Berechnungsraum eintreten. Die axiale Penetration und die pro Zeiteinheit verdampfte Kraftstoffmasse steigen an.

Zur experimentellen Untersuchung des Einspritzvorgangs unter gefeuerten Bedingungen wurde auf Basis des VM 2. Gen ein optisch zugänglicher Versuchsträger entwickelt. Dabei wurde ein Messaufbau des laserinduzierten Fluoreszenz Verfahrens umgesetzt, bei dem das bestrahlende Laserlicht und das Fluoreszenzsignal durch nur ein Fenster im Kolbenboden in den Brennraum ein- und ausgekoppelt werden. Im optisch zugänglichen Motor konnten Betriebspunkte mit hohen inneren Mitteldrücken von bis zu 14.11 bar untersucht werden. Im Gegensatz zu klassischen Laserlichtschnittverfahren führt der laseroptische Aufbau zu einer integralen Aufzeichnung des Fluoreszenzsignals über der gesamten Zylinderlänge. In Zeitschritten von 0.1 ms wurden LIF-Aufnahmen des periodischen Einspritzvorgangs aufgezeichnet und Mittelwertbilder berechnet. Die LIF-Aufnahmen zeigen ein Spraybild, das qualitativ der vom Injektorhersteller angegebenen geometrischen Spraykegelausrichtung gleicht. Die radiale Spraykegelpenetration steigt zu Beginn der Einspritzung stark an und geht dann in einen degressiven Verlauf über.

In auf der realen Brennraumgeometrie basierenden CFD Simulationen (Vollmotorsimulation) wurde der Einspritzvorgang unter den Bedingungen der LIF Messungen numerisch nachgebildet. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Spraykeulen in der Vollmotorsimulation stark aufgefächert werden und im Vergleich zu den Voruntersuchungen die axiale Penetration abfällt, während die radiale Penetration zunimmt. Die räumliche Nähe der sechs Einspritzdüsen führt in der Simulation zu einer Stauchung der Spraykeulen in Richtung der Injektormittelachse. Ein Vergleich zwischen Simulationsergebnissen und LIF-Aufnahmen verdeutlicht, dass bei einer Definition der Einspritzrichtungen auf Basis der geometrischen Spraykegelausrichtung in der CFD Simulation eine stark von den Messungen abweichende Ausbreitung der sechs Spraykeulen berechnet wird. Es zeigt sich ein kollabierendes Spraybild, bei dem die Spraykeulen zu einer dichten Spraywolke zusammenklappen. Eine mögliche Ursache für diese Simulationsergebnisse ist die netzabhängige, ungenaue Berechnung des Impulsaustausches zwischen den Kraftstofftropfen und der Gasphase. Es resultiert ein von den realen Bedingungen abweichendes Strömungsfeld im Nahbereich des Injektors, das die Spraykegel von ihrer ursprünglichen Bewegungsrichtung umlenkt. Für einen Abgleich mit den Messergebnissen wurden im Simulationsmodell die Einspritzrichtungen der Spraykegel angepasst, sodass eine gute Übereinstimmung zwischen dem gemessenen und simulierten Spraybild erreicht wurde.

Das vorgestellte Entwicklungsverfahren verdeutlicht die Grenzen der Simulation zur Voraussage der Gemischbildung. Innermotorische Strömungssimulationen mit bewegten Berechnungsräumen können bei Berücksichtigung einer vertretbaren Rechenzeit häufig nicht die erforderliche zeitliche und räumliche Diskretisierung darstellen, die für eine exakte Berechnung des Einspritzvorgangs erforderlich wäre. Darüber hinaus ist durch den Euler-Lagrange Ansatz auch eine theoretische Grenze für die maximale räumliche Auflösung der Strömung im Nahbereich des Injektors gesetzt. Daraus kann abgeleitet werden, dass eine Auslegung der Gemischbildung ausschließlich auf Basis von Strömungssimulationen nicht zu empfehlen und entsprechend ein Abgleich mit Messdaten erforderlich ist.

Die zu diesem Zweck realisierte messtechnische Umsetzung des laserinduzierten Fluoreszenzverfahrens zeichnet sich durch vergleichsweise geringe konstruktive Anpassungen am VM 2. Gen aus. Auch die im Vergleich zu bekannten Transparentmotoren bessere Kühlung, höhere Robustheit und ge-

ringere Verschmutzungsanfälligkeit sprechen für den gewählten Messaufbau. Als Nachteil ist die integrale Aufnahme des Kraftstoffsprays über die gesamte Länge des Zylinders zu sehen, sodass im Gegensatz zu Laserlichtschnittverfahren eine orts aufgelöste Auswertung des Fluoreszenzsignals zur Bestimmung der Kraftstoffkonzentration nicht möglich ist. Auch das im Rahmen der Messungen aufgetretene Fluoreszenzsignal von der Zylinderkopfoberfläche vermindert die Auswertbarkeit der LIF-Aufnahmen. Zusammenfassend eignet sich der experimentelle Teil des Entwicklungsverfahrens jedoch gut, um eine Basis für den Abgleich mit den Ergebnissen von CFD Simulationen zu schaffen.

Ausblick

Für eine zukünftige Entwicklung des verbrennungsmotorischen Teilsystems sollte in weiterführenden Experimenten die im fremdgezündeten Betrieb auftretende Neigung des VM 2. Gen zu klopfender Verbrennung genauer untersucht werden. Erst wenn die Herausforderung von unkontrollierten Zündvorgängen überwunden wird, können die geringeren Drosselverluste im VM 2. Gen auch bei hohen Ladedrücken in eine Steigerung der inneren Leistung umgesetzt werden.

Eine Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie im Brennraum kann dazu beitragen, die Wahrscheinlichkeit einer klopfenden Verbrennung zu vermindern. So könnte beispielsweise durch eine Verringerung des Einlassventilhubs die Eintrittsgeschwindigkeit der Frischluft erhöht und damit das Turbulenzniveau im Brennraum gesteigert werden. Eine Verschiebung der Zündkerzenposition ins Zentrum des Zylinderkopfdaches könnte zusätzlich zur Verringerung der Klopfneigung beitragen. Hierzu wäre jedoch eine Neukonstruktion des Zylinderkopfes einschließlich einer Änderung der Injektorposition erforderlich.

Mit dem Verbrennungsmotor der zweiten Generation konnte am FKLG Verbrennungsmotorprüfstand erstmals ein HCCI Brennverfahren experimentell untersucht werden. Um das Potenzial einer homogenen selbstzündenden Verbrennung für das FKLG Motorenkonzept bewerten zu können, ist die Übertragung der HCCI Betriebsstrategie auf ein freischwingendes Gesamtsystem wichtig. Lassen sich hohe innere Wirkungsgrade und geringe Rohemissionen durch das HCCI Brennverfahren im freischwingenden FKLG darstellen, so sollte versucht werden, einen möglichst großen Betriebsbereich mit homogener selbstzündender Verbrennung abzudecken.

Literaturverzeichnis

- [1] *KIVA-3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries*. Los Alamos National Laboratory, 1993.
- [2] *User guide ES-ICE Version 2.02*. CD-adapco, 2007.
- [3] *AVL Fire - Product Description*. AVL Advanced Simulation Technologies, 2009.
- [4] *ANSYS CFX-Solver Theory Guide Release 13.0*. ANSYS Inc, 2010.
- [5] Adrian, R.; Westerweel, J. *Particle Image Velocimetry*. Cambridge Aerospace Series. Cambridge University Press, 2011.
- [6] Anderson, J. D. *Computational Fluid Dynamics - The Basics with Applications*. McGraw-Hill, International Editions: Mechanical Engineering Series, 1995.
- [7] Bader, F. *Weiterentwicklung der Gittergenerierung zur Strömungsberechnung in Verbrennungsmotoren mit Finite Volumen Verfahren*. Diplomarbeit, Fachhochschule Gießen-Friedberg, 2010.
- [8] Baum, E.; Peterson, B.; Surmann, C.; et al. *Investigation of the 3D flow field in an IC engine using tomographic PIV*. Proceedings of the Combustion Institute, 34(2):2903–2910, 2013.
- [9] Baumgarten, C. *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*. Springer Verlag, 2006.
- [10] Beck, A. *Beschreibung des Zündverzuges von dieselähnlichen Kraftstoffen im HCCI-Betrieb*. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2012.
- [11] Blair, G.P.; Kee, R.J.; Carson, C.E.; Douglas, R. *The reduction of emissions and fuel consumption by direct air-assisted fuel injection into a two-stroke engine*. In *4th Graz Two Wheeler Symposium*. 1991.
- [12] Blundell, D.; Turner, J.; Person, R.; et al. *The Omnivore Wide-range Auto-Ignition Engine: Results to Date using 98RON Unleaded Gasoline and E85 Fuels*. SAE Technical Paper, 2010-01-0846.
- [13] Böcker, J.; et al. *Elektrofahrzeuge - Bedeutung, Stand der Technik, Handlungsbedarf*. Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik e.V., 2010.

- [14] Brußies, E. *Simulation der Zylinderinnenströmung eines Zweiventil-Dieselmotors mit einem skalenauflösenden Turbulenzmodell*. Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2014.
- [15] Buhl, S. *Systematische Untersuchung der Ladungswechselbewegung von Verbrennungskraftmaschinen im Teillastbetrieb*. Diplomarbeit, Technische Universität Ilmenau, Fakultät Maschinenbau, 2012.
- [16] Bäumel, F. *Werkstoffgerechte Auslegung und Festigkeitsnachweis für Verbrennungsmotorkolben aus Mesophasenkohlenstoff*. Dissertation, Institut für Werkstoffe und Verarbeitung, Technische Universität München, 2001.
- [17] Bundesministerium für Bildung und Forschung. *Nationaler Entwicklungsplan Elektromobilität der Bundesregierung*. Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland, 2009.
- [18] Bundesministerium für Bildung und Forschung. *Regierungsprogramm Elektromobilität*. Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland, 2011.
- [19] Buri, S.; Kneifel, A.; et al. *Einfluss von Einspritzdrücken bis 1000 bar auf die Gemischbildung in einem Ottomotor mit Direkteinspritzung*. In *Direkteinspritzung beim Ottomotor, Haus der Technik*. 2010.
- [20] Buschbeck, M. *Laseroptische Analyse der zyklischen Schwankungen in einem Transparentmotor*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Fachbereich Physik, Institut für angewandte Physik, 2013.
- [21] Chiodi, M. *An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines*. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2010.
- [22] Chiodi, M.; Berner, H.J.; Bargende, M. *Investigation on Mixture Formation and Combustion Process in a CNG Engine by Using a Fast Response 3D-CFD-Simulation*. SAE Technical Paper, 2004-01-3004.
- [23] Chiodi, M.; Mack, O.; Bargende, M.; et al. *Improvement of a High-Performance Diesel Engine by means of Investigation on different Injection Strategies*. SAE Technical Paper, 2009-24-0008.
- [24] Chiodi, M.; Perrone, A.; Roberti, P.; et al. *3D-CFD Virtual Engine Test Bench of a 1.6 Liter Turbo-Charged GDI-Race-Engine with Focus on Fuel Injection*. SAE Technical Paper, 2013-24-0149.
- [25] Delebinski, T. *Untersuchung der dieselmotorischen Einspritzverlaufsformung mit Hilfe optischer Messtechnik*. Dissertation, Institut für Technische Verbrennung, Universität Hannover, 2006.

-
- [26] Dobler, H. *Zweitaktmotor mit Spülvorlage von Stihl*. Motortechnische Zeitschrift, 3(68):198–200, 2007.
- [27] Dooley, S.; Won, S.; Chaos, M.; et al. *A jet fuel surrogate formulated by real fuel properties*. Combustion and Flame, 157(12):2333–2339, 2010.
- [28] Duret, P.; Venturi, S.; Carey, C. *The IAPAC Fluid Dynamically Controlled Automotive Two-Stroke Combustion Process*. In Duret, P. (Herausgeber) *A New Generation of Two-Stroke Engines for the Future, International Seminar, Ruel-Malmaison France*. 1993.
- [29] Düwel, I. *Spray combustion diagnostics with tracer-based laserinduced fluorescence imaging*. Dissertation, Ruprecht-Karls Universität Heidelberg, 2007.
- [30] Dyckmans, J.; Arndt, S.; Raatz, T.; Eilts, P. *Laseroptische Untersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung von Alkoholen als alternativer Kraftstoff bei der Benzindirekteinspritzung. In Direkteinspritzung beim Ottomotor, Haus der Technik*. 2010.
- [31] Eckbreth, A. C. *Laser Diagnostics for Combustion Temperature and Species*. Combustion Science and Technology Book Series, Volume 3, Second Edition, 1996.
- [32] Eichlseder, H.; Klütting, M.; Piock, W. *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer Wien, 2008.
- [33] Fajardo, C.; Sick, V. *Development of a high-speed UV particle image velocimetry technique and application for measurements in internal combustion engines*. Experiments in Fluids, 46(1):43–53, 2009.
- [34] Ferrari, C. *Entwicklung und Untersuchung eines Freikolbenlineargeneratorsystems unter besonderer Berücksichtigung des verbrennungsmotorischen Teilsystems mit Hilfe eines neuartigen vollvariablen Prüfstands*. Dissertation, Institut für Fahrzeugkonzepte, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2012.
- [35] Ferrari, C.; et al. *Studie zu Range Extender Konzepten für den Einsatz in einem batterieelektrischen Fahrzeug - REXEL*. Institut für Fahrzeugtechnik, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2012.
- [36] Ferziger, J.; Peric, M. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer Verlag, 2008.
- [37] Fischer, R.; Fraidl, G.; Hubmann, C.; et al. *Range-Extender-Modul - Wegbereiter für elektrische Mobilität*. Motortechnische Zeitschrift, 10-2009.
- [38] Franke, M.; Huang, H.; Geistert, A. *Opposed Piston Opposed Cylinder (OPOC) 450 hp Engine: Performance Development by CAE Simulations and Testing*. SAE Technical Paper, 2006-01-0277.

- [39] Friess, W.; Willand, J.; Enderle, C. *Ein kopfumkehrgespülter Zweitakt-IDI-Dieselmotor- Entwicklung und Erprobung im Pkw.* In *2. Stuttgarter Symposium, Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren.* 1997.
- [40] Genender, P.; Speckens, F.W.; Schürmann, G. *Akustikentwicklung von Range Extendern für Elektrofahrzeuge.* *Motortechnische Zeitschrift*, 03-2011.
- [41] Günthner, M. *Untersuchung der Eigenschaften und Kontrollmöglichkeiten der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung bei Ottomotoren.* Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Institut für Kolbenmaschinen, 2004.
- [42] Goldsborough, S.; Van Blarigan, P. *Optimizing the Scavenging System for a Two-Stroke Cycle, Free Piston Engine for High Efficiency and Low Emissions: A Computational Approach.* SAE Technical Paper, 2003-01-0001.
- [43] Graf, N. *Einsatz der laserinduzierten Fluoreszenz organischer Moleküle zur Visualisierung von Gemischbildungs- und Verbrennungsprozessen.* Dissertation, Ruprecht-Karls Universität Heidelberg, 2003.
- [44] Greis, A.E. *Laseroptische Untersuchung des Verbrennungsprozesses in einem PKW Dieselmotor.* Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, 2007.
- [45] Hagen, L.M.; Manofsky-Olesky, L.; Bohac, S.V.; et al. *Effects of a Low Octane Gasoline Blended Fuel on Negative Valve Overlap Enabled HCCI Load Limit, Combustion Phasing and Burn Duration.* *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power of the ASME*, 135(7), 2013.
- [46] Haraldsson, G.; Tunestal, P.; Johansson, B.; et al. *HCCI Combustion Phasing in a Multi Cylinder Engine Using Variable Compression Ratio.* SAE Technical Paper, 2002-01-2858.
- [47] Henle, A. *Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor.* Dissertation, Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, 2006.
- [48] Henschel, W. *Modern Tools for Diesel Engine Combustion Investigation.* In *Twenty-Sixth Symposium on Combustion - The Combustion Institute*, 2503–2515. 1996.
- [49] Henschel, W. *Optical Diagnostics for Combustion Process Development of Direct Injection Gasoline Engines.* In *Proceedings of the Combustion Institute*, Band 28, 1119–1135. 2000.
- [50] Hermann, E. *Modellbildung für die 3D-Simulation der Gemischbildung und Verbrennung in Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung.* Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Institut für Kolbenmaschinen, 2008.
- [51] Heywood, J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals.* McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering. McGraw-Hill Book Company, 1988.

-
- [52] Heywood, J.B.; Sher, E. *The Two Stroke Engine*. Combustion: An international Series. Taylor & Francis, 1999.
- [53] Hofmann, P. (Herausgeber) *Hybridfahrzeuge - ein alternatives Antriebskonzept für die Zukunft*. Springer Verlag, 2010.
- [54] Hooper, P.R.; Al-Shemmeri, T.; Goodwin, M.J. *Advanced modern low-emission two-stroke cycle engines*. Journal of Automobile Engineering, 2011.
- [55] Hopfner, W.; Fuchs, H.; Winklhofer, E. *Der Transparentmotor als Werkzeug zum Verständnis innermotorischer Vorgänge beim Ottomotor mit Direkteinspritzung*. In *AVL Tech day, Darmstadt*. 2009.
- [56] Houston, R.; Archer, M.; Moore, M.; et al. *Development of a Durable Emission Control System for an Automotive Two-Stroke Engine*. SAE Technical Paper, 960361.
- [57] Houston, R.; Cathcart, G. *Combustion and Emissions Characteristics of Orbital's Combustion Process Applied to Multi-Cylinder Automotive Direct Injected 4-Stroke Engine*. SAE Technical Paper, 980153.
- [58] Huh, K.Y.; Kim, K.K.; Choi, C.; et al. *Scavenging Flow Simulation of a Four-Poppet-Valved Two-Stroke Engine*. SAE Technical Paper, 930500.
- [59] Hundleby, G.E. *Development of a Poppet-Valved Two-Stroke Engine - The Flagship Concept*. SAE Technical Paper, 900802.
- [60] Hyvonen, J.; et al. *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion*. SAE Special Publications, SP-1963, 2005.
- [61] Ishibashi, Y.; Asai, M. *Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion*. SAE Technical Paper, 960742.
- [62] Johansson, B. *HCCI - The optimum combustion process for IC engines*. In *European Combustion Meeting*. 2005.
- [63] Joos, F. *Technische Verbrennung: Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2006.
- [64] Kallmeyer, F. *Methoden zur Untersuchung der lokalen Gemischzusammensetzung im DI-Ottomotor*. Dissertation, Universität Duisburg-Essen, Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau, 2009.
- [65] Kang, K.Y.; Lee, J.W.; Jeong, Y.I.; et al. *The Characteristics of Scavenging Flow in a Poppet-Valve Type 2-Stroke Diesel Engine by Using RSSV Systems*. SAE Technical Paper, 960368.

- [66] Kenny, R.G. *Developments in Two-Stroke Cycle Engine Exhaust Emissions*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 206(2):93–106, 1992.
- [67] Kock, F.; Ferrari, C. *Flatness-based High Frequency Control of a Hydraulic Actuator*. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control - Transactions of the ASME, 134(2), 2012.
- [68] Kohse-Höinghaus, K.; Jeffries, J.B. (Herausgeber) *Applied Combustion Diagnostics*. Taylor & Francis, 2002.
- [69] Kuboyama, T.; Moriyoshi, Y.; Hatamura, K.; et al. *Extension of an operating load range of a four-cylinder gasoline homogeneous charge compression ignition engine via a blowdown supercharge system, aiming at in-cylinder thermal stratification*. International Journal of Engine Research, 13(6):565–587, 2012.
- [70] Kuntz, M. *IC Engine Simulation with ANSYS CFX and ANSYS ICEM CFD - Setup Documentation Version 1.3*. ANSYS Germany GmbH, 2009.
- [71] Lammel, O.; Stöhr, M.; Kutne, P.; et al. *Experimental Analysis of Confined Jet Flames by Laser Measurement Techniques*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 134(4), 2012.
- [72] Lefebvre, A.H. *Atomization and sprays*. Hemisphere Publ., 1989.
- [73] Leighton, S.; Ahern, S. *The Orbital Small Engine Fuel Injection System (SEFIS) for Direct Injected Two Stroke Cycle Engines*. In *5th Graz Two Wheeler Symposium*. 1993.
- [74] Li, Y.; Zhao, H.; Peng, Z.; et al. *Particle image velocimetry measurement of in-cylinder flow in internal combustion engines - experiment and flow structure analysis*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 216(1):65–81, 2002.
- [75] Magnus, C.; Bengt, J.; Amneus, P.; et al. *Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition*. SAE Technical Paper, 980787.
- [76] Malvasi, A.; Squarcini, R.; Armenio, G.; et al. *Entwicklung einer elektrisch angetriebenen Ölpumpe*. Motortechnische Zeitschrift, 73(11):858–863, 2012.
- [77] Martin, R.; Stokes, J. *Kombinierter Zweitakt- und Viertakt-Ottomotor für weiterreichendes Downsizing*. Motortechnische Zeitschrift, 70(4):316–322, 2009.
- [78] Mattarelli, E.; Rinaldini, C.A.; Cantore, G. *Comparison between a Diesel and a New 2-Stroke GDI Engine on a Series Hybrid Passenger Car*. SAE Technical Paper, 2013-24-0085.
- [79] Mattarelli, E.; Rinaldini, C.A.; Cantore, G.; et al. *2-Stroke Externally Scavenged Engines for Range Extender Applications*. SAE Technical Paper, 2012-01-1022.

-
- [80] Meinig, U. *Standortbestimmung des Zweitaktmotors als Pkw-Antrieb*. Motortechnische Zeitschrift, 63(7):564–568, 2001.
- [81] Merker, G.; Gerstle, M. *Evaluation on Two Stroke Engines Scavenging Models*. SAE Technical Paper, 970358.
- [82] Merker, G.; Schwarz, C.; Teichmann, R. (Herausgeber) *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [83] Merker, G.P.; Frank, O.; Schwarz, C.; Stiesch, G. *Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. Teubner Verlag, 2006.
- [84] Mitroglou, N. *Multihole Injectors for Direct-Injection Gasoline Engines*. Dissertation, School of Engineering and Mathematical Sciences, City University London, 2006.
- [85] Mitroglou, N.; Nouri, J. M.; Gavaises, M.; Arcoumanis, C. *Spray Characteristics of a Multihole Injector for Direct-Injection Gasoline Engines*. International Journal of Engine Research, 7(3):255–270, 2006.
- [86] Müller, S. *Analysis of in-cylinder processes of an internal combustion engine with direct-injection using high-speed laser diagnostics*. Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt, 2012.
- [87] Mock, P. *Entwicklung eines Szenariomodells zur Simulation der zukünftigen Marktanteile und CO₂ Emissionen von Kraftfahrzeugen (VEKTOR 21)*. Dissertation, Institut für Fahrzeugkonzepte, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2010.
- [88] Moeser, C.; Gantert, J.; Keck, U.; et al. *Emissions and Performance Potential of a Small Stratified Charge 2-Stroke Engine Using Reed Valves*. SAE Technical Paper, 2006-32-0059.
- [89] Nabers, J.; Siebers, D. *Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays*. SAE Technical Paper, 960034.
- [90] Nakano, M.; Mandokoro, Y.; Kubo, S.; Yamazaki, S. *Effects of exhaust gas recirculation in homogeneous charge compression ignition engines*. International Journal of Engine Research, 1(3):269–279, 2000.
- [91] Nakano, M.; Sato, K.; Ukawa, H. *A Two-Stroke Cycle Gasoline Engine with Poppet Valves on the Cylinder Head*. SAE Technical Paper, 901664.
- [92] Nauwerk, A.; Kettner, M.; Velji, A.; Spicher, U. *Gemischbildung und Verbrennung in Ottomotoren mit strahlgeführten Brennverfahren*. In *Direkteinspritzung beim Ottomotor, Haus der Technik*. 2001.

- [93] Neeser, P. *Untersuchungen zu den Einflussmöglichkeiten auf ein ottomotorisches Hochrestgasbrennverfahren*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Institut für Kolbenmaschinen, 2011.
- [94] Nieberding, R.G. *Die Kompressionszündung magerer Gemische als motorisches Brennverfahren*. Dissertation, Fachbereich Maschinentechnik, Universität Siegen, 2001.
- [95] Nomura, K.; Nakamura, N. *Development of a New Two-Stroke Engine with Poppet-Valves: Toyota S-2 Engine*. In Duret, P. (Herausgeber) *A New Generation of Two-Stroke Engines for the Future, International Seminar, Ruel-Malmaison France*. 1993.
- [96] Oertel, H. (Herausgeber) *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2012.
- [97] Oertel, H.; Böhle, M. *Strömungsmechanik*. 3. Auflage Vieweg Verlag, 2004.
- [98] Oertel, H.; Laurien, E. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer Verlag, 2011.
- [99] Ofner, B. *Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen*. Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik der Technischen Universität München, 2002.
- [100] Onishi, S.; Jo, S.; Shoda, K.; et al. *Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines*. SAE Technical Paper, 790501.
- [101] O'Rourke, P.; Amsden, A. *The TAB Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup*. SAE Technical Paper, 872089.
- [102] Osborne, R.; Stokes, J.; Lake, T.; Carden, P.; et al. *Development of a Two-Stroke/Four-Stroke Switching Gasoline Engine - The 2/4 SIGHT Concept*. SAE Technical Paper, 2005-01-1137.
- [103] Petschenig, E.; Glanz, R.; Sorger, H. *Differentielles Erfassen von Strömungsfeldern in der Motorenentwicklung*. Motortechnische Zeitschrift, 71(5):332–338, 2010.
- [104] Pfeifer, C. *Experimentelle Untersuchungen von Einflussfaktoren auf die Selbstzündung von gasförmigen und flüssigen Brennstofffreistrahlen*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2010.
- [105] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer Verlag, 2002.
- [106] Pitcher, G.; Goodwin, M.S.; Wigley, G. *Relationship between In-cylinder Flow and Pressure and GDI Spray Propagation*. In *12th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon*. 2004.

-
- [107] Pitcher, G.; Stansfield, P.; Wigley, G.; Hollis, D. *A Multi-plane PIV Analysis of In-Cylinder Flow Structures in an Optical Engine under Part Load Conditions at 3500 rpm*. In *14th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon*. 2008.
- [108] Pohl, S.E. *Der Freikolbenlineargenerator - Theoretische Betrachtungen des Gesamtsystems und experimentelle Untersuchungen zum Teilsystem der Gasfeder*. Dissertation, Institut für Fahrzeugkonzepte, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2007.
- [109] Raffel, M. *Particle Image Velocimetry: A Practical Guide*. Experimental Fluid Mechanics. Springer, 2007.
- [110] Regner, G.; Wahl, R.; et al. *The Achates Power Opposed-Piston Two-Stroke Engine: Performance and Emissions Results in a Medium-Duty Application*. SAE Technical Paper, 2011-01-2221.
- [111] Reif, K. *Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe*. Vieweg + Teubner Verlag, 2010.
- [112] Rinderknecht, F. *Entwicklung und Untersuchung eines Lineargenerators für ein Hybridfahrzeug*. Dissertation, Institut für Fahrzeugkonzepte, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2012.
- [113] Rosseel, E.; Sierens, R. *Modeling the Vaporization of a Gasoil Droplet in a Diesel Engine*. In *21st CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology*. 1995.
- [114] Sato, K.; Ukawa, H.; Nakano, M. *A Two-Stroke Cycle Gasoline Engine with Poppet Valves on the Cylinder Head - Part II*. SAE Technical Paper, 920780.
- [115] Schmalzing, C.O. *Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und Verdampfungsverhalten aktueller Diesel-Einspritzsysteme*. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Stuttgart, 2001.
- [116] Schmidt, S. *Auslegung, thermodynamische Analyse und Entwicklung von Zweitakt-Brennverfahren mit Hochdruck-Direkteinspritzung*. Dissertation, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2005.
- [117] Schmitt, M.; Frouzakis, C.; Tomboulides, A.; et al. *Direct numerical simulation of multiple cycles in a valve/piston assembly*. Physics of Fluids (1994-present), 26(3), 2014.
- [118] Seidel, T.; Steuker, H. *Doppler Global Velocimetry - Messung der Zylinderinnenströmung mit ottomotorischer Direkteinspritzung*. Motortechnische Zeitschrift, 69(4):328–333, 2008.
- [119] Seiler, F. *Vorlesungsumdruck: Optische Strömungsmesstechnik*. Institut für Strömungsmechanik, Universität Karlsruhe (TH), 2005.
- [120] Siebers, D. *Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization*. SAE Technical Paper, 1999-01-0528.

- [121] Slavinskaya, N.; Haidn, O. *Modeling of n-Heptane and Iso-Octane Oxidation in Air*. Journal of Propulsion and Power, 9(6):1200–1216, 2003.
- [122] Smith, D.A.; Ahern, S.R. *Developments in the Orbital Ultra Low Emissions Vehicle*. In Duret, P. (Herausgeber) *A New Generation of Two-Stroke Engines for the Future, International Seminar, Ruel-Malmaison France*. 1993.
- [123] Spicher, U. *Vorlesungsumdruck: Methoden zur Analyse der motorischen Verbrennung*. Institut für Kolbenmaschinen, Universität Karlsruhe (TH), 2007.
- [124] Spicher, U. *Vorlesungsumdruck: Verbrennungsmotoren A und B*. Institut für Kolbenmaschinen, Universität Karlsruhe (TH), 2007.
- [125] Spicher, U.; et al. *Ottomotor mit Direkteinspritzung*. ATZ & MTZ Fachbuch. Vieweg Verlag, 2007.
- [126] Stan, C.; Personnaz, J. *Hybrid-Antriebskonzept für Stadtwagen auf Basis eines kompakten Zweitaktmotors mit Benzin-Direkteinspritzung*. In *3. Internationale Tagung Offenburg, Entwicklung von Kleinmotoren*. 1999.
- [127] Stansfield, P.; Wigley, G.; Catto, J.; Pitcher, G. *PIV Analysis of In-Cylinder Flow Structures over a Range of Realistic Engine Speeds*. In *International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon*. 2006.
- [128] Stöhr, M.; Sadanandan, R.; Meier, W. *Phase-resolved characterization of vortex–flame interaction in a turbulent swirl flame*. Experiments in Fluids, 51(4):1153–1167, 2011.
- [129] Stiesch, G. *Modeling engine spray and combustion processes*. Springer Verlag, 2003.
- [130] Stokes, J.; Hundleby, G.E.; Lakes, T.H.; Christie, M.J. *Development Experience of a Poppet-Valved Two-Stroke Flagship Engine*. SAE Technical Paper, 920778.
- [131] Tanaka, S.; Ayala, F.; Keck, J. *A reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine*. Combustion and Flame, 133(4):467–481, 2003.
- [132] Tanakam, S.; Ayala, F.; Keck, J.; Heywood, J. *Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives*. Combustion and Flame, 132(1–2):219–239, 2003.
- [133] Tanner, F. *Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays*. SAE Technical Paper, 970050.
- [134] Tatschl, R.; et al. *Entwicklung und experimentelle Verifizierung eines Simulationsmodells zur Berechnung des Primärzerfalls von Dieselstrahlen, Abschlussbericht FVV Vorhaben Nr. 685*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., 2000.

-
- [135] Teske, S.; et al. *Energy [R]evolution - a sustainable world energy outlook*. Greenpeace International, 2012.
- [136] Thring, R. *Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines*. SAE Technical Paper, 892068.
- [137] Tremmel, O. *Potenziale variabler Einspritzsysteme für die Benzin-Direkteinspritzung*. Dissertation, Institut für Technische Verbrennung, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2006.
- [138] Turner, J.; Blundell, D.; Person, R.; et al. *Project Omnivore: A Variable Compression Ratio ATAC 2-Stroke Engine for Ultra-Wide Range HCCI Operation in a Variety of Fuels*. SAE Technical Paper, 2010-01-1249.
- [139] Van Basshuysen, R.; Schäfer, F. *Handbuch Verbrennungsmotor*. Vieweg & Teubner Verlag, 2002.
- [140] Van Blarigan, P.; Paradiso, N.; Goldsborough, S. *Homogeneous Charge Compression Ignition with a Free Piston: A New Approach to Ideal Otto Cycle Performance*. SAE Technical Paper, 982484.
- [141] Van Romunde, P. *Factors Affecting the Development of Sprays Produced by Multihole Injectors for Direct-Injection Engine Applications*. Dissertation, University College London (UCL), Department of Mechanical Engineering, 2011.
- [142] Weall, A.; Szybist, J.P.; Edwards, K.D.; et al. *HCCI Load Expansion Opportunities Using a Fully Variable HVA Research Engine to Guide Development of a Production Intent Cam-Based VVA Engine: The Low Load Limit*. SAE Technical Paper, 2012-01-1134.
- [143] Weller, H.G.; Uslu, S.; Gosman, A.D.; et al. *Prediction of Combustion in Homogeneous-Charge Spark-Ignition Engines*. In *3rd International Symposium, COMODIA 94*, 163–169. 1994.
- [144] Wierzba, A. *Deformation and breakup of liquid drops in a gas stream at nearly critical Weber numbers*. *Experiments in Fluids*, 9(1-2):59–64, 1990.
- [145] Willert, C.; Roehle, I.; Schodl, R.; et al. *Application of Planar Doppler Velocimetry within Piston Engine Cylinders*. In *11th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon*. 2002.
- [146] Winkler, F. *Untersuchungen zur Reduktion von Spülverlusten bei kleinvolumigen Zweitaktmotoren*. Dissertation, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2009.
- [147] Winkler, F.; Abis, A.; Schwab, C.; et al. *Auslegung und Konstruktion eines innovativen Range Extender Motors*. In *14. Tagung - Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Technische Universität Graz*. 2013.

- [148] Xu, H.; Wyszynski, M.; Megaritis, A.; et al. *Research on expansion of operating windows of controlled homogeneous auto-ignition engines*. International Journal of Engine Research, 8(1):29–40, 2007.
- [149] Yang, X.; Okajima, A.; Takamoto, Y.; Obokata, T. *Numerical Study of Scavenging Flow in Poppet-Valved Two-Stroke Engines*. SAE Technical Paper, 1999-01-1250.

A Anhang

A.1 Spülverfahren im Zweitakt-Verbrennungsmotor

	Schlitzgesteuerte Umkehrspülung (Kurbelkasten-Spülpumpe)	Gleichstromspülung (Auslassventile)	Kopfumkehrspülung (Einlass- und Auslassventile)
Ölverbrauch	-	0	+
Schmierung Zylinder & Kolbenringe	-	0	+
Dauerhaltbarkeit Kolbenringe	-	-	+
Dauerhaltbarkeit Lager Kurbeltrieb	-	+	+
Kühlung Kolben & Zylinder	-	0	+
Variabilität Steuerzeiten	-	0	+
Möglichkeit zur Aufladung	0	+	+
Spüligrad	-	+	0
Maximale Drehzahl	+	-	-
Reibungsverluste	+	0	0
Produktionsaufwand	-	-	+
Kosten Gesamtmotor	+	-	-

gut
ausreichend
mangelhaft

Tabelle A.1: Vergleich verschiedener Zweitakt-Spülverfahren nach Nomura [95]

A.2 Anfangs- und Randbedingungen der Simulation einer instationären Durchströmung

Betriebsparameter	Frequenz	[Hz]	20
	Kolbenhubtrajektorie	[-]	Sinus 50% OT
	Ladedruck (absolut)	[bar]	2
Initialisierung 1. Zyklus	Temperatur	[K]	global 298
	Druck	[bar]	global 1
	Geschwindigkeit	[m/s]	0
Randbedingungen	Einlassdruck (absolut)	[bar]	2
	Einlasstemperatur	[K]	298
	Auslassdruck (absolut)	[bar]	1
	Auslasstemperatur	[K]	298
	Wände	[-]	adiabat
Diskretisierungsverfahren	Zeit	Implizites Euler-Verfahren 2.Ordnung	
	Ort	High Resolution-Verfahren 2.Ordnung	
	Turbulenz, Ort	Aufwindverfahren 1. Ordnung	
Zeitschrittweite	C1AO, C4BG	$[KW_{\Delta t OT}]$	0.1
	C2BO, C3IO	$[KW_{\Delta t OT}]$	0.05
Konvergenzkriterien	RMS-Residuum	[-]	$< 1 \cdot 10^{-4}$
	Anzahl innerer Zeitschritte	[-]	max. 15

Tabelle A.2: Konfiguration der CFD Simulation einer instationären Durchströmung

A.3 Konzept der QuickSim Simulationsumgebung

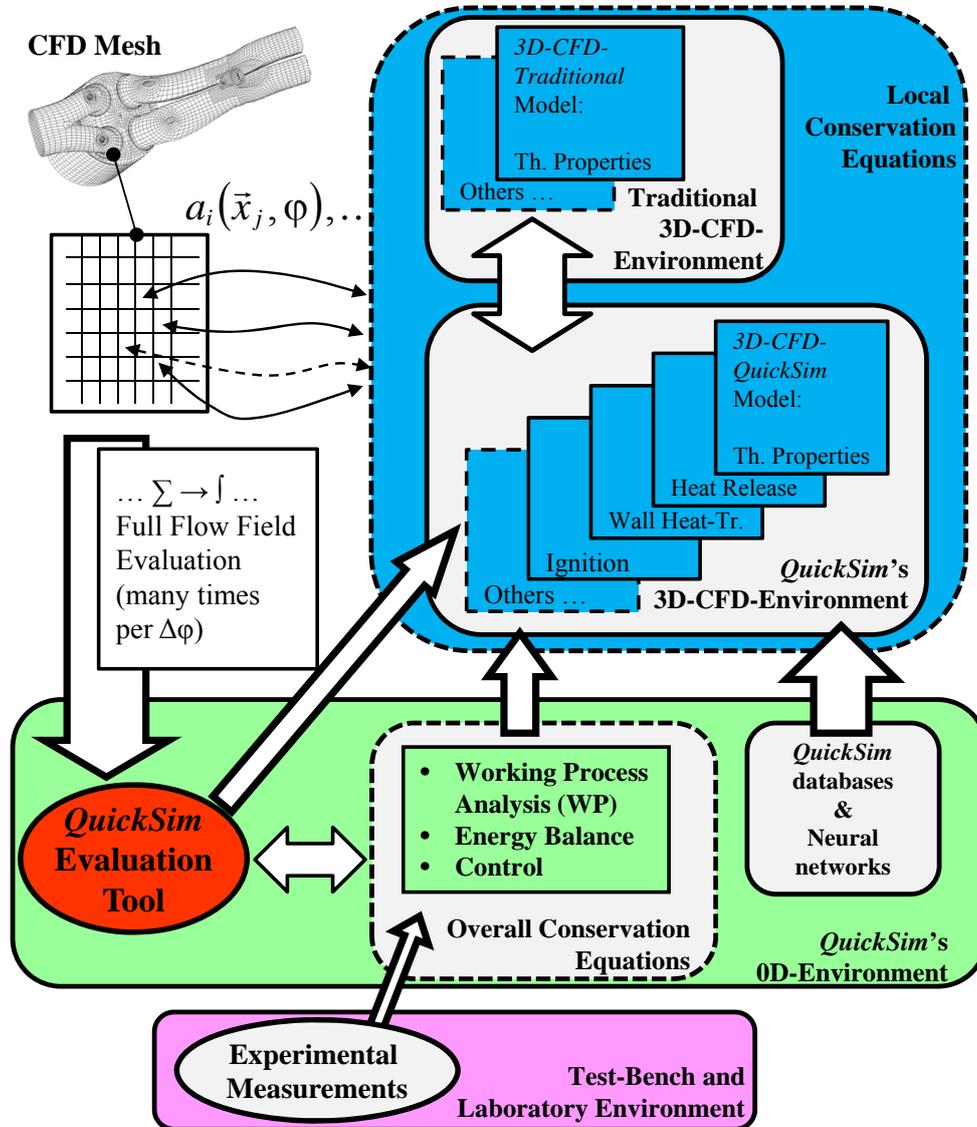


Abbildung A.3.1: Schema des QuickSim Konzeptes [21]

A.4 Spraykegelausrichtung im Vollmotormodell

	Spraykeule Nr.					
	1	2	3	4	5	6
Position Düse						
x [mm]	0.57	1.07	1.85	2.14	1.66	0.87
y [mm]	0.07	0.72	0.59	-0.16	-0.77	-0.66
z [mm]	10.33	10.40	10.51	10.54	10.47	10.36
Einspritzrichtung						
x	-27.91	2.39	47.27	64.89	37.69	-10.72
y	0.06	39.10	31.87	-14.64	-49.38	-42.53
z	-87.66	-83.24	-75.62	-70.73	-74.62	-83.93

Tabelle A.3: Positionen und Einspritzrichtungen der sechs Einspritzdüsen des Mehrlochinjektors (Herstellerangaben)

A.5 Anfangs- und Randbedingungen der numerischen Voruntersuchung der Einspritzung

Anfangsbedingungen			Randbedingungen		
Gasphase			Einspritzmodell		
Komponente	[-]	Luft (ideales Gas)	Kraftstoffmasse (pro Düse)	[mg]	12.2
Temperatur	[K]	298	Einspritzdruck	[bar]	140
Druck (abs.)	[bar]	2	eff. Einspritzdauer (Düse)	[ms]	5
			Anzahl Musterpartikel	[1/kg]	$1 \cdot 10^9$
Kraftstoff			Struktur Basisgitter		
Komponente	[-]	Isooktan, C ₈ H ₁₈	Gitterpunkte	[-]	129899
Temperatur	[K]	323	Zellgröße Nahfeld Injektor	[mm]	1
Oberflächenspannung	[N/m]	$2.02 \cdot 10^{-2}$	Zellgröße Fernfeld Injektor	[mm]	3
Dichte	[kg/m ³]	698	Volumen	[m ³]	$1.7 \cdot 10^{-3}$
dyn. Viskosität	[kg/m s]	$5.01 \cdot 10^{-4}$			

Tabelle A.4: Anfangs- und Randbedingungen der Basiskonfiguration