

**Konstruktion und Inbetriebnahme eines optisch zugänglichen Hochlast-
Verbrennungsmotors mit zugehörigem Prüfstand**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften,
Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik der
Universität Duisburg-Essen
zur Erlangung des akademischen Grades

eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Philipp Barth

aus

Bochum

Gutachter: Prof. Dr. Sebastian Kaiser
Prof. Dr. Christof Schulz

Tag der mündlichen Prüfung: 09.08.2016

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für reaktive Fluide der Fakultät für Ingenieurwissenschaften an der Universität Duisburg-Essen. Ich möchte an dieser Stelle die Möglichkeit nutzen, all denjenigen zu danken, die zur Realisierung dieser Arbeit beigetragen haben.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr. Sebastian Kaiser, möchte ich für das entgegengebrachte Vertrauen und die unzähligen Denkanstöße während des Aufbaus des Prüfstandes und der anschließenden Messungen danken. Es war eine äußerst lehrreiche Zeit, die mir in meiner persönlichen Entwicklung weitergeholfen hat.

Herrn Prof. Dr. Christof Schulz möchte ich für die Übernahme des Zweitgutachtens danken. Als Lehrstuhlleiter stellte er die notwendige Infrastruktur zur Verwirklichung eines derartigen Projektes zur Verfügung und stand immer mit Tipps und Anregungen zur Seite.

Ein ganz besonderer Dank geht an all diejenigen, welche in vorderster Reihe an diesem Projekt mitgearbeitet haben. Hier möchte ich an erster Stelle meine studentischen Mitarbeiter bzw. Abschlussarbeiter/innen nennen: Daniel Schulze, Pascal Prüß, Jörg Wende und Lisa Winking haben sich über das gewöhnliche Maß der Mitarbeit hinaus an diesem Projekt beteiligt und somit zum Gelingen beigetragen. Ich danke Euch und wünsche Euch für Euren weiteren beruflichen Weg alles Gute und viel Erfolg.

Ohne die zentralen wissenschaftlichen Werkstätten wäre die Verwirklichung des Motors und des Prüfstandes nicht möglich gewesen. Ich möchte mich ganz herzlich bei Uli Visser und seinem Team, sowie Markus Loretan bedanken. Ich schätze Euren Rat und Eure Professionalität. Jörg Albrecht möchte ich für die umfangreiche technische Unterstützung und die kollegiale Mitarbeit bedanken.

Weiterer Dank gilt meinen Kolleginnen und Kollegen in der Motorengruppe und am gesamten Lehrstuhl. Besonders hervorheben möchte ich hier die tägliche Kaffeerunde, mit derer Kolleginnen und Kollegen ich den engsten Kontakt während meiner Zeit am Lehrstuhl hatte. Danke für die unterhaltsame Zeit an Natascha, Birgit, Beate, Aldi, Sebastian, Martin, Patrick, Martin, Christian, Christopher, Dennis, Malin, Sebastian und all diejenigen, die ich hier sicherlich nicht vergessen habe, sondern aus Platzgründen nicht alle nennen kann.

Zuletzt möchte ich meiner Familie danken. Meinen Eltern Sabine und Friedrich, die mich immer unterstützt haben und mir die Voraussetzungen für meinen Bildungsweg ermöglicht haben. Ohne die handwerklichen Fähigkeiten und das technische Grundverständnis, welches ich zuhause vermittelt bekam, wäre dieser Motor nicht entstanden.

Meiner Ehefrau Nina und unseren beiden Jungs Oskar und Theo möchte ich für die Unterstützung und das Verständnis während dieser nicht immer einfachen Zeit danken. Ich liebe Euch.

Bochum/Duisburg, im August 2016

Einen Vorsprung im Leben hat, wer da anpackt, wo die anderen erst einmal reden.

John F. Kennedy

Kurzfassung

Diese Dissertationschrift beschreibt die Entwicklung eines neuen optisch zugänglichen Verbrennungsmotors und dessen Prüfstandsumgebung. Dieser Forschungsmotor für kompressionsgezündete Brennverfahren zeichnet sich dadurch aus, dass er trotz optischen Zugangs extrem hohe Mitteldrücke, Spitzendrücke und Druckanstiegsraten zulässt. Die Betriebsbedingungen dieses Hochlastmotors werden mit denen weltweit bereits ausgeführter Maschinen verglichen. Der beschriebene Motor nimmt im Zylinderspitzendruck, indizierten Mitteldruck und maximalen Kraftstoffdruck eine Spitzenposition ein und erweitert dadurch die Möglichkeiten optischer Messtechniken.

Die Konstruktion und Berechnung besonders wichtiger Motorbauteile werden beschrieben. Der „Bowditch“-Kolben und die optischen Zugänge sind für einen Zylinderspitzendruck von 200 bar ausgelegt. Die transparenten Komponenten sind aufgrund der besseren UV-Transmission gegenüber Saphir aus synthetischem Quarzglas hergestellt. Die geringere Festigkeit des synthetischen Quarzglases wird durch konstruktive Maßnahmen ausgeglichen. Seitlicher optischer Zugang zum obersten Teil des Zylinders wird über einen wassergekühlten Fensterträger realisiert.

Die für den Hochlastbetrieb benötigten Randbedingungen, wie z.B. hohe Aufladung und hoher Kraftstoffdruck, werden durch den zugehörigen Prüfstand bereitgestellt. Die Mechanik des Prüfstandes ist zweiseitig ausgeführt, um später den hier konstruierten optischen Motor mit einem motorengeometrisch gleichen Vollmetallmotor ergänzen zu können. Die Lastmaschine ist robust und wirtschaftlich als handelsübliche phasenanschnittsgesteuerte Drehstrommaschine eingekauft. Die gesamte Prüfstandsdatenerfassung und -steuerung wird mit in Labview erstellter Software bei Taktungsraten von bis zu mehreren kHz durchgeführt.

Abschließend werden erste optische Messergebnisse im Betrieb als Dieselmotor vorgestellt. Ein Referenzbetriebspunkt wird bestimmt und dessen Einspritzung und Verbrennung durch Hochgeschwindigkeitsmessungen visualisiert. Die Einströmung wird durch Particle Image Velocimetry (PIV) in mehreren Ebenen unterhalb der Ventile bildgebend dargestellt und mit äquivalenten PIV Messungen von einer stationär durchströmten Fließbank verglichen. Schließlich werden Betriebspunkte mit sehr hohem indiziertem Mitteldruck von über 16 bar und einem Zylinderspitzendruck von nahezu 140 bar vorgestellt.

Abstract

This doctoral thesis describes the development of a new optically accessible internal combustion engine and the corresponding test cell. This instrument for research on compression-ignition engine operation is distinguished by enabling extremely high indicated mean effective pressure (IMEP), peak cylinder pressure, and pressure-rise rates despite extensive optical access. The design operating conditions of the engine are compared to those of existing engines worldwide. The new engine is leading in peak cylinder pressure, IMEP, and fuel injection pressure, expanding the possibilities of optical diagnostics.

The design of key engine components is described. The “Bowditch”-style piston and the windows for optical access are designed for a peak cylinder pressure of 200 bar. All transparent components are made from fused silica because of its better UV transmission compared to sapphire. Suitable design features compensate for the lower mechanical strength. A water-cooled windowed spacer ring gives full lateral optical access to the top portion of the cylinder.

The boundary conditions need to achieve very high engine loads, for example high intake and fuel pressure, are provided by the test bench environment. The test bench is dual-sided such that in the future the optical engine can be complemented with an all-metal engine of identical geometry. The dynamometer is a robust and cost-efficient three-phase electrical motor with accompanying power electronics and controls, all ordered off-the-shelf. The test bench’s data acquisition and control is performed by in-house Labview programs at kilohertz rates.

In a concluding chapter, first optical measurements from Diesel engine operation are presented. A reference operating point is determined and in that point, fuel injection and combustion are visualized with high-speed imaging. The intake flow in several planes below the intake valves is imaged by particle image velocimetry (PIV) and compared to equivalent PIV measurements on a steady-state flow bench. Finally, operating conditions are examined that lead to 16 bar IMEP and a peak pressure of almost 140 bar, both of which are extremely high for optically accessible engines.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	IV
Abkürzungen.....	IV
Symbole	V
1. Einleitung.....	7
2. Optisch zugänglicher Hochlastmotor	10
2.1. Stand der Technik	10
2.1.1. Grundlegende Konstruktionsformen optischer Zugänge in Verbrennungsmotoren	10
2.1.2. Eine Auswahl ausgeführter Verbrennungsmotoren nach Bowditch- Bauweise.....	13
2.1.3. Randbedingungen der Auslegung	20
1.2.3.1. Konzept und Grundaufbau unter Beachtung der gegebenen Randbedingungen.....	21
1.2.3.2. Einordnung der betrieblichen Randbedingungen im Vergleich zu bestehenden optisch zugänglichen Verbrennungsmotoren.....	23
2.2. Konstruktion und Berechnung ausgewählter Baugruppen.....	28
2.2.1. Halterahmen	29
2.2.2. Auswahl und Anpassungen des Zylinderkopfes	32
2.2.2.1. Anpassung der Kühl- und Schmiermittelversorgung.....	35
2.2.2.2. Adaption des Zwischenringes	36
2.2.2.3. Anpassung des Steuertriebes.....	38
2.2.3. Laufbuchsenkomponenten	42
2.2.3.1. Laufbuchse	43
2.2.3.2. Transparenter Zwischenring	45
2.2.4. Kolbenkomponenten	48
2.2.4.1. Kolbenverlängerung.....	49
2.2.4.2. Kolbenkrone.....	57
2.2.5. Einlass- und Auslasskanäle	62
3. Prüfstand	65
3.1. Prüfstandslastmaschine	65
3.1.1. Auslegung Gesamtsystem	65

3.1.2. Aufbau und Verschaltung	69
3.2. Prüfstandsperipherie.....	72
3.2.1. Beschickung mit Betriebsgasen	72
2.3.1.1. Konzeptionierung des Rohrsystems.....	72
2.3.1.2. Konstruktion des Rohrsystems	75
3.2.2. Beschickung mit Betriebsflüssigkeiten	77
2.3.2.1. Schmierstoff- und Kühlsystem	78
2.3.2.2. Kraftstoffsystem.....	78
3.3. Prüfstandsdatenerfassung	85
3.3.1. Echtzeitsystem	86
3.3.1.1. CompactRio	86
3.3.1.2. LabView.....	87
3.3.2. Hochfrequenzsystem	89
3.3.3. Indiziersystem	91
3.3.3.1. Hochdruckindizierung.....	92
3.3.3.2. Niederdruckindizierung	93
3.3.4. Vernetzung der Datenerfassungssysteme.....	94
4. Betriebsnachweis durch Indiziermessungen, optische Hochgeschwindigkeitsmessungen und Particle Image Velocimetry	96
4.1. Optische Messverfahren in Verbrennungsmotoren.....	96
4.1.1. Schattenwurftechnik.....	97
4.1.2. Flammeneigenleuchten	98
1.4.2.1. Chemilumineszenz.....	99
1.4.2.2. Inkandeszenz.....	99
4.1.3. Particle Image Velocimetry	100
4.2. Voruntersuchungen	102
4.2.1. Durchflussmessung am Injektor.....	102
4.3. Versuchsaufbau zur Untersuchung des Flammeneigenleuchtens	104
4.3.1. Auswahl geeigneter Leuchtdioden und optischer Filter	104
4.3.2. Ansteuerung des Messsystems.....	106
4.3.3. Sichtfeld des Versuchsaufbaus.....	107
4.4. Variation der Einspritzstrategien und des Ladedrucks.....	108
4.4.1. Untersuchung des Referenzbetriebspunktes	109

4.4.2.	Variation der Einspritzzeitpunkte im Saugbetrieb	113
4.4.3.	Variation des Einlassdrucks bei gleichbleibenden Einspritzzeitpunkten	115
4.5.	Betriebspunkte hoher Zylinderspitzen drücke und indizierter Mitteldrücke	119
4.5.1.	Betriebspunkt des hohen indizierten Mitteldruckes	119
4.5.2.	Betriebspunkt hohen Zylinderspitzen drucks	124
4.6.	Auswertung der drallbehafteten Verbrennung im Referenzbetriebspunkt	128
4.7.	Strömungsuntersuchung in der Drallebene durch Particle Image Velocimetry	133
4.7.1.	PIV-Messungen im optisch zugänglichen Hochlastmotor	133
4.7.2.	PIV-Messungen an der Fließbank und Vergleich zu den motorischen Messungen	138
5.	Ausblick	144
6.	Zusammenfassung	146
	Anlagenverzeichnis	150
	Konditionieranlage des Schmierstoff- und Kühlsystems	150
	Betreute Diplom-, Master- und Bachelorarbeiten	152
	Publikation	152
	Literaturverzeichnis	153

Nomenklatur

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AGR	Abgasrückführung
BG	Blauglasfilter
CAD	Computer-aided design
CAE	Computer-aided engineering
CAM	Computer-aided manufacturing
DMLS	Direct metal laser sintering
DN	Nenndurchmesser
FEM	Finite Elemente Methode
FPGA	Field programmable gate array
HCCI	Homogeneous charge compression ignition
HCLI	Homogeneous charge late injection
HVA	Hydraulisches Ventilspiel-Ausgleichselement
KW	Kurbelwellenwinkel
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
LII	Laserinduzierte Inkandeszenz
NFZ	Nutzfahrzeug
OT	Oberer Totpunkt
PDA	Phasen-Doppler-Anemometrie
PIV	Particle image velocimetry
PKW	Personenkraftwagen
PPCI	Partially premixed compression ignition
PTFE	Polytetrafluorethylen
TDI	Turbocharged Diesel injection
TPA	Three pressure analysis
ULSD	Ultra-low sulphur Diesel fuel
UT	Unterer Totpunkt
VI	Virtuelles Instrument
ZOT	Oberer Totpunkt der Zündung (Zünd-OT)

Symbole**Lateinisches Symbol** A_K

Kolbenfläche

 E

Elastizitätsmodul

 E_{chem}

Chemisch gebundene Energie

 F

Kraft

 F_{Gas}

Gaskraft

 F_K

Knickkraft

 F_{osz}

Oszillierende Massenkraft

 h

Planck'sches Wirkungsquantum

 \bar{H}_G

Gemischheizwert

 H_u

Unterer Heizwert

 I

Axiales Flächenträgheitsmoment

 l

Stablänge

 L_{st}

Stöchiometrischer Luftbedarf

 \dot{m}_{Einlass}

Einlassmassenstrom

 m_{osz}

Oszillierende Masse

 n

Drehzahl

 p

Druck

 P_e

Effektive Leistung

 p_{mi}

Indizierter Mitteldruck

 p_{Zyl}

Zylinderdruck

 r

Kurbelradius

 R_L

Spezifische Gaskonstante Luft

 s

Knicklänge

 T

Temperatur

 V

Volumen

 V_c

Kompressionsvolumen

 V_h

Hubvolumen

 V_v

Verformungsvolumen

Griechisches Symbol	Bedeutung
α	Kurbelwellenwinkel
β	Knicklängenbeiwert
ε	Verdichtungsverhältnis
ω	Winkelgeschwindigkeit
λ	Luftverhältnis
λ_P	Pleuelstangenverhältnis
ρ	Dichte
ρ_L	Luftdichte
η	Wirkungsgrad
ν	Frequenz

1. Einleitung

Seit der Erfindung des Verbrennungsmotors vor über einem Jahrhundert ist dieser stetig weiter entwickelt worden, so dass die heutigen Entwicklungsschritte hinsichtlich der Effizienzsteigerung dieser Maschinen durchaus als klein zu bezeichnen sind. Vielmehr hat sich die Entwicklungsarbeit aufgrund immer strengerer Abgasvorschriften des Gesetzgebers in den letzten Jahrzehnten zur Emissionsreduzierung verschoben. Der durch die Hersteller von Verbrennungsmotoren betriebene Entwicklungsaufwand ist hier immens und zeigt sich in den Kostenanteilen der Abgasnachbehandlung an den Gesamtkosten eines PKW. Wurden bei Dieselfahrzeugen nach EURO-2-Norm noch unter 10% der Gesamtkosten für die Abgasanlage kalkuliert, sind es heutzutage bei Verbrennungsmotoren nach EURO-6-Norm 33% [1]. Dieser enorme Anteil zeigt die Bedeutung dieses Entwicklungsfeldes im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen auf.

Die durch Politik und Medien oftmals als emissionsfrei bezeichnete Alternative der Elektromobilität ist zum jetzigen Zeitpunkt im Hinblick auf die freigesetzten Emissionen und der Effizienz bei einer Well-to-Wheel-Energiebilanz keine bessere im Vergleich zum Verbrennungsmotor. So ist der Wirkungsgrad bei Berücksichtigung des Kraftwerkmixes, des Stromtransportes und der Speicherung der Energie in einer Batterie eines Elektromotors mit 23% deutlich unter heutigen Wirkungsgraden für Benzin- und Dieselmotoren [2]. Dies verdeutlicht, dass der Verbrennungsmotor, auch aufgrund seiner hohen Flexibilität und der hohen Energiedichte seiner Primärenergie, einen weiterhin großen Stellenwert in der Zukunft des Individual- und vor allem im Bereich des Transportverkehrs einnehmen wird.

Um die zuvor genannten Kosten der Abgasnachbehandlung nicht weiter ansteigen zu lassen und das Sparpotential in diesem Bereich zu optimieren, ist das Vorantreiben der Verbrennungsforschung im Bereich der Motoren ein wichtiger Beitrag. Durch alternative Brennverfahren, wie z.B. das HCCI-Verfahren, kann eine Entstehung etwaiger Schadstoffe schon bei der innermotorischen Verbrennung vermieden werden, so dass nur eine geringe oder in manchen Betriebspunkten sogar keine Abgasnachbehandlung notwendig ist, um die Abgasvorschriften einzuhalten [3].

Zur weiteren Emissionsreduzierung, hier vor allem im Bereich des CO₂-Ausstoßes, ist das Konzept des Downsizings in jüngster Zeit die Wahl der Motorenhersteller. Durch das Aufladen des Verbrennungsmotors durch einen Abgasturbolader, einen Kompressor oder eine Kombination dieser beiden Verdichter, verschieben sich die Betriebspunkte des Verbrennungsmotors zu höheren Lasten und somit in Bereiche mit einem besseren Wirkungsgrad. Dadurch kann bei einer Verringerung des Hubraumes des Verbrennungsmotors und gleichzeitiger Beibehaltung bzw. Steigerung der Leistung der Kraftstoffverbrauch und damit der CO₂-Ausstoß verringert werden. Weiterhin ist das Aufladen eines Verbrennungsmotors teilweise

eine Voraussetzung für den kontrollierten Betrieb desselbigen mit einigen alternativen Brennverfahren, wie das schon genannte HCCI-Brennverfahren.

Die Verbrennungsvorgänge bei diesen alternativen Brennverfahren oder auch bei konventionellen otto- bzw. dieselmotorischen Betrieb sind für die Entwicklung der Motoren und der Applikation, d.h. die kurbelwinkelabhängige Einbringung des Kraftstoffes in den Zylinder, von großer Bedeutung. Die konventionelle zeitlich aufgelöste Messung des Zylinderinnen-drucks („Indizierung“) zeichnet die Vorgänge im Zylinder des Motors nulldimensional auf. Hingegen sind einige physikalische Größen, wie z.B. die Temperatur und deren Verteilung im Zylinder, nur sehr schwer zu bestimmen bzw. abzuschätzen. Somit ist die räumliche Auflö-sung der Vorgänge im Zylinder eine Voraussetzung der Motorenentwicklung.

Hierzu entwickelt F. Bowditch im Jahre 1961 einen optisch zugänglichen Verbrennungsmo-tor, der erstmals einen vollen optischen Zugang zum Brennraum eines Verbrennungsmotors mittels einer Kolbenverlängerung und eines Einschubspiegels zulässt [4]. Dadurch ist mit der Kombination der heutzutage verfügbaren optischen Messtechnik eine nicht-invasive und räumliche, sowie zeitlich aufgelöste Untersuchung der Verbrennungsvorgänge im Zylinder des Motors möglich. Mittlerweile sind optisch zugängliche Motoren ein häufig verwendetes Forschungsinstrument in der Brennverfahrensentwicklung, auch wenn diese durch die Ein-bringung von Glasbauteilen die Thermodynamik des ursprünglichen Vollmetallmotors verfäl-schen [5]. Hinsichtlich dieser Unterschiede in der Thermodynamik und der damit einherge-henden Abschätzung der Abweichung der Maschinen zueinander sind einige Ansätze veröf-fentlicht [5-8]. Diese Untersuchungen haben zum Ziel, die Unterschiede zu quantifizieren und zeigen somit die Bedeutung optisch zugänglicher Motoren in der Verbrennungsmotorenfor-schung.

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Entwicklung eines optisch zugänglichen Verbren-nungsmotors, der durch seinen Aufbau die Möglichkeit bietet, die erwähnten Ansätze hin-sichtlich der alternativen Brennverfahren und des Downsizings weiter zu erforschen. Der Mo-tor ist als optisch zugänglicher Hochlastmotor ausgelegt. Diese Bezeichnung beinhaltet die Möglichkeit, Einlassdrücke von bis zu 3,5 bar und Zylinderspitzen drücke von bis zu 200 bar im optischen Betrieb mit Glasbauteilen zu untersuchen. Der Motor ist nach dem Konzept von F. Bowditch mit einer Kolbenverlängerung aufgebaut, die einen optischen Zugang durch den Kolbenboden in den Brennraum ermöglicht. Weiterhin ist durch die Konstruktion eines Zwi-schenringes mit eingesetzten Fenstern der seitliche Zugang zum Brennraum gewährleistet.

Für die Bereitstellung der Randbedingungen, die für Betriebspunkte mit derart hohen Zyl-in-derspitzen drücken notwendig sind, wird auch die Entwicklung des zugehörigen Prüfstands in dieser Arbeit beschrieben. Dieser Prüfstand stellt die erforderlichen Betriebsmedien konditio-niert, d.h. mit einstellbarem Druck und einstellbarer Temperatur, zur Verfügung. Weiterhin ist der Prüfstand zweiseitig konzipiert, was eine Ergänzung des hier entwickelten optisch zu-

gänglichen Hochlastmotors mit einem geometriegleichen Vollmetallmotor möglich macht. Diese beiden Motoren können somit mit der gleichen Prüfstandsperipherie betrieben werden und liefern zwei vergleichbare Datensätze, um die zuvor genannten Unterschiede in der Thermodynamik der Motoren zu quantifizieren.

Kapitel 2 der vorliegenden Arbeit gibt einen kurzen Überblick über optische Zugänge in Verbrennungsmotoren und vorhandener optisch zugänglicher Motoren im Hinblick auf die Weiterentwicklung dieser Maschinen ausgehend von der ersten Innovation F. Bowditchs. Die Auslegungsbedingungen der hier entwickelten Maschine werden vorgestellt und im internationalen Vergleich eingeordnet. Weiterhin behandelt Kapitel 2 die Konstruktion und strukturelle sowie fluiddynamische Berechnung des optisch zugänglichen Hochlastmotors bzw. ausgewählter Baugruppen dieser Maschine.

Anschließend wird in Kapitel 3 der zugehörige Prüfstand mit den vorhandenen Untersystemen und der Steuerung des Gesamtprüfstandes vorgestellt. Die Auslegung der Lastmaschine wird ebenso erläutert wie die Zusammenhänge und Wechselwirkungen der einzelnen Prüfstandssysteme und der eingesetzten motorischen Messtechnik.

Kapitel 4 beschäftigt sich mit den als Funktionsnachweis durchgeführten optischen Hochgeschwindigkeitsmessungen des Flammeneigenleuchtens am optisch zugänglichen Hochlastmotor. Es werden verschiedene Voruntersuchungen, wie etwa die Durchflussmessung des verwendeten Injektors, sowie der Messaufbau erläutert. Anschließend werden unterschiedliche Betriebspunkte ausgewertet, welche die Auslegungsbedingungen hinsichtlich des Hochlastbetriebes validieren.

Weiterhin werden Strömungsmessungen der Ladungsbewegung des optisch zugänglichen Motors vorgestellt. Diese Messungen wurden mit dem laserbasierten Messverfahren der Particle Image Velocimetry (PIV) ermittelt. Die so ermittelten Strömungsfelder werden mit Strömungsfeldern aus einem Stationärversuch, der einen vollständigen optischen Zugang zum Zylindervolumen zulässt, verglichen.

Abschließend wird die Arbeit in den letzten beiden Abschnitten zusammengefasst und es wird ein Ausblick für weitergehende Arbeiten am optisch zugänglichen Motor und am Prüfstand gegeben, welche weiterführende Messungen ermöglichen.

2. Optisch zugänglicher Hochlastmotor

2.1. Stand der Technik

Für den Aufbau einer Forschungsmaschine, wie sie der optisch zugängliche Hochlastmotor darstellt, ist ein Überblick über die schon vorhandenen optisch zugänglichen Motoren in den weltweiten Forschungseinrichtungen unabdingbar. Zum einen werden somit die Randbedingungen der Prüfstände hinsichtlich der motorischen Betriebsparameter in Kenntnis gebracht und dienen so als Basis für die Auslegung der hier entwickelten Maschine. Zum anderen können die unterschiedlichen Konstruktionslösungen miteinander verglichen werden und somit für den hier geforderten Anwendungsfall die optimale Lösung gefunden werden.

2.1.1. Grundlegende Konstruktionsformen optischer Zugänge in Verbrennungsmotoren

Um den Brennraum optisch zugänglich zu machen, sind verschiedene Konstruktionsformen ausgeführt. Diese unterschiedlichen Zugänge werden im Folgenden vorgestellt und erläutert. Anschließend wird auf die optisch zugänglichen Motoren nach der Bowditch-Bauweise genauer eingegangen.

Für die Beurteilung innermotorischer Vorgänge ist ein optischer Zugang in den Brennraum eine Vorgehensweise, die seit den Anfängen der Verbrennungsmotorenentwicklung verfolgt wurde [9]. Die realisierten Zugänge lassen sich in drei Gruppen zusammenfassen:

1. Vollmetallmotoren mit lichtleiterbasierter Sensorik
2. Vollmetallmotoren mit Endoskop
3. Optisch zugängliche Motoren

Für den optischen Zugang in Verbrennungsmotoren stellt die lichtleiterbasierte Sensorik den geringsten konstruktiven Änderungsbedarf am Vollmetallmotor dar. Häufig werden für den Betrieb notwendige und leicht zu demontierende Komponenten mit Lichtleitern ausgestattet, so dass Messungen durchgeführt werden können, ohne den Motor zu verändern. Hier sind Ausführungen in Zündkerzen von Ottomotoren [10-12] und im Glühkerzenkanal von Dieselylinderköpfen [13] üblich. Allerdings ist bei diesen Konstruktionen der optische Zugang begrenzt, so dass nur ein geringer Anteil des Brennraumes beobachtet werden kann.

In Abbildung 2-1 ist eine Zündkerze gezeigt, die über zwei Lichtleiterfasern verfügt. Über die erste Faser wird infrarote Strahlung in den Messraum neben den Elektroden der Zündkerze geleitet. Hier wird dieses Licht durch den sphärischen Stahlspiegel reflektiert und zurückgeworfen auf die zweite Lichtleitfaser. Durch die Bohrungen im Messraum der Zündkerze gelangt das Kraftstoff-Luftgemisch zwischen die Lichtleitfasern und dem Spiegel. Das eingekoppelte Signal verliert aufgrund der Absorption von den vorhandenen Kohlenwasserstoffen

an Intensität. Über diesen Signalverlust kann auf die Kraftstoffkonzentration im Messraum geschlossen werden [11].

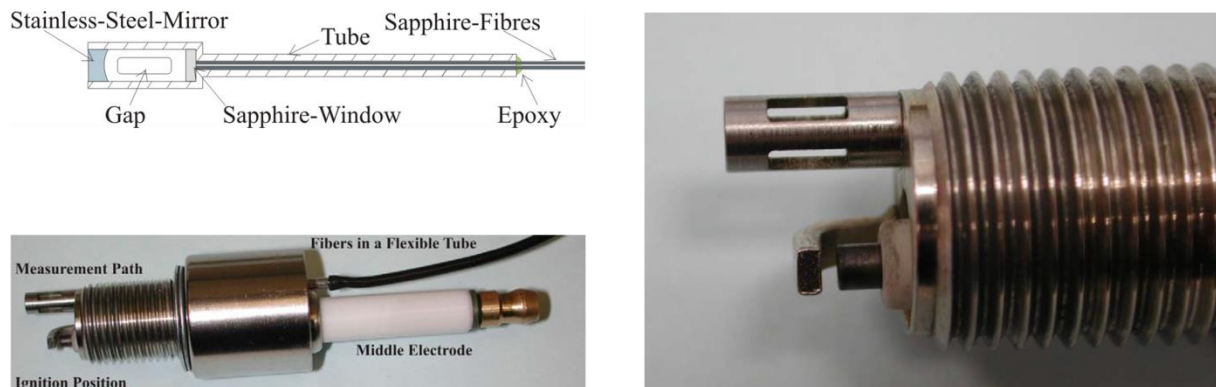


Abbildung 2-1: Zündkerze mit lichtleiterbasiertem Zugang. Oben links: Schnitt durch das Messrohr und die zwei Lichtleiter. Rechts: Detailaufnahme des Messraumes [11]

Um einen erweiterten optischen Zugang zu erhalten, der im Gegensatz zum zuvor gezeigten Beispiel der Zündkerze mit lichtleiterbasiertem Zugang eine räumliche Auflösung der gewonnenen Daten zulässt, werden an Vollmetallmotoren Endoskope verbaut, die mit weiteren Zugängen ergänzt auch aktive Lasermessverfahren zulassen [14]. Ziel ist der Erhalt einer Messinformation ohne die Thermodynamik des Motors mit großflächigen Glasbauteilen, die andere thermische Eigenschaften aufweisen als der üblicherweise im Motor verwendete Aluminium- oder Stahlgusswerkstoff, zu verfälschen. Ein Beispiel eines ausgeführten Endoskops ist in Abbildung 2-2 ersichtlich.

Über minimal-invasive Zugänge wird das hier als Beispiel gezeigte zweiteilige Beobachtungsendoskop mit einem Bauteil in den Motor verschraubt. Das andere Bauteil des Endoskops verbleibt außerhalb des Motors an der Kamera. Dadurch ergeben sich Vorteile. Aufgrund der Trennung dieser Bauteile übertragen sich keine Motorenvibrationen auf die Kamera und die Möglichkeit der Einbringung optischer Elemente in den Strahlengang ist gegeben. Die Lichtschnittoptik wird orthogonal zum Beobachtungsendoskop in den Motor eingeschraubt. Aufgrund der Geometrieverhältnisse kann nicht der gesamte Brennraum auf dieser Ebene beleuchtet werden, was in der Prinzipskizze deutlich wird.

Bei den beispielhaft aufgeführten Messungen im unteren rechten Teil der Abbildung handelt es sich um Kraftstoffverteilungsmessungen mittels laserinduzierter Fluoreszenz (LIF). Abgebildet sind hier acht Einzelzyklen bei 5° KW n. ZOT, die zyklische Schwankungen zeigen sollen. Die rote Linie kennzeichnet hier die begrenzte Ausleuchtung mit der eingesetzten Laserschnittoptik, die nur ein Signal bis zu dieser Linie zulässt. Im unteren signalfreien Bereich befindet sich der Kolben des Zylinders. Dieses Endoskop ist aufgrund seiner optischen Auslegung sehr gut für Beobachtungen im Brennraum eines PKW-Motors geeignet, da es in einer geringen Distanz von 35-42 mm eine Beobachtungsfläche von $30 \times 30 \text{ mm}^2$ zulässt [15]. Ein Großteil der Endoskope, die zur Brennraumdiagnostik eingesetzt werden, sind nicht explizit

hierfür entwickelt, so dass u. a. Einschränkungen hinsichtlich der Lichtstärke des zu beobachteten Ereignisses bestehen [14].

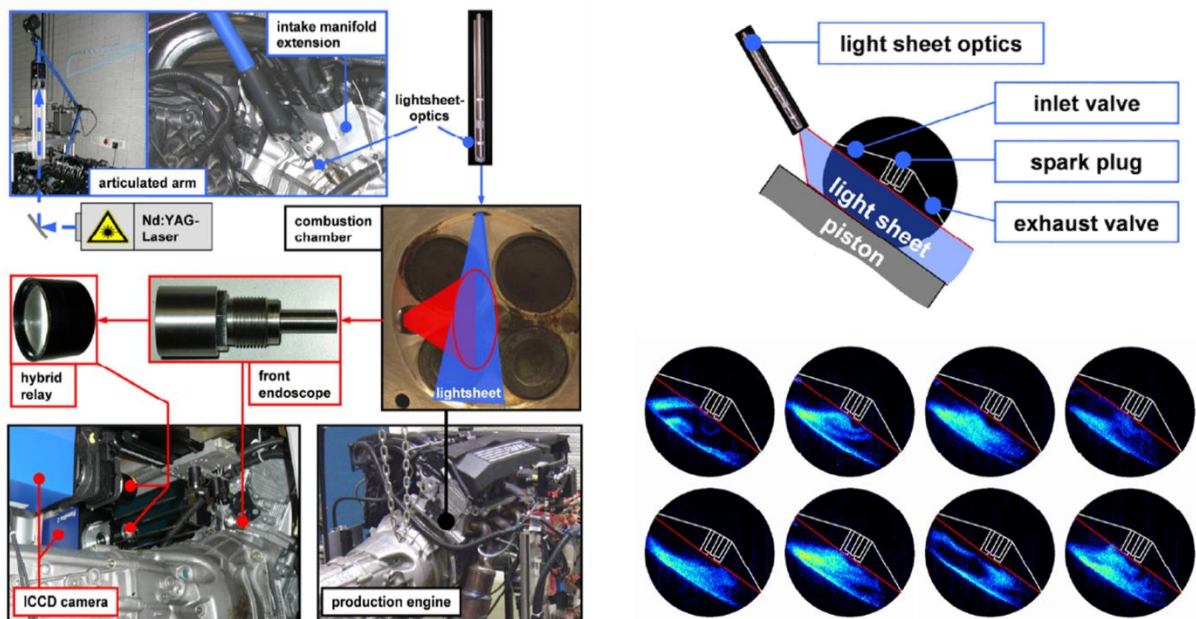


Abbildung 2-2: Endoskopischer Zugang in einen Verbrennungsmotor. Links: Adaption des zweiteiligen Beobachtungsendoskops und des Beleuchtungsendoskops am Motor. Rechts: Prinzipskizze des Bildausschnitts und exemplarische Messergebnisse [15]

Um einen möglichst großflächigen und in Hinsicht auf die angewandte Messtechnik flexibel gestalteten Zugang zum Brennraum zu erhalten, werden optisch zugängliche Motoren gebaut. Durch eine Kolbenverlängerung, einen auf der Zylinderachse positionierten Umlenkspiegel und einem Kolbenglas, ist ein optischer Zugang in den Brennraum möglich. Erfunden und erstmals angewendet wurde diese Konstruktion 1961 von Fred W. Bowditch [4], weshalb die Kolbenverlängerung nach ihm benannt ist. In Abbildung 2-3 ist seine Konstruktion abgezeichnet.

Der Gesamtmotor mit der im Vordergrund ersichtlichen Kamera ist im rechten Bild dargestellt. Schon hier ist der Versatz des Zylinderkopfes zum Grundmotor ersichtlich, der sich bei Motoren dieser Bauart aus der Länge der Kolbenverlängerung ergibt. Diese Verlängerung ist im Vordergrund des linken Bildes der Abbildung ebenso erkennbar wie der zugehörige Umlenkspiegel. Der Umlenkspiegel wird durch die längliche Fräsung der Kolbenverlängerung auf der Zylinderachse platziert und ermöglicht somit die Beobachtung des Brennraumes entlang der Zylinderachse und durch den Kolbenboden hindurch.

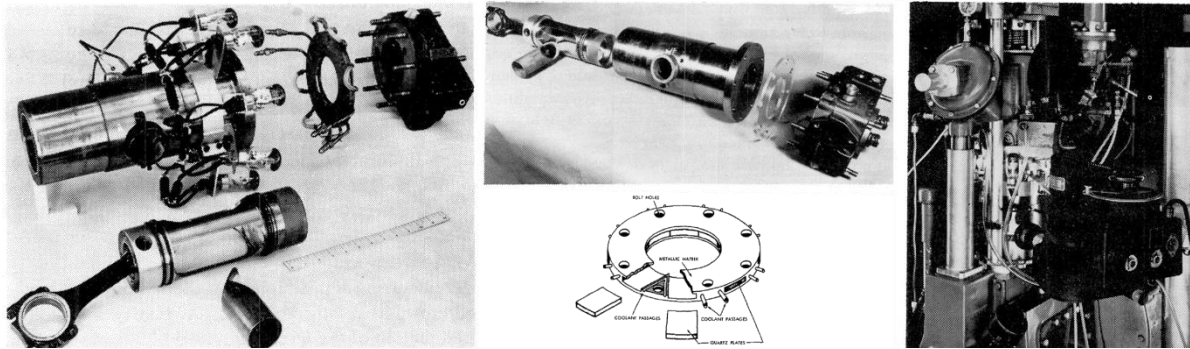


Abbildung 2-3: Erster optisch zugänglicher Motor mit Kolbenverlängerung. Links: Kolbenkomponenten mit Laufbuchse, Kolbenverlängerung und Zylinderkopf. Mitte: Zwischenring aus Glas (oben) und gekühlter Zwischenring aus Metall (unten). Rechts: Gesamtansicht des Motors mit Kamera im Vordergrund [4]

Der erste Versuch Bowditchs, durch den zusätzlichen Einbau einer transparenten Scheibe direkt unter den Zylinderkopf eine zusätzliche Lichtquelle in den Brennraum einzukoppeln, schlug aufgrund der thermischen Belastung durch den motorischen Betrieb fehl (Scheibe ersichtlich im Bild Mitte oben). Durch Ersetzen dieser Scheibe mit einer wassergekühlten Rahmenscheibe, die eingeklebte Quarzglasfenster enthielt, konnte das Problem gelöst werden. Die Konstruktion dieser Rahmenscheibe ist als Explosionszeichnung in der Mitte und auf dem Bild in der linken Hälfte der Abbildung 2-3 zu sehen. Über die Jahre entstanden mit den einhergehenden Motorenentwicklungen immer steigende Anforderungen an optisch zugängliche Motoren. Im folgenden Kapitel werden diese Motoren genauer beschrieben und deren Randbedingungen herausgestellt.

2.1.2. Eine Auswahl ausgeführter Verbrennungsmotoren nach Bowditch-Bauweise

Die hier aufgeführten Beispiele zeigen ausgehend vom ersten optisch zugänglichen Motor wichtige Anschlußinnovationen, wie etwa eine bewegliche Zylinderlaufbuchse für die Säuberung der verbauten Glasbauteile oder einen Prüfstand, der durch die verbaute Gasversorgung die Untersuchung hochaufgeladener Betriebspunkte alternativer Brennverfahren ermöglicht. Diese Innovationen werden bei der Konstruktion des in dieser Arbeit beschriebenen Motors und des zugehörigen Prüfstandes berücksichtigt und optimiert. Daher stellen die hier beschriebenen optisch zugänglichen Motoren nur eine Auswahl dar, die für die Konstruktion des beschriebenen Motors ausschlaggebend sind.

Eine große Weiterentwicklung des ursprünglichen Designs nach Bowditch stellten Espey und Dec 1993 vor. Sie implementierten in einen optisch zugänglichen NFZ-Motor (2,34 l) eine bewegliche Laufbuchse, um die durch den bei der dieselmotorischen Verbrennung entstehenden Ruß schnell verschmutzenden Glasbauteile zu säubern [16]. In Abbildung 2-4 ist der Mittelschnitt des Motors in geschlossener und geöffneter Position zu sehen.

Durch die feste Montage des oberen Zwischenrings am Zylinderkopf, kann nach Ablassen der Laufbuchse das Kolbenglas und die eingesetzten Fenster gereinigt werden. Eine weitere Neuerung war die Möglichkeit der Laserschnitteinkopplung auf der Ebene der Kraftstoffstrahlen durch die Rücknahme der Fenstertaschen (dargestellt auf der linken Seite). Mit dem Ersetzen eines Auslassventils durch ein weiteres Glasfenster ist die Beobachtung des Brennraumes vom Zylinderkopf aus möglich. Dieser Motor wurde für viele Einspritz- und Sprayuntersuchungen sowie Untersuchungen zur Rußentstehung verwendet [16-25].

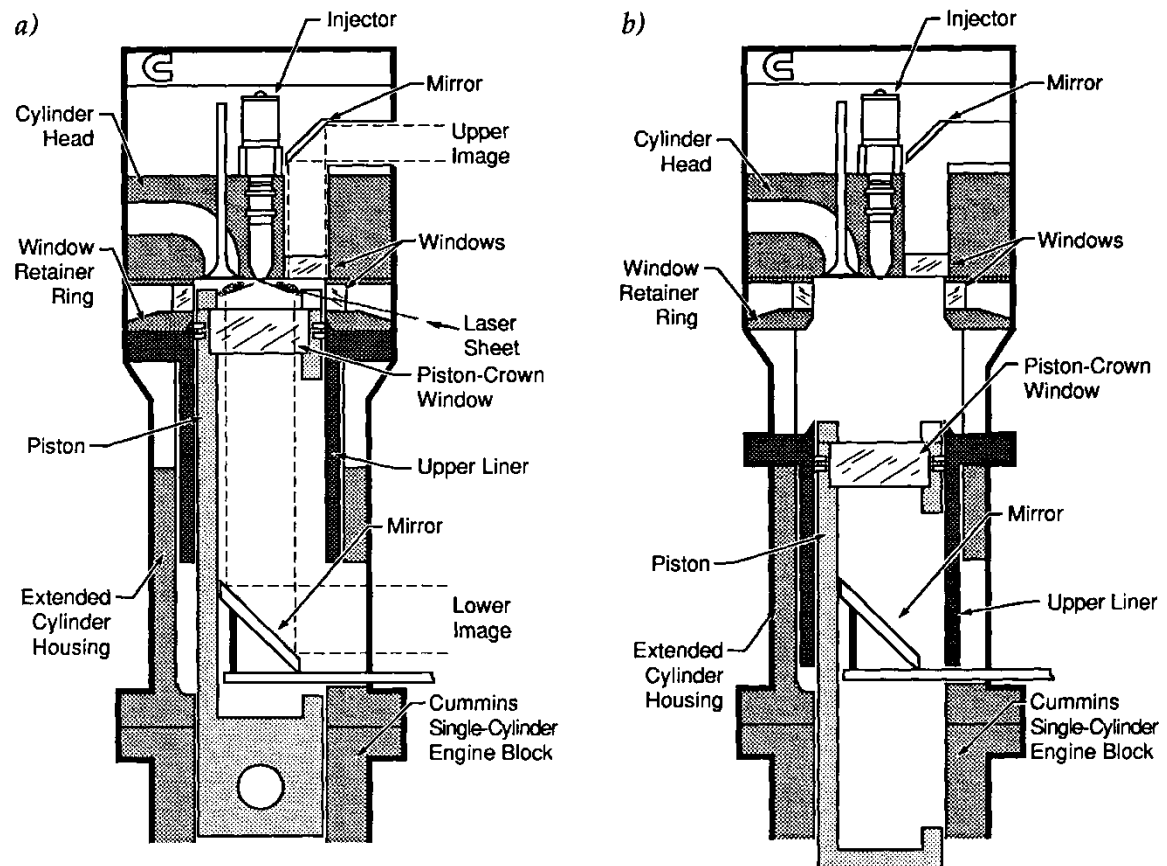


Abbildung 2-4: Erste bewegliche Laufbuchse zum Ermöglichen der schnellen Säuberung der Glasbauteile bei optisch zugänglichen Motoren. Links in geschlossener Stellung, rechts in geöffneter Stellung [16]

Dieser Motor von Espey und Dec ermöglichte allerdings keinen vollständigen seitlichen Einblick in die Brennraummulde (vgl. Abbildung 2-4), so dass Konstruktionsansätze vollständiger Kolbenkronen mit Brennraummulde aus Glas verfolgt wurden. Miles stellte im Jahr 2000 einen schnelllaufenden optisch zugänglichen Dieselmotor vor, der über ein vollständig aus Quarzglas gefertigtes Kolbenoberteil verfügt [26]. Das Prinzip und die aus den gekrümmten Glasflächen resultierenden Verzerrungen sind in Abbildung 2-5 gezeigt.

Der Mittelschnitt durch den Motor zeigt die Innovation an dieser Konstruktion. Zwei mit einem Außengewinde versehene Halbschalen, die auf der Innenkontur im Formschluss zum Kolbenglas ausgeführt sind, klemmen das Kolbenglas bei deren Einschrauben in die Kolben-

verlängerung. Mit Hilfe dieser Konstruktion ist nun auch eine direkte Adaption der Brennraumgeometrie in Form einer Omega-Kolbenmulde möglich (vgl. Kapitel 2.2.4.2.1), die für die Gemischbildung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren von großer Bedeutung ist [3].

Allerdings wird bei dieser Ausführung das Bild aus Blickrichtung 1 stark verzerrt. Im zentralen Bereich der Kolbenmulde wird das Kalibrationsbild vergrößert. Dies geschieht aufgrund der Linsenwirkung der zentralen Erhebung der Omegamulde [26]. Diese Vergrößerung ändert sich mit dem Hub der Maschine.

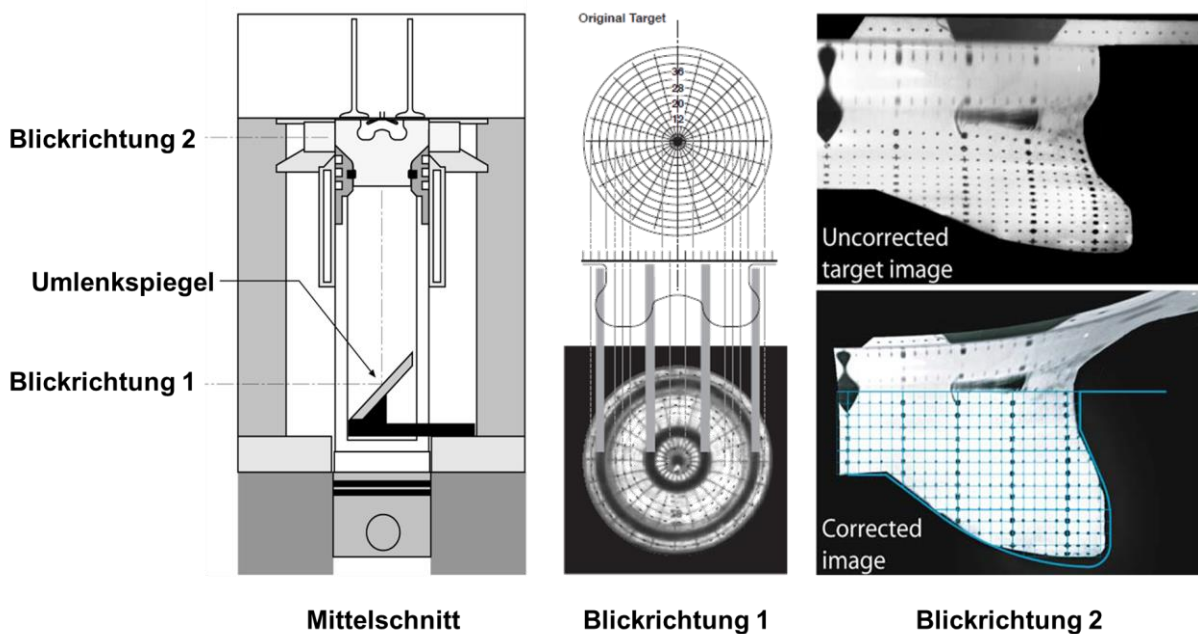


Abbildung 2-5: Ganzglaskolbenkrone mit Brennraummulde in Omegaform. Zwei Blickrichtungen und deren Abbildungsverzerrungen sind dargestellt: Blickrichtung 1 über den Umlenkspiegel und Blickrichtung 2 durch die Zylinderführung [26, 27]

Weiterhin findet an den mit grauen Balken versehenen Stellen Totalreflexion in der Kolben-glaskrone statt, so dass an diesen Stellen kein emittiertes Licht detektiert werden kann [26]. Auch der Blick durch den seitlichen optischen Zugang in die Kolbenmulde ist verzerrt. Zu sehen ist hier ein orthogonaler Blick auf ein in die Brennraummulde eingebrachtes Kalibrationsbild mit einem Punktraster (Abstand 1 mm). Durch eine geeignete Entzerrung der Aufnahmen kann ein hinreichend gut entzerrtes Bild erreicht werden. Diese Entzerrung findet für die verschiedenen Bereiche der Höhe der Kolbenmulde getrennt statt [4]. In diesem Beispiel ist die Entzerrung für den unteren Bereich der Kolbenmulde dargestellt [27].

Mit Ergebnissen aus diesem Motor wurden numerische Experimente validiert [28] und Experimente zur Wandbenetzung durch Nacheinspritzungen durchgeführt worden, um Dieselpartikelfilter zu regenerieren [29]. Weiterhin wurden mit diesem Motor viele Untersuchungen des PPCI-Brennverfahrens (Partially Premixed Compression Ignition oder auch HCLI, Homogeneous Charge Late Injection) durchgeführt [8, 30-33]. Die Lage dieses Brennverfahrens im

Kennfeld in Bezug auf die NO_x - und Rußentstehung ist in Abbildung 2-6 ersichtlich. Hier sind einige alternative Brennverfahren in Abhängigkeit des Luftverhältnisses und der Flammentemperatur eingetragen. Neben den Untersuchungen von Miles im Bereich des PPCI-Brennverfahrens, beschäftigen sich viele Untersuchungen an optisch zugänglichen Motoren mit dem HCCI-Betrieb (Homogenous Charged Compression Ignition), der ebenfalls eine gleichzeitige Vermeidung von Stickoxiden und Rußbildung zulässt.

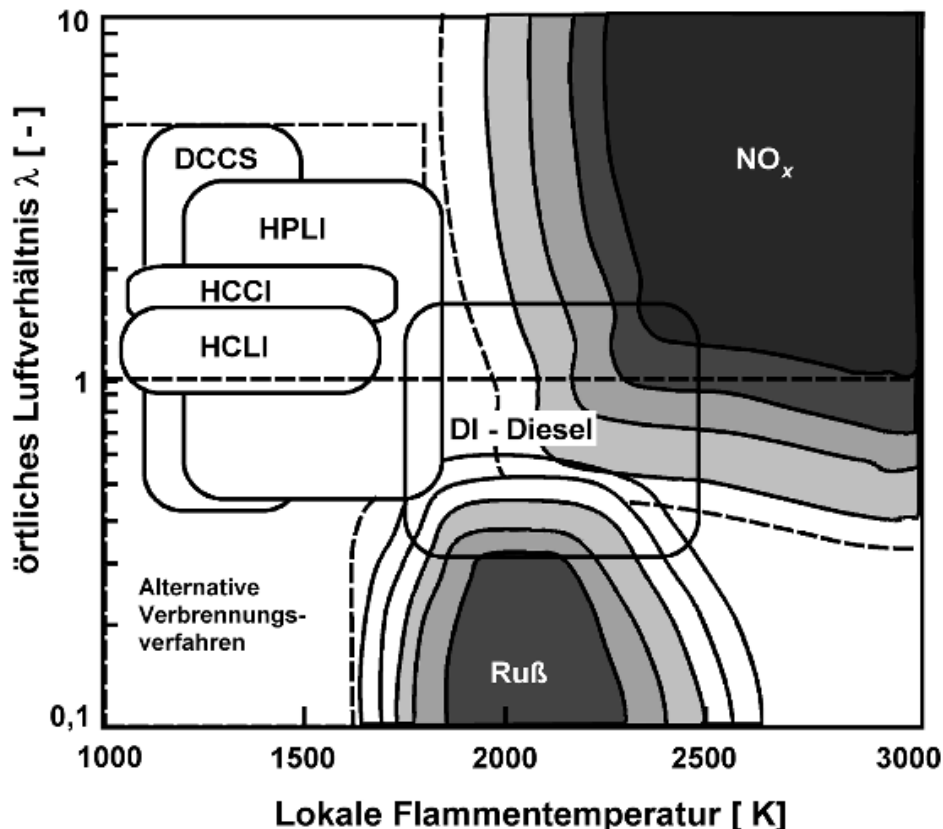


Abbildung 2-6: Betriebsbereiche alternativer Brennverfahren im Vergleich zum konventionellen DI-Dieselmotoren. Ebenfalls aufgetragen sind die Entstehungsbereiche der NO_x - und Rußemissionen. [3]

Dec und Sjöberg entwickelten 2003 einen Vollmetallmotorenprüfstand für die Untersuchung des HCCI-Betriebes in einem NFZ-Motor (0,981 l) und ergänzten diesen im Jahre 2006 durch einen optisch zugänglichen Motor, der dieselben Grundabmessungen und den gleichen Zylinderkopftyp besaß [34, 35]. Die Serienmotoren (6 Zylinder) wurden für den Einzylinderbetrieb durch Abschaltung der übrigen fünf Zylinder, die nur als Massenausgleich mitgeschleppt werden, umgerüstet. Die Besonderheit dieses Prüfstandes war die Verwendung derselben Prüfstandsperipherie für beide Motoren. Somit sind die Randbedingungen sowohl bei thermodynamischen Untersuchungen im Vollmetallmotor, als auch bei optischen Untersuchungen im optisch zugänglichen Motor gleichzuhalten. Dies ergibt eine bessere Vergleichbarkeit der eingefahrenen Messdaten und ist insbesondere für die Validation numerischer Experimente von Vorteil.

Eine Prinzipskizze der Gasversorgung des Prüfstandes ist in Abbildung 2-7 ersichtlich. Zur Vereinfachung ist hier nur ein Motor dargestellt. Die durch einen Kompressor verdichtete Luft wird nach der Entfeuchtung, Messung des Massenstroms und etwaiger Erhitzung in ein Beruhigungsvolumen geführt. Dieses Beruhigungsvolumen dient der Definition einer eindeutigen Grenze bei numerischen Simulationen.

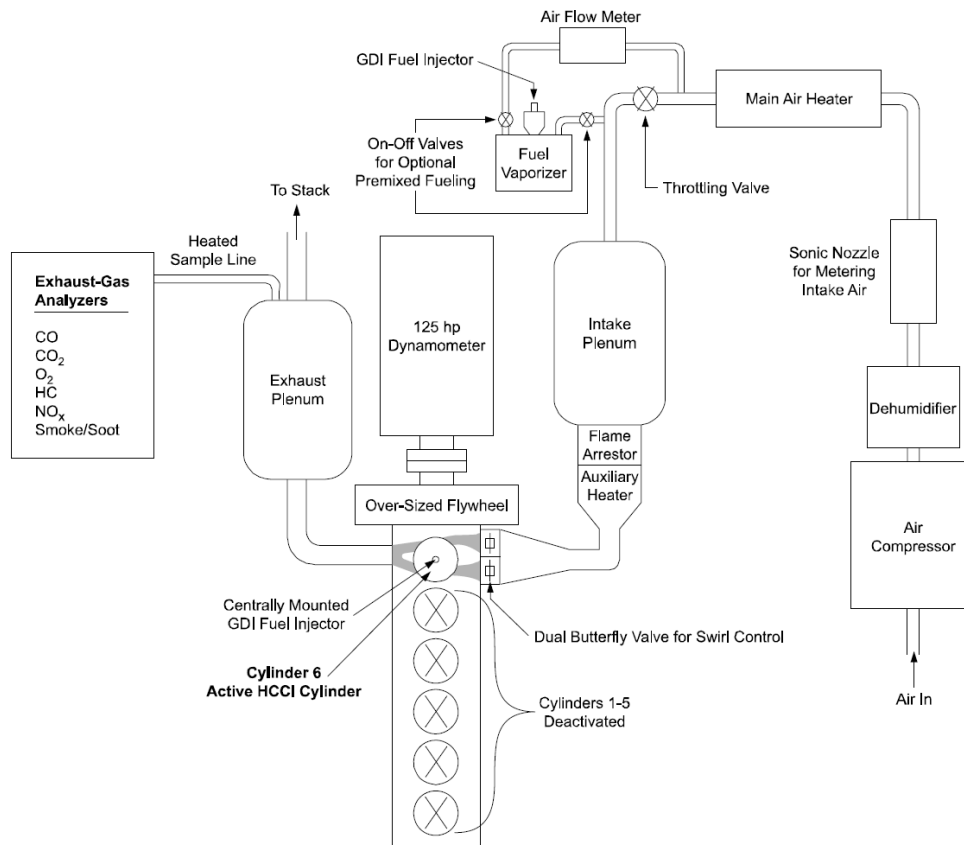


Abbildung 2-7: Gasversorgung des HCCI-Prüfstandes von Dec. Mittig angeordnet befindet sich der auf Einzylinderbetrieb umgerüstete Motor mit den Einlass- und Auslassberuhigungsvolumen [36]

Ein baugleiches Volumen ist ebenfalls auf der Auslassseite vorgesehen, um auch hier einen definierten Zustand zu schaffen. Der Gesamtprüfstand wurde für viele HCCI-Untersuchungen verwendet [34-38]. Eine Prinzipskizze dieses optisch zugänglichen Motors ist in Abbildung 2-15 zu finden. Hier ist die ursprünglich von Espey und Dec in [16] entwickelte bewegliche Laufbuchse mit einer Hydraulik ergänzt, so dass die Säuberung der Glasbauteile weiter vereinfacht wird.

In den letzten Jahren ist der Anteil der Aufladung bei Dieselmotoren im PKW-Bereich auf weit über 90% angestiegen, im Großmotoren und NFZ-Bereich auf 100% [39]. Mit dieser Entwicklung geht ein Anstieg des indizierten Mitteldrucks und des Zylinderspitzen drucks einher, welche für die Konstruktion optisch zugänglicher Motoren mit ihren Glasbauteilen erhöhte Anforderungen stellt. Um diese Hochlastanforderungen zu erfüllen, sind in den letzten Jahren optisch zugängliche Motoren entwickelt worden, die sehr robust bei Messungen

mit hohen Ladedrücken und den damit einhergehenden Zylinderspitzenrücken sind (moderner Dieselmotor).

Hotta et al. (Toyota Central R&D Labs., Inc.) stellten 2002 einen optisch zugänglichen Motor für Zylinderspitzenrücken bis 150 bar vor [40]. Für diese Zylinderdrücke wurden Saphirgläser in Kolben und Zylinderkopf eingelassen (Abbildung 2-8), da diese eine höhere Festigkeit zulassen und somit bei geeigneter Konstruktion sowohl das Gewicht reduziert, als auch die Festigkeit erhöht werden konnte. Der Nachteil hierbei ist die begrenzte Transmission von Saphirglas im UV-Wellenlängenbereich des Lichts, was einige Lasermessverfahren, die mit diesen Wellenlängen arbeiten, somit ausschließt.

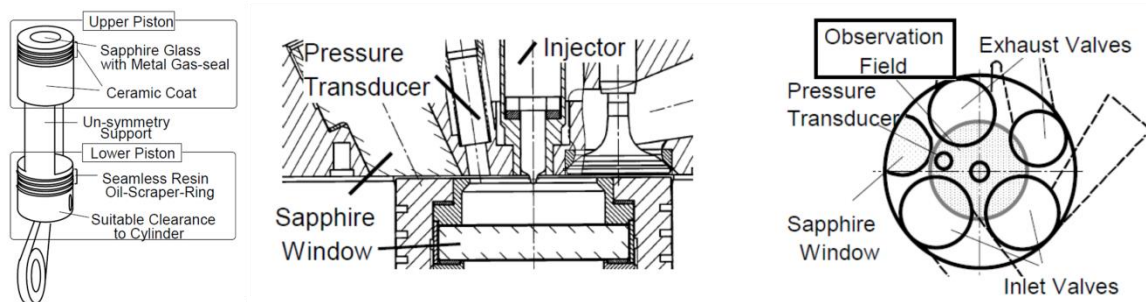


Abbildung 2-8: Hochlastmotor mit Saphirgläsern. Mittig dargestellt ist ein Mittelschnitt durch die rechteckförmige Pleuellmulde mit eingesetztem Saphirpleuellens. Weiterhin ist ein Fenster im Zylinderkopf eingelassen [40]

Das Saphirglas in der Pleuellkappe wurde über eine Metaldichtung gegenüber dem Gasdruck im Zylinder abgedichtet. Zur Verbesserung der Laufeigenschaften wurden die Pleuellringe, der Pleuell und die Pleuellbuchse mit einer Keramik beschichtet, so dass der Brennraum zu jeder Zeit ohne Verunreinigungen durch eventuell vorhandenes Schmiermittel ist. Zur weiteren Vermeidung austretender Schmiermittel aus dem Grundmotor der Maschine, wurde der untere Bereich des verlängerten Pleuels mit nahtlosen Pleuellringen aus Kunststoffharz ausgestattet.

Durch das Pleuellglas und das in den Zylinderkopf eingelassene Fenster ist die Beobachtung des Brennraumes möglich [40]. Bei diesem Motor wurde kein seitlicher Zugang realisiert, welcher sehr wahrscheinlich den hohen Anforderungen an die Festigkeit der optischen Bauteile geschuldet ist. Dieser Motor wurde für Untersuchungen zur Reduzierung von Ruß [40], als auch zur Validation numerischer Simulationen [41] verwendet.

Eine Weiterentwicklung im Bereich der hochlastfähigen und optisch zugänglichen Motoren, ebenfalls aus dem Hause Toyota, stellten Fuyuto et al. 2011 vor [42]. Dieser Motor wurde für den gesamten Betriebsbereich moderner PKW-Dieselmotoren ausgelegt und kann somit mit Zylinderspitzenrücken von bis zu 200 bar und Drehzahlen von bis zu 5000 U/min betrieben werden.

Aufgrund der Erhöhung der oszillierenden Masse durch eine Verlängerung des Kolbens und der Montage eines Glases, können die meisten ausgeführten optisch zugänglichen Motoren eine Maximaldrehzahl von nur 3000 U/min realisieren. Durch einen Massenausgleich in der Anordnung eines Boxermotors konnten Fuyuto et al. die Maximaldrehzahlen eines optisch zugänglichen Ottomotors auf bis zu 6000 U/min steigern [42]. Der Massenausgleich ist in Abbildung 2-9 gezeigt. Die zwei dem verlängerten Kolben gegenüberstehenden Kolben, besitzen zusammengenommen die gleiche Masse, so dass sich die oszillierenden Massen ausgleichen. Die rotierenden Massen werden wie üblich durch Gegengewichte an der Kurbelwelle ausgeglichen. Aufgrund der entstehenden winkelabhängigen Biegebelastung an der Kurbelwelle, muss die Amplitude dieser Biegebelastung möglichst gering gehalten werden. Dies ist bei einem Überausgleich von 60% der Fall.

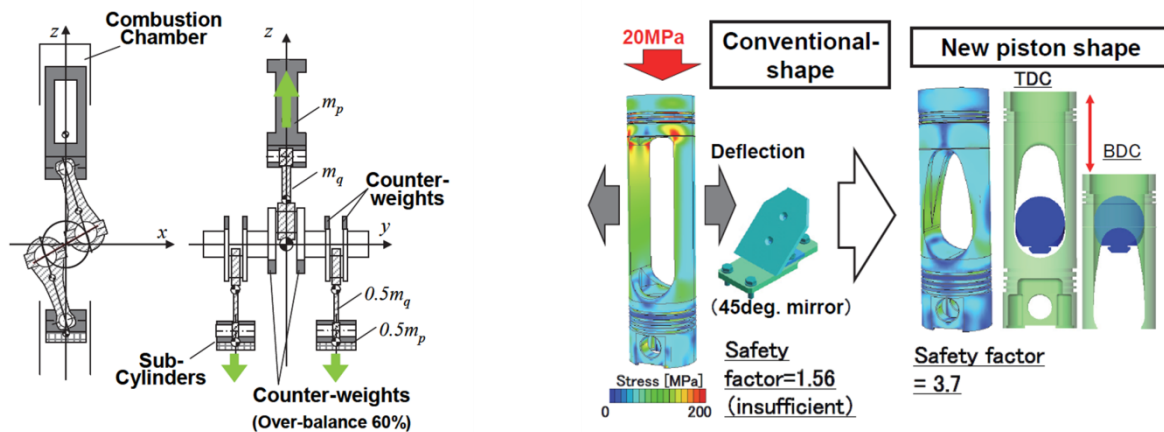


Abbildung 2-9: Hochlastmotor mit Massenausgleich in einer Boxermotorenbauweise und ein neuartiges Design einer Kolbenverlängerung, welches durch die Verringerung des oberen Radius eine höhere Belastung zulässt [42]

Auf Basis dieses Ausgleiches bauten Fuyuto et al. einen selbstgezündeten optisch zugänglichen Hochlastmotor auf, der mit den oben genannten 5000 U/min betrieben werden kann. Der Motor ist weiterhin durch eine neue Ausführung einer Pleuellensub-Gegengewicht ergänzt. Ausgehend von einer gebräuchlichen Aluminiumlegierung für den Pleuellensub-Gegewichtbau, welche eine geringe Wärmeausdehnung besitzt, wählten Fuyuto et al. eine hochfeste und hochtemperaturbeständige Aluminiumlegierung als Werkstoff für die Pleuellensub-Gegewichtverlängerung aus. Diese zeigt in der strukturmechanischen Berechnung bei einer Belastung von 200 bar eine zu geringe Sicherheit von 1,56 (vgl. Abbildung 2-9). Durch eine anschließende Anpassung der Ausnahmeform für den Umlenkspiegel durch eine Verkleinerung des oberen Radius, konnte die Sicherheit unter gleichen Randbedingungen auf einen ausreichenden Faktor von 3,7 gesteigert werden. Der Nachteil hierbei ist ein eingeschränkter Sichtbereich im Pleuellensub-Gegewichtbereich um den unteren Totpunkt. Da bei der konventionellen dieselmotorischen Applikation Einspritzung und Verbrennung hauptsächlich im Bereich um den oberen Totpunkt stattfinden, ist diese Einschränkung vertretbar.

2.1.3. Randbedingungen der Auslegung

Für die Auslegung eines Prüfstandes, wie er in dieser Arbeit beschrieben wird, sind zunächst die Randbedingungen zu bestimmen. Auf Basis dieser Werte kann anschließend die Konstruktion und Berechnung erfolgen.

Der gesamte Aufbau soll unter anderem der Validierung numerischer Simulationen dienen. Numerische Simulationen dienen u.a. der Abbildung von Strömungen, ohne die betreffenden Bauteile real ausführen zu müssen. Dadurch ist eine Vorhersage in Verbindung mit einer Zeit- und Kostenersparnis bei der Entwicklung technischer Bauteile möglich, da diese Bauteile nicht real ausgeführt werden müssen. Zumal ein Entwicklungsprozess häufig mehrere Entwicklungsstufen beinhaltet, die nicht alle als reale Bauteile ausgeführt werden müssen. Aufgrund von Vereinfachungen und mathematischer Diskretisierungen der zugrundeliegenden Grundgleichungen in numerischen Simulationen kann die tatsächliche Physik nicht genau abgebildet werden, was zu Fehlern in der Simulation führt. Um diese Fehler zu quantifizieren und dadurch die Verfahren zu verbessern, werden die Ergebnisse eines numerischen Simulationsexperimentes mit Messdaten der real ablaufenden Physik validiert.

Die Strömungen in einem Verbrennungsmotor werden über solche numerische Simulationen untersucht. Für die Validierung dieser Rechenalgorithmen werden zeit- und orts aufgelöste Daten benötigt. Diese Daten können durch einen vollständigen optischen Zugang in den Brennraum eines Verbrennungsmotors realisiert werden, wie er durch Motoren der Bowditch-Bauweise bereitgestellt wird. Jedoch wird dabei aufgrund des hohen Oberflächenanteiles des eingebrachten Glases die Thermodynamik des ursprünglichen Motors verändert. Durch eine geringere Wärmeleitfähigkeit des Glases gegenüber den herkömmlichen in Verbrennungsmotoren verbauten Stahl- und Aluminiumwerkstoffen, ist der Wärmeübergang während der Kompressionsphase unterschiedlich, so dass die Zustände im oberen Totpunkt zum Zeitpunkt der Zündung ohne weitergehenden Aufwand nicht gleich gehalten werden können.

Für einen vollständigen Validationsdatensatz, der nicht nur optisch messbasierte Ergebnisse liefert, sondern ebenfalls thermodynamische Ergebnisse, wird der Prüfstand als Doppelmotorenprüfstand ausgeführt. Deshalb wird ein optisch zugänglicher Motor durch einen modifizierten Vollmetallmotor ergänzt und mit der gleichen Prüfstandsperipherie betrieben. Dadurch sind die Ergebnisse kombinierbar und liefern alle relevanten Daten.

Weiterhin können die oben genannten Unterschiede durch diese Kombination der zwei Maschinen genauer quantifiziert werden. Durch Konditionierung der Ladungsmasse, d.h. durch eine Regelung hinsichtlich des Drucks und der Temperatur, können die Abweichungen im oberen Totpunkt kompensiert werden. Der prinzipielle Aufbau der Zweiseitigkeit des Prüfstandes ist in Abbildung 2-10 ersichtlich.

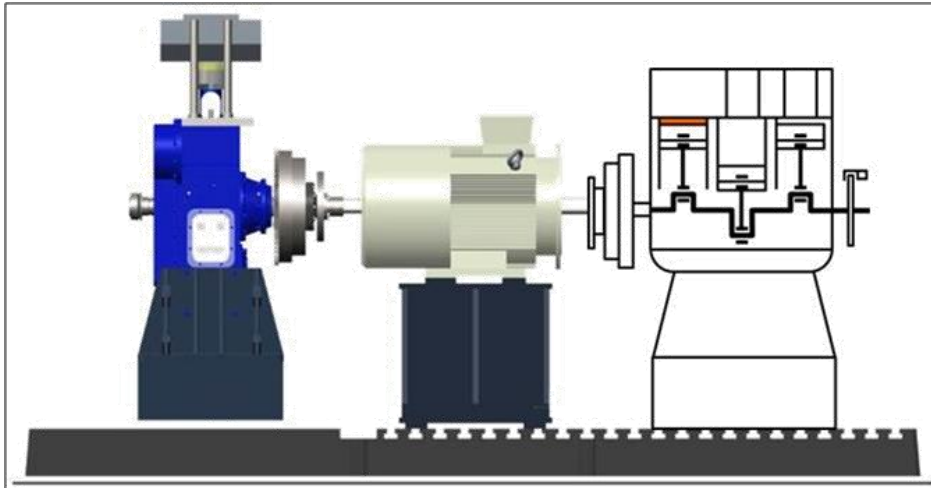


Abbildung 2-10: Prinzipaufbau des optisch / thermodynamischen Prüfstandes mit zentraler Lastmaschine und linksseitig angekoppeltem optisch zugänglichen Motor. Rechts ist der Vollmetallmotor angedeutet.

Hier ist mittig eine Lastmaschine mit zwei Wellenenden ausgeführt, die entweder mit dem links dargestellten optisch zugänglichen Motor oder mit dem rechts angedeuteten Vollmetallmotor verbunden ist. Der optisch zugängliche Motor ist ein Einzylindertriebwerk mit einem Serienzylinderkopf in Mehrzylinderbauweise. Daher ist der Vollmetallmotor auf den Einzylinderbetrieb modifiziert, indem zwei der hier dargestellten drei Zylinder ohne Kompression ausgeführt sind und nur als Massenausgleich mitlaufen. Ein solches Konzept ist wie bereits in Kapitel 2.1.2 beschrieben durch Dec et al. umgesetzt [34-36].

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Auslegung der gesamten Prüfstandsperipherie unter Beachtung dieser Zweiseitigkeit. Der Aufbau des thermodynamischen Vollmetallmotors wird im Anschluß an den Aufbau des Prüfstandes und des optisch zugänglichen Hochlastmotors begonnen und wird in dieser Arbeit nicht beschrieben.

Weil bereits ein optisch zugänglicher Ottomotor in der Forschungsgruppe vorhanden war, ist die Vorgabe der Institutsleitung, einen optisch zugänglichen Dieselmotor zu entwickeln. Dieser Motor soll die modernen Motorenkonzepte, wie Aufladung und damit einhergehende hohe Verbrennungsspitzen drücke im Dieselmotorenbereich, abdecken und somit im bei hoher Last anwendbar sein. Weiterhin sollen alle zugeführten Medien temperierbar sein, um die Randbedingungen des Experiments eindeutig zu definieren.

1.2.3.1. Konzept und Grundaufbau unter Beachtung der gegebenen Randbedingungen

Die im vorangegangenen Kapitel genannten Randbedingungen sind in der folgenden Tabelle 2.1 konkretisiert.

Der Einlassdruck des Beschickungsgases soll bis 3,5 bar regelbar sein, um den Motor sowohl im Saugbetrieb als auch im Aufladebetrieb betreiben zu können. Als Beschickungsgase sind

zunächst Luft und Stickstoff vorzusehen. Stickstoff ist zum einen notwendig, um bei einem selbstgezündeten Motor Kraftstoff in den Zylinder einzubringen ohne eine anschließende Verbrennung zu erhalten. Dies kann für unterschiedliche Untersuchungen hinsichtlich der Einspritzungen notwendig sein. Zum anderen wird Stickstoff benötigt, um die im Serienmotor ausgeführte Abgasrückführung zu simulieren. Die Abgasrückführung wird in Serienmotoren ausgeführt, um die Verbrennungsspitzen-temperatur und damit verbunden die NO_x -Emissionen zu senken. Ein optisch zugänglicher Motor kann aufgrund der thermischen Belastung der Glasbauteile nicht in allen Betriebsbereichen kontinuierlich gefeuert werden. D.h. es wird ein „skip-fire-Modus“ gefahren, welcher z.B. nur jeden 5. Arbeitszyklus des Motors feuert und somit die thermischen Belastungen niedrig hält. Daher kann keine reale Abgasrückführung mit repräsentativer Zusammensetzung an einem solchen Motor ausgeführt werden. Um den Anteil des inerten Abgases an der Ladungsmasse dennoch zu simulieren, wird der Frischluft eine definierte Menge Stickstoff beigemischt. Der Stickstoff stellt somit eine „synthetische“ Abgasrückführung dar.

Die gesamte Gasversorgung soll erweiterbar sein, um zukünftig weitere Gase, wie z.B. Wasserstoff oder Methan in den Zylinder einzubringen.

Die Temperatur des Einlassgases soll im Bereich von 20 – 250 °C regelbar sein, um den optisch zugänglichen Motor zum einen mit einer definierten Einlasstemperatur betreiben zu können und zum anderen um das Gas bei bestimmten Brennverfahren, wie z.B. HCCI, vorwärmen zu können und somit eine ausreichende Verdichtungs-temperatur für die Zündung eines mageren Brennstoff-Luftgemisches gewährleisten zu können.

Tabelle 2.1: Geplante Randbedingungen des optisch zugänglichen Hochlastmotors

Randbedingungen	Wert
Brennverfahren	Diesel, HCCI
Einlassdruck (Ladedruck)	Regelbar bis 3,5 bar
Einlasstemperatur	Regelbar von 20 – 250 °C
Drehzahlbereich	0 – 3000/4000 U/min
Kühlmittel	Regelbar von 20 – 100 °C
Schmierstoff	Regelbar von 20 – 100 °C
Verbrennungsspitzen- druck	200 bar

Der einstellbare Drehzahlbereich des optisch zugänglichen Motors soll von Stillstand bis zu einer maximalen Drehzahl von 3000 U/min liegen. Die Maximaldrehzahl ist bei einem optisch zugänglichen Motor nach Bowditch-Bauweise gegenüber dem Serienaggregat zu reduzieren, da die eingebrachten Bauteile die oszillierenden Massenkräfte wesentlich erhöhen. Für die Realisierung höherer Drehzahlen und damit verbundenen höheren Massenkräften, sind weitreichende konstruktive Veränderungen am Grundmotor vorzunehmen [42]. Für die Aus-

legung der Lastmaschine des Prüfstandes wird die Maximaldrehzahl des thermodynamischen Vollmetallmotors auf 4000 U/min festgelegt.

Für den weiter oben schon genannten Betrieb mit definierten Randbedingungen des optisch zugänglichen Motors sollen die Betriebsstoffe Kühl- und Schmiermittel in der Temperatur konditionierbar sein. Weiterhin wird ein Verbrennungsspitzenruck von 200 bar als Konstruktions- und Berechnungsvorgabe festgelegt, welcher dem Stand der Technik heutiger Serienmotoren entspricht und eine Herausforderung in der Gesamtkonstruktion darstellt [42].

1.2.3.2. Einordnung der betrieblichen Randbedingungen im Vergleich zu bestehenden optisch zugänglichen Verbrennungsmotoren

Im Folgenden sind Vergleichsdiagramme unterschiedlicher Randbedingungen gezeigt, die eine Einordnung des optisch zugänglichen Hochlastmotors hinsichtlich seiner Betriebsrandbedingungen möglich machen. Diese Daten stützen sich auf eine umfangreiche Recherche, von der hier nur ein Teil vorgestellt werden kann. Dabei berücksichtigen die vorgestellten Vergleiche überwiegend optisch zugängliche Dieselmotoren der PKW-Klasse, da diese dem in dieser Arbeit entwickelten optisch zugänglichen Motor entsprechen.

Das erste Balkendiagramm in Abbildung 2-11 enthält den Zylinderspitzenruck als Vergleichswert. Dieser Wert ist für die Auslegung eine zentrale Randbedingung, da sie die Haltekonstruktion, sowie die Konstruktion der optischen und mechanischen Bauteile des Zylinders direkt beeinflusst und bestimmt.

In hellgrauer Farbe sind realisierte Zylinderspitzenrücke aufgetragen, die aus Veröffentlichungen bekannt sind. Die dunkelgrauen Balken kennzeichnen zusätzlich den maximalen Wert der Auslegung, falls dieser explizit in einer Veröffentlichung genannt wird, bzw. bei dem jeweils beschriebenen Motor bekannt ist.

Der schon oben vorgestellte optisch zugängliche Motor von Miles (Sandia National Laboratories, USA) wurde in einer Vergleichsstudie hinsichtlich der Verbrennung und der Entstehung von Emissionen zwischen einem optisch zugänglichen Motor und einem Vollmetallmotor bis zu einem Zylinderspitzenruck von 115 bar betrieben [8]. Der optisch zugängliche Motor der Universität Brighton wurde durch Menkiel et al. [43] mit ULSD (ultra-low sulphur Diesel fuel) in einer Studie zur Rußentstehung bis zu einem Zylinderspitzenruck von 90 bar betrieben.

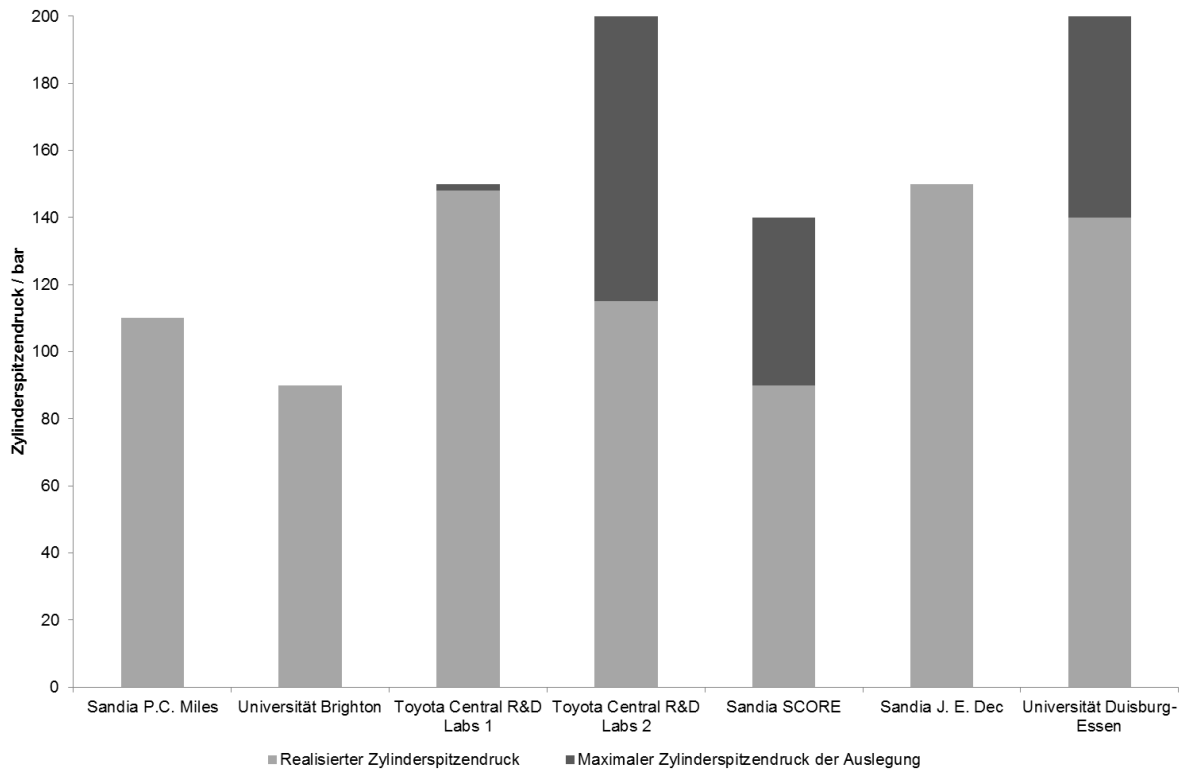


Abbildung 2-11: Vergleich des maximalen Zylinderspitzenendrucks verschiedener optisch zugänglicher Motoren. Die Maximalwerte von 200 bar werden von der Maschine der Toyota R&D Labs und der hier behandelten Maschine erreicht.

Die Toyota R&D Labs verfügen über zwei hochlastfähige optisch zugängliche Dieselmotoren, die hier entsprechend ihrer zeitlichen Entstehung nummeriert sind. Der erste dieser Motoren, vorgestellt im Jahre 2002 durch Hotta et al. [40], realisierte in Rußuntersuchungen einen Zylinderspitzenendruck von 150 bar [40]. Dieser Wert entspricht bei diesem optisch zugänglichen Motor auch dem maximalen Auslegungswert [42]. Der zweite hochlastfähige Dieselmotor ist eine Weiterentwicklung und für Zylinderspitzendrücke von bis zu 200 bar ausgelegt. Dieser Motor wurde im Jahre 2011 durch Fuyuto et al. vorgestellt und zum Funktionsnachweis mit einem Zylinderspitzenendruck von 115 bar betrieben [42].

Der in dieser Arbeit behandelte Motor (Universität Duisburg-Essen in Abbildung 2-11) ist ebenfalls mit einem Auslegungswert von 200 bar Zylinderspitzenendruck konstruiert und berechnet. Realisiert sind in diesem Motor Spitzenendrucke von bis zu 140 bar, die später vorgestellt werden und hier zur Veranschaulichung vorweggenommen werden.

Zur Verdeutlichung der Tatsache, dass diese Werte hoch sind, sind zusätzlich zwei optisch zugängliche Motoren aus dem Schwerlastbereich in das Diagramm der Abbildung 2-11 eingefügt. Die in den Sandia National Laboratories entwickelten optisch zugänglichen Motoren SCORE (Sandia Compression-Ignition Optical Research Engine) und der schon in Kapitel 2.1.2 vorgestellte Motor von Dec. Der SCORE-Motor wurde von Martin et al. im Jahr 2006 mit einem Zylinderspitzenendruck von 90 bar betrieben [44]. Der Auslegungswert für den

maximalen Zylinderspitzen­druck beträgt 140 bar [45]. Der optisch zugängliche Motor von Dec wurde 2010 im hochaufgeladenen HCCI-Betrieb mit einem Zylinderspitzen­druck von 150 bar gefahren [38].

Insgesamt zeigt sich durch den Vergleich in Abbildung 2-11, dass der in dieser Arbeit entwickelte optisch zugängliche Motor durch seine Randbedingungen und realisierten Zylinderspitzen­drücke dem Stand der Technik entspricht oder ihn übertrifft.

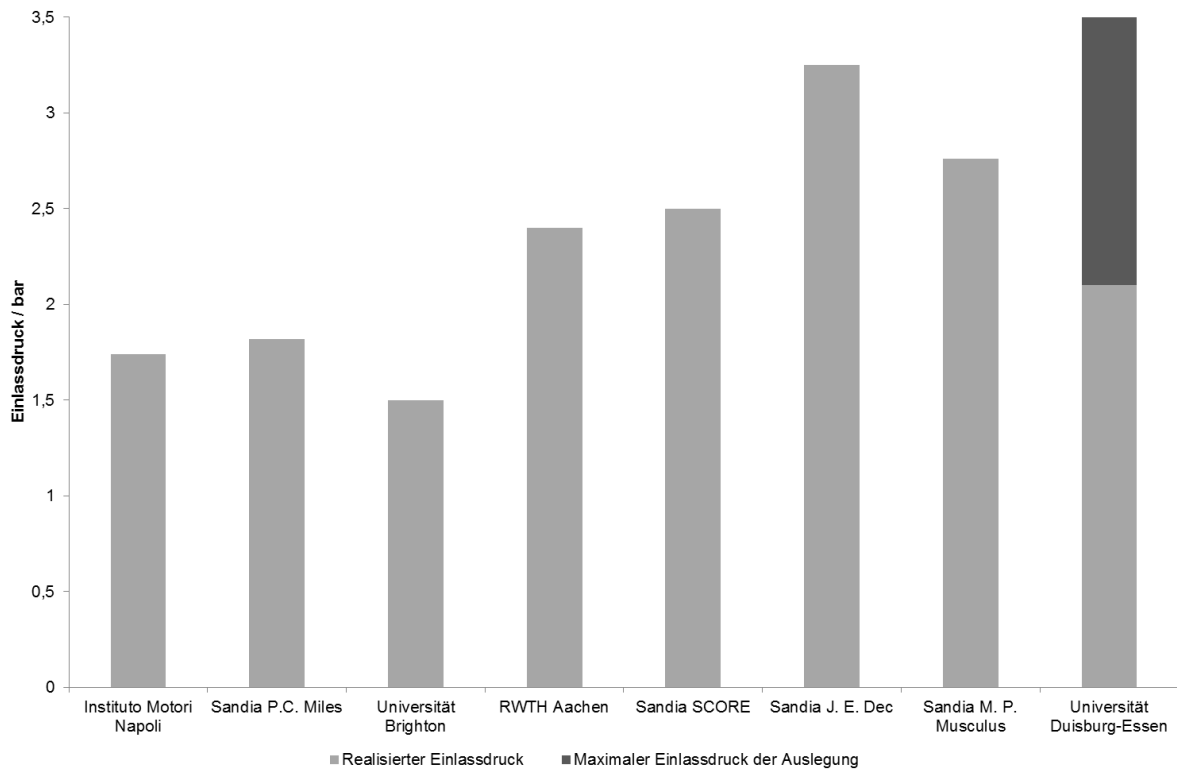


Abbildung 2-12: Vergleich des maximalen Einlassdrucks verschiedener optisch zugänglicher Motoren. Den höchsten realisierten Wert erreicht der Motor von Dec. Der hier beschriebene Motor übertrifft diesen Wert in der Auslegung.

Um Zylinderspitzen­drücke in den vorgestellten Bereichen der Abbildung 2-11 realisieren zu können, ist eine Aufladung des Motors notwendig. Für die Einordnung des hier geplanten Einlassdrucks von bis zu 3,5 bar (Tabelle 2.1), ist ein Vergleich der Einlassdrücke verschiedener optisch zugänglicher Motoren in der Abbildung 2-12 abgebildet. Die Farbzueweisung ist entsprechend der vorigen Abbildung hellgrau für bereits realisierte Werte und dunkelgrau für den Auslegungswert, der allerdings nur für den in dieser Arbeit vorgestellten Motor bekannt ist.

Die ersten vier genannten optisch zugänglichen Motoren sind dem PKW-Bereich zuzuordnen. Hier sind Einlassdrücke im Bereich von 1,5 bis 2,4 bar realisiert worden. Bei Sprayuntersuchungen des Instituto Motori wurde für einen Betriebspunkt mit 10 bar indiziertem Mittel­druck ein Einlassdruck von 1,74 bar angelegt [46]. Miles realisierte in einem Vergleich der

Verbrennung und Emissionen zwischen einem optisch zugänglichen Motor und einem geometriegleichen Vollmetallmotor einen Einlassdruck von 1,82 bar, um das effektiv niedrigere Kompressionsverhältnis des optisch zugänglichen Motors im Vergleich zum Vollmetallmotor auszugleichen [8]. Durch die Anhebung des Einlassdrucks und der Einlasstemperatur kann so der thermodynamische Zustand am Verdichtungsende angepasst werden.

In einer Untersuchung hinsichtlich des Einspritzkonzeptes wurde der optisch zugängliche Motor der Universität Brighton von Diez und Zhao mit einem Einlassdruck von 1,5 bar betrieben [47]. In einer Kooperationsarbeit der RWTH Aachen und der FEV Aachen wurde ein optisch zugänglicher Motor mit unterschiedlichen Kraftstoffen betrieben und die Vermischung des jeweiligen Kraftstoffes durch die Zylinderinnenströmung bewertet. Bei diesen Untersuchungen wurde der Motor mit einem Einlassdruck von 2,4 bar betrieben [48].

Wie schon beim Vergleich des maximalen Zylinderspitzen drucks lohnt an dieser Stelle ein Vergleich zu ausgeführten optischen Motoren aus dem Schwerlastbereich. Die drei genannten Maschinen in Abbildung 2-12, allesamt aus den Sandia National Laboratories, können hohe Einlassdrücke realisieren. So wurde der SCORE-Motor durch Cheng et al. mit einem Einlassdruck von 2,5 bar betrieben, um den Einfluss von Decansäuremethylester auf die Verbrennung zu untersuchen [49]. Bobba, Musculus und Neel untersuchten 2010 den Effekt von Nacheinspritzungen auf die Rußbildung und stellen hierfür einen Einlassdruck von 2,76 bar ein [50].

Dec und Yang fuhren 2010 hochaufgeladene HCCI-Betriebspunkte an, um hohe Leistungen zu generieren bei gleichzeitigen niedrigen NO_x -Emissionen [38]. In der höchsten durchgeführten Aufladung realisierten die Autoren mit einem Einlassdruck von 3,25 bar einen indizierten Mitteldruck von 16,34 bar. In diesem Betriebspunkt wurde auch der schon in Abbildung 2-11 genannte Zylinderspitzen druck von 150 bar erreicht.

Der optisch zugängliche Motor dieser Arbeit ist mit einem Einlassdruck von 2,1 bar in den in Kapitel 4 vorgestellten Messungen betrieben worden und ist damit in den Bereichen realisierter Einlassdrücke aufgeladener optischer Motoren aus dem PKW-Bereich anzusiedeln. Mit dem Auslegungsfall von 3,5 bar Ladedruck stellt der Prüfstand Reserven zur Verfügung, um in die Bereiche hochaufgeladener Schwerlastmaschinen aus dem LKW-Bereich zu gelangen und diese auch zu übertreffen, um etwaige Untersuchungen an alternativen Brennverfahren durchzuführen.

Zur Kraftstoffzerstäubung und der anschließenden Vermischung im Zylinder werden heute sehr hohe Einspritzdrücke benutzt. Abbildung 2-13 zeigt Kraftstoffdrücke verschiedener optisch zugänglicher Motoren. Sofern in den recherchierten Veröffentlichungen Maximaldrücke der verbauten Kraftstoffanlage genannt sind, werden diese Daten wieder dunkelgrau dargestellt. Realisierte Kraftstoffdrücke sind hellgrau dargestellt.

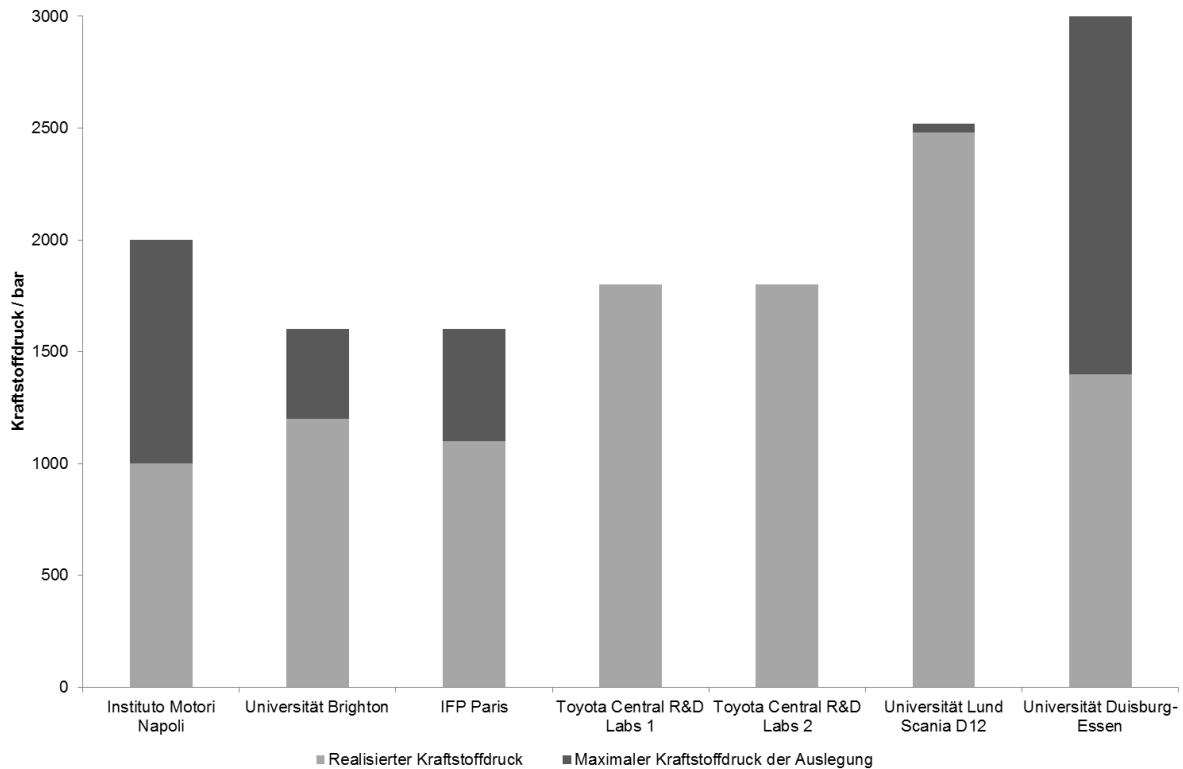


Abbildung 2-13: Vergleich des maximalen Kraftstoffdrucks verschiedener optisch zugänglicher Motoren. Die an dem hier beschriebenen Motor verwendete Pumpe stellt mit 3000 bar den höchsten Kraftstoffdruck zur Verfügung.

Der optisch zugängliche Motor des Instituto Motori wurde 2007 durch Mancaruso et al. mit einem Kraftstoffdruck von 1000 bar im HCCI-Betrieb gefahren [51]. Der maximal mögliche Kraftstoffdruck des verbauten Systems liegt bei 2000 bar [52]. Der maximal mögliche Kraftstoffdruck der optisch zugänglichen Motoren der Universität Brighton und des IFP Paris liegt bei 1600 bar [5, 53]. Bei der Untersuchung eines Injektors mit engem Spraywinkel wurde der Motor der Universität Brighton durch Gill und Zhao mit einem Kraftstoffdruck von 1200 bar betrieben. Das IFP realisierte 2004 einen Kraftstoffdruck von 1100 bar.

Die Toyota Central R&D Labs veröffentlichen Ergebnisse mit Kraftstoffdrücken von 1800 bar für derer beider optisch zugänglicher Motoren [42, 54]. Hier ist sehr wahrscheinlich von baugleichen Kraftstoffsystemen an beiden Motoren auszugehen.

Auch bei dem Vergleich des maximalen Kraftstoffdrucks wird ein optisch zugänglicher Motor aus dem Schwerlastbereich herangezogen, da dieser die höchsten realisierten Kraftstoffdrücke in der gesamten Recherche abbildet. Einer der optisch zugänglichen Motoren der Universität Lund (Scania D12) wurde 2013 durch Chartier et al. mit dem maximalen Kraftstoffdruck von 2500 bar in einer Einspritzstrahluntersuchung betrieben [55, 56].

Durch die später vorgestellten Vergleichsdaten wird deutlich, dass der hier vorgestellte optisch zugängliche Motor mit seinem Kraftstoffsystem den Stand der Technik optisch zugäng-

licher Motoren mit Kraftstoffdrücken bis zu 3000 bar übertreffen kann. Ausgeführt sind bis jetzt Messungen bis 1400 bar bzw. 1600 bar bei der Durchflussmessung des Injektors (vgl. Kapitel 4.2.1). Der Injektor ist derzeit das druckbegrenzende Bauteil mit einem Maximaldruck von 1800 bar.

Zusammenfassend zeigen die Vergleiche das hohe Niveau des optisch zugänglichen Hochlastmotors im internationalen Vergleich. Mit seinen Randbedingungen übertrifft der Motor die meisten ausgeführten Maschinen. Die erst in Kapitel 4 beschriebenen realisierten Werte wurden hier vorweggenommen und kurz vorgestellt, um diese ebenfalls einzuordnen. Hierbei lässt sich festhalten, dass die einzelnen realisierten Werte den Stand der Technik widerspiegeln und in ihrer Kombination, insbesondere mit der unten behandelten Medienkonditionierung, deutlich darüber hinausgehen.

2.2. Konstruktion und Berechnung ausgewählter Baugruppen

Bei der Auslegung eines wie in dieser Arbeit beschriebenen Aggregates kommen verschiedene ingenieurtechnische Verfahren zum Einsatz. Hierbei zu nennen ist die CAx-Entwicklungskette (computer-aided technology), die in Abbildung 2-14 dargestellt ist. Das ‚x‘ steht für die verschiedenen Ablaufschritte in der Kette. In dieser Arbeit sind die Teilschritte CAD, CAE und CAM verwendet worden.

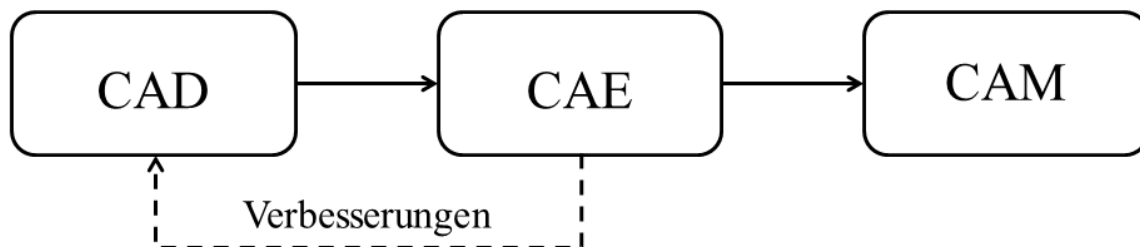


Abbildung 2-14: CAx Entwicklungskette

Durch das rechnergestützte Modellieren (computer-aided design), hier durchgeführt in der Lehrversion des kommerziellen Programmes PTC Creo, werden die zu entwickelnden Bauteile am Rechner entworfen und anschließend im CAE-Bereich (computer-aided engineering) desselben Programmes den zu erwartenden thermischen und strukturmechanischen Belastungen ausgesetzt.

Durch die aus diesem Bereich gewonnenen Ergebnisse lassen sich Aussagen auf die Belastbarkeit und Haltbarkeit des einzelnen Bauteils unter Beachtung des entsprechenden Einsatzbereiches machen. Bei Verfehlen der beabsichtigten Eigenschaften kann im CAD-Bereich nachgebessert werden. Diese Vorgehensweise mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode wurde unter anderem am anschließend beschriebenen Halterahmen des Motors (Kapitel 2.2.1) angewendet.

Das auskonstruierte Bauteil kann abschließend mit einem CAM-System (computer-aided manufacturing) auf einer entsprechenden Werkzeugmaschine gefertigt werden. Hierbei wird das konstruierte CAD-Bauteil in eine CAM-Datei überführt und das zeitaufwendige Erstellen von technischen Zeichnungen entfällt. Diese Vorgehensweise fand Anwendung in der Herstellung der Einlass- und Auslasskanäle (Kapitel 2.2.5).

2.2.1. Halterahmen

Um die aus dem Verbrennungsdruck entstehenden Kräfte aufzunehmen und die einzelnen Motorenkomponenten in Position zu halten, wird ein massiver Halterahmen entwickelt. Dieser verfolgt das von J. Dec [38] realisierte Konzept der Umlenkung des Kraftflusses über

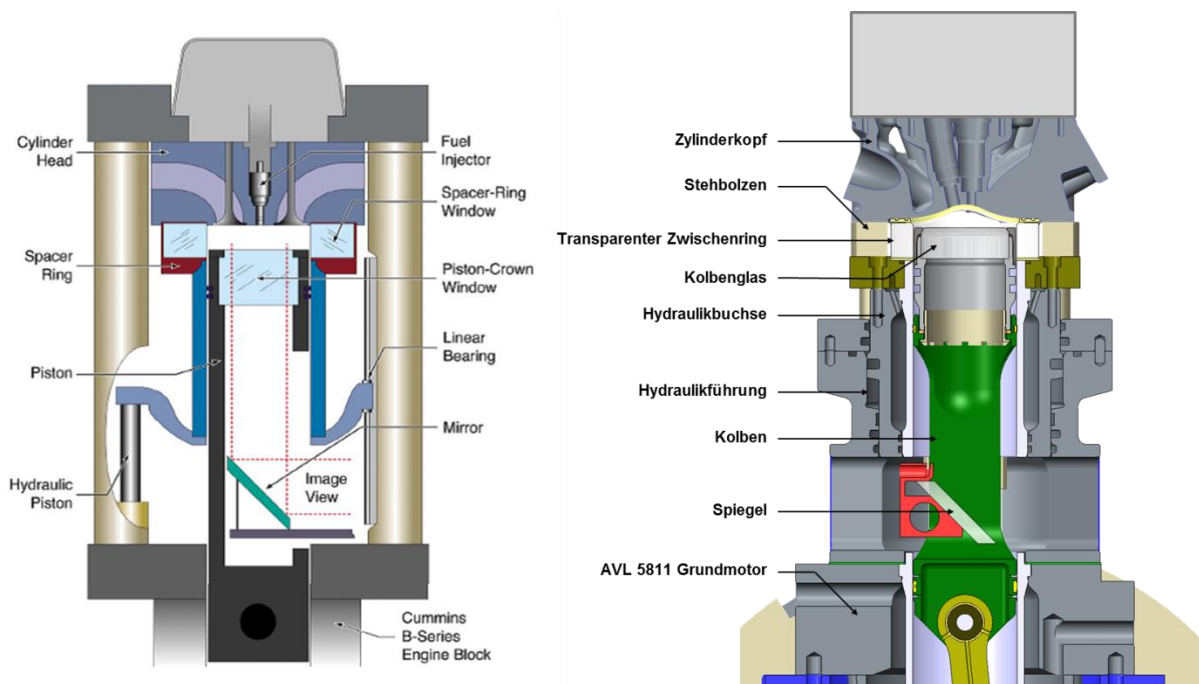


Abbildung 2-15: Mittelschnitt durch den Motor von Dec et al. [35] (links) mit dem Haltekonzept außen angeordneter Stempel und durch den optisch zugänglichen Ottomotor der Universität Duisburg-Essen [57] (rechts) mit dem Haltekonzept der Zylinderkopfschrauben.

außerhalb angeordneter Stempel, wie in Abbildung 2-15 auf der linken Seite abgebildet. Daneben ist ein anderes Konzept gezeigt, das an der Universität Duisburg-Essen ausgeführt ist. Hierbei werden die entstehenden Kräfte nicht durch Haltesäulen umgelenkt, sondern ähnlich wie bei einem Serienmotor mittels Zylinderkopfschrauben direkt in den Motorblock geleitet und aufgenommen. Dadurch wird der gesamte Aufbau im Vergleich zu dem Konzept der Kraftflussumlenkung zwar kompakt gehalten, jedoch wird der Zugang zu den transparenten Bauteilen durch die sehr nahe an der Zylinderlaufbuchse verlaufenden Stehbolzen beeinträchtigt. Einen guten Kompromiss zwischen eben dieser Zugänglichkeit und das Auffangen sehr hoher Kräfte stellt das Konzept der vorgestellten Kraftflussumlenkung dar. In Tabelle 2.2 sind

die spezifischen Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Lösungskonzepte noch einmal zusammengefasst.

Tabelle 2.2: Vergleich der Baukonzepte

Vergleichskategorie	Konzept Zylinderkopfschrauben	Konzept Haltesäulen
Benötigter Bauraum	+	-
Zugänglichkeit	o	+
Maximale Kraftaufnahme	o	+

Der in dieser Arbeit konstruierte Halterahmen ist in Abbildung 2-16 durch ein Rendering dargestellt. Um die Anforderungen zu verdeutlichen sind hier zusätzlich einige Motorenkomponenten eingeblenet. Die untere Grundplatte (gelb) bildet die Basis für den Aufbau und stellt die Verbindung zum bestehenden Grundmotor her. Auf dieser Grundplatte sind punktsymmetrisch zur Zylinderbohrung die vier außen angeordneten Stempel befestigt, auf denen die Halteplatte montiert ist.

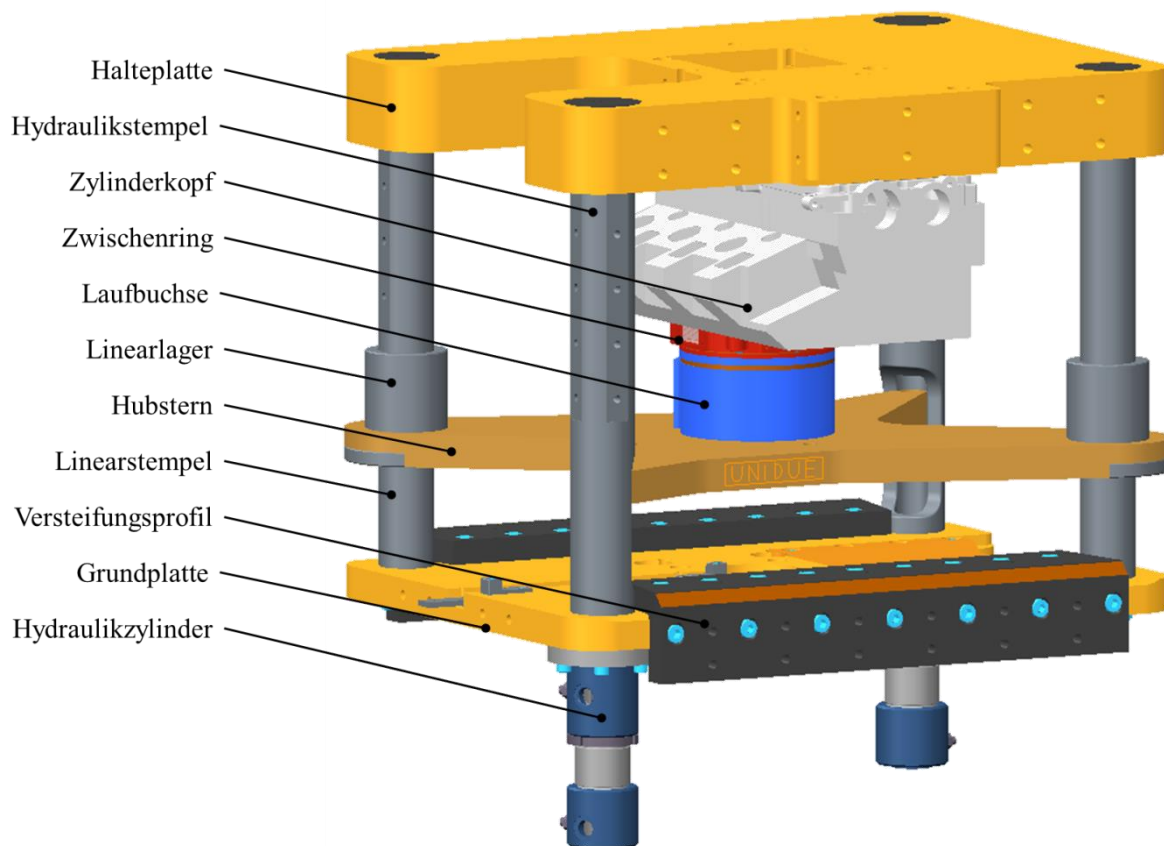


Abbildung 2-16: Der Halterahmen des optisch zugänglichen Hochlastmotors mit angrenzenden Motorkomponenten. Der Hubstern ist mit den Hydraulikzylindern beweglich, so dass die Fenster des Zwischenringes gesäubert werden können.

Unter der in Abbildung 2-16 ebenfalls gelb dargestellten Halteplatte sind der Zylinderkopf des Verbrennungsmotors und der rot dargestellte Zwischenring mit den eingelassenen Fenstern angeordnet. Diese beiden Motorenkomponenten sind fest miteinander verschraubt und

unter der Halteplatte montiert. Der Hubstern (beige) mit der darauf befindlichen Laufbuchse stellt den beweglichen Teil des Halterahmens dar. Zur Säuberung der Glasfenster im Zwischenring kann der Hubstern mit der Laufbuchse hydraulisch verfahren werden. Hierbei wird der Hubstern über Linearlager auf zwei gegenüberliegenden Haltesäulen geführt, so dass eine genaue Ausrichtung der einzelnen Bauteile zueinander gewährleistet ist. Der Hubstern wird über zwei Hydraulikzylinder, welche unter den zwei übrigen Haltesäulen angeordnet sind, verfahren.

Die Konstruktion ist mit Hilfe einer finiten-Elemente-Methode strukturmechanisch berechnet, um die Belastungen durch die geplanten Einsatzbedingungen zu simulieren. Hierzu wird der Verbrennungsspitzenruck von 200 bar auf der entsprechenden Fläche aufgebracht und die Ergebnisse verglichen. In Abbildung 2-17 sieht man die Ergebnisse der Ausgangskonstruktion und der finalen Konstruktion nach einigen Iterationsschritten, sowie der danach gefertigte Halterahmen.

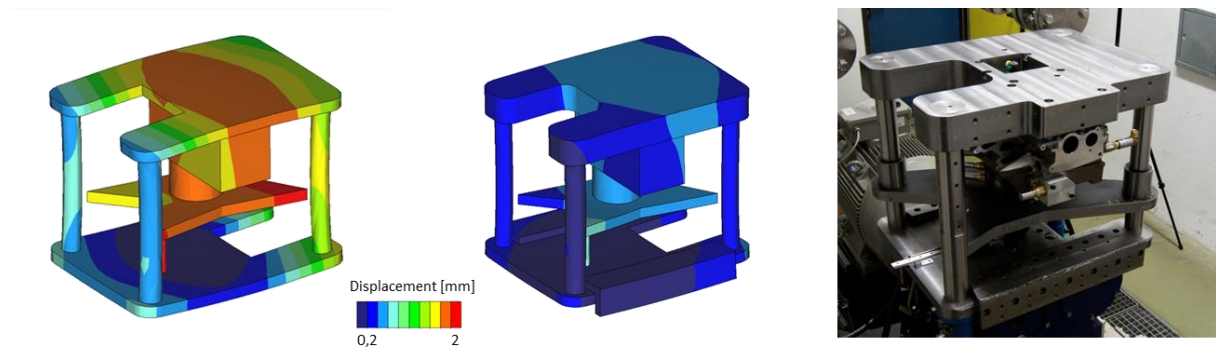


Abbildung 2-17: Strukturmechanische Berechnung zweier Versionen des Halterahmens (hier dargestellt: Verschiebung in mm) und eine Fotografie der gefertigten Baugruppe.

Dargestellt ist die Verformung des Materials in Millimetern in Richtung der Zylinderachse für beide Versionen. In Abbildung 2-17 ist links eine Verformung von bis zu zwei Millimetern auf der Halteplatte zu erkennen. Diese Verformung liegt zwar im elastischen Bereich des simulierten Werkstoffes (Stahl) und besitzt eine ausreichende Festigkeit gegenüber des Versagens, jedoch wird durch diese Verformung das Verdichtungsverhältnis des Verbrennungsmotors zu stark beeinflusst. Die folgende Rechnung nach Formel 2-1 soll den Einfluss verdeutlichen.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad \text{Formel 2-1}$$

Bei einer Änderung des Kompressionsvolumens V_c durch die Verformung der Halteplatte wird die Vereinfachung getroffen, dass sich die Verformung gleichmäßig auf den gesamten Zylinderraum auswirkt. Somit wächst das Kompressionsvolumen durch den Term

$$V_v = \frac{\pi d^2}{4} h$$

Formel 2-2

an, wobei V_v hier das Verformungsvolumen, d die Zylinderbohrung und h der Wert der Verformung darstellen. Bei der Annahme einer Verformung von einem Millimeter, welcher den mittleren Bereich der Verformung in Abbildung 2-17 entspricht, ändert sich das Kompressionsverhältnis auf einen Wert von 14, ausgehend von der Serienverdichtung, die bei 16,5 liegt.

Nach mehreren konstruktiven Änderungen zeigt das in der Mitte der Abbildung 2-17 dargestellte Modell mit einer maximalen Verformung 0,3 mm hinreichend gute Ergebnisse. Die Änderungen umfassen hierbei eine Aufdickung der Halteplatte von ursprünglich 30 mm auf nunmehr 78 mm und eine Versteifung der Grundplatte mittels zweier Profile, die auf den Querseiten der Grundplatte aufgeschraubt werden.

Die Grund- und Halteplatte besitzen weiterhin noch mehrere Aufnahmen für unterschiedliche motorenspezifische Bauteile, wie etwa die Einspritzdüse oder den Einschubspiegel. Weiterhin sind an zahlreichen Stellen Gewindebohrungen vorgesehen, um spätere Aufbauten einfacher an den Prüfling adaptieren zu können.

2.2.2. Auswahl und Anpassungen des Zylinderkopfes

Zur Verwirklichung des Projektes steht der Grundmotor eines Einzylinder-Forschungsmotors mit einem gegebenen Hub von 80 mm zur Verfügung [58]. Um für einen Einzylinder-Forschungsmotor mit optischem Zugang nach Bowditch einen geeigneten Zylinderkopf auszuwählen, gibt es zwei Möglichkeiten. Zum einen kann ein Forschungsmotoren-Zylinderkopf ausgewählt werden, der für den Einzylinderbetrieb ausgelegt ist und zum anderen einen Serienzylinderkopf, der mit entsprechenden Modifikationen für den Einzylinderbetrieb umkonstruiert wird.

Werden die Vor- und Nachteile dieser beiden Möglichkeiten genauer betrachtet, stellt man fest, dass der Zweck des Gesamtprojektes für die Entscheidungsfindung grundlegend ist. An dem hier beschriebenen Prüfling sollen die optischen Messverfahren, die in der Motorentechnik Anwendung finden, verbessert und weiterentwickelt werden und die Ergebnisse hieraus zur Validierung numerischer Simulationen herangezogen werden. Der Fokus liegt weniger auf der Erforschung neuer Motorenkomponenten hinsichtlich der Wirkungsgradverbesserung oder des Schadstoffausstoßes. Weiterhin ist der Geldmittelgeber die öffentliche Hand, so dass keine Abhängigkeiten bzgl. Herstellermarken moderner Motoren bestehen.

Tabelle 2.3: Vergleich der Zylinderkopfvarianten

Vergleichskategorie	Forschungsmotor-Zylinderkopf	Serienmotor-Zylinderkopf
Kosten	-	+
Verfügbarkeit	-	+
Vorzunehmende Modifikationen	+	-
Benötigter Bauraum	+	-

listet die Vor- und Nachteile der auszuwählenden Zylinderköpfe auf. So liegt der Hauptvorteil des Serienmotor-Zylinderkopfes in den geringen Kosten, der Preis unterscheidet sich im Vergleich zum Forschungsmotoren-Zylinderkopf um den Faktor 10, und der einfachen Verfügbarkeit. Die Nachteile hingegen liegen im benötigten Bauraum, da der Serienmotor in aller Regel drei bzw. vier Brennräume besitzt und somit der Zylinderkopf deutlich länger baut, und in dem Umfang der vorzunehmenden Modifikationen. Für den Umbau eines Zylinderkopfes eines Mehrzylindermotors auf Einzylinderbetrieb müssen Kühlmittel- und Schmierstoffkanäle verschlossen werden und etwaige Änderungen am Steuertrieb vorgenommen werden.

Die Entscheidung fiel auf einen Umbau eines Serienmotor-Zylinderkopfes auf Einzylinderbetrieb, da somit neben den oben genannten Vorteilen zusätzlich mit einer Flexibilität in der Konstruktion der Maschine ausgegangen und weiterhin der Aufbau des Vollmetall-Prüflings auf der zweiten Seite des Hochlastprüfstandes einfach gehalten werden kann.

Aufgrund des schon erwähnten Grundmotors mit dem von der Kurbelwelle festgelegtem Hub (80 mm) und aufgrund der Entscheidung einen hochaufgeladenen Dieselmotor als optisch zugänglichen Motor zu verwirklichen (Kapitel 2.1.3), fällt die Wahl auf einen Turbodiesel aus dem Volkswagen-Konzern (VAG). Dieser 1,2l-TDI Motor wird im Kleinwagensegment verbaut, verfügt über drei Zylinder und trägt die Motorbezeichnung CFWA. Weiterhin besitzt dieser Motor einen Turbolader und ein modernes Common-Rail-Einspritzsystem. Die technischen Daten sind Tabelle 2.4 zu entnehmen.

Tabelle 2.4: Technische Daten VAG 1,2 l-TDI

VAG 1,2 l-TDI CFWA	
Anzahl Zylinder	3
Hubraum / cm ³	1199
Bohrung / mm	79,5
Hub / mm	80,5
Verdichtung	16,5
Drehmoment / Nm (bei 1/min)	180 (2000)
Leistung / kW (bei 1/min)	55 (4200)

Die Hubdifferenz von 0,5 mm zwischen dem ausgewählten Serienaggregat (79,5 mm) und dem Grundmotor (80 mm) ist aufgrund der verbauten Kurbelwelle des Grundmotors gegeben. Da der optisch zugängliche Hochlastmotor und die geplanten Experimente nicht zur Weiterentwicklung des Serienmotors CFWA herangezogen werden, wird diese geringe Abweichung

vernachlässigt. Aufgrund der modernen Turboaufladung besitzt dieser Seriendieselmotor kein allzu hohes Verdichtungsverhältnis von 16,5, welches der Realisierung des annähernd gleichen Verdichtungsverhältnisses beim optisch zugänglichen Motor entgegenkommt. Die Gründe hierfür werden später in Kapitel 2.2.4.2 behandelt.

Der verwendete Zylinderkopf ist in Abbildung 2-18 gezeigt. Zu sehen ist die Einlassseite des Verbrennungsmotors mit den runden Füll- und den rechteckigen Drallkanälen. Für eine Ausbildung des für die Vermischung von Luft und Brennstoff wichtigen Dralls im Zylinder des Dieselmotors wird der Strömung über die unterschiedlichen Querschnittsflächen der Kanäle ein Drehimpuls gegeben. Weiterhin sind in dem Serieneinlasskrümmer Drallklappen in den runden Zuführungen eingelassen, welche den Drall der Ladungsbewegung regelbar machen.

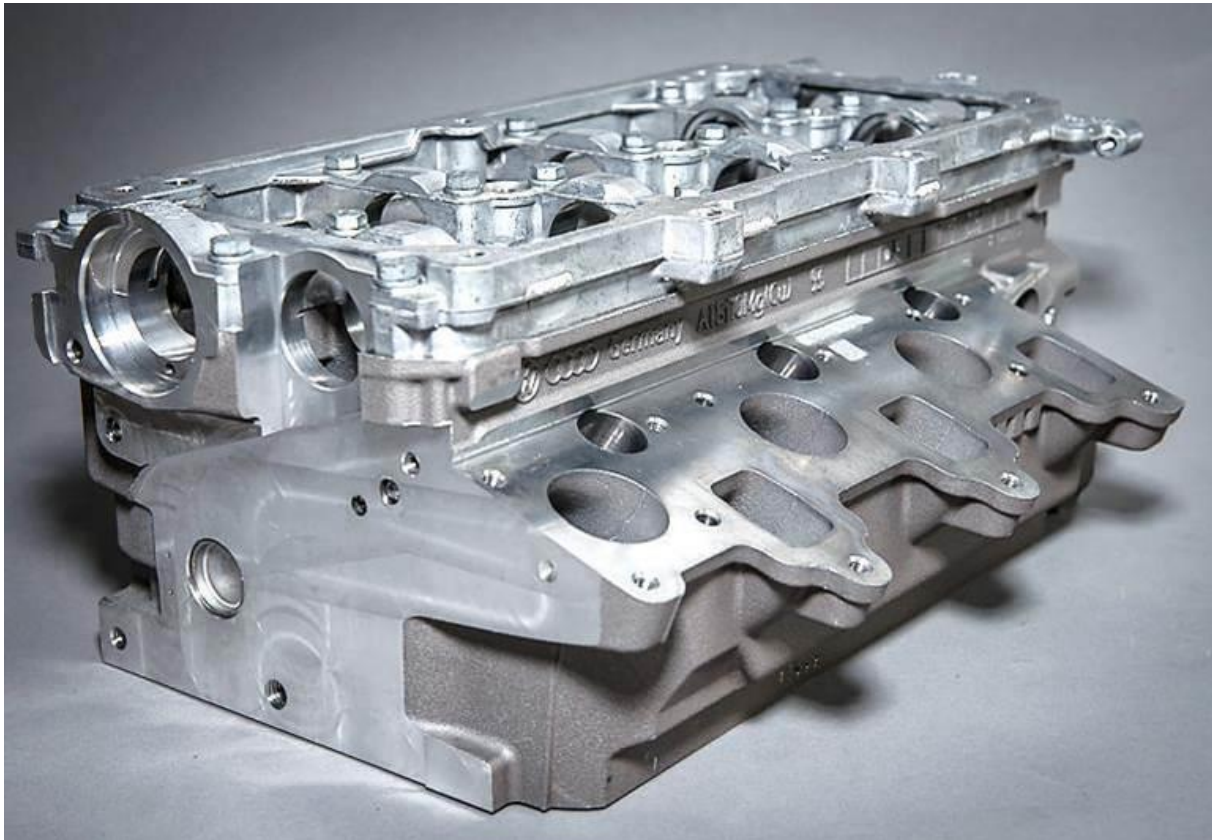


Abbildung 2-18: Zylinderkopf VW 1,2 l-TDI [59]. Im vorderen rechten Bereich sind die Einlasskanäle der drei Zylinder zu erkennen. Jeweils ein runder Füll- und ein rechteckiger Drallkanal.

Die auszuführenden Modifikationen an dem vorliegenden Zylinderkopf lassen sich in drei Bereiche einordnen:

1. Anpassung der Kühl- und Schmiermittelversorgung
2. Adaption des transparenten Zwischenringes durch geeignete Konstruktion
3. Anpassung des Steuertriebes.

Diese Anpassungen werden in den folgenden Abschnitten genauer erläutert.

2.2.2.1. Anpassung der Kühl- und Schmiermittelversorgung

Durch die Separation von Grundmotor und Zylinderkopf bei einem optisch zugänglichen Verbrennungsmotor ist der Übergang an der Zylinderkopfdichtungsebene von Kühl- und Schmiermittel von einer Baugruppe in die andere nicht mehr möglich. Daher müssen beide Baugruppen separat mit den Medien versorgt werden und die Übergänge verschlossen werden.

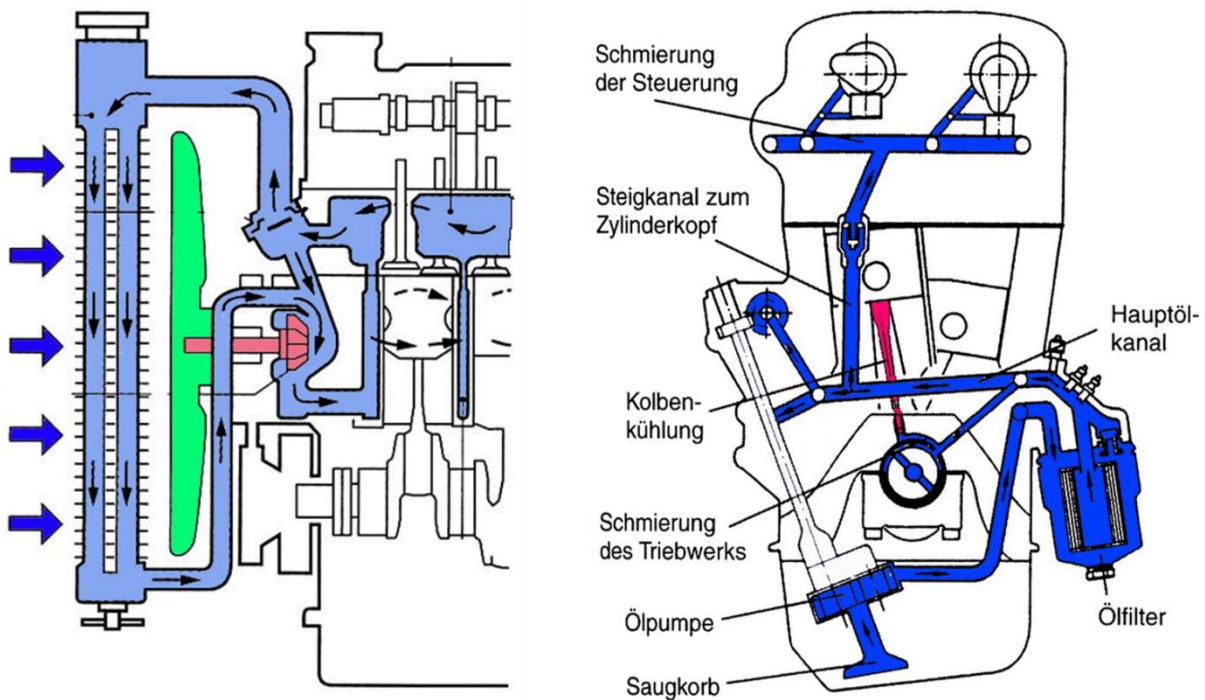


Abbildung 2-19: Typischer Kühl- (links) und Schmiermittelkreislauf (rechts) eines Verbrennungsmotors [60] mit den Übergängen zwischen Zylinderkopf und Grundmotor.

In Abbildung 2-19 ist auf der linken Seite ein Kühlmittelkreislauf eines konventionellen Verbrennungsmotors gezeigt. Das Kühlmittel (hier hellblau dargestellt) wird über die Kühlmittelpumpe vom Wärmetauscher ausgehend durch das Zylinderkurbelgehäuse gepumpt, strömt über die Übergangsöffnungen in den Zylinderkopf ein und anschließend in den Wärmetauscher zurück. Diese Übergangsöffnungen müssen bei der hier ausgeführten Separation geeignet verschlossen werden. Auf der rechten Seite derselben Abbildung ist ein Schmiermittelkreislauf gezeigt. Hier strömt das dunkelblau dargestellte Schmiermittel von der Pumpe in die entsprechenden Ölkanäle, um von den hieran angeschlossenen Schmierstellen drucklos wieder in den Ölsumpf zurückzufließen. Auch in diesem Kreislauf gibt es Übergangsöffnungen zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf, in dieser Abbildung exemplarisch mit einem Steigkanal zum Zylinderkopf gezeigt. Der in dieser Arbeit verwendete Zylinderkopf besitzt weiterhin Rücklaufbohrungen für das Schmiermittel, das hierdurch in den Ölsumpf

abfließen kann. Auch diese Übergangsbohrungen des Schmiermittelkreislaufes müssen verschlossen werden und durch eine geeignete Konstruktion, die dieselben Anforderungen unter den veränderten Bedingungen erfüllt, ersetzt werden. Hierzu werden die Rücklaufbohrungen seitlich geöffnet und eine Rücklaufleitung angepasst. Diese Rücklaufleitung mit der zugehörigen Schnelkkupplung ist im weiteren Verlauf in Abbildung 2-27 gezeigt. Auch hier fließt das Schmiermittel, wie in der Serienkonstruktion vorgesehen, in den Ölsumpf zurück.

2.2.2.2. Adaption des Zwischenringes

Der transparente Zwischenring und der Zylinderkopf besitzen eine gemeinsame Kontaktfläche, die einen guten optischen Zugang in den Brennraum gewährleisten soll. Weiterhin muss diese Kontaktfläche eine Abdichtung des Brennraumes bei Verbrennungsspitzen Druck gewährleisten. Für einen optimalen optischen Zugang ohne verdeckte Bereiche im Brennraum wird der transparente Zwischenring in den Zylinderkopf versenkt. In Abbildung 2-20 ist die Versenkung dargestellt. Durch das Versenken des Zwischenringes in den Zylinderkopf um die Dicke des Stahlrahmens wird der gesamte Brennraum einsehbar (gelb markiert).

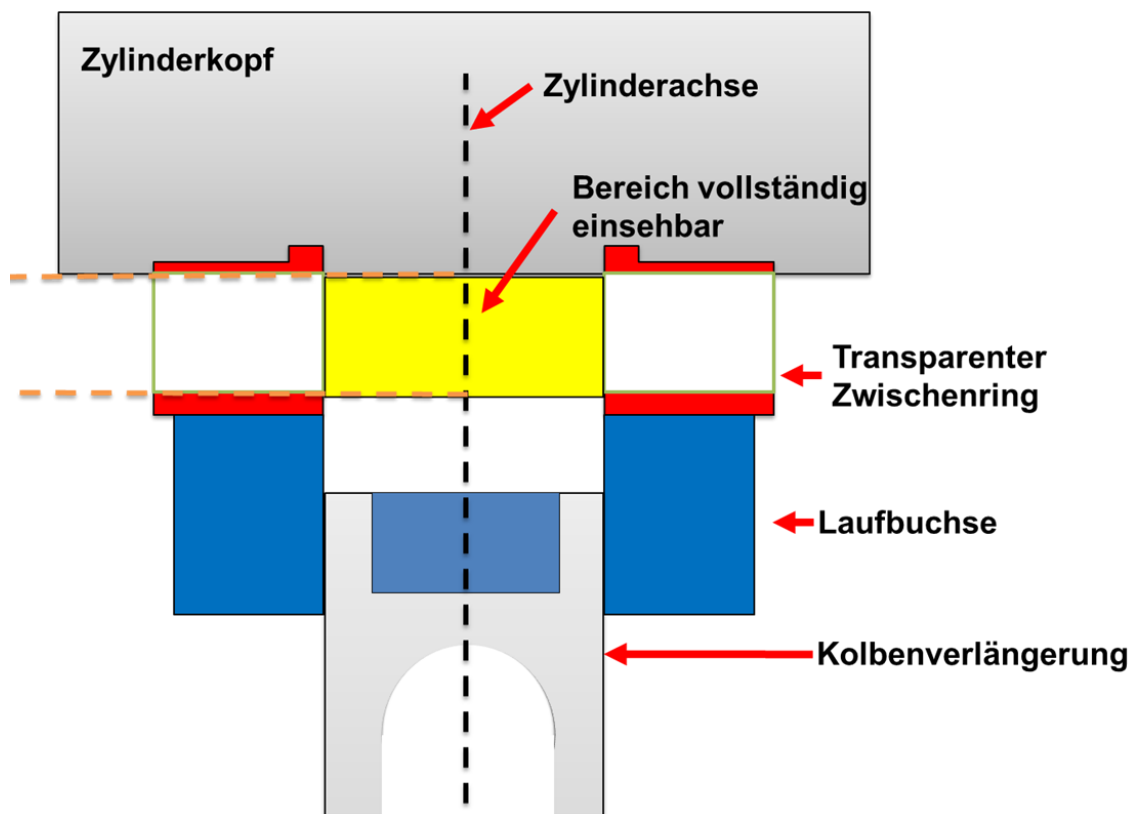


Abbildung 2-20: Darstellung des einsehbaren Bereiches im Brennraum [59]. Durch die Versenkung des Zwischenringes in den Zylinderkopf ist eine Beobachtung der Vorgänge im Zylinder bis zum Brennraumdach möglich.

Der Verbrennungsspitzen Druck muss gegenüber der Umgebung abgedichtet werden, so dass die gesamte auf dem Kolbenboden wirkende Kraft genutzt werden kann. Diese Dichtfunktion wird im Serienfall durch die Zylinderkopfdichtung übernommen. Diese kann allerdings durch

den Umbau auf den Einzylinderbetrieb und durch die Versenkung des Zwischenringes nicht verwendet werden. Aufgrund der eingeschränkten Platzverhältnisse und der einfachen Montage wird ein O-Ring mit einer entsprechend konstruierten Nut zur Abdichtung verwendet. Der Mittelschnitt durch die Zylinderkopfdichtungsebene und dem transparentem Zwischenring ist in Abbildung 2-21 dargestellt. Zur Vereinfachung ist an dieser Stelle nur die Dichtungsebene und nicht der gesamte Zylinderkopf dargestellt. Die Abdichtung ist so ausgeführt, dass ein möglichst geringes Totraumvolumen vor dem O-Ring entsteht und somit das Verdichtungsverhältnis des Verbrennungsmotors nicht zu sehr herabgesetzt wird. Der O-Ring ist eine Sonderanfertigung aus dem Werkstoff Perfluorkautschuk (FFKM), um die chemische Beständigkeit gegen die zu erwartenden Kraftstoffe zu gewährleisten.

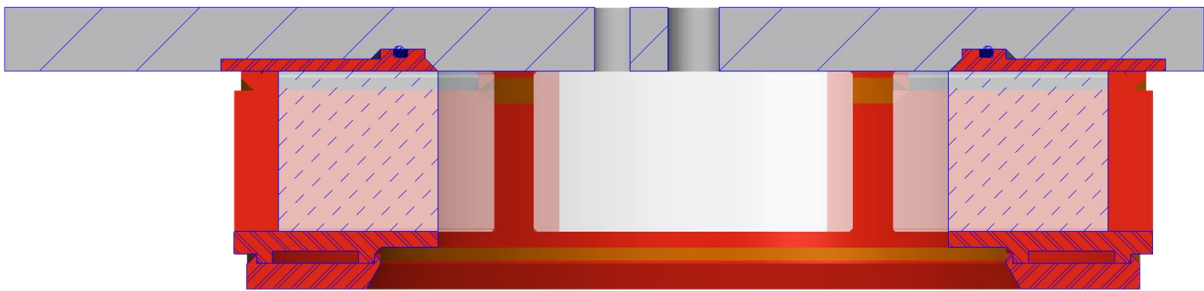


Abbildung 2-21: Mittelschnitt durch die Zylinderkopfdichtungsebene und den transparenten Zwischenring.

Die ausgeführte Nut im Zylinderkopf ist in Abbildung 2-22 gezeigt. Auf der rechten Seite der Abbildung ist zu erkennen, dass für die Fertigung der Zwischenringnut jeweils einer der Ein- und Auslasskanäle des nächstgelegenen Zylinders verschlossen werden. Die dunkleren Bereiche auf den Fotos stellen mit sogenanntem Flüssigmetall vergossene Bereiche dar, das nach Erhärten spanend bearbeitbar ist. Die Anwendung dieses Materials ist an dieser Stelle notwendig, da das ursprünglich angewendete Schweißverfahren wiederholt zu Lufteinschlüssen und somit teilweise zu Undichtigkeiten des Kühlwassermantels führte und damit keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefert. Die ausgeführten Vergussstellen befinden sich allesamt außerhalb der inneren O-Ringnut in Abbildung 2-22 links und sind somit nicht mit Verbrennungsdruck beaufschlagt und dichten nur gegen den Kühlwasserdruck ab.

Der transparente Zwischenring wird über eine Fase an der inneren O-Ringnut zentriert ausgerichtet und mit zwei Schrauben in den in Abbildung 2-22 links erkennbaren Gewindebohrungen (M5, links unten und rechts oben außerhalb der Nut) fixiert. Somit bleibt der transparente Zwischenring bei Verfahren des Hubsterns und der Laufbuchse in Position und gibt den erforderlichen Raum für eine Reinigung der Quarzglasfenster frei.

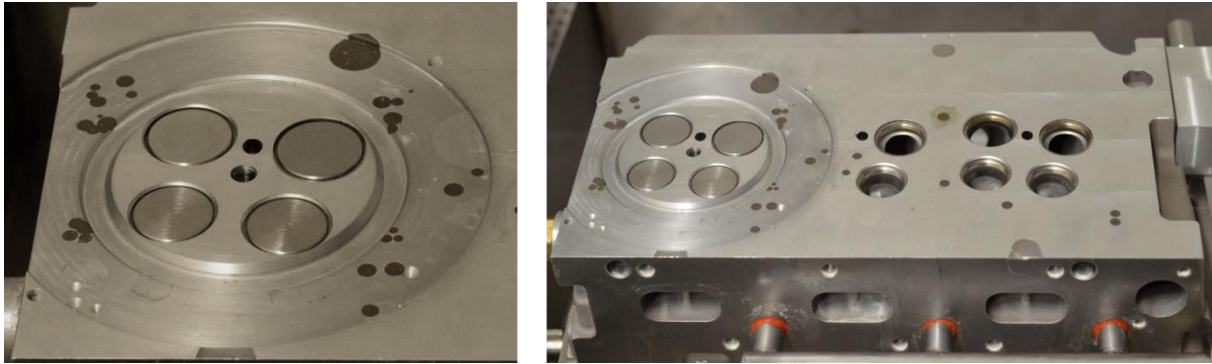


Abbildung 2-22: Fotografie der Zylinderkopfdichtungsebene mit Zwischenringnut. Die dunkleren Stellen sind mit Flüssigmetall aufgefüllte Stellen.

2.2.2.3. Anpassung des Steuertriebes

Aufgrund des Gesamtkonzeptes des zweiseitigen Prüfstandes ist eine Anpassung der Steuerseite eines der beiden Motoren notwendig. In Abbildung 2-23 ist der Aufbau in einer Aufsicht schematisch dargestellt. Mit dem in dieser Arbeit entwickelten hochlastfähigen Motorenprüfstand kann entweder der optisch zugängliche Verbrennungsmotor oder der thermodynamische Verbrennungsmotor betrieben werden. Die Gründe für einen solchen zweiseitigen Aufbau wurden bereits in Kapitel 2.1.3 erläutert. Hier soll die gezeigte Abbildung zunächst dazu dienen, die vorzunehmenden Modifikationen am Steuertrieb des optisch zugänglichen Hochlastmotors verständlicher zu machen.

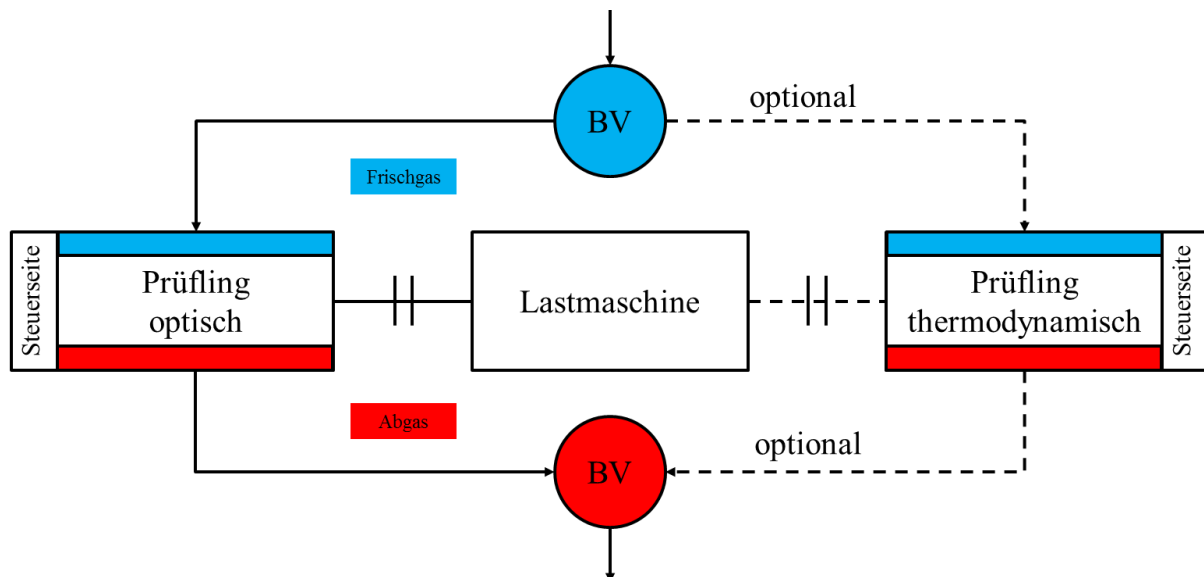


Abbildung 2-23: Zweiseitiger Prüfstand mit optischem und thermodynamischem Motor. Die Ankoppelung zur Lastmaschine und zur Gasversorgung bestimmt die Steuerseite des jeweiligen Motors.

In der Mitte des Prüfstandes ist die Lastmaschine angeordnet, an der, je nach erforderlicher Messung, der optisch zugängliche Motor (linke Seite) oder der thermodynamische Motor (rechte Seite) angekoppelt ist. Die Motoren werden aus einem Beruhigungsvolumen (BV) mit Frischgas versorgt. Ebenfalls ist ein Beruhigungsvolumen in der Abgasleitung vorgesehen.

Diese dienen dazu, die von den Motoren hervorgerufenen gasdynamischen Vorgänge definiert zu enden, bzw. starten zu lassen. Aufgrund der Vorgabe, die Rohrleitungen sowohl von der Geometrie, als auch von der Länge möglichst identisch auszuführen, wird der Aufbau symmetrisch zur Mittenebene der Lastmaschine ausgeführt. Dadurch ergibt sich eine klare Trennung der Frischgas- und Abgasseite auf dem Prüfstand und die Motoren können mit den gleichen Strömungsbedingungen beschickt werden. Allerdings muss hierzu bei einem Motor die Steuerseite verlegt werden, da ansonsten die Steuerseite und die Kraftabgabeseite eines Verbrennungsmotors zusammenfielen.

Die andere Möglichkeit wäre eine Punktsymmetrie über den Mittelpunkt der Lastmaschine. Somit müssten sich aber die Rohrleitungen zumindest einer Prüfstandsseite kreuzen was dazu führt, dass die Leitungslängen sich zwischen den beiden Prüflingen stark unterscheiden.

Weil viele Modifikationen und Konstruktionsänderungen am Zylinderkopf des optisch zugänglichen Motors ausgeführt werden müssen, wird die Steuerseite dieses Motors verlegt und angepasst. Somit ist es möglich, den thermodynamischen Motor nahezu im Serienzustand an den Prüfstand zu adaptieren.

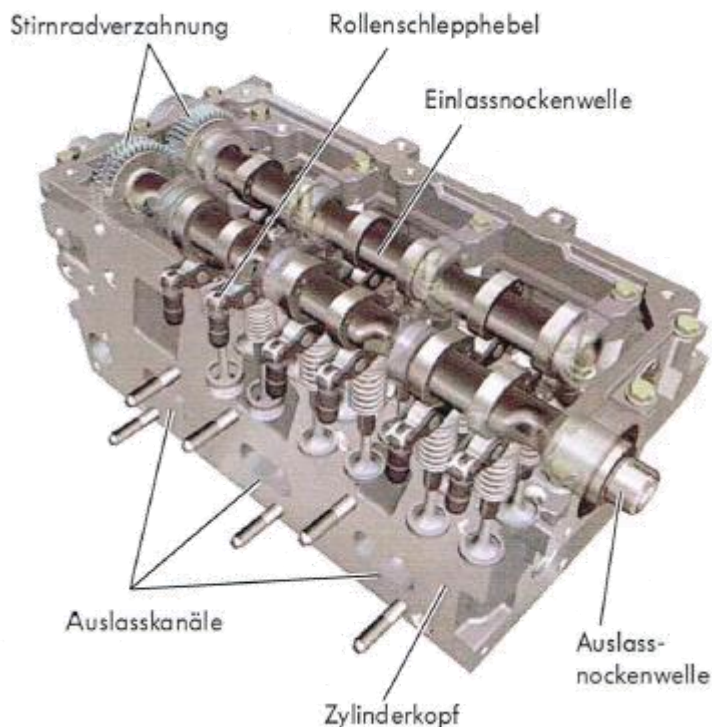


Abbildung 2-24: Zylinderkopf mit Nockenwellen und Steuerorganen im Serienzustand [61]. Der Antrieb der Nockenwellen erfolgt über die Auslassnockenwelle.

In Abbildung 2-24 ist der verwendete Zylinderkopf mit den eingebauten Steuerorganen zu sehen. Die beiden Nockenwellen greifen über eine Stirnradverzahnung ineinander, so dass im Serienzustand nur die Auslassnockenwelle mit Hilfe eines Zahnriemens angetrieben wird und

sich beide Wellen somit steuerzeitgerecht zueinander drehen. In der Abbildung ist hierfür der im vorderen Bereich erkennbare Wellenstumpf der Auslassnockenwelle zu erkennen.

Bei der hier durchzuführenden Modifikation muss eine Aufnahme für ein Zahnriemenrad auf der gegenüberliegenden Seite des Zylinderkopfes konstruiert werden. Die Konstruktion ist in Abbildung 2-25 zu erkennen. Links ist ein Mittelschnitt durch die aufgebrachte Nabenverlängerung und den Nockenwellenstumpf zu sehen. Die hellgrau dargestellte Nabenverlängerung nimmt das der Serie entnommene Zahnriemenrad über einen Zentrierabsatz auf und ist mit Schrauben befestigt. Über einen weiteren Zentrierabsatz auf der verwendeten Einlassnockenwelle wird die Nabenverlängerung mit einer Feingwindeverschraubung mittels Zentralschraube (hellblau) fixiert.

Der Zentrierabsatz ist mit einer hohen Rundlauf- und Koaxialitätstoleranz gefertigt, so dass eine zusätzliche Wälzlagerung der Welle-Nabe-Verbindung möglich ist. Diese Wälzlagerung soll die von der Zahnriemenspannung hervorgerufenen Radialkräfte aufnehmen und somit einen übermäßigen Verschleiß der Gleitlager im Zylinderkopf, welche nicht als Lagerschalen ausgeführt sind, verhindern. Die Wälzlagerung ist aufgrund des geringen zur Verfügung stehenden Bauraumes als Nadellagerung ausgeführt und sowohl im Mittelschnitt (dunkelgrau), als auch im Foto auf der rechten Seite der Abbildung 2-25 zu erkennen.

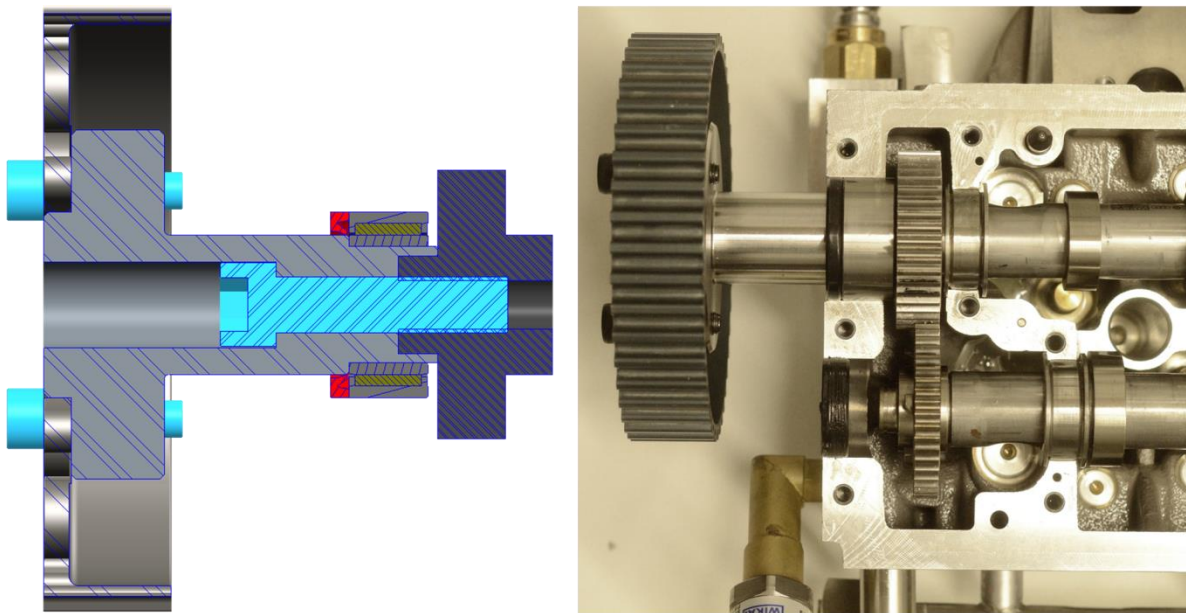


Abbildung 2-25: Verlegte Steuerseite des Zylinderkopfes im Schnitt und als Foto. Der Antrieb der Nockenwellen erfolgt hier über die Einlassnockenwelle auf der gegenüberliegenden Seite der Seriensteuerseite.

Zur Abdichtung ist weiterhin ein Radialwellendichtring verbaut, welcher im Mittelschnitt rot eingefärbt ist und im Foto als schwarzes Bauteil erkennbar ist. Eine Gesamtansicht des neu konstruierten Steuerriementriebs ist in Abbildung 2-26 dargestellt. Zur besseren Orientierung ist die Baugruppe Riementrieb im linken Teil der Abbildung im Gesamtaufbau ersichtlich und im rechten Teil separiert dargestellt. Um die Konstruktion einfach zu halten und um eine sehr

gute Verfügbarkeit der Bauteile zu gewährleisten, werden bei dieser Baugruppe überwiegend Serienbauteile an den optisch zugänglichen Hochlastmotor adaptiert. Der Grundverlauf des Steuerriemens verläuft linksseitig der Zylinderachse. Dadurch ist ein guter Zugang von der Vorderseite des optisch zugänglichen Motors, z.B. mit Kameras, gewährleistet.

Das unterste Riemenrad wird von der ursprünglichen Nockenwelle des Grundmotors angetrieben, so dass hierbei das benötigte Übersetzungsverhältnis von Kurbelwelle zu Nockenwelle schon besteht. Somit ist das oberste Riemenrad in Abbildung 2-26, das die Nockenwellen des Zylinderkopfes antreibt, baugleich mit dem untersten Riemenrad. Über drei weitere Umlenkrollen, zwei innenläufig mit Verzahnung und eine außenläufig mit glatter Lauffläche, wird der Grundverlauf des Zahnriemens festgelegt. Zwei weitere Spannrollen mit verstellbarer exzentrischer Befestigung gewährleisten die benötigte Vorspannung des Riementriebes. Diese zwei Spannrollen (in Abbildung 2-26 mit rotem Ringeinsatz dargestellt) sind beidseitig des Riementriebes angeordnet. Dies ist notwendig, um bei blockierter Kurbel- und Nockenwelle (z.B. nach Einstellung der Steuerzeiten) die Riemen Spannung einzustellen.

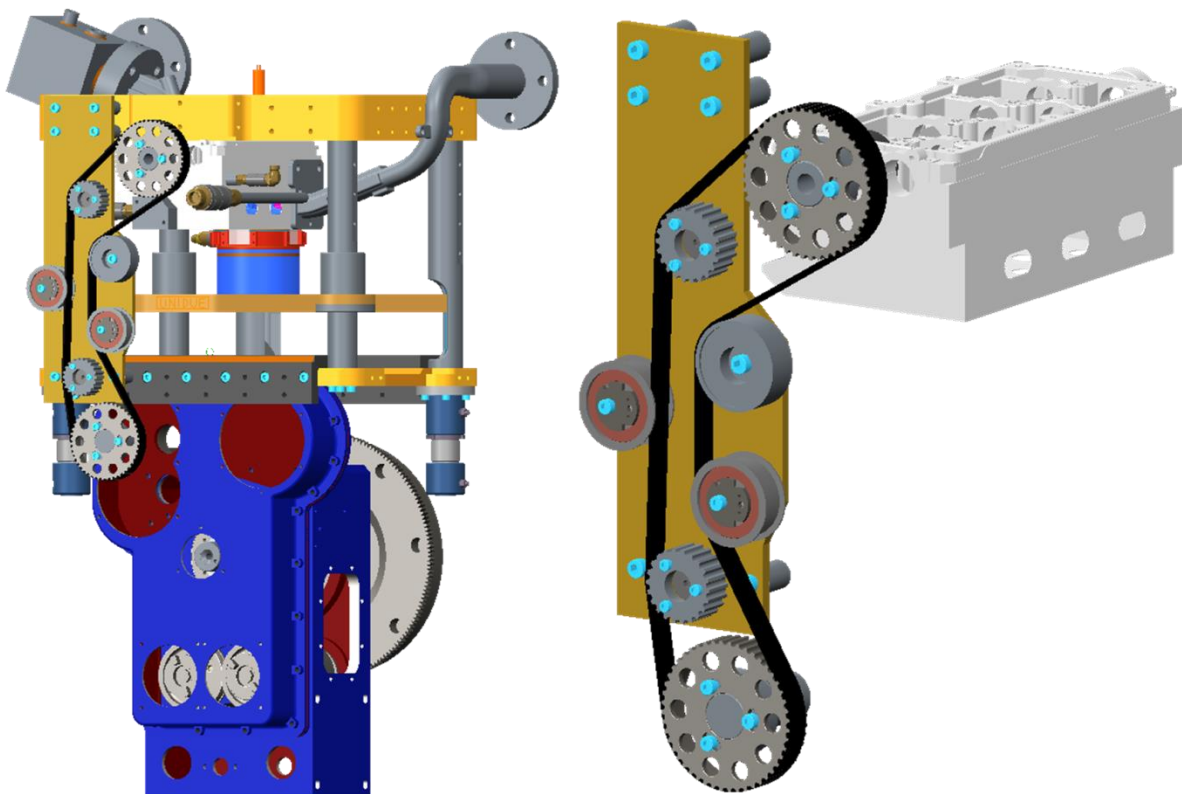


Abbildung 2-26: Gesamtmotor und separierter Steuerriementrieb mit Zylinderkopf.

2.2.3. Laufbuchsenkomponenten

Die Laufbuchsenkomponenten in dem hier entwickelten optisch zugänglichen Motor stellen den Arbeitszylinder dar. Sie bestehen aus der Laufbuchse, in der die Kolbenringe geführt sind, und dem transparentem Zwischenring, der den optischen Zugang in den Brennraum ermöglicht. Die Positionierung der Bauteile im Gesamtaufbau ist in Abbildung 2-27 gezeigt.

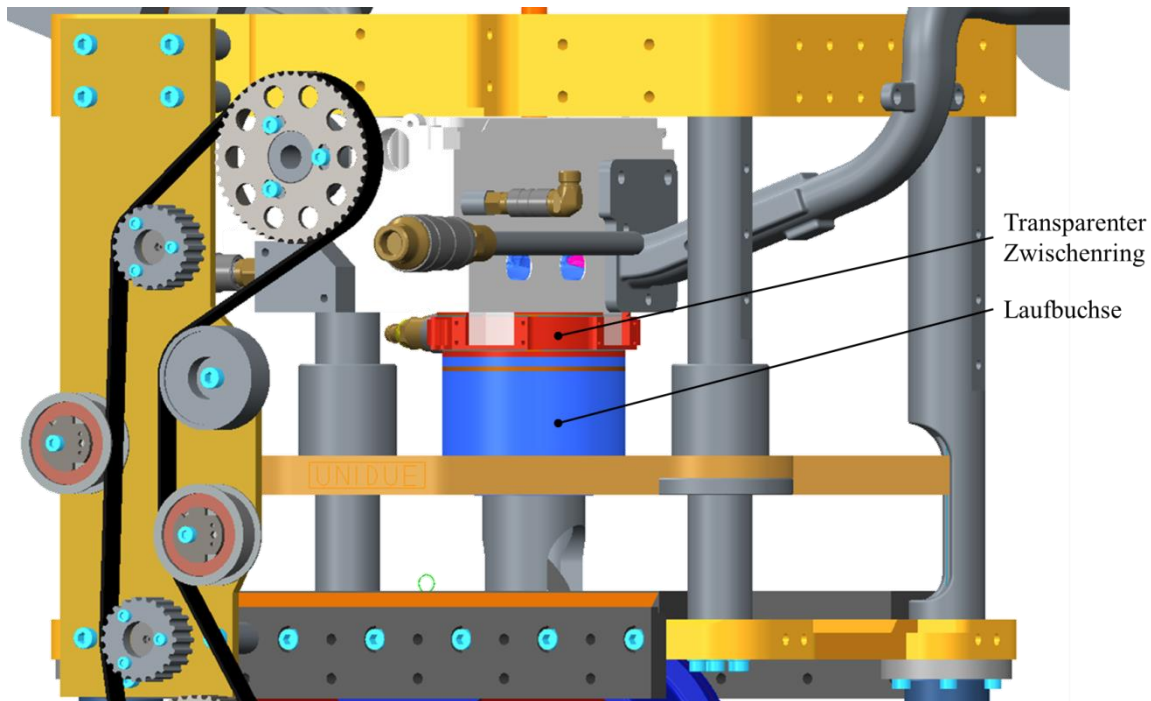


Abbildung 2-27: Position der Laufbuchsenkomponenten im Aufbau. Rot dargestellt ist der transparente Zwischenring mit eingesetzten Fenstern. Blau dargestellt ist die Laufbuchse, die den verlängerten Kolben führt.

Um eine Verschmutzung der optischen Bauteile zu vermeiden, wird dieser Zylinderraum nicht mit Schmiermittel versorgt und die Kolbenringe laufen somit trocken über die Laufbuchse. Daher bestehen die hier verwendeten Kolbenringe nicht aus dem herkömmlich im Motorenbau verwendeten Gusswerkstoff, sondern aus einem Polymerwerkstoff aus dem Kompressorenbau. Die Kolbenringe werden in Kapitel 2.2.4.2 genauer beschrieben.

2.2.3.1. Lauffbuchse

Die Lauffbuchse sorgt im Zusammenspiel mit dem transparenten Zwischenring und dem Brennraumdach sowie dem Kolben, für die Abgrenzung des Zylinderraumes von der Umgebung. Sie ist weiterhin für die Führung des verlängerten Kolbens verantwortlich, da auf ihrer Innenfläche die Kolbenringe gleiten. Da diese Reibpaarung möglichst geringe Verluste aufweisen soll, ist die Laufffläche dieser Buchse mit einer sehr geringen Rauigkeitstiefe gefertigt. Im Vergleich zu herkömmlichen Lauffbuchsen wird also in diesem Fall auf die charakteristischen Honspuren auf der Oberfläche der Laufffläche verzichtet. Dies liegt in der trockenen Reibpaarung begründet.

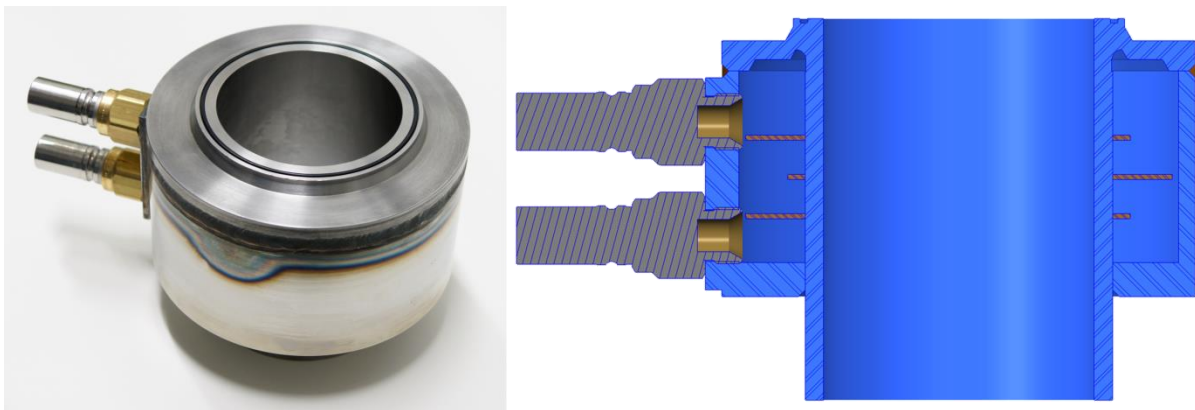


Abbildung 2-28: Fotografie und Mittelschnitt durch die Lauffbuchse. Im Mittelschnitt sind die Kupferleitbleche zur Strömungsleitung zu erkennen (rot, schraffiert).

Die Lauffbuchse ist in Abbildung 2-28 auf einer Fotografie und in einem Mittelschnitt dargestellt. Sie ist über den unteren Absatz auf dem Hubstern des Motors positioniert und dichtet nach oben zum transparenten Zwischenring mittels O-Ring den bei der Verbrennung entstehenden Gasdruck ab. Der hier verwendete O-Ring ist baugleich zu dem O-Ring, der bei der Dichtpaarung Zylinderkopf und transparentem Zwischenring verwendet wird.

Die Lauffbuchse ist mit einer Umlaufkühlung ausgeführt, um die im Zylinder durch die Verbrennung entstehende Wärme abzuführen. Auf der rechten Seite der Abbildung 2-28 ist der Mittelschnitt der Lauffbuchse zu sehen. Das gesamte Bauteil besteht aus einem Innen- und Aussenteil, sowie aus Kühlleitblechen und Medienkupplungen. Über die untere Kupplung wird das Kühlmittel zugeführt und ihm anschließend über die Kühlleitbleche eine umlaufende Strömungsrichtung aufgezwungen. Der Austritt erfolgt über die obere Medienkupplung.

Der Auslegung dieser Kühlung liegt eine Strömungssimulation zugrunde [59]. Um hier einen Vergleichsfall für die Ergebnisse zu erhalten, wird zunächst die bestehende Umlaufkühlung des Einzylinder-Grundmotors simuliert. Die Ergebnisse der Temperaturverteilung sind in Abbildung 2-29 dargestellt. In der oberen linken Seite ist die Lauffbuchse des Grundmotors abgebildet. Daneben ist die Temperaturverteilung im Auslassquerschnitt der Kühlung dargestellt. Die Randbedingungen dieser Simulation sind wie folgt gewählt:

- Kühlmittelmedium: Wasser-Glykol-Gemisch
- Volumenstrom Kühlmittel: 100 l/min
- Eintrittstemperatur Kühlmittel: 80°C
- Wandtemperatur Laufbuchse: 300°C

Durch die konstante Wandtemperatur der Zylinderlaufbuchse von 300°C erwärmt sich das Fluid von der konstanten Eintrittstemperatur von 80°C auf die dargestellte Temperaturverteilung im Auslassquerschnitt. Dieses Ergebnis dient als Referenzwert für die hier neu konstruierte Laufbuchse und deren Umlaufkühlung. Diese Simulationsergebnisse sind in der unteren Hälfte der Abbildung 2-29 dargestellt.

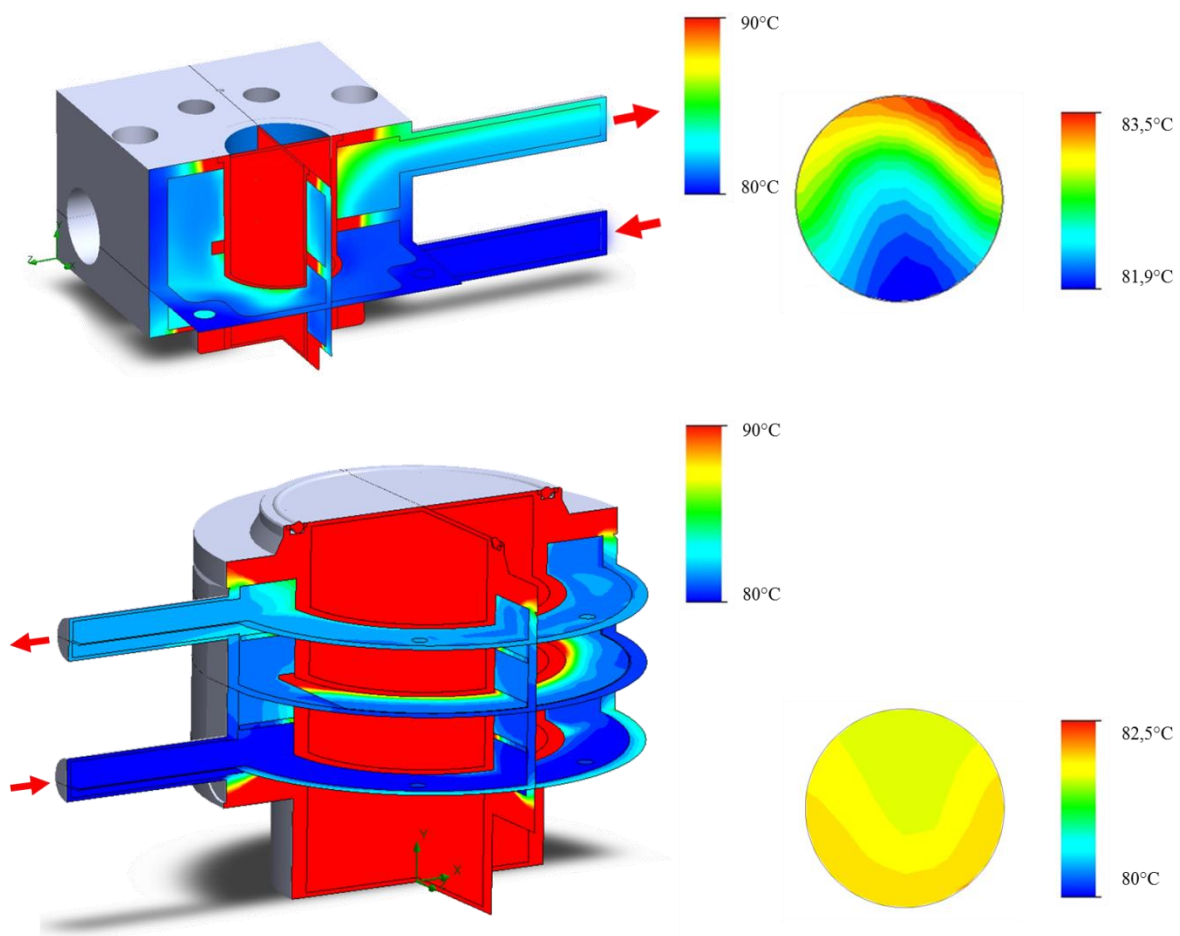


Abbildung 2-29: Temperaturverteilung im Kühlmittel unter motorischen Bedingungen. [59]. Dargestellt sind die Laufbuchse des Grundmotors und die Laufbuchse des optischen Aufbaus

Durch die Kühlleitbleche wird der Kühlmittelstrom in einer Treppenfunktion von dem unteren Einlassquerschnitt auf den oberen Auslassquerschnitt gelenkt, so dass ein Kurzschlußstrom zwischen Ein- und Auslasskanal vermieden wird. So kann der Wärmeübergang hoch gehalten werden. Dies wird auch in der Temperaturverteilung am Auslassquerschnitt deutlich, in der eine Temperaturerhöhung zu erkennen ist, die dieselbe Größenordnung wie der Referenzfall aufweist (gemittelt in etwa 2 K). Damit ist die Wärmeaufnahme des simulierten Flu-

ids in beiden Fällen ungefähr gleich und die hier ausgelegte Kühlung kann nach dieser Abschätzung als hinreichend bezeichnet werden.

2.2.3.2. Transparenter Zwischenring

Der transparente Zwischenring ermöglicht den optischen Zugang zum Brennraum orthogonal zur Zylindermittelnachse. In der Literatur werden verschiedene Möglichkeiten zu diesem seitlichen Brennraumzugang über die Zylinderwand vorgestellt [9, 62, 63]. So sind Vollglaszwischenringe, die über den gesamten Umfang aus Glas bestehen, realisiert worden. Teilweise haben diese eine geringe Höhe, so dass nur die Vorgänge in der Nähe des Brennraumdaches zu beobachten sind [9], andere haben die Höhe des gesamten Hubs, so dass alle Vorgänge über die verschiedenen Arbeitstakte des Verbrennungsmotors untersucht werden können [62] (Vollglaslaufbuchse).



Abbildung 2-30: Transparenter Zwischenring und Quarzglasfenster. Vier dieser Fenster sind über dem Umfang des Zwischenringes eingeklebt.

Aufgrund des in diesem Motor vorliegenden hohen Verbrennungsspitzendruckes von bis zu 200 bar ist ein Vollglaszwischenring, wie er z.B. im bereits vorhandenen optisch zugänglichen Ottomotor der Universität Duisburg-Essen [57] verwendet wird, festigkeitsbedingt nicht realisierbar. Somit muss in dieser Arbeit eine stabilere Konstruktionslösung verwendet werden. Diese wird durch vier gleichmäßig über den Umfang des Zwischenringes angeordnete Fenster realisiert. Der transparente Zwischenring mit den bereits eingebauten Fenstern, sowie einem separiertem Fenster sind in Abbildung 2-30 gezeigt. Der Innenradius der Fenster entspricht dem Radius der Zylinderbohrung. Die Fenster sind 50 mm breit, 25 mm hoch, sind aus

synthetischem Quarzglas gefertigt und werden mit einem hochtemperaturbeständigen Silikonklebstoff vollflächig mit dem Zwischenring verklebt.

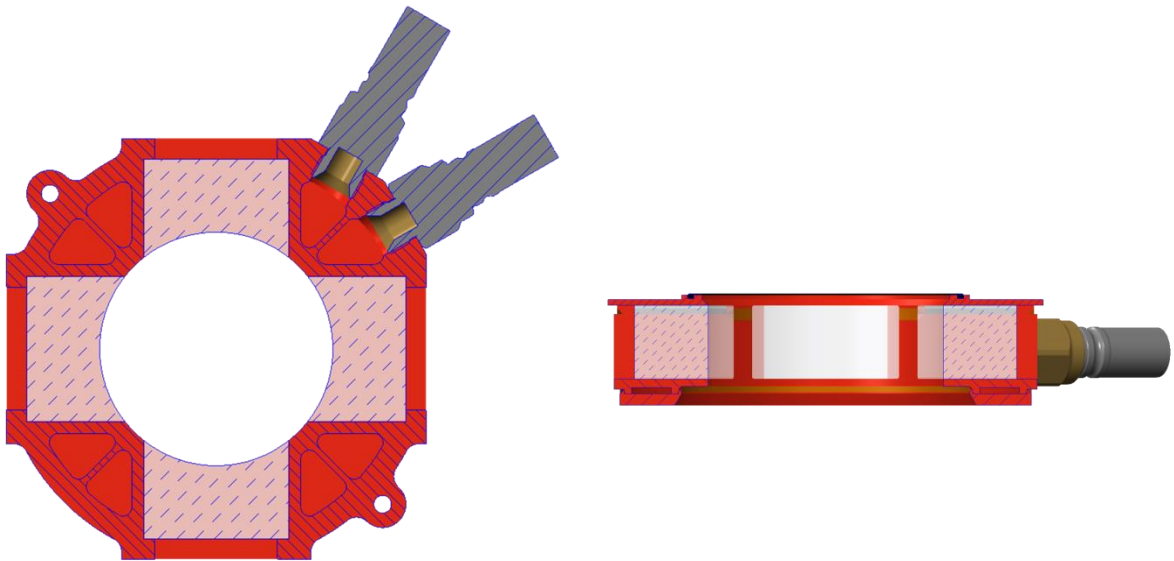


Abbildung 2-31: Schnittdarstellung des transparenten Zwischenrings. Im Querschnitt parallel zur Bohrungsfläche sind die Fenster und die Überströmkammern zu erkennen. Der rechts gezeigte Querschnitt stellt die Strömkanäle unter den Fenstern dar.

Die Seitenfenster werden über jeweils zwei Stege am Zwischenring gegen den im Betrieb auftretenden Verbrennungsdruck abgestützt. In Abbildung 2-31 ist dies auf der linken Seite im Flächenschnitt zu erkennen. Um an dieser Stelle hohe Spannungsspitzen durch etwaige Kantenpressungen zu vermeiden, werden an diesen Stellen weichgeglühte Kupferscheiben unterlegt. Diese sind in verschiedenen Dicken verfügbar, so dass die fertigungsbedingten Toleranzen der Seitenfenster ausgeglichen werden können. Weiterhin ist auf der rechten Seite der Abbildung 2-31 ein Mittelschnitt entlang der Zylinderachse dargestellt. Hier ist unterhalb der Fenster ein Teil des umlaufenden Kühlkanals zu sehen, auf den weiter unten genauer eingegangen wird.

2.2.3.2.1. Festigkeitsberechnung der Seitenfenster

Die Fenster werden strukturmechanisch durch FEM-Berechnung mit den zu erwartenden Belastungen beaufschlagt. Die Ergebnisse dieser Rechnung sind Abbildung 2-32 zu entnehmen. Dargestellt sind die maximalen Hauptnormalspannungen von -65 MPa (blau) bis 50 MPa (rot). Das hier simulierte Material ist synthetisches Quarzglas, ein spröder Werkstoff. Deshalb wird zur Bewertung der Festigkeit des Seitenfensters die Hauptnormalspannungshypothese herangezogen, die als Vergleichsspannung die maximale Hauptnormalspannung heranzieht.

Bei einer maximalen Belastung von 200 bar auf der gerundeten Innenseite des Fensters entsteht eine maximale Zugspannung von 50 MPa an den äußeren Kanten des Radius. Dies entspricht der Streckgrenze für synthetisches Quarzglas. Allerdings treten die Belastungen durch

den Zylinderspitzenruck sehr kurz auf, eine Belastung über 10° KW bei einer mittleren Drehzahl von 1500 U/min entspricht einer Zeit von 1,1 ms. Weiterhin sind die Scherkräfte, welche durch die Verklebung der vier umlaufenden Seitenflächen mit dem Zwischenring aufgenommen werden, nicht berücksichtigt. D.h. diese Kräfte tragen zur Verringerung der Spannungen bei und erhöhen die Sicherheit der Seitenfenster gegen Versagen. Daher wird das Fenster zunächst in dieser Form ausgeführt und im Betrieb getestet.

Auf der flachen Außenfläche des Fensters (linke Seite in Abbildung 2-32) entstehen an den Außenseiten, dort wo sich das Fenster an den Stegen des transparenten Zwischenringes abstützt, Druckspannungen von bis zu 65 MPa. Synthetisches Quarzglas hält Druckspannungen von bis zu 1000 MPa stand.

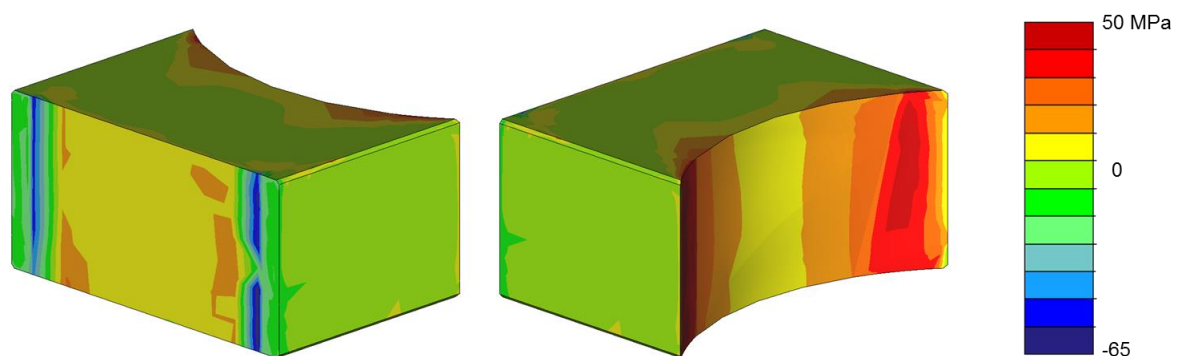


Abbildung 2-32: Ergebnisse der strukturmechanischen Berechnung der Fenster. Dargestellt ist die Spannung in MPa unter der Belastung des zu erwartenden Brennraumdrucks von 200 bar.

2.2.3.2.2. Kühlung des transparenten Zwischenringes

Der transparente Zwischenring verfügt zur Abführung der auftretenden Wärme eine Umlaufkühlung. Das Kühlmittel strömt durch eine der Medienkupplungen ein und wird unter das nächstgelegene Fenster in einen Unterstromkanal geleitet, welcher in Abbildung 2-31 auf der rechten Seite jeweils unter den Seitenfenstern erkennbar ist. Von hier strömt es in eine der vier Überströmkammern (in Abbildung 2-31 jeweils auf der 45°-Position) und wird von dort weiter unter das nächste Seitenfenster geführt. Nach Durchlaufen des gesamten transparenten Zwischenringes wird das Kühlmittel wieder durch eine Medienkupplung hinausgeführt.

Um die Effizienz der Kühlung zu prüfen, wurde eine Strömungssimulation vorgenommen. Die Temperaturverteilung als Ergebnis dieser Strömungssimulation ist auf drei unterschiedlichen Ebenen in Abbildung 2-33 gezeigt. Bei dieser Rechnung ist das einströmende Fluid ein Wasser-Glykol-Gemisch mit einer Eintrittstemperatur von 80°C, welche einen typischen Wert für den Betrieb optisch zugänglicher Motoren darstellt. Die Druckdifferenz zwischen Ein- und Austrittsdruck beträgt 0,4 bar (dies entspricht einem Durchfluß von 0,27 kg/s) und die aufgeprägte Temperatur der Brennraumwand liegt bei 300°C.

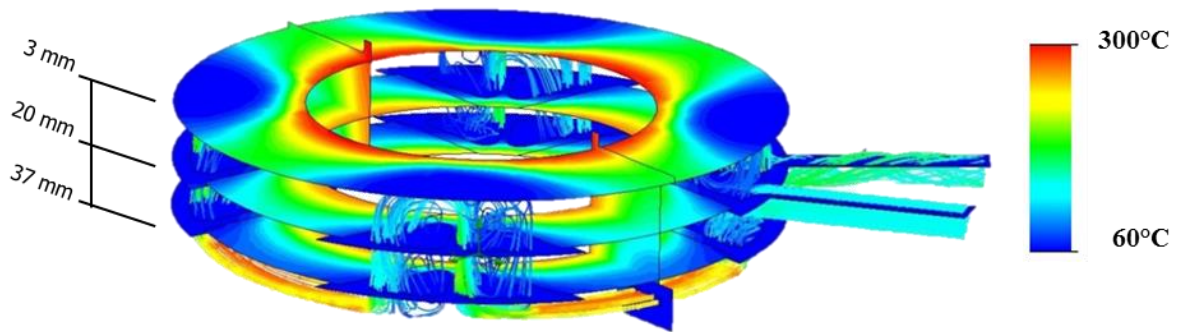


Abbildung 2-33: Abschätzende Berechnungsergebnisse der Kühlung des transparenten Zwischenrings mit der Umlaufkühlung durch die Überstromkammern und Unterstromkanäle [59].

Die Simulation zeigt Temperaturen der Seitenfenster von etwa 180°C (grün) im oberen Bereich des Zwischenringes (Ebene auf 3 und 20 mm). Im unteren Bereich des Zwischenringes (37 mm Ebene) ist der Einfluß des Unterströmens der Seitenfenster mit einer deutlich verringerten mittleren Temperatur erkennbar. Die aufgeprägte Brennraumtemperatur von 300°C fällt mit zunehmender Eindringtiefe in die Seitenfenster deutlich ab. Damit kann die in die Fenster eingebrachte Wärme abgeführt werden und dadurch die thermischen Spannungen verringert werden.

2.2.4. Kolbenkomponenten

Die Kolbenkomponenten führen die oszillierende Bewegung des Motors aus und sind in der Laufbuchse geführt. Sie bestehen bei der hier entwickelten Maschine aus dem Originalkolben des Grundmotors, einer Kolbenverlängerung, sowie der Kolbenkrone mit enthaltenem Kolbenglas.

Diese Komponenten sind mit freigestellter Kurbelwelle des Grundmotors in Abbildung 2-34 dargestellt. Ausgehend von der Kurbelwelle ist in Hellgrau die Pleuelstange und magentafarben der Kolben des Grundmotors gezeigt. Auf diesem Kolben ist die graufarbene Kolbenverlängerung mit der Kolbenkrone (blau) und den hierauf montierten Kolbenringen (schwarz) montiert. Der rot dargestellte Kolbenkronendeckel ist zur Befestigung des in der Kolbenmulde befindlichen Kolbenglases (transparent in Abbildung 2-34) auf die Kolbenkrone aufgeschraubt. Die Kurbelwelle und die Pleuelstange sind äußerst stark dimensioniert, um den Motor in unkonventionellen Betriebsbereichen, wie etwa einer deutlich verfrühten Zündung, betreiben zu können. Die einzelnen Komponenten dieses Aufbaus werden in den folgenden Abschnitten genauer erläutert.

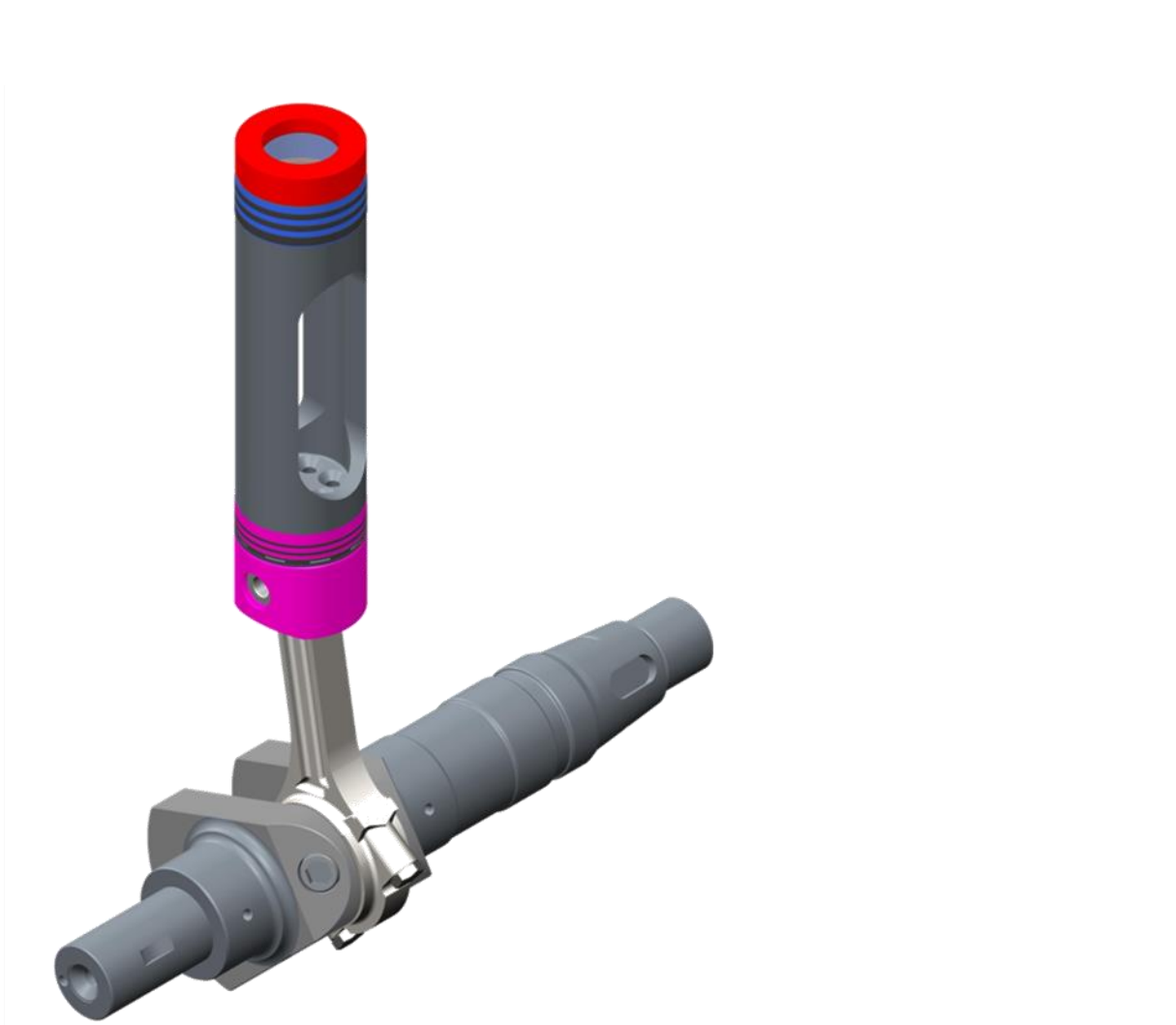


Abbildung 2-34: Darstellung der Kolbenkomponenten mit Pleuelstange und Kurbelwelle. Hier sind die großzügig bemessenen Dimensionen der Kurbelwelle und der Pleuelstange deutlich zu erkennen.

2.2.4.1. Kolbenverlängerung

Wie in Kapitel 2.1.2 erläutert, dient eine Kolbenverlängerung nach Bowditch-Bauweise zur Einbringung eines Umlenkspiegels auf die Zylinderachse, so dass der Brennraum entlang dieser Zylinderachse von unten optisch zugänglich ist, während der verlängerte Kolben seine oszillierende Bewegung ausführen kann.

2.2.4.1.1. Grundabmaße der Kolbenverlängerung

Die Kolbenverlängerung ist ein Hohlzylinder, welcher mit einer Ausfräsung entlang der Zylinderachse versehen wird. Die Grundabmaße, die diese Ausfräsung bestimmen, sowie die Umlenkspiegelpositionen relativ zum Kolben sind der Abbildung 2-35 zu entnehmen.

Der Durchmesser der Kolbenverlängerung ist hier mit 79,3 mm gleich dem Durchmesser der Kolbenkrone, welche in Kapitel 2.2.4.2 genauer beschrieben wird.

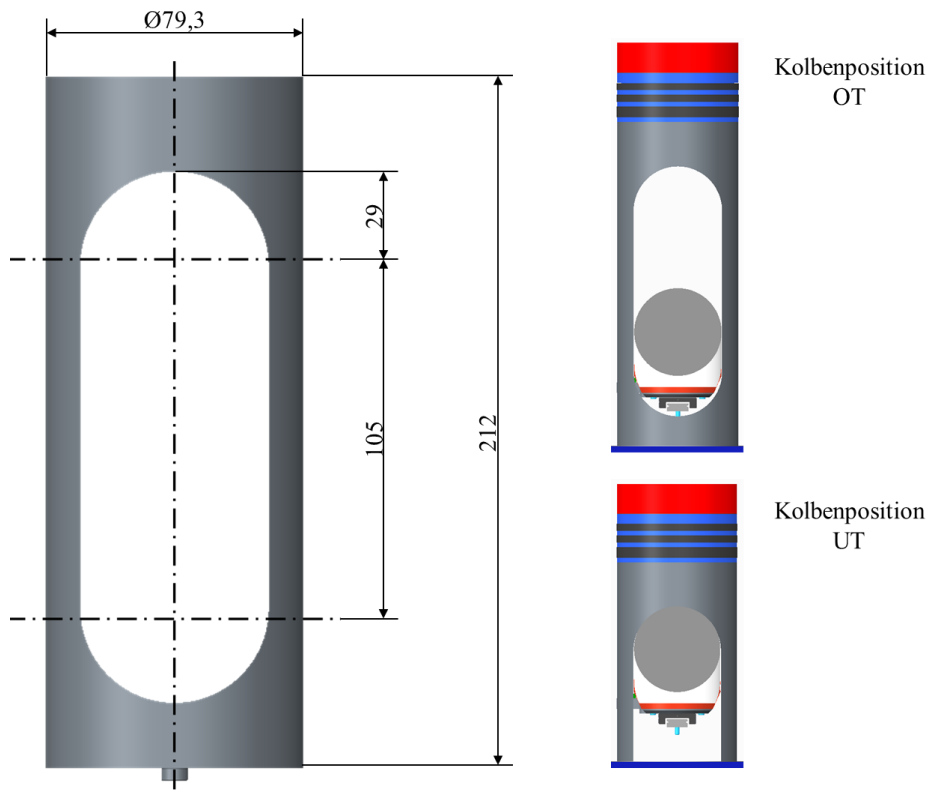


Abbildung 2-35: Grundabmaße der Kolbenverlängerung und Relativpositionen zwischen dem Umlenkspiegel und der Kolbenverlängerung im oberen und unteren Totpunkt.

Die Länge und Breite der Ausfräsung wird durch den Hub des Motors und der Größe des einzuschubenden Umlenkspiegels bestimmt. Der hier verwendete Spiegel ist ein elliptischer Spiegel mit einem Durchmesser von 57,15 mm auf der Nebenachse. Aufgrund der angegebenen Toleranz des Herstellers von $\pm 0,78$ mm auf der Nebenachse, ist die Ausfräsung der Kolbenverlängerung mit einem Radius von 29 mm konstruiert. Dies entspricht aufgrund der Symmetrie auch der Breite der Ausfräsung auf ihrer gesamten geraden Länge von 105 mm. Dieser Wert von 105 mm setzt sich aus dem Hub der Kolbenmaschine und einer Zusatzlänge zusammen. Der Hub der Maschine beträgt wie schon vormals benannt 80 mm und die hier verwendete Zusatzlänge 29 mm. Diese Zusatzlänge ist für die Haltekonstruktion des Spiegels notwendig und beinhaltet zusätzlich einen Sicherheitsanteil. Im rechten Bereich der Abbildung 2-35 ist die Spiegelposition im oberen und unteren Totpunkt (OT und UT) zu erkennen. Die Spiegelfläche bleibt über den gesamten Hub vollflächig optisch zugänglich, was eine Beobachtung des gesamten Brennraumes zu jedem gewünschten Kurbelwellenwinkel möglich macht.

Die hier in Abbildung 2-35 gezeigte wirksame Gesamtlänge der Kolbenverlängerung von 212 mm ergibt sich schlussendlich aus der oben beschriebenen Ausfräsung und konstruktiven, sowie festigkeitsbedingten Gründen. Konstruktiv zu nennen sind hier die Anbindungen an den Kolben des Grundmotors im unteren Bereich und die Anbindung der Kolbenkrone mit einem

Innengewinde im oberen Bereich der Kolbenverlängerung. Die Festigkeitsberechnungen werden in den folgenden Abschnitten erläutert.

2.2.4.1.2. Festigkeitsberechnung der Kolbenverlängerung mittels FEM

Die Kolbenverlängerung wird zur Bestimmung des Werkstoffes und der letztlichen Fertigungsabmaße in mehreren Festigkeitsberechnungen den zu erwartenden Belastungen ausgesetzt. Hierfür sind drei Fälle zu betrachten:

- Zugbelastung im Ladungswechsel-OT durch die Massenkräfte
- Druckbelastung im Zünd-OT durch die entstehende Gaskraft
- Biegeknicken unter Druckbelastung im Zünd-OT

2.2.4.1.2.1. Zugbelastung im Ladungswechsel-OT durch die Massenkräfte

Die Zugbelastung im Ladungswechsel-OT ergibt sich aus den jeweiligen Massen der Bauteile und der erfahrenen Beschleunigung gemäß der Grundgleichung der Mechanik:

$$F = m \times a \quad \text{Formel 2-3}$$

Für die Berechnung der Zugbelastungskraft im vorliegenden Fall wird die folgende Näherungsgleichung zur Bestimmung der oszillierenden Massenkraft in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel herangezogen:

$$F_{osz}(\alpha) = m_{osz} r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad \text{Formel 2-4}$$

Hierbei ist m_{osz} die oszillierende Gesamtmasse, r der Kurbelradius, ω die Winkelgeschwindigkeit, λ das Pleuelstangenverhältnis und α der Kurbelwinkel.

Mittels Formel 2-4 lässt sich die maximale Zugbelastungskraft im Auslegungsfall ($\alpha = 0$, $\omega = 314,16 \text{ rad/s}$) bestimmen zu 14,3 kN. Diese Kraft wird dem Bauteil als Zugbelastung am oberen Innengewinde aufgeprägt und die untere Fläche der Kolbenverlängerung in allen Koordinatenachsen festgesetzt. Die Resultate dieser Simulation, dargestellt als Spannungen in MPa und Verschiebungen in mm, sind in Abbildung 2-36 zu sehen.

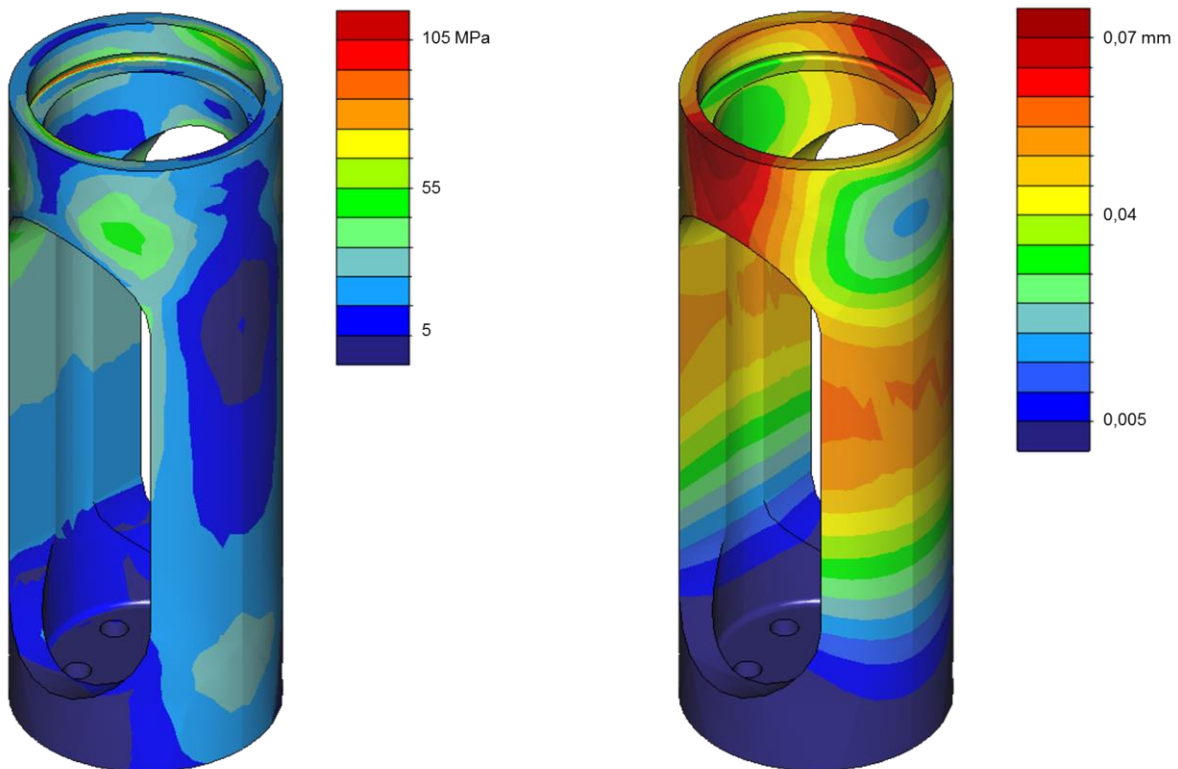


Abbildung 2-36: Die Kolbenverlängerung unter Zugbelastung im Ladungswechsel-OT: Darstellung der Spannungen in MPa und der Verschiebungen in mm.

Auf der linken Seite ist die Vergleichsspannung nach von Mises im Bereich von 5 bis 105 MPa eingefärbt. Die Stellen mit den höchsten Spannungswerten tauchen im Bereich des Gewindefreistichs (etwa 105 MPa, rot) und über der Ausfräsung (etwa 60 MPa, grün) auf. Diese Werte sind für die in Frage kommenden Werkstoffe (Aluminium- und TiAl-Legierungen) unkritisch. Auf der rechten Seite der Abbildung 2-36 sind die zugehörigen Verschiebungen in mm aufgetragen. Auch hier wird deutlich, dass die Verschiebungen mit maximal 7/100 mm unkritisch sind. Sie müssen allerdings bei der Kinematik der Ventile und bei der Berechnung des dynamischen Verdichtungsverhältnisses berücksichtigt werden.

2.2.4.1.2.2. Druckbelastung im Zünd-OT durch die entstehende Gaskraft

Die Druckbelastung der Kolbenverlängerung ergibt sich aus dem Verbrennungsdruck, welcher sich durch die Kolbenfläche als Kraft auf der Kolbenkrone und schließlich der Kolbenverlängerung abstützt. Bei der Vorgabe des Verbrennungsspitzen drucks und der gegebenen Kolbenfläche berechnet sich die Gaskraft in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel α nach Formel 2-5:

$$F_{Gas}(\alpha) = A_K p_{Zyl}(\alpha) \quad \text{Formel 2-5}$$

Die gesamte Kolbenkraft F_K ergibt sich aus den entgegengesetzten Kräften der Gas- und Massenkraft zu:

$$F_K(\alpha) = F_{Gas}(\alpha) - F_{osz}(\alpha)$$

Formel 2-6

Mit dem vorgegebenen Verbrennungsspitzenruck von 200 bar und der bekannten Kolbenfläche ergibt sich die maximale Gaskraft nach Formel 2-5 zu 101 kN. Da für den vorliegenden Zylinderkopf, bzw. Verbrennungsmotor, zum Zeitpunkt der Berechnung kein Verbrennungsdruckverlauf in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel vorliegt, wird für die Berechnung der maximalen Kolbenkraft die Gaskraft als maximal angenommen und die oszillierende Massenkraft vernachlässigt. Somit ergibt sich eine maximale Kolbenkraft von 101 kN.

Mit dieser berechneten Kraft von 101 kN wird die Kolbenverlängerung in der FEM-Berechnung belastet. Die Randbedingungen und Resultate sind in Abbildung 2-37 dargestellt.

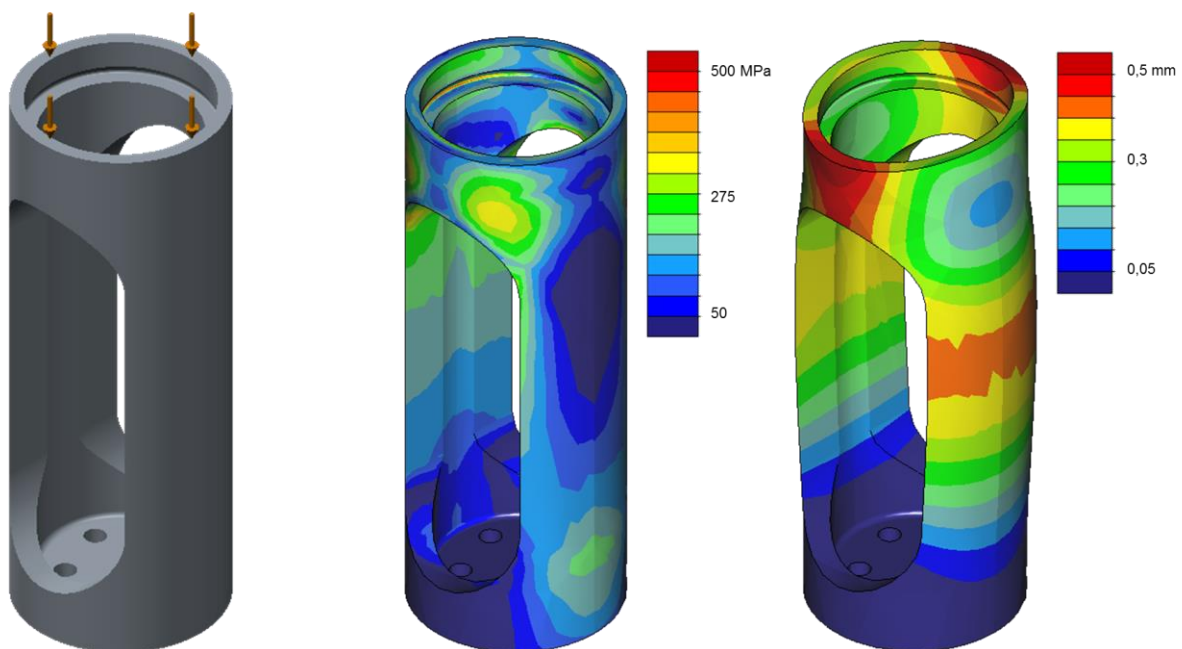


Abbildung 2-37: Druckbelastung der Kolbenverlängerung im ZOT: Randbedingungen (links) und Ergebnisse der Berechnung. Es treten maximale Spannungen von etwa 500 MPa (Mitte), sowie maximale Verschiebungen von 0,5 mm auf (rechts).

Links in Abbildung 2-37 sind die Randbedingungen der FEM-Rechnung gezeigt. Die Kraft greift auf der obersten Fläche an und ist mit Pfeilen dargestellt. Die untere Fläche, auf der die Kolbenverlängerung mit dem Kolben des Grundmotors verschraubt wird, wird wie in der Zugbelastungsrechnung festgesetzt. Somit ist auf dieser Fläche keine Verschiebung zugelassen.

Die Ergebnisse sind in der Mitte der Abbildung als Spannungen in MPa und rechts als Verschiebungen in mm aufgetragen. Die höchsten Spannungen von etwa 500 MPa treten, wie auch im Berechnungsfall der Zugbelastung, im Gewindefreistich der Kolbenverlängerung auf. Ebenfalls sind die Bereiche oberhalb der Ausfräsung mit Spannungswerten von bis zu 350 MPa erwähnenswert. Auch hier ist eine Ähnlichkeit der stärker belasteten Bereiche im

Zugbelastungsfall erkennbar. Allerdings sind die hier auftretenden Absolutwerte der Spannungen aufgrund der deutlich höheren eingebrachten Kraft größer und können von Aluminiumwerkstoffen nicht mehr mit einer ausreichenden Sicherheit aufgenommen werden. Daher wird in den folgenden Berechnungen eine TiAl-Legierung (ASTM B348 Gr.5) zugrunde gelegt, die in der Motorentechnik Anwendung findet und mit 900 N/mm^2 eine hohe Streckgrenze besitzt.

Auf der rechten Seite der Abbildung 2-37 sind die Verschiebungen der Kolbenverlängerung als Vektorbetrag in mm abgebildet. Für eine verbesserte Darstellung ist das Bauteil hier übermäßig verformt gezeigt. Die betragsmäßig höchste Verformung von 0,5 mm wird jeweils mittig über den Ausfräsungen erreicht, so dass sich der kreisrunde Querschnitt in diesem Bereich einer elliptischen Form annähert. Bei der Betrachtung der einzelnen Verschiebungskomponenten in den drei Koordinatenachsen (Abbildung 2-38, Einheit mm, z-Richtung entspricht Zylinderachse) ist die jeweilige Verformung geringer und als akzeptabel zu erachten, zumal das reale Bauteil in diesem Bereich mit der Kolbenkrone verschraubt ist und diese der Kolbenverlängerung eine höhere Formstabilität im Bereich des Innengewindes verleiht.

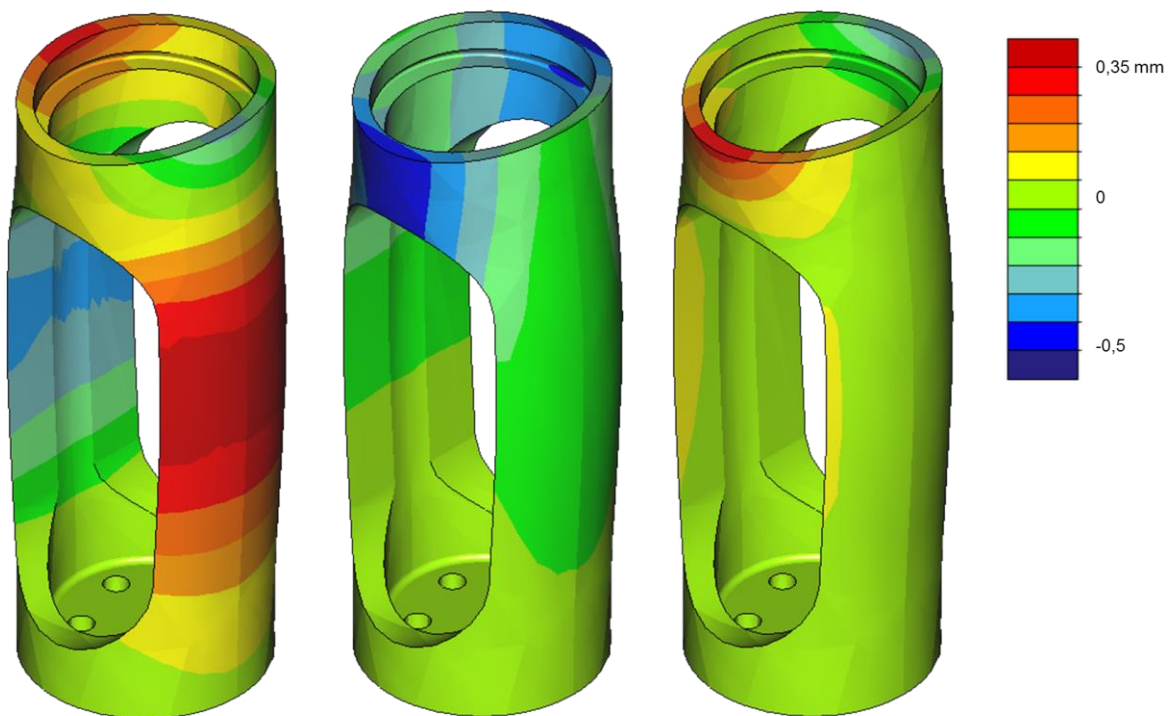


Abbildung 2-38: Beträge der einzelnen Verschiebungen der drei Achsen (x, y, z; v. r. n. l.) der Kolbenverlängerung bei der Druckbelastung im ZOT.

2.2.4.1.2.3. Untersuchung des Biegeknickens unter Druckbelastung im Zünd-OT

Aufgrund der hohen Belastung im Zünd-OT und der Geometrie der Kolbenverlängerung, die den Balken und Stäben zuzuordnen ist, wird die Kolbenverlängerung unter der Druckbelastung im OT auf die Sicherheit gegen Biegeknicken untersucht.

Das Biegeknicken ist ein Instabilitätsproblem und die zu vermeidende Knickkraft F_K wird im elastischen Bereich des belasteten Werkstoffes mit Hilfe der Formel 2-7 nach Euler berechnet.

$$F_K = \frac{\pi^2 EI}{s^2} \quad \text{Formel 2-7}$$

Hierin steht E für den Elastizitätsmodul des zu untersuchenden Werkstoffes, I bezeichnet das axiale Flächenträgheitsmoment des Querschnittes im Bauteil und s steht für die Knicklänge, welche nach Formel 2-8 ermittelt wird.

$$s = \beta \cdot l \quad \text{Formel 2-8}$$

An dieser Stelle steht die Variable l für die Stablänge, d.h. die wirksame Länge von Einleitung der belastenden Kraft bis zur Einspannung des Stabes, und β ist der Knicklängenbeiwert, welcher einer Fallunterscheidung betreffend der Randbedingungen der Einspannung unterliegt. Die vier zu unterscheidenden Einspannungen, auch Eulerfälle genannt, sind in Abbildung 2-39 gezeigt.

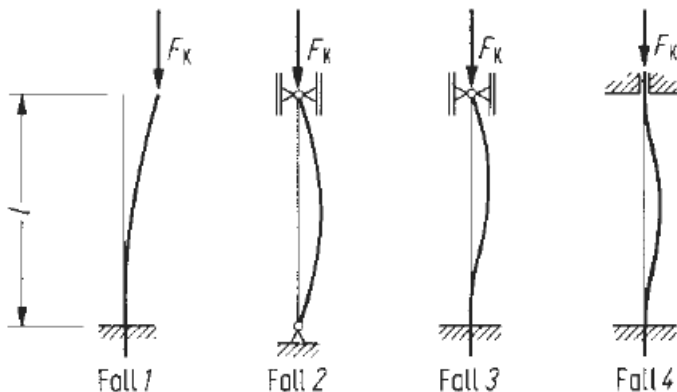


Abbildung 2-39: Eulersche Knickfälle [64]

Der jeweils zugehörige Knicklängenbeiwert ist Tabelle 2.5 zu entnehmen. Da in der hier durchgeführten Auslegung die Kolbenverlängerung als einzelnes Bauteil und nicht als gesamte Baugruppe mit montierter Kolbenkrone und Kolben des Grundmotors betrachtet wird, ist die Rechnung nach Eulerfall 1 durchgeführt. In diesem Fall besitzt der Knicklängenbeiwert den Wert 2, welcher eine maximale Knicklänge nach Formel 2-8, und schließlich eine minimale Knickkraft nach Formel 2-7 bedeutet und somit die Berechnung eine zusätzliche Sicherheit beinhaltet. Im realen Betrieb, d.h. im zusammengebauten Zustand, kommt jedoch der Eulerfall 2, mit einem Drehgelenk in der Einspannung und einer Führung im oberen Bereich des Stabes, den Bedingungen am nächsten. Aufgrund des Knicklängenbeiwertes dieses Knickfalles und der Formel 2-7, ergäbe sich ein Faktor von 4 zwischen den Ergebnissen der zwei Knickfälle, bei gleichzeitiger Gleichhaltung der übrigen Randbedingungen.

Tabelle 2.5: Knicklängenbeiwerte

Eulerfall	Knicklängenbeiwert
1	2
2	1
2	0,7
4	0,5

Die Knickberechnung wird mit denselben Randbedingungen wie bei der Druckbelastung im Zünd-OT aufgesetzt, da der Knickfall unter Druckbelastung auftreten würde. Die Sicherheit gegen Knicken im Eulerfall 1 beträgt mit einer Druckbelastung von 101 kN $S_K = 3,3$. Fuyuto [42] nennt eine Mindestsicherheit gegen Knicken von 3,0. Unter Berücksichtigung der hier vorliegenden Einspannung nach Eulerfall 1, ist mit der entwickelten Konstruktion eine ausreichende Sicherheit gegen Knicken gewährleistet.

2.2.4.1.3. Umlenkspiegel

Der Umlenkspiegel wird, wie bereits kurz in Kapitel 2.2.4.1.1 erwähnt, zur Beobachtung des Brennraumes entlang der Zylinderachse, in den Kolben bzw. die Kolbenverlängerung positioniert. In Abbildung 2-40 ist der Umlenkspiegel auf der linken Seite im Aufbau montiert und auf der rechten Seite einzeln dargestellt.

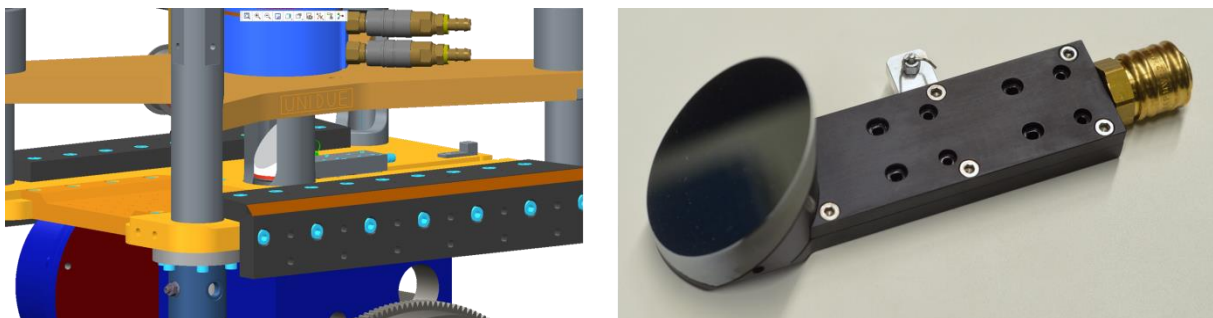


Abbildung 2-40: Umlenkspiegel des optisch zugänglichen Hochlastmotors.

Der elliptische Spiegel wird nach einer vorbereitenden Bearbeitung auf den Spiegelhalter aufgeklebt. Der Spiegel ist aluminiumbeschichtet und mit einem reflektierenden Wellenlängenbereich von 250 bis 700 nm für den UV- und sichtbaren Wellenlängenbereich optimiert. Somit kann über den Spiegel sowohl eine Kamera beobachten, als auch ein Laserschnitt in den Brennraum geführt werden. Die Haltekonstruktion besteht hierbei aus schwarz eloxiertem Aluminium, um etwaige Reflexionen von Laserlicht zu vermeiden, und kann über eine Linearlagerung in bzw. aus der Kolbenverlängerung ein- und ausgefahren werden (Abbildung 2-41). Zur Feinjustierung kann das Linearlager gegenüber der Grundplatte horizontal verstellt werden und die eindeutige Positionierung auf der Zylinderachse wird durch einen federbelasteten Haltestift realisiert (aluminiumfarben in Abbildung 2-40 rechts).

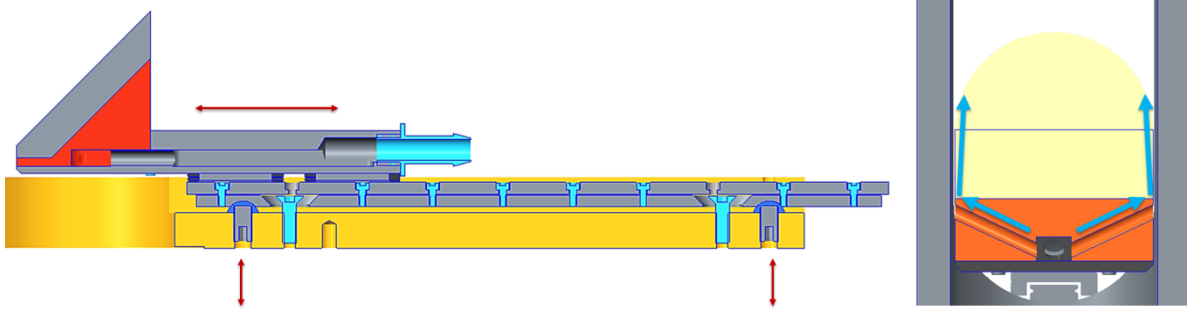


Abbildung 2-41: Verfahrenweg des Umlenkspiegels auf der Linearlagerung und die realisierte Kolbenglaskühlung mittels Druckluftzuführung [59].

Der Umlenkspiegel wird weiterhin für die Kolbenglaskühlung eingesetzt. Um das Kolbenglas bei etwaiger Feuerung des Brennraumes zu kühlen, wird dieses entlang der Zylinderachse mit Druckluft angeblasen. Wie in Abbildung 2-40 und Abbildung 2-41 gezeigt, wird die Druckluft im hinteren Bereich des Spiegels angeschlossen, innerhalb der Haltekonstruktion nach vorn geführt und anschließend jeweils seitlich des Spiegels nach oben in Richtung des Kolbenglases geführt. Der Luftstrom ist in Abbildung 2-41 auf der rechten Seite mittels blauer Pfeile gekennzeichnet.

2.2.4.2. Kolbenkrone

Als Kolbenkrone wird dasjenige Bauteil bezeichnet, welches auf die Kolbenverlängerung montiert wird, und dabei als Träger des Kolbenglases und der Kolbenringe den Verbrennungsdruck auffängt.

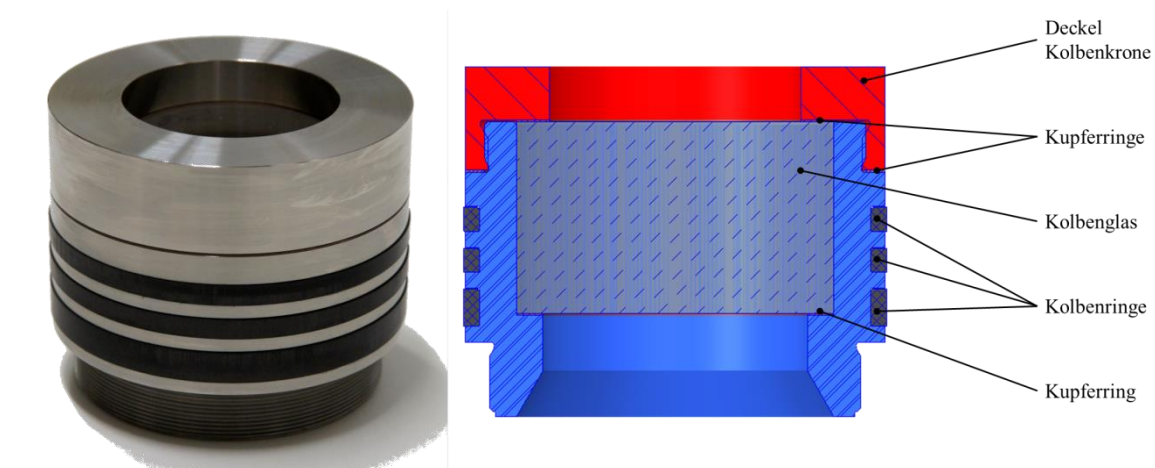


Abbildung 2-42: Fotografie und Querschnittsdarstellung der Kolbenkrone mit den einzelnen benannten Komponenten.

In Abbildung 2-42 ist die Kolbenkrone gezeigt. Die Schnittdarstellung in der rechten Bildhälfte verdeutlicht den Zusammenbau. Das Kolbenglas, das an den Kontaktflächen zum metallischen Werkstoff über Weichmetallringe gelagert ist, wird über den aufgeschraubten Deckel der Kolbenkrone fest in Position gehalten. Die Weichmetallringe sollen etwaige Fertigungstoleranzen ausgleichen und somit Spannungsspitzen am Kolbenglas bei der Montage

und im Betrieb vermeiden. Weiterhin ist ein Kupferring zwischen Kolbenkrone und Deckel positioniert, um das entstehende Totvolumen auszufüllen und das berechnete Verdichtungsverhältnis zu erreichen. Die Überbestimmtheit dieses Systems wird über die plastische Verformung der Kupferscheiben gelöst.

Die drei übereinander angeordneten Kolbenringe dienen der Abdichtung gegen den Verbrennungsdruck und der Führung der Kolbenverlängerung in der Laufbuchse. Weil der Betrieb für hohe Sauberkeit bei optischen Experimenten ungeschmiert erfolgen muss, wird an dieser Stelle auf die herkömmlichen Kolbenringe aus metallischen Gusswerkstoffen verzichtet und stattdessen auf Kunststoffringe zurückgegriffen. Sie besitzen einen Außendurchmesser von 80 mm, welcher der Zylinderbohrung entspricht und bei entsprechender Wärmezufuhr aufgrund des höheren Wärmeausdehnungskoeffizienten zur Abdichtung führt. Der Werkstoff dieser Ringe ist ein PTFE-Graphit-Compoundwerkstoff (PTFE mit 15% Graphit), welcher unter anderem im Kompressorenbau Anwendung findet.

Für einen weiten Einsatzbereich innerhalb der Motorenforschung ist die Kolbenkrone mit ihren einzelnen Bauteilen modular und flexibel ausgelegt, so dass verschiedene Geometrien ausgeführt werden können. Auf diese unterschiedlichen Versionen wird im Folgenden genauer eingegangen.

2.2.4.2.1. Geometrieversionen der Kolbenkrone

Der optisch zugängliche Hochlastverbrennungsmotor soll für möglichst viele Betriebsarten als Forschungsobjekt genutzt werden. Daher besteht die Möglichkeit die Kolbenkrone in unterschiedlichen Ausführungen aufzubauen. Durch den verwendeten Diesel-Zylinderkopf ist für eine Selbstzündung des Gemisches ein kolbenseitiger Brennraum, die sogenannte Kolbenmulde notwendig. Heutige Kolbenmulden besitzen eine besondere Geometrie, um den Vermischungsvorgang bei der Direkteinspritzung zu unterstützen [3]. Diese Geometrie ähnelt im Querschnitt dem griechischen Kleinbuchstaben ω , weshalb diese auch als Omegamulde bezeichnet wird.

In Abbildung 2-43 ist ein aufgeschnittener Dieselmotorenkolben heutiger Generation gezeigt. Der Querschnitt der Brennraummulde ist hier deutlich in seiner Form zu erkennen. Nun gibt es bei der Fertigung und auch bei der optischen Zugänglichkeit durch ein Kolbenglas, welches dieser Geometrieform folgt, Schwierigkeiten. Zum einen ist die Fertigungstoleranz der glasverarbeitenden Industrie erfahrungsgemäß groß, so dass die hier benötigten Genauigkeiten nur schwierig umsetzbar sind. Zum anderen wird das durch ein solches Kolbenglas geführte Licht an den bestehenden Radien gebrochen und es entsteht in manchen Bereichen nicht einsehbar Bereiche [26, 27, 65, 66]. Daher ist in dieser Arbeit eine Ersatzgeometrie für die Kolbenmulde vorgesehen, die eine erste Inbetriebnahme und Experimente zulässt und eine übliche Methode ist [67, 68]. Sie bedient sich einer rechteckförmigen Brennraummulde und ist in Abbildung 2-44 auf der linken Seite in einer Schnittdarstellung zu erkennen. Eine genauere

Untersuchung bzgl. des Unterschieds zwischen einer Rechteck- und einer Omegamulde ist in [69] gegeben.



Abbildung 2-43: Geometrie eines Dieselmotorenkolbens [3]

Aufgrund dieser Rechteckmulde ist eine Beobachtung des Brennraumes entlang der Zylinderachse ohne Beeinträchtigungen durch starke Verzerrung möglich. Weiterhin ist die Geometrie des Fensters als eine einfache Kreisscheibe sehr simpel gehalten, um die Fertigung in angemessenen Toleranzen durchführen zu lassen. Das Kolbenglas ist in Abbildung 2-45 dargestellt und besteht aus synthetischem Quarzglas der höchsten optischen Qualität SQ 0. Dieses Kolbenglas kann für Untersuchungen, in denen ein optischer Zugang entlang der Kolbenachse nicht benötigt wird, durch einen Metalleinsatz ersetzt werden. Dieser Metalleinsatz besteht aus Aluminium, da die Dichte im Vergleich zu Quarzglas annähernd gleich ist (Tabelle 2.6), und ist ebenfalls in Abbildung 2-45 gezeigt.

Für Untersuchungen selbstgezündeter, homogen vorgemischter Kraftstoff-Luftgemische (HCCI) ist eine Kolbengeometrie ohne Mulde vorgesehen. Dieser flache Kolben ist in der Bildmitte der Abbildung 2-44 gezeigt. Durch ein abgesetztes Kolbenglas ersetzt das Glas nun die vorher beschriebene Rechteckmulde und sorgt somit für die Möglichkeit der Einstellung sehr hoher Verdichtungsverhältnisse bis zu einem Wert von 23.

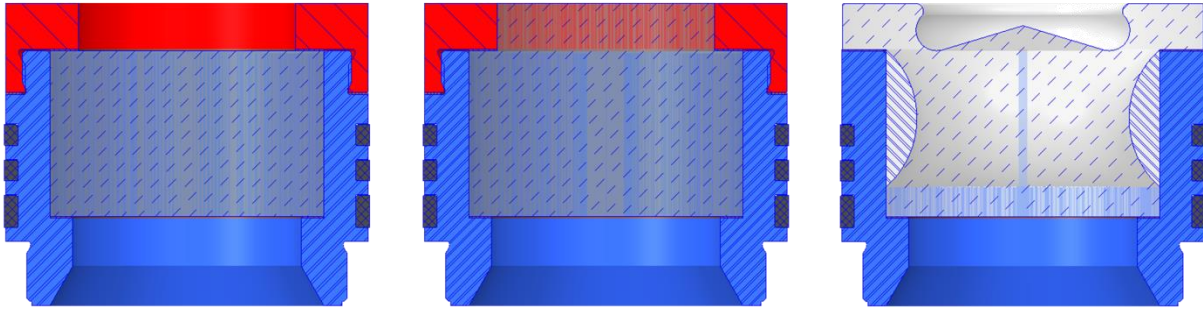


Abbildung 2-44: Verschiedene Geometrieversionen der Kolbenkronen: Rechteckmulde, Flacher Kolben ohne Mulde und Omegamulde (v.l.n.r.)

Auf der Abbildung 2-44 ist ganz rechts eine Kolbenkronenversion zu erkennen, die der Originalgeometrie folgt und konstruktiv dem Vorbild der Maschine von Miles [26] folgt. Durch einen Formschluss wird das Kolbenglas mit zwei Außengewindehalbschalen in die Kolbenkronen eingeschraubt und vorgespannt. Dadurch ist eine Beobachtung der Kolbenmulde mit Originalgeometrie durch den Kolbenboden möglich. Weiterhin ist ein radialer optischer Zugang in die Kolbenmulde möglich. Somit lassen sich die Verbrennungsvorgänge innerhalb der Kolbenmulde beobachten. Diese Kolbenkronengeometrie ist in der vorliegenden Arbeit nur als Machbarkeitsstudie eingebunden, so dass diese Konstruktionslösung zu einem späteren Zeitpunkt umgesetzt und in das bestehende System integriert werden kann.



Abbildung 2-45: Kolbenglas für die Rechteckmulde und optionaler Aluminiumeinsatz für Testanwendungen.

2.2.4.2.2. Verwendete Werkstoffe

Da die Kombination von Glas- und Metallwerkstoffen aufgrund der sehr unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten ein Problem darstellt, soll an dieser Stelle kurz auf deren mechanische Eigenschaften und Wechselwirkungen eingegangen werden.

Das Kolbenglas ist aufgrund seiner Transmissivität im UV-Wellenlängenbereich aus synthetischem Quarzglas gefertigt. Der mittlere Wärmeausdehnungskoeffizient ist im Vergleich zu herkömmlichen Metallwerkstoffen sehr gering. Dies führt beim motorischen Betrieb dieser Werkstoffkombination aufgrund des Wärmeeintrages entweder zu hohen Spannungen oder zu einer Verringerung der Vorspannkräfte bei etwaiger Verschraubung. Diese zwei Szenarien gilt es zu vermeiden.

Für die Anwendung eines metallischen Werkstoffes mit einem geringen mittleren Ausdehnungskoeffizient hat sich in mehreren Anwendungen der Werkstoff 1.3912 (Invar) bewährt [70, 71]. Dabei handelt es sich um eine Eisen-Nickel-Legierung mit geringen Anteilen von Silizium und Mangan. Eine Auswahl physikalischer Eigenschaften zum Vergleich zwischen synthetischem Quarzglas, einer herkömmlichen Aluminiumlegierung (3.1645) und des erwähnten Invars ist in Tabelle 2.6 aufgelistet. Zusätzlich sind zum Vergleich noch Werte von Saphir, eines TiAl (Kolbenverlängerung) und eines herkömmlichen Stahls (Halterahmen) aufgelistet.

Tabelle 2.6: Physikalische Eigenschaften verwendeter Werkstoffe

Mechanische Eigenschaften	Synthetisches Quarzglas	Aluminium	Invar	Saphir	TiAl, Grade 5	Stahl, S355
Dichte / g/cm ³	2,2	2,85	8,1	3,98	3,8	7,85
Elastizitätsmodul / GPa	70	73	143	350	114	210
Zugfestigkeit / MPa	50	340	780	190	895	500
Mittlerer Wärmeausdehnungskoeffizient / 10 ⁻⁷ K ⁻¹	5,1	230	6-14	50	89	111
Wärmeleitfähigkeit / W/(mK)	1,38-1,46	130-150	12,8-14	40	7,1	54

Die Dichte liegt bei Invar mit 8,1 g/cm³ sehr hoch, so dass die aus diesem Werkstoff gefertigten Bauteile eine hohe Masse aufweisen. Dies ist ein Grund für die Realisierung geringerer Maximaldrehzahlen von bis zu 3000 U/min des optisch zugänglichen Motors. Die Dichte von Aluminium liegt hier mit 2,85 g/cm³ im Bereich der Dichte von synthetischem Quarzglas, welches eine Dichte von 2,2 g/cm³ aufweist. Dadurch eignet sich Aluminium als Ersatzersatz in der Kolbenkrone, wie es weiter oben beschrieben ist.

Der mittlere Wärmeausdehnungskoeffizient liegt in der Größenordnung von Quarzglas. Dadurch werden thermische Spannungen gering gehalten und Vorspannkräfte bleiben im Betrieb bestehen.

Die Wärmeleitfähigkeit ist bei Invar zwar deutlich geringer als bei einem Aluminiumwerkstoff (Faktor 10), jedoch liegt diese wiederum um den Faktor 10 höher als die Wärmeleitfähigkeit des synthetischen Quarzglas. Dadurch kann ein Bauteil aus Invar mehr Wärme abführen als das entsprechende Teil aus synthetischem Quarzglas.

2.2.5. Einlass- und Auslasskanäle

Für die Anbindung des Zylinderkopfes und damit des optisch zugänglichen Motors an die Gasversorgung des Prüfstandes, werden Ein- und Auslasskanäle konstruiert, die für den Einzylinderbetrieb ausgelegt sind und somit von den Serienbauteilen abweichen. Die Konstruktion und anschließende Fertigung der Kanäle wird in den folgenden Abschnitten erläutert.

Die Ein- und Auslasskanäle sollen die Randbedingungen des Prüfstandes sicherstellen und den Anschluss zwischen der Flanschgeometrie des Zylinderkopfes und der Normflanschgröße des Prüfstandes (Kapitel 2.3.1.1) herstellen. Weiterhin soll eine Adaption von diversen Messsensoren an den Kanälen möglich sein. Die Gesamtkonfiguration der Ein- und Auslasskanäle mit dem optisch zugänglichen Motor ist in Abbildung 2-46 einzusehen.

Der im Vordergrund ersichtliche Auslasskanal wird unter der Halteplatte aus dem Halterahmen hinausgeführt und anschließend in zwei Ebenen umgelenkt und erfährt eine Querschnittsformänderung von der ovalen Auslassflanschgeometrie zur kreisrunden Querschnittsform des sich anschließenden Prüfstandsrohrsystems. Die Befestigungsmöglichkeit mit zwei Haltetaschen dient der Spannungsaufnahme bei Erwärmen, so dass die Flanschverbindung zwischen Zylinderkopf und Auslasskanal keine übermäßigen Querspannungen aufnehmen muss.

Der im Hintergrund ersichtliche Einlasskanal führt den in Abbildung 2-18 zu erkennenden kreisförmigen Füll- und rechteckförmigen Drallkanal zusammen und endet mit einem Normflansch. Daran schließt sich ein Beruhigungsvolumen mit einer Größe von 2 Litern an. Dieses Beruhigungsvolumen dient dazu, die aufgrund eines möglichen Strömungsabbrisses hervorgerufene Ungleichverteilung der Ladungsmasse auf den Drall- und Füllkanal nach der ausgeführten Richtungsänderung zu vermeiden. Der Kompensator dient der Spannungsminderung bei vorgewärmten Experimenten.

Aufgrund der komplexen Kanalgeometrie, insbesondere auf der Einlassseite, ist eine zerspannende Herstellung der Ein- und Auslasskanäle in diesem Falle nicht möglich. Die Herstellung durch Lasersintern ist kostengünstiger als eine urformende Herstellung mittels Gusstechnik. Das hier angewandte direct metal laser sintering, umgangssprachlich auch Laserdrucken genannt, bedient sich der hohen Leistungsfähigkeit eines CO₂-Lasers, der in vielen Schichten ein aufgetragenes Pulver aufschmilzt. Nach Abkühlen verfestigt sich das Material und es entsteht Schicht für Schicht das zu fertige Bauteil.

Die hierzu verwendeten Fertigungsmaschinen werden mit einem Dateiaustauschformat aus dem CAD-Programm programmiert, so dass die in Abbildung 2-14 gezeigte Entwicklungskette voll durchlaufen wird. Somit kann eine hohe Genauigkeit der Bauteile mit sehr geringer Fertigungstoleranz bei äußerst komplexen Geometrien eingehalten werden.

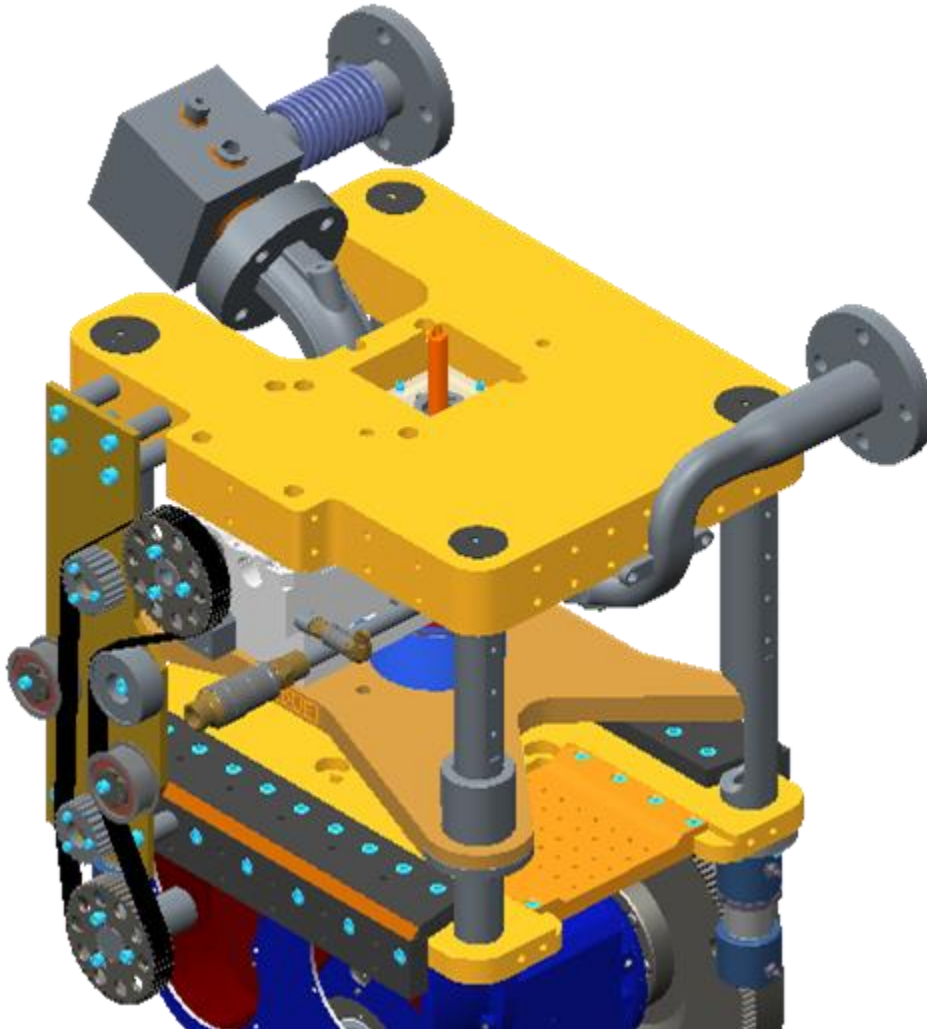


Abbildung 2-46: Konfiguration des Ein- und Auslasskanals in der Gesamtansicht

In Abbildung 2-47 sind die gefertigten Kanäle ersichtlich. Auf der linken Seite sind der Einlasskanal und der in drei Teile geteilte Auslasskanal zu erkennen. Der Auslasskanal muss in drei Teilen gefertigt werden, da die Ausmaße des Kanals in den drei Koordinatenachsen auf der verwendeten Fertigungsmaschine nicht herstellbar sind. Weiterhin ist auf der rechten Seite der Abbildung 2-47 ein Zwischenstand der Fertigung zu erkennen. Hier gezeigt ist der Flansch des Einlasskanals (deutlich zu erkennen die Geometrie des Drall- und Füllkanals) nach einigen Millimetern Bauhöhe. Jeweils seitlich dieses Flansches und ebenfalls in der linken Abbildung zu erkennen sind die „Supports“, welche fertigungstechnisch ausgeführt werden müssen, um die dreidimensionale Geometrie schichtweise aufzubauen.

Bei dem hier verwendeten Werkstoff handelt es sich um Inconel 718 (2.4668), ein hochtemperaturbeständiges Material mit einer hohen Festigkeit (655 MPa Streckgrenze, 1069 MPa

Zugfestigkeit). Da dieser Werkstoff gut schweißbar ist, kann auf eine Fertigung der Normflansche verzichtet werden und die Normbauteile nach der Fertigung angebracht werden. Die mit Positionsnasen versehenen Teile des Auslasskanals können anschließend ebenfalls thermisch gefügt werden, ohne eine Beeinträchtigung der Kanalinnengeometrie.

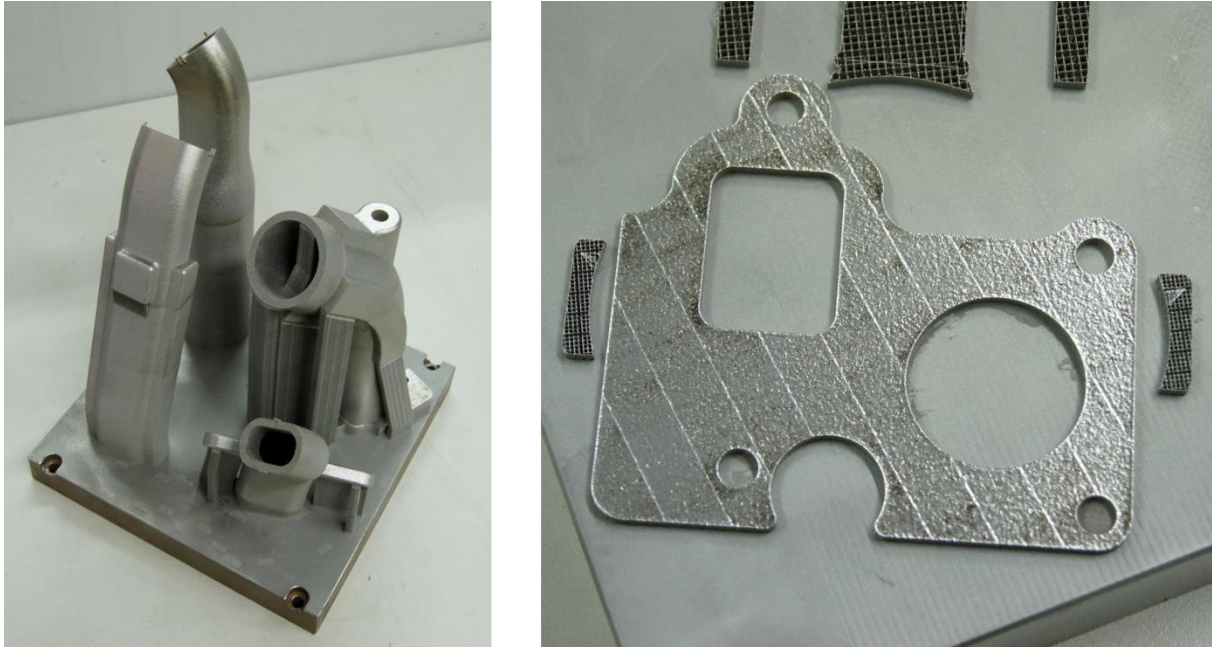


Abbildung 2-47: Ein- und Auslasskanal sind als DMLS-Bauteile ausgeführt. Auf einer Grundplatte wurden der dreiteilige Auslasskanal und der einteilige Einlasskanal durch Laserstrahlschmelzen aufgebaut.

Der Einlasskanal ist hier ohne eine Drallklappe gefertigt. Die Drallklappe steuert über das Versperren des Kanalquerschnitts den Drall der zugeführten Ladungsbewegung. Im Serienbauteil des VW-Motors sitzen die Drallklappen in den runden Zuführungskanälen der drei Zylinder und werden über einen Schrittmotor kennfeldgesteuert. Optional kann durch die hier entwickelte Kanalgeometrie eine Drallklappe nachgerüstet werden. Durch den z.Zt. völlig freigegebenen Querschnitt des Drallkanals stellt sich in jedem Betriebspunkt der geringste Drall ein.

3. Prüfstand

Um den in Kapitel 1 vorgestellten optisch zugänglichen Hochlastmotor mit den definierten Randbedingungen betreiben zu können, ist ein hochkomplexer Prüfstand notwendig. Der Aufbau dieses Prüfstandes wird von Grund auf geplant. Als Infrastruktur steht eine Motorenkabine mit einem Maschinenbett und einem darunter befindlichen Kellerraum zur Verfügung. Der Aufbau dieses Prüfstandes wird im Folgenden erläutert.

3.1. Prüfstandslastmaschine

Die Prüfstandslastmaschine stellt das notwendige Momentengegengewicht zum Verbrennungsmotor zur Verfügung, um den jeweils angekoppelten Verbrennungsmotorenprüfling in einem gewünschten Betriebspunkt zu untersuchen. Hierzu sind auf dem für Verbrennungsmotorenmesstechnik spezialisierten Markt fertig konfigurierte Systeme erhältlich, die einerseits den Vorteil bieten, die gesamte zu verwendende Messtechnik integriert zu haben, andererseits aber sehr teuer sind, so dass ein wirtschaftlicher Betrieb in einer Forschungseinrichtung zumindest fraglich erscheint.

Alternativen bieten hier frei konfigurierte Antriebssysteme, wie sie standardmäßig in der Industrie eingesetzt werden. Dabei arbeitet eine durch einen Frequenzumrichter geregelte Asynchronmaschine im Vier-Quadranten-Antrieb. Somit ist es möglich, den angekoppelten Verbrennungsmotor sowohl im motorischen Betrieb, als auch im geschleppten Betrieb zu betreiben und entsprechende Messungen durchzuführen. Die Auslegung und Dimensionierung dieser Lastmaschine wird im Folgenden erläutert.

3.1.1. Auslegung Gesamtsystem

Aufgrund der beschriebenen und in Abbildung 2-10 ersichtlichen Doppelseitigkeit des Prüfstandes, ist auch die Lastmaschine für die zwei vorgesehenen Motoren zu dimensionieren. Hier sind zwei Auslegungsfälle für die Dimensionierung der Lastmaschine zu nennen:

Einerseits der gefeuerte Dauerlauf des thermodynamischen Motors, der im Einzylinderbetrieb mit den maximalen leistungsbezogenen Randbedingungen das höhere Drehmoment im Vergleich zum optisch zugänglichen Motor erzeugt. Dies begründet sich in der hohen inneren Reibung und im Betriebszustand des optisch zugänglichen Motors, welcher überwiegend im Skip-Fire-Betrieb gefahren wird. Hierbei wird z.B. nur jeder fünfte Arbeitszyklus gefeuert, womit sich der Wärmeeintrag in die vorhandenen Glasbauteile gering halten lässt.

Andererseits ist der Nothalt des optisch zugänglichen Motors bei etwaigem Glasbruch zu nennen. In einem solchen Fall soll die Lastmaschine in der Lage sein, den über die Kupplung angeflanschten optisch zugänglichen Motor innerhalb weniger Umdrehungen zum Stillstand zu bringen, um die Schädigung der Kolbenkomponenten und des Zylinderkopfes möglichst

gering zu halten. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass die Baugruppe Kolbenverlängerung mit der Kolbenkrone und dem Quarzglas eine Erhöhung des Massenträgheitsmomentes bei dem optisch zugänglichen Motor verursacht.

Da der Nothalt des optisch zugänglichen Motors eine sehr kurzzeitige Belastung der Lastmaschine darstellt und nicht häufig angefordert wird, kann hierfür das Kippmoment einer Asynchronmaschine für die Auslegungsüberprüfung im Anschluss der Auslegung für den Dauerbetrieb mit dem thermodynamischen Motor herangezogen werden. Das Kippmoment stellt das kurzzeitig maximal verfügbare Moment dar und ist in der Regel um mehrere Mal höher als das Bemessungsmoment.

Für die Auslegung der Lastmaschine im gefeuerten Dauerlauf des thermodynamischen Motors werden die teilweise in Tabelle 2.1 genannten Randbedingungen wieder aufgegriffen und durch weitere Auslegungsbedingungen ergänzt. Diese Bedingungen sind in Tabelle 3.1 aufgelistet. Weiterhin soll das auszuwählende Antriebssystem im Vier-Quadranten-Antrieb betrieben werden können und im Falle des Generatorbetriebs rückspeisefähig sein.

Tabelle 3.1: Motorische Randbedingungen für die Auslegung der Lastmaschine

Randbedingung	Wert
Einlassdruck (Ladedruck)	3,5 bar
Einlasstemperatur	20°C
Drehzahl	3000 U/min
Referenzkraftstoff	Dodecan
Verbrennungsluftverhältnis	1
Gegebener Hubraum	399 cm ³
Angenommener eff. Wirkungsgrad	38%

Die Auslegungsdrehzahl von 3000 U/min weicht von der in Tabelle 2.1 angegebenen Maximaldrehzahl des thermodynamischen Motors (4000 U/min) ab, da eine Asynchronmaschine über ihrer Bemessungsdrehzahl im Feldschwächebereich betrieben wird. D.h. ab der Bemessungsdrehzahl sinkt das zur Verfügung stehende Drehmoment. Bei Betrieb einer zweipoligen Asynchronmaschine im deutschen Stromnetz (50 Hz) liegt die Synchrondrehzahl bei 3000 U/min. Die Bemessungsdrehzahl liegt um den Wert des Schlupfes gering unter der Synchrondrehzahl. Eine Auslegung der Lastmaschine mit den maximalen Randbedingungen bis zu einer Drehzahl von 4000 U/min würde zu einer Überdimensionierung der Asynchronmaschine im Betriebsbereich bis zur Bemessungsdrehzahl führen. Daher wird in der folgenden Auslegungsberechnung eine Drehzahl von 3000 U/min herangezogen und als Folge dessen der Betrieb über dieser Drehzahl mit abgeschwächten motorischen Randbedingungen toleriert.

Bei einem gegebenen Einlassdruck und einer gegebenen Einlasstemperatur berechnet sich die Dichte des Einlassmediums Luft nach der idealen Gasgleichung:

$$\rho_L = \frac{p}{R_L T} \quad \text{Formel 3-1}$$

Unter der Annahme eines idealen Liefergrads $\lambda_1 = 1$, der Dichte und der vorgegebenen Drehzahl kann der Einlassmassenstrom \dot{m}_{Einlass} mit einem dem Arbeitsverfahren des Verbrennungsmotors entsprechenden Arbeitsfaktor i nach Formel 3-2 bestimmt werden.

$$\dot{m}_{\text{Einlass}} = V_H \rho_L n i \quad \text{Formel 3-2}$$

Für die in den Brennraum eingebrachte chemisch gebundene Energie wird der Gemischheizwert von Dodecan und Luft bei dem vorgegebenen Verbrennungsluftverhältnis nach Formel 3-3 berechnet und mit dem Einlassmassenstrom multipliziert (Formel 3-4).

$$\bar{H}_G = \frac{H_u}{\lambda L_{St}} \quad \text{Formel 3-3}$$

$$E_{\text{chem.}} = \bar{H}_G \dot{m}_{\text{Einlass}} \quad \text{Formel 3-4}$$

Mit dem angenommenen Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors, der heutigen Wirkungsgraden in Dieselmotoren entspricht, kann die abgegebene Leistung und somit das Drehmoment bestimmt werden.

$$P_e = \dot{E}_{\text{chem.}} \eta_e \quad \text{Formel 3-5}$$

Somit berechnet sich die Leistung des thermodynamischen Motors zu $P_e = 48,5$ kW und einem anliegenden Drehmoment von $M_e = 154,3$ Nm.

Diese errechneten Daten bilden die Grundlage zur Auswahl einer geeigneten Lastmaschine. Die auszuwählende Asynchronmaschine muss weiterhin für den Betrieb mit einem Frequenzumrichter geeignet sein, um die Drehzahl des Prüfstandes zu steuern.

Das ausgewählte Antriebskonzept ist ein Komponentensystem der Firma Siemens. Es kann in drei Komponenten gegliedert werden. Hierzu zählen der Asynchronmotor, der Frequenzumrichter und ein zwischengeschalteter Sinusfilter.

Der ausgewählte Drehstrom-Käfigläufermotor (1LG6223-2MA16-Z) mit Doppelwellenschluss hat eine Bemessungsleistung von 45 kW bei einer Bemessungsdrehzahl von 2965 U/min. Die wesentlichen technischen Merkmale dieser Asynchronmaschine sind Tabelle 3.2 zu entnehmen. Die Differenz zur errechneten Auslegungsleistung und Auslegungsmoment wird an dieser Stelle in Kauf genommen, da die nächsthöhere Asynchronmaschine größer baut und mit 60 kW eine Überdimensionierung darstellen würde.

Für den Betrieb über der Bemessungsdrehzahl ist der Motor mit der Schwingstärkestufe B nach DIN EN 60 034-14 ausgeführt. Dies entspricht einer zulässigen Schwingstärke von 1,12 mm/s für Motoren der Achshöhe 225 mm in einem Drehzahlbereich von 1800 bis 3600 U/min. Dadurch ist ein Betrieb der Lastmaschine und somit des angeflanschten Motors über der Bemessungsdrehzahl von 3000 U/min möglich.

Das angegebene maximale Kippmoment von 507,2 Nm entspricht dem 3,5-fachen des Bemessungsmomentes und kann im Fall eines Nothalts angefordert werden. Das Kennfeld mit dem Drehmomentenverlauf über der Drehzahl und dem Auslegungspunkt dieses Asynchronmotors ist in Abbildung 3-1 gezeigt.

Tabelle 3.2: Technische Daten Drehstrom-Käfigläufermotor 1LG6223-2MA16

Technische Daten	Wert
Bemessungsleistung	45 kW
Bemessungsdrehzahl	2965 U/min
Bemessungsmoment	144,9 Nm
Kippmoment	507,2 Nm
Bemessungsstrom	79,6 A
Baugröße	225 M
Betriebsart	Dauerbetrieb

Das grün dargestellte Bemessungsmoment steigt ausgehend vom Stillstand und einem nach Anlaufen der Maschine verfügbaren Drehmoment von etwa 85 Nm bis zur Bemessungsdrehzahl und dem zugehörigen Bemessungsmoment von ca. 145 Nm leicht an. Bei weiterer Erhöhung der Drehzahl in den Feldschwächebereich fällt das Drehmoment wieder ab. Der Kippmomentenverlauf ist blau dargestellt. Aufgrund eines Sicherheitsabstands ist der Verlauf bis zur Bemessungsdrehzahl konstant 400 Nm. Mit höherer Drehzahl über der Bemessungsdrehzahl fällt auch das Kippmoment ab.

Kennlinien: G120 / Netz / 1LG6223-2MA16 [Einfache Motorauswahl]

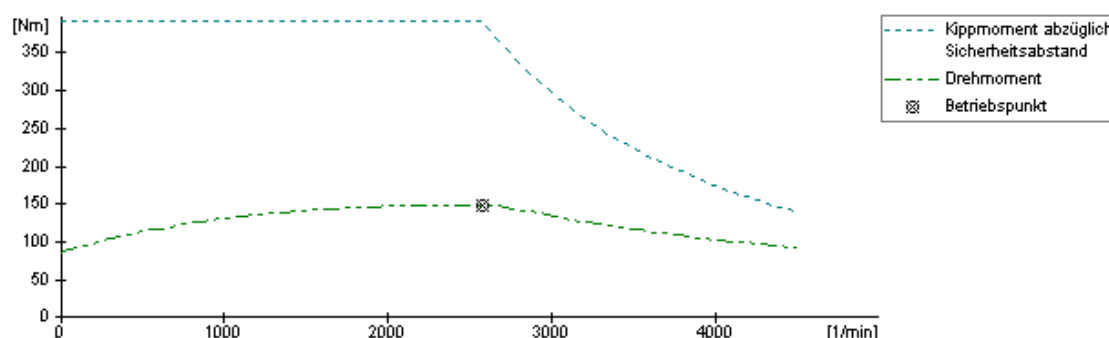


Abbildung 3-1: Kennlinie des Drehstrom-Käfigläufermotors 1LG6223-2MA16 [72]

Dieses Kennfeld gilt im deutschen Stromnetz mit einer Drehfrequenz von 50 Hz und in Verbindung mit dem Frequenzumrichtersystem Sinamics G120 der Fa. Siemens. Dieser Umrichter verändert je nach gewünschter Drehzahl die am Motor anliegende Frequenz und besteht

aus einem Leistungsteil (Power Module PM 250) und einer Steuereinheit (Control Unit CU 240E-2 DP-F).

Das Leistungsteil ist auf den Leistungsbereich des Drehstrom-Käfigläufermotors angepasst und wird mit der aufgesteckten Steuereinheit für das jeweilige Antriebssystem parametrierbar. Der Sinusfilter ist zwischen dem Umrichtersystem und dem Motor angeordnet und sorgt für einen Betrieb des Motors mit geringeren Störgeräuschen. Diese Komponenten werden im folgenden Kapitel genauer beschrieben.

3.1.2. Aufbau und Verschaltung

Die Komponenten des Antriebssystems sind gemäß Abbildung 3-2 positioniert. Der Umrichter ist über den Sinusfilter (mittig dargestellt) mit dem Asynchronmotor verbunden. Die Farben der Leitungen kennzeichnen hier die drei Phasen u, v und w des Drehstroms.

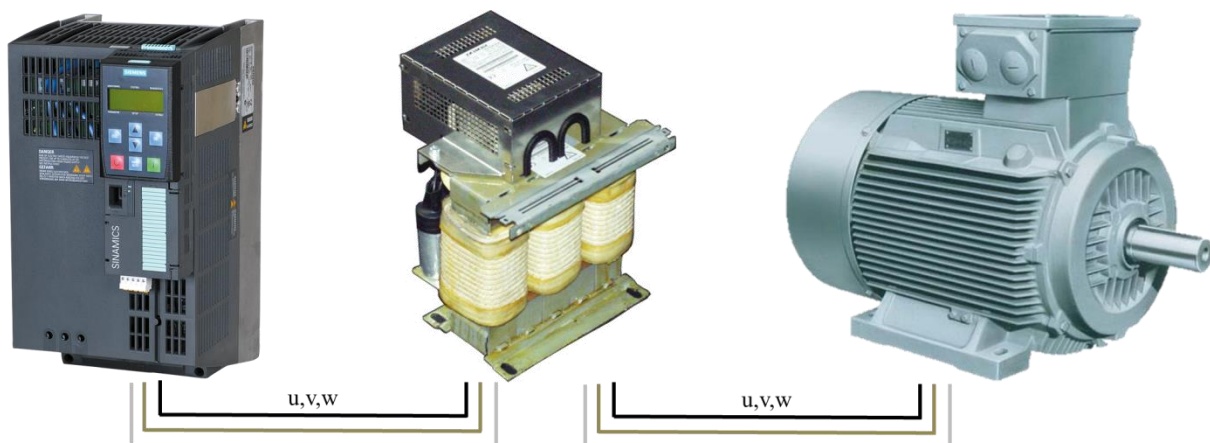


Abbildung 3-2: Prinzipschaubild des Aufbaus der elektrischen Komponenten der Lastmaschine [72]: Frequenzumrichter mit Steuereinheit, Sinusfilter und Drehstrom-Käfigläufermotor (v.l.n.r.).

Aufgrund der Spannungstaktung am Austritt des Umrichters entsteht ein elektromagnetisches Störgeräuschen. Dies entsteht durch eine hohe Änderung der Spannung mit der Zeit (du/dt), ähnlich eines TTL-Signals. Gemessene Ausgangsspannungen und Ausgangsströme, sowohl mit als auch ohne Sinusfilter, sind in Abbildung 3-3 ersichtlich.

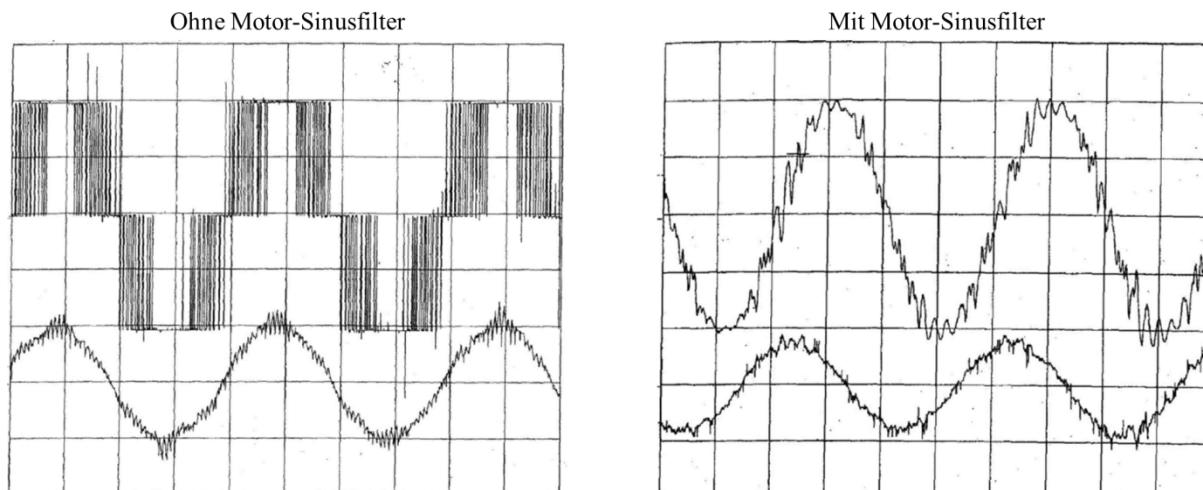


Abbildung 3-3: Spannungsausgangssignal eines Frequenzumrichters mit und ohne Sinusfilter (Dargestellt ist die Spannung über der Zeit)

Im oberen Bereich der Abbildungen ist jeweils der zeitliche Verlauf der Spannung, und im unteren Teil der Verlauf des Stromes zu erkennen. Bei Einsatz eines Sinusfilters wird der Verlauf der Spannung geglättet und der Anstieg der Spannung über der Zeit reduziert sich. Dies vermindert das Störrauschen, welches u. U. die verbaute Messtechnik, insbesondere die Indiziermesstechnik, beeinflussen kann, und schont zudem den angeschlossenen Motor mit seinen Wicklungen. Um das verbleibende Störrauschen weiter zu minimieren, ist der Asynchronmotor elektrisch isoliert aufgestellt und mit einer elektrisch isolierten Kupplung an den optisch zugänglichen Motor angeflanscht.

Für den in der Auslegung beschriebenen Nothalt bei Glasbruch ist das Steuerteil des Umrichters mit Sicherheitsfunktionen ausgelegt. Hier zu nennen sind die Funktionen „SS1“ (Schnellstopp 1) und „STO“ (Safe Torque Off).

Die Sicherheitsfunktion „SS1“ wird über einen roten Notschalter am Steuerpult des Prüfstandes ausgelöst, welcher in Abbildung 3-4 rechts oben zu erkennen ist. Hierbei wird eine Rampenfunktion aktiv, welche den Antrieb innerhalb kürzester Zeit mit der maximalen Leistung des Asynchronmotors zum Stillstand bringt und in diesem Zustand verbleibt. D.h. erst nach Aufheben der Sicherheitsschaltung kann der Antrieb wieder manuell oder auch motorisch gedreht werden.

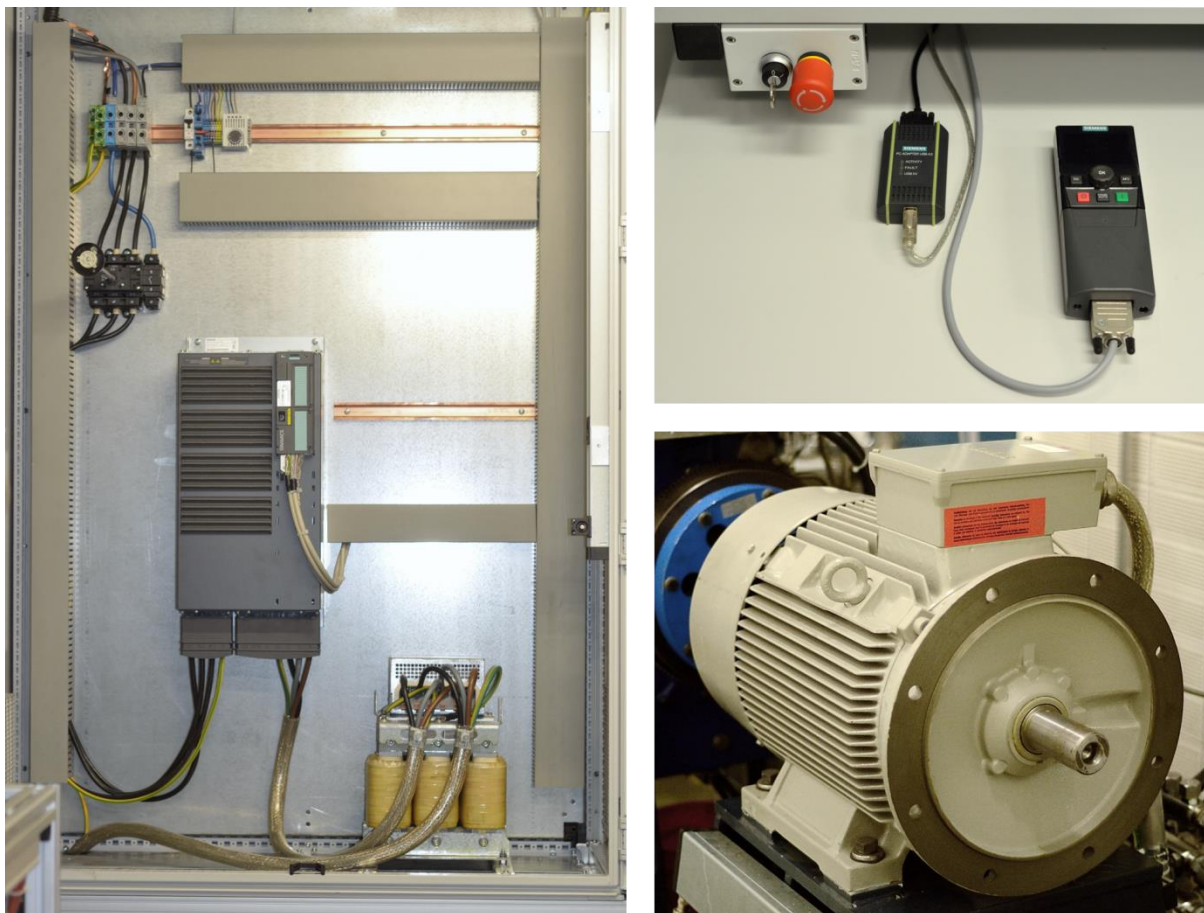


Abbildung 3-4: Einzelne Komponenten der Lastmaschine: Schaltschrank mit Spannungsversorgung, Frequenzumrichter und Sinusfilter, sowie Steuerungskomponenten am Bedienpult und der Drehstrom-Käfigläufermotor.

Die Sicherheitsfunktion „STO“ stellt sicher, dass der Antrieb sich in einem drehmomentfreien Zustand befindet. Dies wird über einen Schlüsselschalter realisiert, der im Wartungsfall, z.B. einer Reinigung der optischen Komponenten bei heruntergefahrenem Hydraulikstern, betätigt und abgezogen wird. So kann ein unbeabsichtigtes Anfahren der Maschine ausgeschlossen werden. Er ist neben dem Nothalt-Schalter in Abbildung 3-4 rechts oben angeordnet.

Weiterhin zu erkennen ist in der Mitte der Abbildung ein Schnittstellenadapter, der es ermöglicht, den Frequenzumrichter, der unter dem Prüfstand im Kellergeschoss in einem Schaltschrank untergebracht ist, vom Prüfstandsrechner aus zu parametrisieren. Hierzu wird standardmäßig die Profibus-Schnittstelle am Frequenzumrichter verwendet. Rechts neben diesem Adapter ist eine Fernbedienung für den Antrieb abgeleuchtet (IOP, Intelligent Operator Panel mit Handheld), welche eine zusätzliche Steuerung der Lastmaschine in der Motorenkabine in Ausnahmefällen zulässt. Die Hauptsteuerung geschieht allerdings über das Prüfstandsdatenerfassungssystem (siehe Kapitel 3.3).

Der Schaltschrank mit eingebautem Frequenzumrichter, Sinusfilter und weiteren elektronischen Komponenten ist auf der linken Seite der Abbildung 3-4 gezeigt. In der Mitte ist das

Leistungsteil mit dem aufgesteckten Steuerteil zu sehen. Von links oben wird die Netzspannung über einen Hauptschalter eingespeist und wird weitergeleitet an den rechts unten erkennbaren Sinusfilter. Auf der oberen Hutschiene ist neben der 230V-Versorgung und deren Absicherung noch ein Thermostat angeordnet, welches den im Dach des Schaltschranks angeordneten Deckenventilator ansteuert. Dadurch kann der erforderliche Luftvolumenstrom zur Abführung der sich entwickelnden Wärme zur Verfügung gestellt werden.

Das rechts unten in Abbildung 3-4 dargestellte Foto zeigt den hier eingesetzten Drehstrom-Käfigläufermotor. Im Vordergrund erkennbar ist einer der zwei Wellenanschlüsse. Im Hintergrund ist in blauer Farbe die Kupplung zum optisch zugänglichen Motor sichtbar.

3.2. Prüfstandsperipherie

Als „Prüfstandsperipherie“ sind hier diejenigen Untersysteme zusammengefasst, die für die Versorgung der Prüflinge zuständig sind. Hierzu zählen die Versorgung mit Gasen und Betriebsflüssigkeiten, sowie weitere Pumpensysteme.

3.2.1. Beschickung mit Betriebsgasen

Um sowohl den optisch zugänglichen Motor, als auch den Vollmetallmotor mit Betriebsgasen wie Luft oder Stickstoff zu versorgen, ist ein entsprechendes Rohrsystem notwendig. Um die in Kapitel 2.1.3 beschriebenen Randbedingungen einstellen zu können, muss dieses Rohrsystem als Gesamtsystem konzeptioniert um einige Komponenten ergänzt, und anschließend entwickelt werden. Hierbei sind auch sicherheitsrelevante Aspekte wichtig.

2.3.1.1. Konzeptionierung des Rohrsystems

Für die Konzeptionierung des Rohrsystems werden zunächst die relevanten Randbedingungen aus Kapitel 2.1.3 als Ausgangsbasis herangezogen. Sie sind nochmals in Tabelle 3.3 zusammengefasst.

Tabelle 3.3: Randbedingungen Betriebsgase

Randbedingungen	Wert
Prozessführung	Diesel, HCCI
Einlassdruck (Ladedruck)	Regelbar bis 3,5 bar
Einlasstemperatur	Temperierbar von 20 – 250°C

Einhergehend mit dem HCCI-Brennverfahren ist eine Beschickung des Motors mit einem vorgemischtem Kraftstoff/Luft-Gemisch notwendig. Daher ist bei der Auslegung auf ausreichende Sicherheit im Falle eines Durchzündens des Gemisches zu achten. Weiterhin soll der Betriebsdruck von bis zu 3,5 bar und die Einlasstemperatur bis zu 250°C regelbar sein.

In Abbildung 3-5 ist das RI-Fließbild des Prüfstandes dargestellt. Es ist von rechts nach links ausgerichtet und hat drei Hauptpunkte: In der Mitte angeordnet ist der optisch zugängliche

Motor, rechts hat das Fließbild seinen Ursprung in der grün hinterlegten Gasversorgung und links dargestellt ist die Weiterführung an das hauseigene Abgassystem.

In der grün hinterlegten Gasversorgung sind die Luft- und Stickstoffversorgungen auf dem Motorenprüfstand eingezeichnet, sowie eine optionale Versorgung mit weiteren Gasen aus der Gasflasche. Über zwei Massenstromregler können wahlweise die Luft oder der Stickstoff, sowie eine Mischung derer beiden in einen Strömungserhitzer weitergeleitet werden. Die Regler arbeiten druckbasiert, d.h. der Ladedruck des Prüfstandes wird über den Massenstrom eingestellt. In Abbildung 3-5 ist dies durch die gestrichelte Linie vom Drucksensor P1.4 zu den Massenstromreglern dargestellt.

Der Strömungserhitzer regelt die Temperatur T1.1 und ist am Austritt durch eine Rückschlagklappe von etwaigen Druckanstiegen durch Verbrennung geschützt. Diese Sicherheitseinrichtung ist notwendig, da stromabwärts des Strömungserhitzers der höhere Druckbereich der Anlage beginnt. Aufgrund dieses höheren Druckniveaus ist weiterhin eine Sicherheitsleitung mit einem größeren Nenndurchmessers (DN 100) im Vergleich zum Basisdurchmesser (DN 50) vorgesehen. Diese Sicherheitsleitung ist mit einer Berstscheibe bestückt, die ab einem Druck von 4,3 bar öffnet.

In der Hauptleitung schließt sich nach Austritt aus dem Strömungserhitzer und seiner Rückschlagklappe eine Saugrohreinspritzung an. An dieser Stelle kann Kraftstoff eingebracht werden, so dass weiter stromabwärts in Richtung des optisch zugänglichen Motors eine homogene Kraftstoffmischung vorliegt. Um eine Wandbenetzung an den Rohrwänden der Hauptleitung zu vermeiden, ist an dieser Stelle eine Rohraufweitung auf DN 100 vorgesehen, die stromabwärts wieder auf DN 50 verkleinert wird.

Im weiteren Verlauf des Rohrsystems sind ein Anschluß für ein optionales Abgasrückführungssystem und ein Anschluss für die Einbringung von Tracerpartikeln für bestimmte optische Messverfahren vorgesehen, bevor sich das Einlassberuhigungsvolumen anschließt. Hier soll die Strömung beruhigt und die Motorparameter Einlassdruck und -temperatur mit den zuvor beschriebenen Regelkomponenten eingestellt werden.

Nach dem Einlassberuhigungsvolumen ist ein Bypass vorgesehen, der einen Kurzschluß zur Vorkonditionierung zwischen Ein- und Auslassberuhigungsvolumen ermöglicht. Dieser wird durch ein pneumatisches Steuerventil freigegeben. Der Pfad vom Einlassberuhigungsvolumen zum optisch zugänglichen Motor wird durch ein weiteres Beruhigungsvolumen geführt. Dies dient zur besseren Verteilung der Strömungsmassen auf die zwei Einlasskanäle und ist in Kapitel 2.2.5 genauer erläutert.

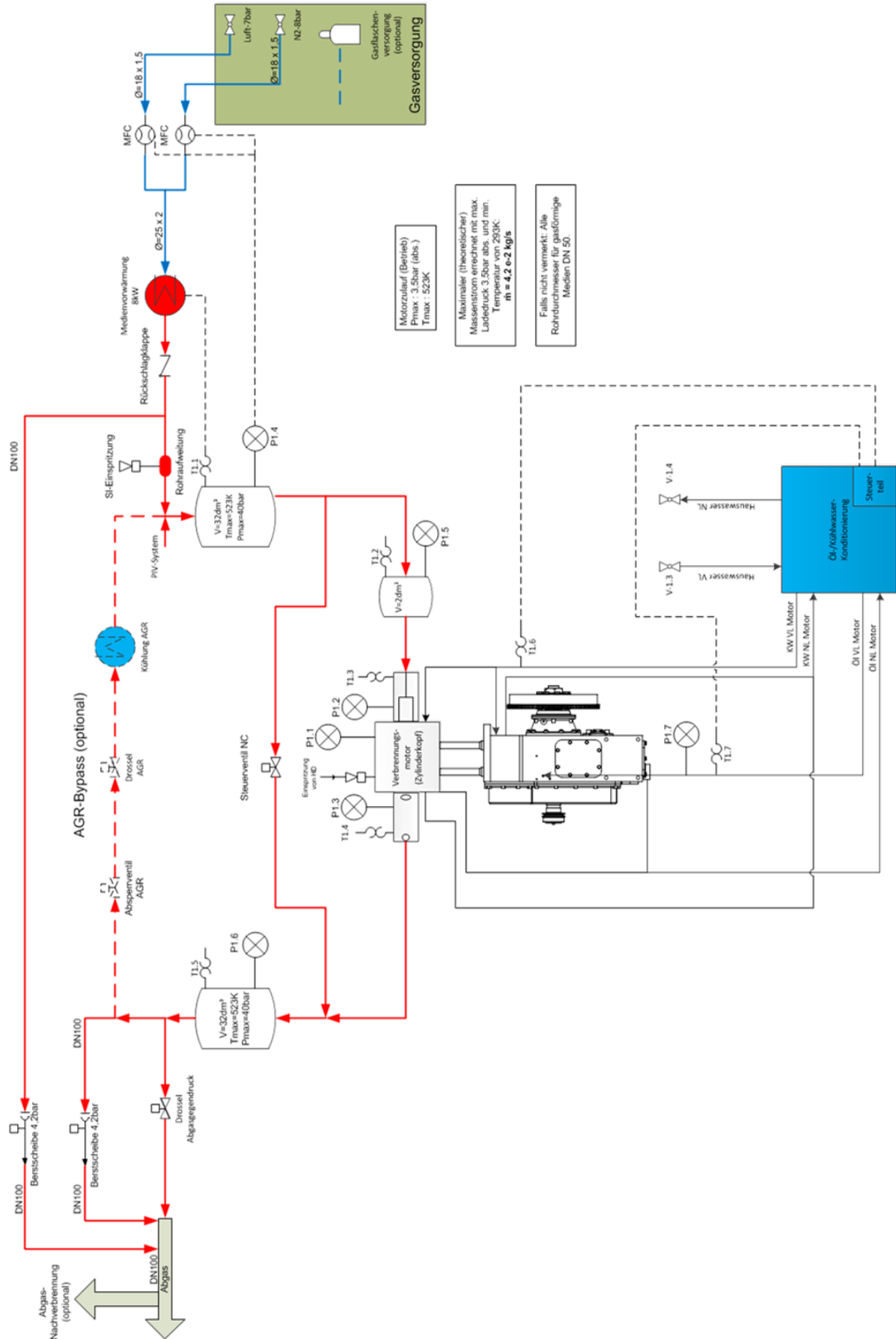


Abbildung 3-5: RI-Fließbild des optisch zugänglichen Hochlastmotors.

Der optisch zugängliche Verbrennungsmotor ist vollindiziert mit Einlass- (P1.2), Auslass- (P1.3), und Zylinderinnendrucksensoren (P1.1). Weiterhin werden Einlass- und Auslasstemperatur gemessen und das Hochdruckeinspritzsystem wird am Zylinderkopf angekoppelt.

Stromabwärts vom optisch zugänglichen Motor ist das Auslassberuhigungsvolumen platziert. Hier werden ebenfalls Druck und Temperatur gemessen, bevor das Abgas über eine Drossel in das hauseigene Abgassystem geleitet wird. Die Drossel ermöglicht eine Einstellung des Abgasgedrucks, und simuliert somit einen im Serienbetrieb vorhandenen Turbolader. Vor Eintritt in das Hausabgassystem ist ein Abzweig vorgesehen, der eine Zuführung zu einer optionalen Abgasnachverbrennung ermöglicht.

Im unteren Teil der Abbildung 3-5 ist die Schmier- und Kühlmittelversorgungsanlage dargestellt. Sie versorgt den Prüfstand mit vortemperiertem Schmier- und Kühlmittel mit dem erforderlichen Förderdruck zur Verfügung. Die Anlage besitzt jeweils einen geschlossenen Regelkreis (Messaufnahmen über T1.6 und T1.7) und kühlt im Bedarfsfall über einen Wärmeübertrager mit Hilfe des Hauskühlwasseranschlusses die Medien herunter. Erhitzt werden die Medien über interne Heizungen in der Konditionieranlage.

2.3.1.2. Konstruktion des Rohrsystems

Das Rohrsystem ist vom Eintritt in den Strömungserhitzer bis zu den Ein- und Auslasskanälen des optisch zugänglichen Motors in Abbildung 3-6 dargestellt. Bei der hier gezeigten Ausführung ist die Konstruktion mit Normteilen nach DIN EN 10253-2 erfolgt, um bei der Fertigung einen zertifizierten Fachbetrieb einsetzen zu können. Aufgrund der Druckbelastung im Betrieb (Tabelle 2.1) ist die Konstruktion und Fertigung nach AD 2000 Grundlage des Rohrsystems. Für eine zukünftige Erhöhung des Betriebsdrucks, ist das Rohrsystem auf einen Betriebsdruck von 7,5 bar ausgelegt. Dies entspricht einem Prüfdruck von 10 bar nach Druckgeräterichtlinie 97/23/EG.

Die im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Funktionen der einzelnen Rohrpfade und Rohrelemente können in der gezeigten Abbildung 3-6 nachvollzogen werden. Das Medium strömt durch den hellgrau dargestellten Strömungserhitzer in das linke Beruhigungsvolumen. Dabei werden die Zwischenflanschrückschlagklappe, der Abzweig zur Sicherheitsleitung mit Berstscheibe, der Abzweig für die optionale Abgasrückführung und die Saugrohreinspritzung mit ihrer Rohraufweitung passiert. Der Metallwellschlauch vor dem Einlassberuhigungsvolumen ist für eine gute Zugänglichkeit in das Einlassberuhigungsvolumen zwecks Säuberung eingeplant. Kurz vor Eintritt in das Einlassberuhigungsvolumen ist der Anschluss für die Einbringung von Tracerpartikeln, z.B. für die Durchführung von PIV-Experimenten, mit einer Nennweite von DN 20 zu erkennen.

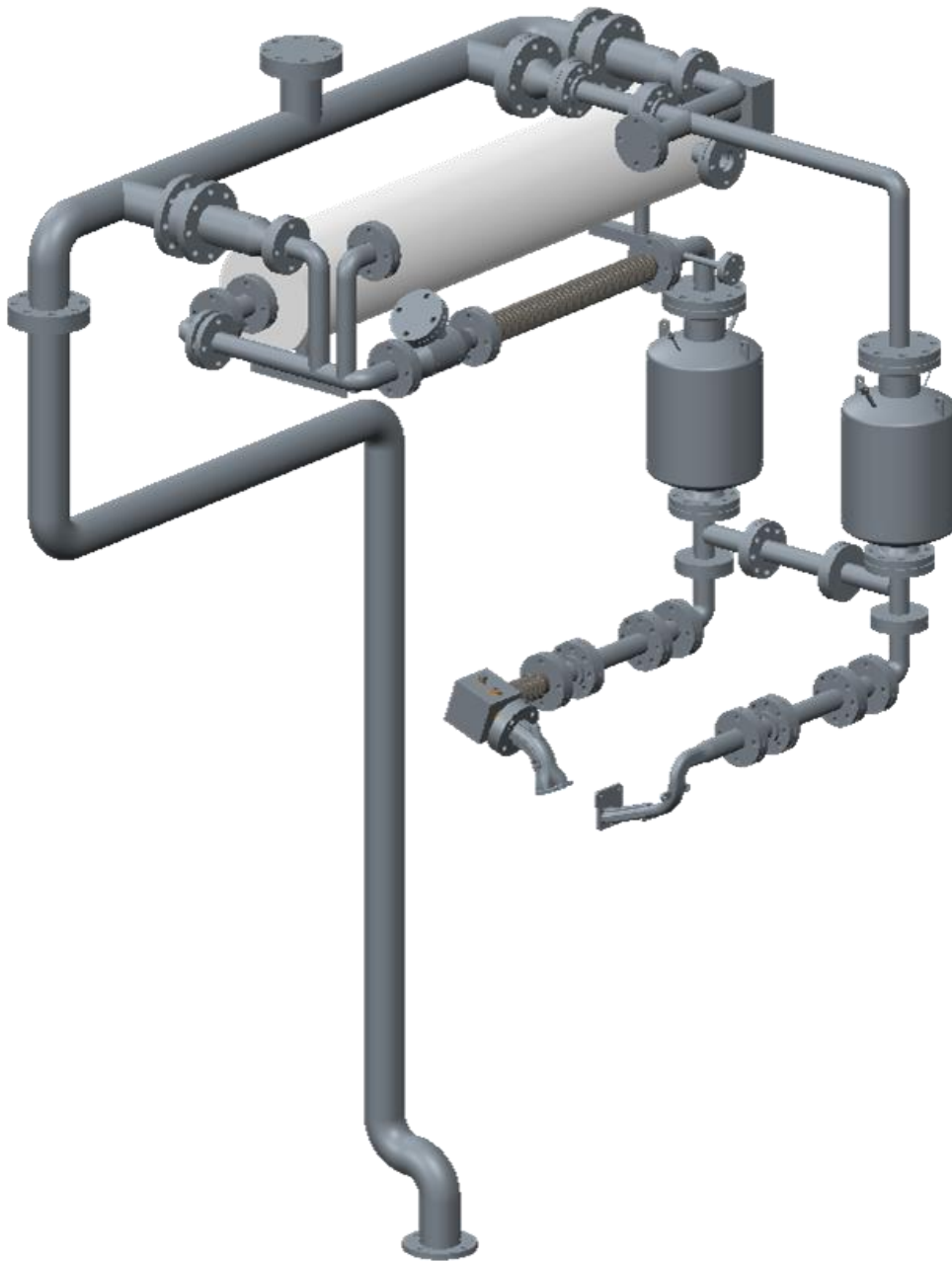


Abbildung 3-6: Rohrsystem des Prüfstands.

Das Beruhigungsvolumen ist in Abbildung 3-7 genauer dargestellt. Die beiden linken Abbildungen zeigen das Beruhigungsvolumen im Mittelschnitt. Gelblich dargestellt ist dort ein Schalldämpfer, der die Beruhigung der Strömung unterstützen soll. Durch die gelochte Oberfläche werden von der Gasdynamik des Motors erzeugte Schallwellen gebrochen. Dadurch ist es möglich, definierte Randbedingungen für die Validation zukünftiger numerischer Simulationen vorzugeben. Weiterhin ist der obere Flansch mit einer Normgröße von DN 100 größer ausgelegt, um guten Zugang für die Säuberung zu erhalten. Über die seitlich auf dem oberen Klöpperboden angebrachten Rohre werden Druck- und Temperatursensoren angebracht.

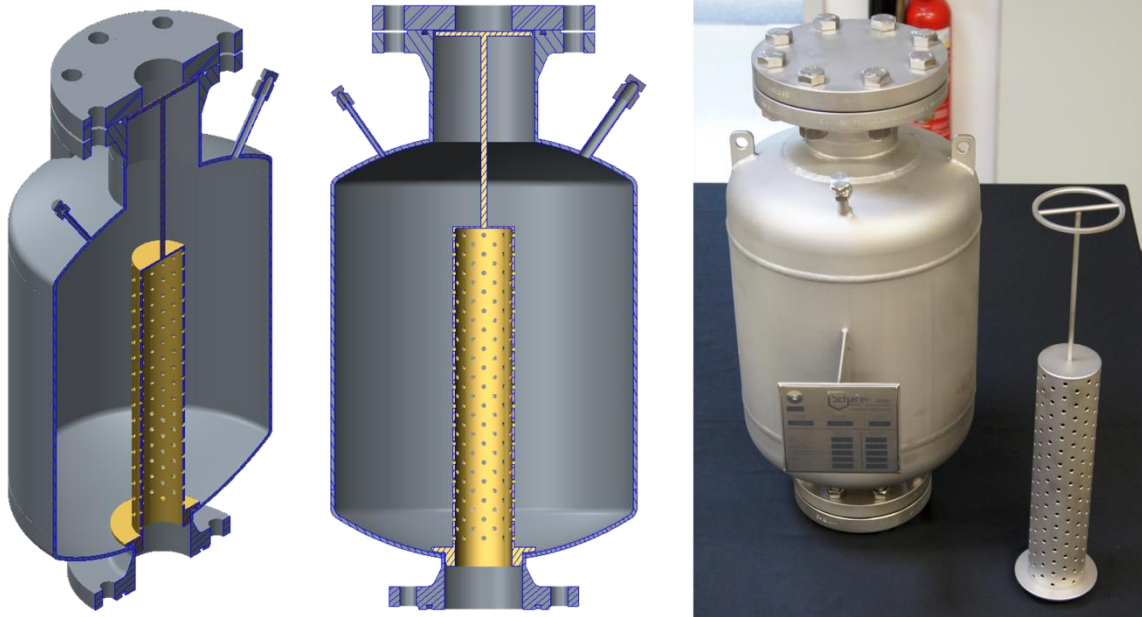


Abbildung 3-7: Beruhigungsvolumen mit Schalldämpfer. Die Beruhigungsvolumina im Ein- und Auslasssystem ermöglichen in Verbindung mit den Schalldämpfern eine eindeutige Definition der Randbedingungen.

Auf der rechten Seite der Abbildung 3-7 ist ein Foto des gefertigten Beruhigungsvolumens und des Schalldämpfers zu sehen. Im Vordergrund ist das Typenschild des ebenfalls nach AD 2000 gefertigten Beruhigungsvolumens erkennbar.

Nach Austritt aus dem Einlassberuhigungsvolumen in Abbildung 3-6 wird das Medium über das in Kapitel 2.2.5 beschriebene kleine Beruhigungsvolumen und den Einlasskanal dem optisch zugänglichen Motor zugeführt. Der Abzweig kurz nach Austritt aus dem Beruhigungsvolumen stellt den in Abbildung 3-5 skizzierten Bypass mit dem Steuerventil dar. Für das Steuerventil ist an dieser Stelle ein Ersatzelement eingesetzt, das die gleichen Abmaße wie das Ventil besitzt.

Das Abgas wird aus dem Motor heraus in ein weiteres Beruhigungsvolumen geführt. Auch hier dient dieses Volumen dazu, definierte Randbedingungen zu erreichen. Von hier aus passiert das Abgas die Abzweige für die Abgasrückführung und die Sicherheitsleitung, bevor es das Drosselventil zur Einstellung des Abgasgedrucks erreicht. In der Abbildung ist wiederum ein Ersatzelement eingesetzt. Weiter stromabwärts wird die Hauptleitung auf den Nenn-durchmesser DN 100 aufgeweitet und dem Abgashaussystem zugeführt (unterster Flansch in Abbildung 3-6). Weiterhin zu erkennen ist im oberen Teil der z. Zt. verschlossene Abzweig für eine optionale Abgasnachverbrennung.

3.2.2. Beschickung mit Betriebsflüssigkeiten

Die für den Betrieb benötigten Betriebsflüssigkeiten müssen für den Forschungsbetrieb, insbesondere bei einem optisch zugänglichen Motor, vorkonditioniert werden. Zu diesen Flüssigkeiten zählen hier sowohl der Schmierstoff und das Kühlmittel, als auch der eingesetzte

Kraftstoff. An die Versorgung mit diesen Medien sind verschiedene Anforderungen verbunden, die im Folgenden genauer erläutert werden.

2.3.2.1. Schmierstoff- und Kühlsystem

Das Schmierstoff- und Kühlmittelsystem wird über eine zugekaufte Konditionieranlage, das Kühlwasser- und Öl-Konditioniersystem AVL 577, gespeist. Diese Anlage ist speziell für den Betrieb mit Einzylinder-Forschungsmotoren ausgelegt, da diese zumeist über keine eigenen Medienpumpen verfügen [73].

Eine Auswahl der technischen Daten der Konditionieranlage ist in Tabelle 3.4 aufgelistet. Eine genauere Beschreibung und eine Abbildung der Konditionieranlage finden sich im Anhang dieser Arbeit.

Tabelle 3.4: Technische Daten AVL 577

	Schmierstoff	Kühlmittel
Temperaturbereich	40 - 120°C	50 - 110°C
Nennndruck	6 bar	1,4 bar
Durchfluss	1,2 m ³ /h bei 4 bar	6 m ³ /h bei 0,9 bar
Nennkühlleistung	6 kW	40 kW
Heizleistung	4,2 kW	3,5 kW

2.3.2.2. Kraftstoffsystem

Das Kraftstoffsystem besteht sowohl aus mehreren modifizierten Serienbauteilen, als auch aus einer hochreinen Pumpenanlage, die den für die dieselmotorische Einspritzung benötigten Hochdruck zur Verfügung stellt und wurde in einer Masterarbeit ausgelegt [74]. Der Serienmotor des verwendeten Zylinderkopfes arbeitet mit einer Common-Rail-Einspritzanlage, die magnetventil-gesteuerte Einspritzventile verwendet, welche auch hier im Prüfstandsberieb zum Einsatz kommen. In Abbildung 3-8 ist das RI-Fließbild der Hochdruck-Einspritzanlage gezeigt.

Die luftbetriebene Hochdruckpumpe wird durch das Druckluftsystem der Hausinfrastruktur angetrieben. Hier steuern ein 3/2-Wegeventil und ein Druckminderer den Zufluß bzw. das Druckniveau (schwarzer Pfad). Der Kraftstoff wird der Pumpe durch ein Tanksystem zugeführt, welches höher liegt, und somit entfällt durch den geodätischen Druck eine Vorförderpumpe.

Über einen Hochdruckschlauch wird der Kraftstoff dem Kraftstoffspeicher (Rail) zugeführt. Das Rail besitzt einen Drucksensor, sowie ein Druckregelventil, welches Kraftstoff bei Überdruck über eine Rücklaufleitung wieder dem Tanksystem zuführt. An das Rail angeschlossen ist ein Magnetventilinjektor, der ebenfalls einen Rücklaufleitungsanschluss besitzt.

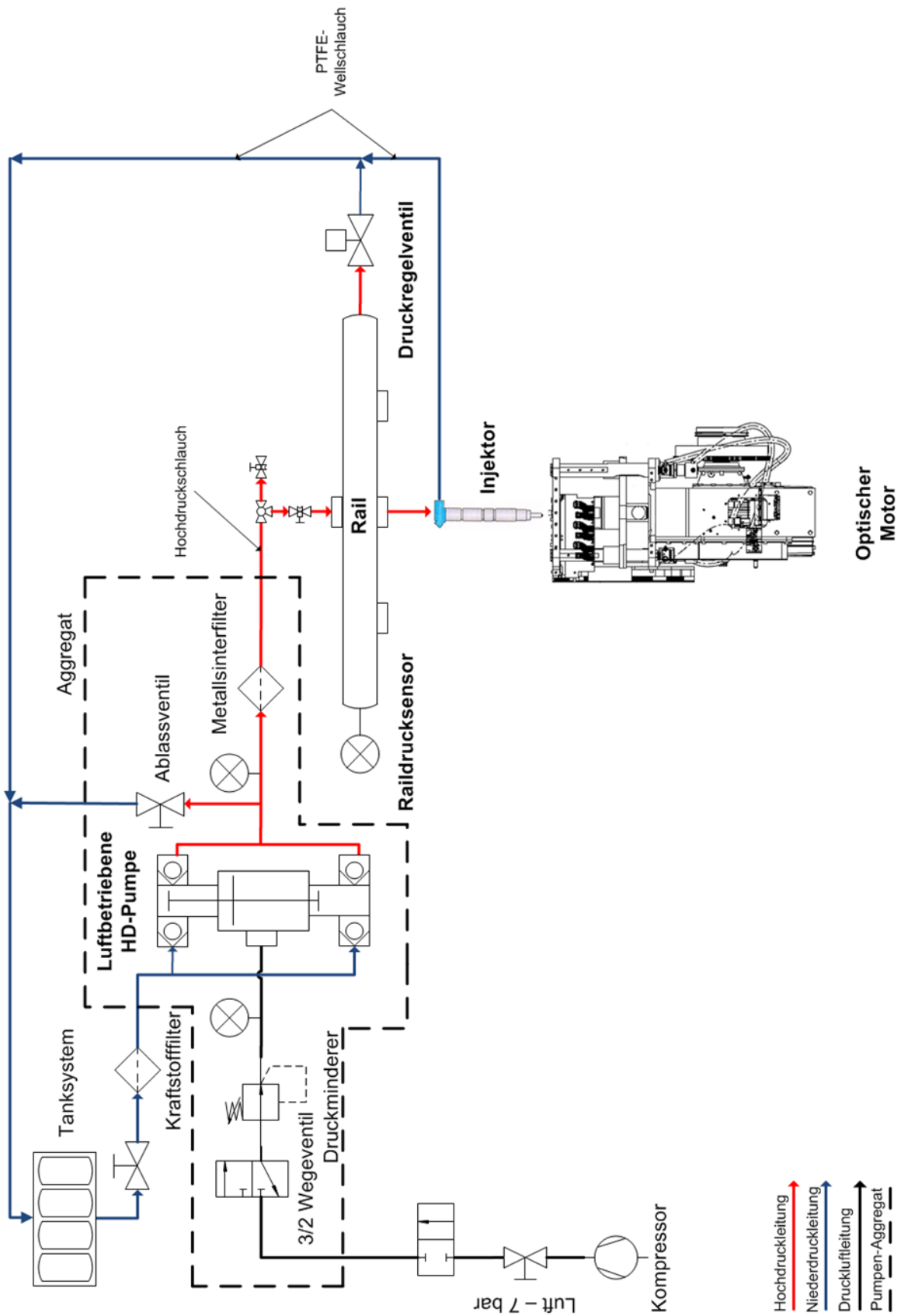


Abbildung 3-8: RI-Fließbild der Kraftstoffanlage [74]

3.2.2.2.1. Die Hochdruckpumpe

Im Common-Rail-System stellt die Hochdruckpumpe über den gesamten Betriebsbereich des Motors Kraftstoff in ausreichendem Durchfluss und Druck zur Verfügung. Im Serienbetrieb des hier verwendeten Motors wird hierzu eine Radialkolbenpumpe verwendet, welche einen Doppelnocken besitzt und bei einer maximalen Drehzahl von 4000 U/min einen Kraftstofffluss von 1,3 l/min bei einem Druck von 1800 bar für die Versorgung von drei Magnetventilinjektoren zur Verfügung stellt. Diese Pumpe wird durch den serienmäßig eingesetzten Dieselmotorkraftstoff geschmiert [74].

Im Prüfstandsbetrieb werden oft hochreine Referenzkraftstoffe eingesetzt, um quantitative bildgebende Messverfahren nicht zu verfälschen. So enthalten herkömmliche Kraftstoffe viele Komponenten, die nicht eindeutig definiert sind und zudem in ihrer Zusammensetzung variieren. Zum Beispiel ist das Messergebnis für das laserbasierte Messverfahren der laserinduzierten Fluoreszenz abhängig von dem in Voruntersuchungen eindeutig bestimmten Fluoreszenzverhalten eines dem Kraftstoff beigemengten Zusatzstoffes. Daher sollte ein Referenzkraftstoff mit einem möglichst geringen oder zumindest bekanntem Fluoreszenzverhalten ausgewählt werden. Diese Referenzkraftstoffe besitzen im Vergleich zu handelsüblichen Dieselmotorkraftstoff schlechte Schmiereigenschaften und führen im Betrieb zur Zerstörung einer Serienpumpe. Aus diesem Grund muss eine Alternativlösung ausgearbeitet werden, die die in Tabelle 3.5 erfassten Randbedingungen erfüllt.

Tabelle 3.5: Randbedingungen der Hochdruckpumpe

Randbedingung	Hochdruckpumpe
Durchfluss	0,59 l/min
Druck	3600 bar

Der Durchfluss von 0,59 l/min ergibt sich aus einer überschlägigen Rechnung mit theoretischen Maximalwerten im Einzylinder-Prüfstandsbetrieb (z.B. $\lambda = 0,5$ bei maximalem Ladedruck von 3,5 bar) und liegt somit höher als die maximale vom Hersteller angegebene Fördermenge von 1,3 l/min (für drei Injektoren).

Der angegebene Druck von bis zu 3600 bar übertrifft den Stand der Technik im Bereich der Diesel-Einspritzpumpen. Aktuelle Systeme wie das Diesel-Einspritzsystem CRS3-25 von Bosch arbeiten mit bis zu 2500 bar [75]. Weiterhin arbeiten die Hersteller der Dieseleinspritzsysteme z.Zt. an Systemen, die bis zu 3000 bar Förderdruck bereitstellen können [76] und neueste Forschungsansätze untersuchen den Einfluss eines solch hohen Kraftstoffdruckes auf die Vermischung des Kraftstoffes beim Einspritzen [77, 78] und bei der motorischen Anwendung in mittelschnelllaufenden Dieselmotoren [79].

Eine weitere Anforderung an die Hochdruckpumpe ist die Medienbeständigkeit der verbauten Pumpendichtungen und damit verbunden die Reinheit des Kraftstoffes. Eine Zersetzung von

Kunststoffdichtungen im Pumpensystem (z.B. O-Ringe) durch im Kraftstoff verwendete Tracer wie Toluol oder Aceton kann dazu führen, dass Bestandteile bei LIF-Messungen zu ungewollter Fluoreszenz und somit zu Verfälschungen führen. Daher müssen die Komponenten des Pumpensystems eine gute Beständigkeit gegen die eingesetzten Stoffe besitzen.

Die ausgewählte Hochdruckpumpe ist in Abbildung 3-9 links gezeigt. Der Aufbau ermöglicht eine Regelung des erzeugten Hochdrucks über die Bedienelemente bei gleichzeitiger Ausnutzung des geringen Bauraums. Die Kolbenpumpe ist doppelwirkend aufgebaut. Der prinzipielle Aufbau des doppelwirkenden Kolbens ist rechts in Abbildung 3-9 skizziert. Über ein Flächenverhältnis des größeren Druckluftkolbens zum kleineren Hochdruckkolben wird der benötigte Druck aufgebaut. Durch die Verbindung des Druckluftkolbens mit derer zwei Hochdruckkolben ist ein Druckaufbau mit geringerer Pulsation möglich. Über einzelne Rückschlagventile wird der aufgebaute Druck nach den jeweiligen Arbeitsräumen aufrecht erhalten.

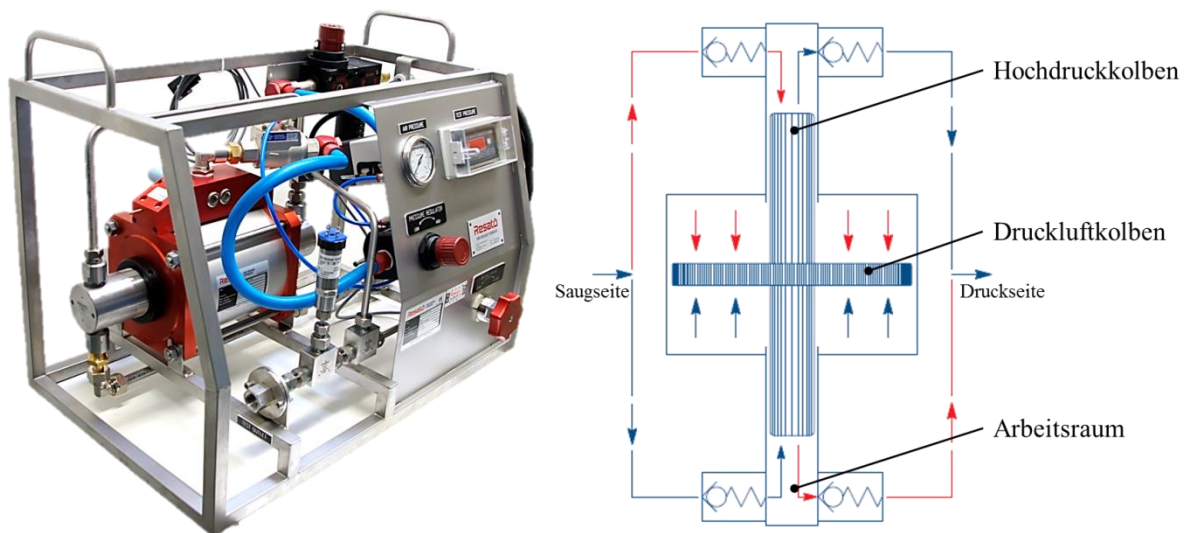


Abbildung 3-9: Hochdruckpumpenaggregat Resato WPS [74]. Die Prinzipskizze verdeutlicht die Funktionsweise mit doppelwirkendem Kolben.

Auf dem Foto der Hochdruckpumpeneinheit auf der linken Seite der Abbildung 3-9 ist die Bedientafel mit den einzelnen Komponenten zu erkennen. Über ein Druckregelventil (roter Knopf im Vordergrund) wird der zugeführte Luftdruck und somit über das feste Übersetzungsverhältnis der Kraftstoffdruck eingestellt. Der zugeführte Luftdruck wird über das analoge Manometer und der Kraftstoffdruck über die digitale Anzeige ausgegeben. Die Anlage kann über das rechts unten erkennbare Stellrad druckentlastet werden.

Das Kennfeld der hier eingesetzten Hochdruckpumpe ist in Abbildung 3-10 gezeigt. Hier ist die Fördermenge in l/min über dem erzeugten Druck in bar aufgetragen. Die schwarz dargestellten Kurven sind Kennlinien der einfach wirkenden Pumpe P160-520-1 und werden hier nicht betrachtet. Die rot dargestellten Kennlinien zeigen das Betriebsverhalten der eingesetzten Pumpe P160-520-2 mit drei verschiedenen Antriebsdrücken auf. In der Pumpenbezeich-

nung ist der Durchmesser des Druckluftkolbens für die Baugröße (160 mm) und das Übersetzungsverhältnis zwischen Druckluft- und Hochdruckkolben (520) enthalten. Die letzte Ziffer kennzeichnet das Wirkprinzip.

P160-520-1

P160-520-2

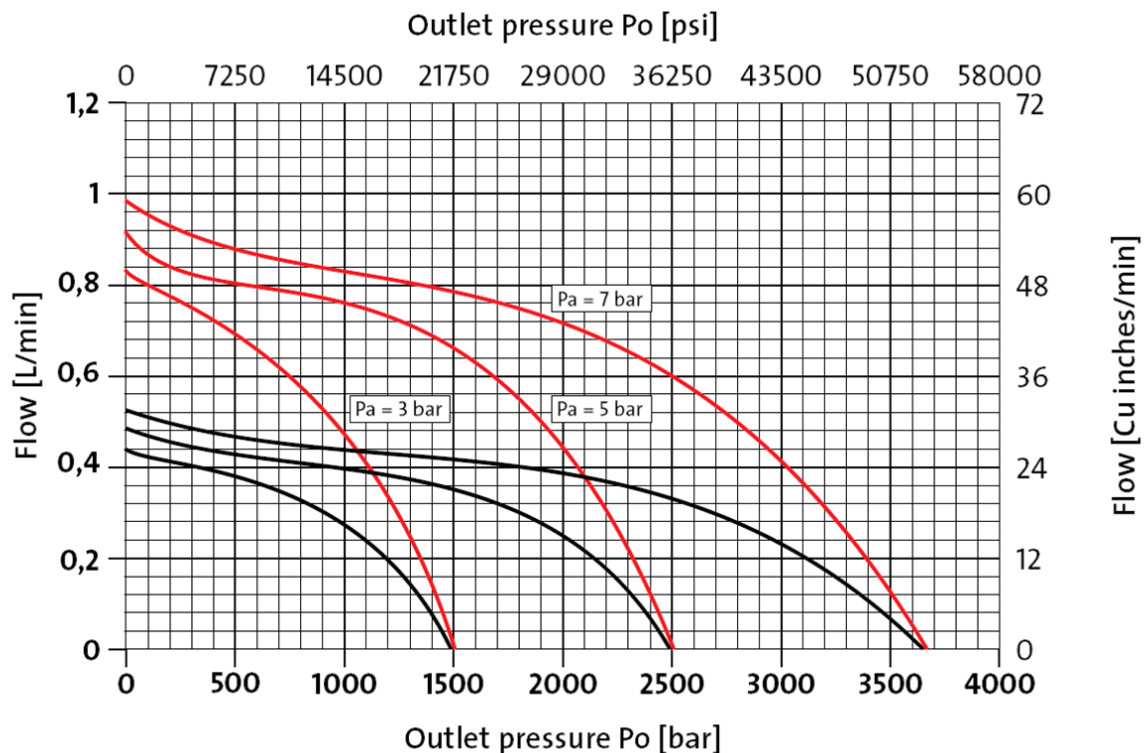


Abbildung 3-10: Kennfeld der Hochdruckpumpe [80]. Rot dargestellt sind die für die eingesetzte doppeltwirkende Kolbenpumpe ausschlaggebenden Betriebslinien für Luftdrücke von 3, 5 und 7 bar.

Bei einem Antriebsdruck von 7 bar ist bei dem in Tabelle 3.5 geforderten Durchfluss von etwa 0,6 l/min ein Kraftstoffdruck von 2500 bar realisierbar. Wie bereits erwähnt, ist dieser Durchfluss ein theoretisch errechneter Wert mit maximalen Motorparametern. Wird im Betrieb der vom Hersteller der Serienbauteile angegebene Durchfluss von 0,4 l/min eingestellt, so sind mit bis zu 3000 bar sehr hohe Einspritzdrücke realisierbar. Berücksichtigt man den gewöhnlichen Prüfstandsbetrieb von optisch zugänglichen Motoren, die im Skip-Fire Modus betrieben werden und z.B. nur jeden fünften Arbeitszyklus einspritzen und verbrennen, so sind noch deutlich höhere Einspritzdrücke bis zu 3600 bar realisierbar.

3.2.2.2.2. Hochdruckspeicher

Der Hochdruckspeicher der hier beschriebenen Kraftstoffanlage ist das Rail des Serienmotors, welches mit einigen Modifikationen an den Einzylinder-Prüfstandsbetrieb angepasst ist. Der eingebaute Hochdruckspeicher ist in Abbildung 3-11 ersichtlich. Er besitzt drei Auslassöff-

nungen, von denen eine im Prüfstandsbetrieb mit dem Injektor verbunden ist und die zwei übrigen verschlossen sind. Dies ist mit Wälzlagerkugeln realisiert, die mit Hilfe der Serienüberwurfmuttern auf den Dichtkonus gepresst werden und somit über eine Flächenpressung abdichten. Möglich ist dies aufgrund der hohen Fertigungstoleranz und der hohen Härte der Wälzlagerkugeln. Weiterhin besitzt der Hochdruckspeicher einen Kraftstoffzulauf aus der Hochdruckpumpe, einen Kraftstoffrücklauf, der über das Druckregelventil (links) beschickt wird und einen Drucksensor (rechts). Das Ventil und der Sensor können über das prüfstandseigene Datenerfassungssystem angesteuert bzw. ausgelesen werden. Chemisch nicht beständige Dichtungen am Druckregelventil sind gegen beständige Materialien ersetzt.



Abbildung 3-11: Modifizierter Hochdruckspeicher mit angeschlossenem Injektor [74]. Die hier nicht verwendeten zwei Abgänge der im Serienzustand vorhandenen Injektoren sind mit Wälzlagerkugeln verschlossen.

Der Hochdruckspeicher besitzt ein Volumen von $17,5 \text{ cm}^3$ und ist damit auf den Serienbetrieb abgestimmt. Ein großes Speichervolumen trägt zur Pulsationsdämpfung bei, allerdings muss der Speicher klein genug sein, um einen schnellen Druckaufbau beim Starten des Motors zu gewährleisten [81]. Die gute Pulsationsdämpfung, insbesondere im Einzylinderbetrieb des Hochdruckspeichers, ist positiv zu bewerten, da der Kraftstoffdruck dadurch besser quantifiziert werden kann. Der zweite Aspekt des schnellen Druckaufbaus beim Starten des Motors ist im Prüfstandsbetrieb zu vernachlässigen. Der Hochdruckspeicher ist für einen maximalen Betriebsdruck von 2300 bar ausgelegt und besitzt einen Berstdruck von über 7000 bar [82].

3.2.2.2.3. Injektor

Bei dem hier verwendeten Injektor handelt es sich um einen Magnetventil-Injektor von Delphi. Mit diesem Injektor sind bis zu sieben Einspritzungen pro Arbeitszyklus möglich. Der

maximale Arbeitsdruck liegt bei 1800 bar. Weitere technische Daten des Injektors sind Tabelle 3.6 zu entnehmen.

Der Injektor wird durch eine Spannpratze im Zylinderkopf niedergehalten und ist zentral zur Zylinderbohrung ausgerichtet. Über ein Kräftegleichgewicht des Vor- und Rücklaufkanals an der Düsenadel bleibt diese durch eine Belastung der Düsenadelfeder geschlossen. Durch Anziehen des Magnetventils läuft Kraftstoff über die Rücklaufleitung ab, so dass sich das Kräftegleichgewicht aufhebt und der Injektor öffnet. Durch diese Lösung können sehr hohe Anzugs- und Halteströme im Magnetventil des Injektors vermieden werden, wie sie bei einer direkten Abdichtung der Düsenadel ausschließlich gegen den hohen Druck des Kraftstoffvorlaufs notwendig wären.

Tabelle 3.6: Kennwerte des Injektors

Injektor Delphi DFI 1.5	
Bauform	Monoblock
Ansteuerung	Magnetventil
Anzahl Düsenöffnungen	7
Maximaldruck	1800 bar
Minimale Dauer Einspritzpause	200 μ s
Maximale Einspritzungen/Zyklus	7

Der Injektor und die durchgeführten Modifikationen sind in Abbildung 3-12 gezeigt. Der Hochdruckanschluss des Injektors ist durch eine Serienrohrleitung realisiert, welche mit einer Überwurfmutter auf dem Injektor fixiert wird (Abbildung 3-11). Hierbei wird ein Dichtkonus in den Dichtkegel des Injektors gepresst und die Abdichtung findet somit rein metallisch statt. Die nur durch Niederdruck beaufschlagte Rücklaufleitung ist im Serienbauteil durch einen Kunststoffanschluss an den Injektor fixiert. Dieses Clip-System besitzt zur Abdichtung einen O-Ring (ganz rechts in Abbildung 3-12). Durch die Verwendung eines Kunststoffanschlusses ist die chemische Beständigkeit gegen die eingesetzten Kraftstoffe nicht gegeben.

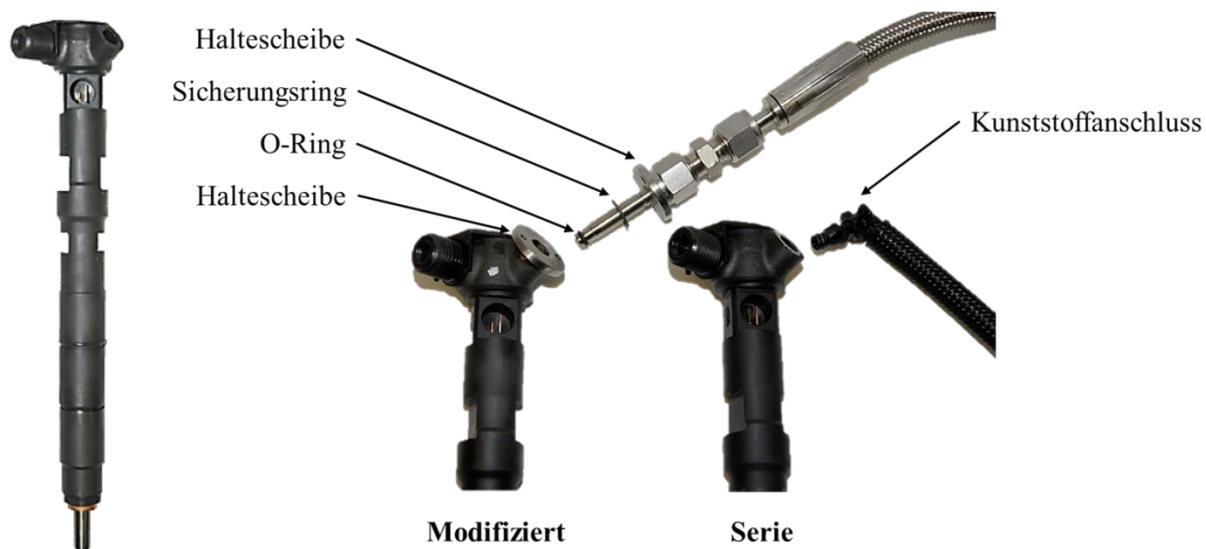


Abbildung 3-12: Injektor mit zugehörigen Modifikationen im Vergleich zum Serienzustand [74]. Modifiziert ist hier die Rücklaufleitung.

In der Mitte von Abbildung 3-12 ist die modifizierte Rücklaufleitung zu erkennen. Der Kunststoffanschluss und auch der sich anschließende Kunststoffschlauch sind durch metallische Bauteile ersetzt worden. Das serienmäßige Clip-System ist an dieser Stelle durch ein Niederhaltersystem ersetzt worden. Eine mit zwei Gewindebohrungen versehene Haltescheibe ist auf den Injektor geschweißt und ermöglicht über eine zweite Haltescheibe mit Durchgangsbohrungen eine Fixierung des Rücklaufes an den Injektor mittels zweier Schrauben. Diese drücken den aufgesetzten Sicherungsring gegen einen im Rücklaufanschluss des Injektors vorhandenen Absatz, so dass der vorn auf der Rücklaufleitung in einer Nut liegende O-Ring gegen den Niederdruck abdichtet. Der hier verwendete O-Ring ist gegen die eingesetzten Kraftstoffmedien beständig. Somit kann eine Verunreinigung des Kraftstoffes durch ausgelöste Kunststoffbestandteile ausgeschlossen werden.

3.3. Prüfstandsdatenerfassung

Die Prüfstandsdatenerfassung umfasst in dem hier entwickelten Prüfstand mehrere Teilsysteme. Die niederfrequenten Mess-, Regel- und Steuerdaten werden von einem echtzeitfähigem Modulsystem der Firma National Instruments verarbeitet. Ein zweites Modulsystem desselben Herstellers verarbeitet und sendet Signale auf Basis des Kurbelwellenwinkels. Dies geschieht im Hochfrequenzbereich bis mehreren kHz durch Bedienung eines FPGA-Prozessors.

Weiterhin ist ein Indiziersystem der Firma AVL verbaut. Dieses System arbeitet ebenfalls im Hochfrequenzbereich und misst den Zylinderinnen-, sowie Einlass- und Auslassdruck auf Kurbelwellenwinkelbasis mit einem Inkrement von $0,5^\circ\text{KW}$. Hierbei wird zwischen der Hochdruckindizierung für den Zylinderinnendruck, und der Niederdruckindizierung für den Einlass- und Auslassdruck unterschieden. Weiterhin detektiert das System die Ansteuerung des Injektors über eine Stromzange.

3.3.1. Echtzeitsystem

Das Echtzeitsystem verarbeitet die zum Betrieb des Prüfstandes notwendigen Daten, wie z.B. Steuerung der Lastmaschine oder die Vorgabe spezifischer Sollwerte. Das System kann mit der hardwareseitigen Modultechnik und der softwareseitigen Programmierung in zwei Teilbereiche gegliedert werden.

3.3.1.1. CompactRio

Das CompactRio-System der Firma National Instruments bildet die Basis für den Austausch der Mess-, Regel- und Steuerdaten zwischen dem Prüfstandsrechner und den unterschiedlichen Geräten am Prüfstand. Das System ist in Abbildung 3-13 gezeigt. Das obere Chassis zeigt das Echtzeitsystem und das untere Chassis das Hochfrequenzsystem.

Über mehrere zur Verfügung stehende Steckplätze, bei den hier gezeigten cRIO-9074 acht Steckplätze, können Module für unterschiedliche Mess- und Regelaufgaben eingesetzt werden. Das hier gezeigte Chassis des Echtzeitsystems ist voll belegt. Eine Auflistung der Module und deren Eigenschaften ist in Tabelle 3.7 gegeben.

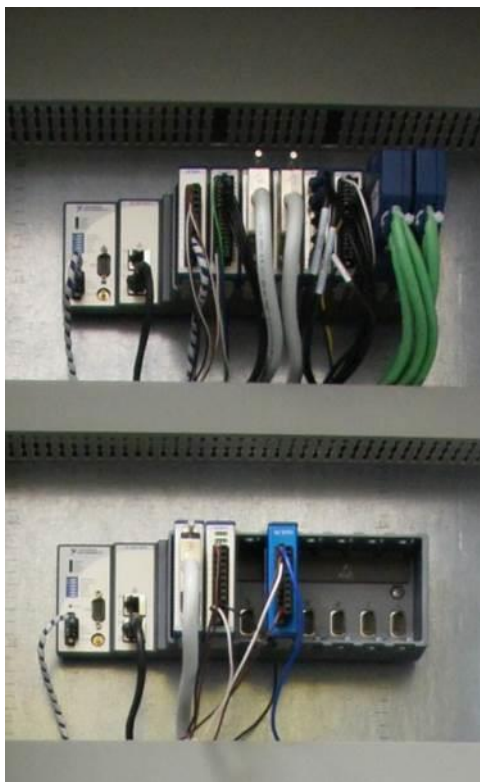


Abbildung 3-13: CompactRio

	Modul	Aufgabe
1	NI 9265	Ausgabe 4 - 20 mA (z.B. Sollwert Öltemperatur)
2	NI 9264	Ausgabe 0 - 10 V (z.B. Sollwert Drehzahl)
3	NI 9208	Einlesen 4 - 20 mA (z.B. Istwert Einlassdruck)
4	NI 9403	Einlesen/Ausgabe 5 V TTL (z.B. Relaischaltungen)
5	NI 9870	Kommunikation RS232 (z.B. Massenstromregler)
6	NI 9205	Einlesen 0 - 10 V (z.B. Drehzahl Lastmaschine)
7	NI 9214	Einlesen Thermoelement (z.B. Einlasstemperatur)
8	NI 9214	Einlesen Thermoelement

Tabelle 3.7: Belegung Echtzeitsystem

Das Chassis beinhaltet einen industriellen 400 MHz Echtzeitprozessor, einen FPGA-Chip mit 2 Millionen Logikgattern und kommuniziert über einen Ethernet-Anschluss mit dem Prüfstandsrechner. Für das hier beschriebene Echtzeitsystem wird der FPGA-Chip auf dem Chassis nicht verwendet. Dieser kommt ausschließlich im Hochfrequenzsystem zur Anwendung.

3.3.1.2. LabView

Das Softwarepaket LabView ist eine Entwicklungsumgebung für die Erfassung von Messdaten, für das Steuern und Regeln von Geräten und für die Automatisierung verschiedener Abläufe an technischen Prüfständen. Durch die graphische Programmieroberfläche ist es möglich, verschiedenste Steuer- bzw. Regelkreise in sogenannten virtuellen Instrumenten (VI) zu erstellen und somit mit geringen Programmierkenntnissen ein Programm für den spezifischen Anwendungsfall zu erhalten.

Das hier entwickelte Hauptprogramm zur Erfassung von Messwerten und Steuern des Prüfstandes ist in seiner obersten Ebene in Abbildung 3-14 gezeigt und wird hier nach gebräuchlichem Vorgehen als Host-VI bezeichnet. Im oberen Teil der Abbildung ist die Benutzeroberfläche ersichtlich, in welcher die unterschiedlichen Werte eingegeben und ausgelesen werden können. In der unteren Hälfte der Abbildung ist das zugehörige Blockschaltbild mit der graphischen Programmierung abgebildet.

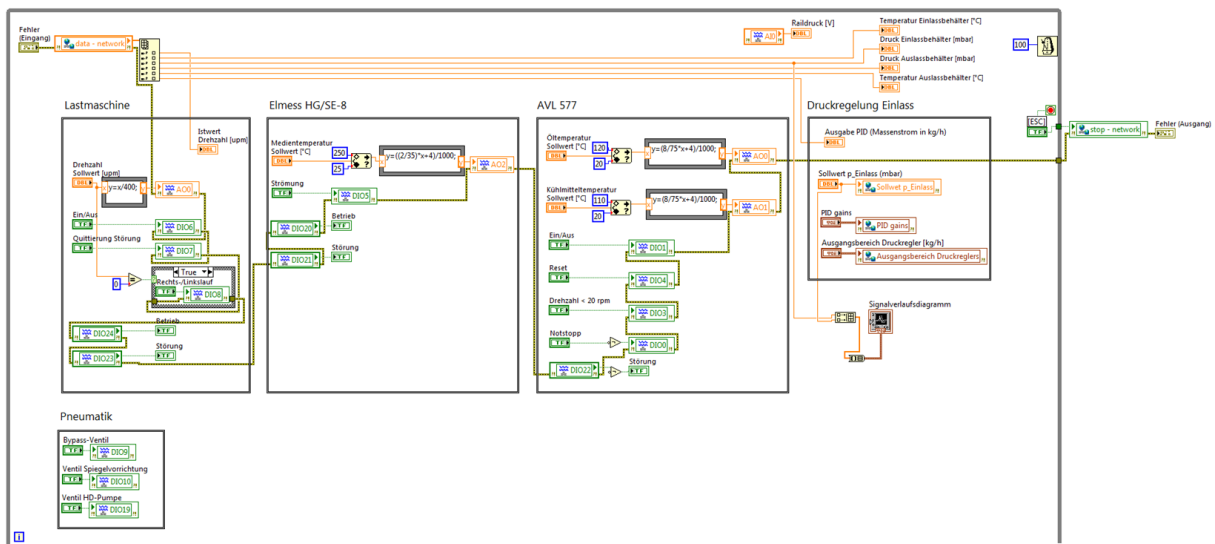
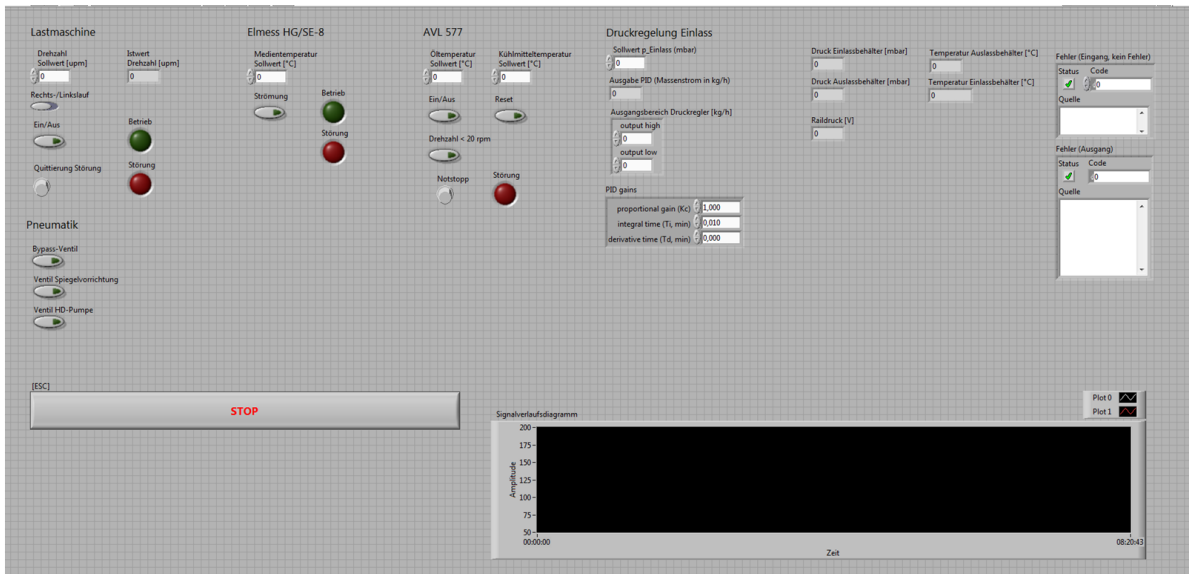


Abbildung 3-14: Host-VI mit den einzelnen Teilbereichen zur Steuerung bzw. Regelung der einzelnen Systeme, wie z.B. der Lastmaschine oder der Einlassdruckregelung.

In diesem Blockschaltbild sind fünf Teilbereiche zu erkennen. Ganz links die Regelung der Lastmaschine. Hier werden der Sollwert für die Drehzahl, sowie Bits für das Einschalten, Quittieren und Umschalten der Drehrichtung ausgegeben. Eingelesen werden hingegen der Istwert der Drehzahl, sowie Bits für den Betriebs- und Störungszustand der Lastmaschine. Der Istwert der Drehzahl wird hier aus einer Netzwerkvariablen ausgelesen (orangefarbene Darstellung im oberen Bereich des Blockschaltbildes), die in einem anderen VI in Echtzeit definiert ist und in dem hier beschriebenen Host-VI in einer niedrigen Frequenz dargestellt wird.

Neben den Bereich der Lastmaschine schließen sich von links nach rechts die Mess- und Steuerbereiche des Strömungserhitzers (Elmess HG/SE-8), der Schmier- und Kühlmittelkonditionieranlage (AVL 577) und der Druckregelung im Einlassbereich des Motors an. Im unteren

wie Kraftstoffeinspritzung, Kamera und Lichtquellen anzusteuern. Auch dieses System ist mit der CompactRio-Hardware und der Programmiersoftware LabView ausgeführt und kann über das Host-VI angesprochen werden.

Als Basis nutzt das Hochfrequenzsystem das Kurbelwellengebersignal, das an dem Indiziersystem abgegriffen werden kann. Dadurch ist ein sehr effizienter Messbetrieb am Prüfstand möglich. So können verschiedene Parametervariationen vor Anfahrt des Prüflaues eingegeben und nacheinander abgefahren werden. Diese Methode ist gerade im Fall eines optisch zugänglichen Dieselmotors sehr von Vorteil, da die Glasbauteile durch den entstehenden Ruß schnell verschmutzen und gesäubert werden müssen. Daher ist eine schnelle und präzise Methodik beim Abfahren der Parameter- oder Betriebsvariationen unerlässlich.

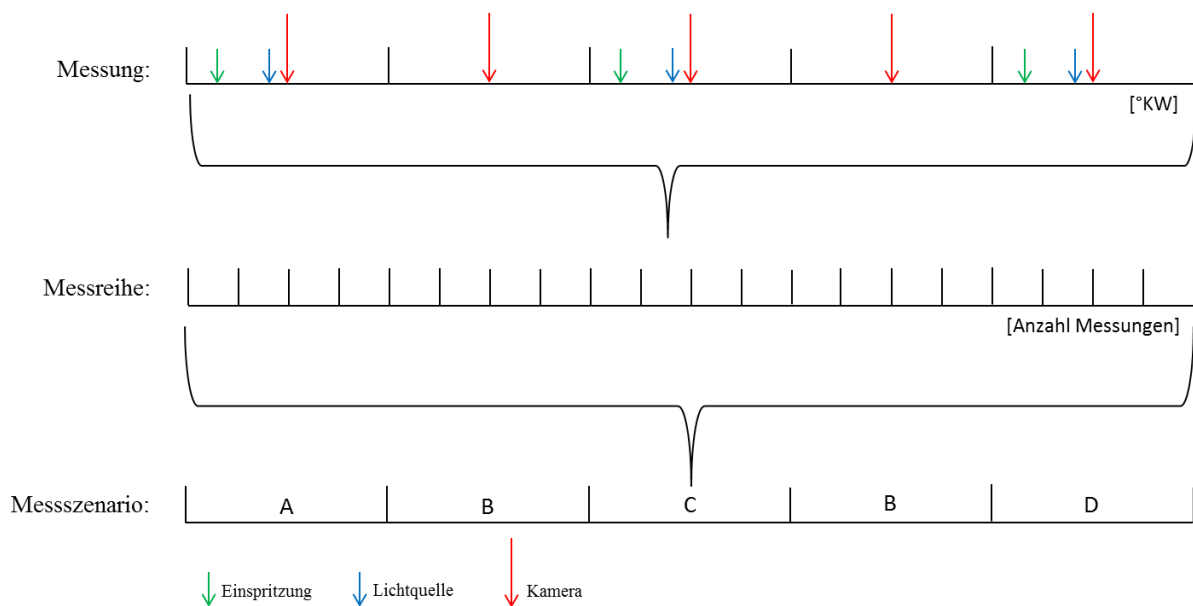


Abbildung 3-16: Exemplarischer Zeitverlauf eines Messablaufes mit den einzelnen anzusteuern Systemen der Einspritzung, der Lichtquelle und der Kamera auf Kurbelwellenwinkelbasis.

In Abbildung 3-16 ist ein beispielhafter Prüflauf auf einer Zeitachse mit Kurbelwellenwinkelbasis aufgetragen. Hier besteht eine Messung aus fünf Arbeitsspielen, wobei in jedem zweiten Arbeitsspiel eingespritzt und somit im Selbstzündbetrieb verbrannt wird. Die Belichtung für ein quantitatives bildgebendes Messverfahren geschieht ebenfalls in den gefeuerten Zyklen. Aufnahmen mit einer Kamera sollen hier allerdings in jedem Zyklus durchgeführt werden, um die geschleppten Zyklen eindeutig identifizieren zu können.

Diese Messung soll in einer vorgegebenen Anzahl als Messreihe wiederholt werden. Die Messreihe gilt als Messszenario C, welchem in dem Beispiel der Abbildung 3-16 die Messszenarien A und B vorangehen. Nachfolgen sollen ein weiteres Mal das Messszenario B und abschließend Szenario D.

Durch die Möglichkeit einer solchen Triggerprogrammierung durch das Hochfrequenzsystem ist die Betriebszeit bei dem in dieser Arbeit entwickelten optisch zugänglichen Motor auf-

grund der hohen Randbedingungen und damit verbundenen maximalen Belastungen der Auslegung möglichst kurz zu halten.

3.3.3. Indiziersystem

Das Indiziersystem ist zuständig für die Messung verschiedener Drücke auf Kurbelwellenwinkelbasis. Hier wird unterschieden zwischen der Hochdruck- und der Niederdruckindizierung, welche nach dem Druckniveau der Messwerte benannt sind.

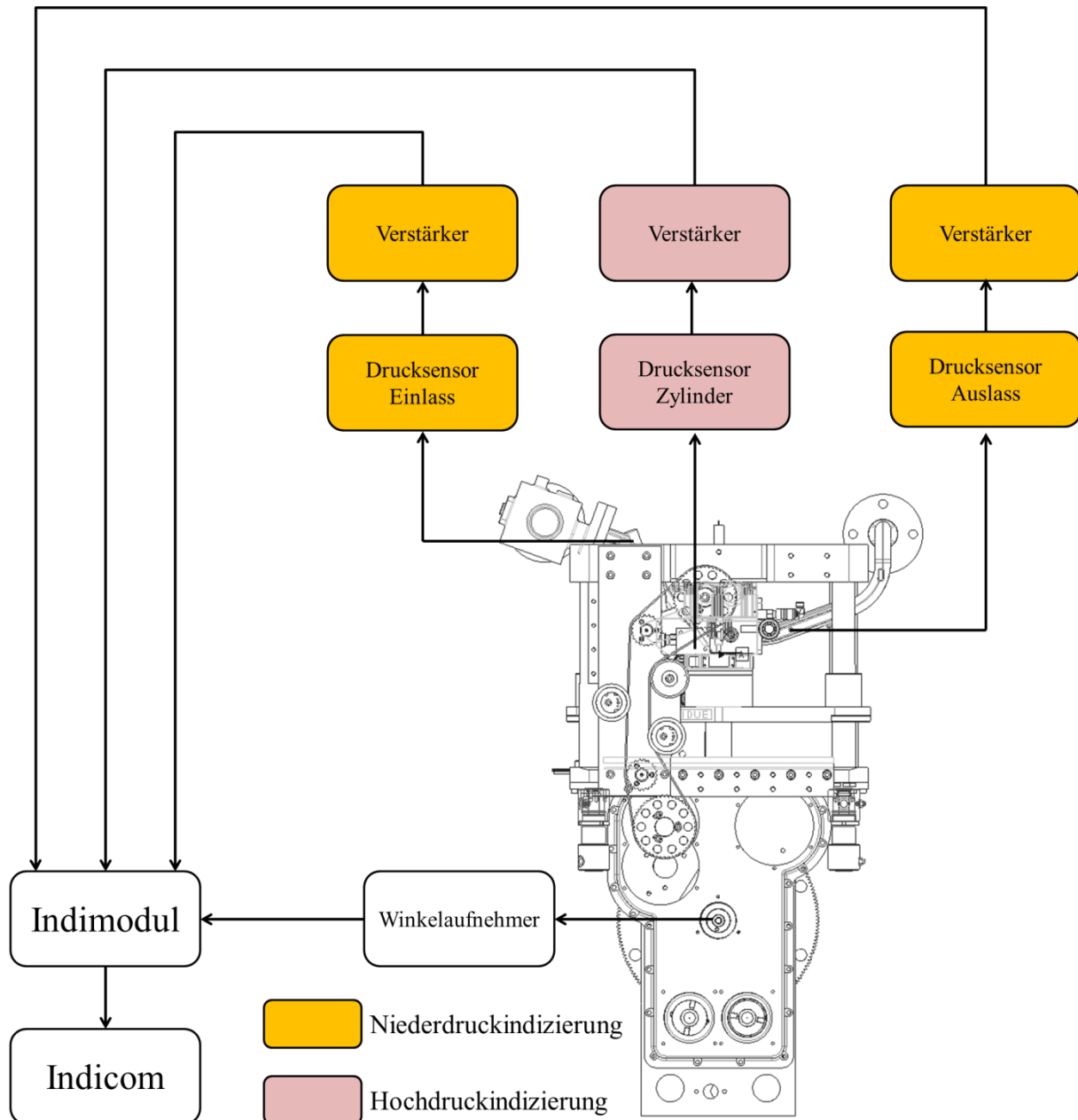


Abbildung 3-17: Gesamtschema des Indiziersystems mit den einzelnen Messketten der Drucksensoren.

In der Abbildung 3-17 ist das Gesamtschema des Indiziersystems skizziert. Ein Winkelnehmer ist mit der Kurbelwelle verbunden und sendet seine Signale an das verarbeitende Er-

fassungsmodul „Indimodul“ der Firma AVL. Hier gehen auch die drei gemessenen Drucksignale des Einlass- und Auslassstraktes, sowie des Zylinderinnenraums ein. Weiterhin wird die Ansteuerung des Injektors mit einer Stromzange abgegriffen (nicht dargestellt). Die Messdaten werden an das Softwarepaket „Indicom“ weitergeleitet, welches die Signale darstellt und weiterverarbeitet.

Der Kurbelwinkelaufnehmer (AVL 365C) misst die kurbelwinkelaufgelöste Zeitbasis für die Druckverläufe. Dieser besitzt eine Markenscheibe, welche mit der Kurbelwelle des Motors verbunden ist und im Reflexionsverfahren abgetastet wird. Hierbei wird von einem Glasfaserbündel Infrarotlicht einer Diode auf die Markenscheibe gesendet. Das reflektierte Licht wird von einer Empfängerdiode detektiert und in ein analoges Spannungssignal umgewandelt. Die Markenscheibe besitzt 720 reflektierende Striche als Teilung und gibt somit eine Teilung von $0,5^\circ$ KW aus. Hierbei ist ein Strich länger ausgeführt und reflektiert somit mehr Licht. Auf diese Weise kann der obere Totpunkt ausgegeben werden [83].

3.3.3.1. Hochdruckindizierung

Als Hochdruckindizierung wird der Zylinderinnendruckverlauf auf Kurbelwellenwinkelbasis bezeichnet. Hierzu wird ein piezoelektrischer Druckmessquarz auf geeignete Weise in den Brennraum eingebracht. Üblicherweise geschieht dies vom Brennraumdach aus, indem für den Druckmessquarz eine Zugangsbohrung in die Zylinderkopfdichtungsebene gebracht wird [84, 85].

Bei geringen Abmessungen, wie es bei kleinvolumigen Dieselmotoren der Fall ist, ist eine derartige Zugangsbohrung nur mit hohem Aufwand zu erstellen. Zumeist muss aufgrund der notwendigen Kühlung im Zylinderkopf eine Adapterhülse erstellt werden, welche die Zugangsbohrung durch den Kühlwassermantel des Zylinderkopfes leitet und gegen das Kühlwasser abdichtet. Da die Glühkerze im dieselmotorischen Betrieb nur für den Kaltstart Verwendung findet und dieser in dem hier entwickelten optisch zugänglichen Motor zunächst nicht untersucht werden soll, ist ihre Zugangsbohrung in den Brennraum für die Einbringung des Druckmessquarzes sehr gut geeignet.

Diese Möglichkeit der Adaption des Druckmessquarzes mit Hilfe eines Glühkerzenadapters wird von den einschlägigen Firmen für Verbrennungsmotorenmesstechnik angeboten. Im vorliegenden Fall ist ein Druckmessquarz der Firma Kistler (6058A) in einen Glühkerzenadapter, welcher ebenfalls von der Firma Kistler hergestellt ist, verschraubt. Der Adapter ist im Kundenauftrag für die Kombination der vorliegenden Glühkerze (Beru 341 266 067) und des verwendeten Zylinderkopfes konstruiert und gefertigt. Die Serienglühkerze und der Adapter mit eingeschraubtem Druckmessquarz sind in Abbildung 3-18 ersichtlich.

Der Druckmessquarz ist für die Messung von Verbrennungsspitzen drücken bis zu 250 bar geeignet und ist ungekühlt. Eine Kühlung ist nicht möglich, da der Bauraum in der Glühkerze

zenbohrung begrenzt ist. Der Sensor hat einen Betriebstemperaturbereich von bis zu 350°C und kann kurzzeitig bei maximal 400°C arbeiten, aufgrund einer Frontdichtung, welche eine gute Wärmeabfuhr gewährleistet [86].



Abbildung 3-18: Glühkerzenadapter mit Druckmessquarz und Serienglühkerze. Der kompakte Druckmessquarz ist mit dem Glühkerzenadapter verschraubt.

3.3.3.2. Niederdruckindizierung

Als Niederdruckindizierung wird die kurbelwellenwinkelaufgelöste Aufnahme der Ein- und Auslassdrücke bezeichnet. Diese Drücke werden sowohl für die Auslegung der Steuerzeiten, als auch zur Beurteilung der Gasdynamik in den Kanälen und damit als Randbedingung für eindimensionale Ladungswechselrechnungen (z.B. TPA in GT-Power) herangezogen.

Entgegen dem piezoelektrischem Messprinzip bei der Hochdruckindizierung werden an diesem Prüfstand in der Niederdruckindizierung piezoresistive Drucksensoren verbaut. Aufgrund des zur Verfügung stehenden Bauraums können diese Sensoren gekühlt ausgeführt werden und haben mit 0 bis 5 bar im Vergleich zum Zylinderinnenraumdrucksensor einen geringeren Messbereich. Damit ist der Einsatz dieser piezoresistiven Sensoren und somit eine Absolutdruckmessung in den Ein- und Auslasskanälen möglich.

3.3.4. Vernetzung der Datenerfassungssysteme

Die Datenflüsse der zuvor beschriebenen Datenerfassungssysteme sind in Abbildung 3-19 aufgezeigt. Blau hinterlegt sind die Systemanteile, welche als Software ausgeführt sind. Grün hinterlegt ist die zugehörige Hardware.

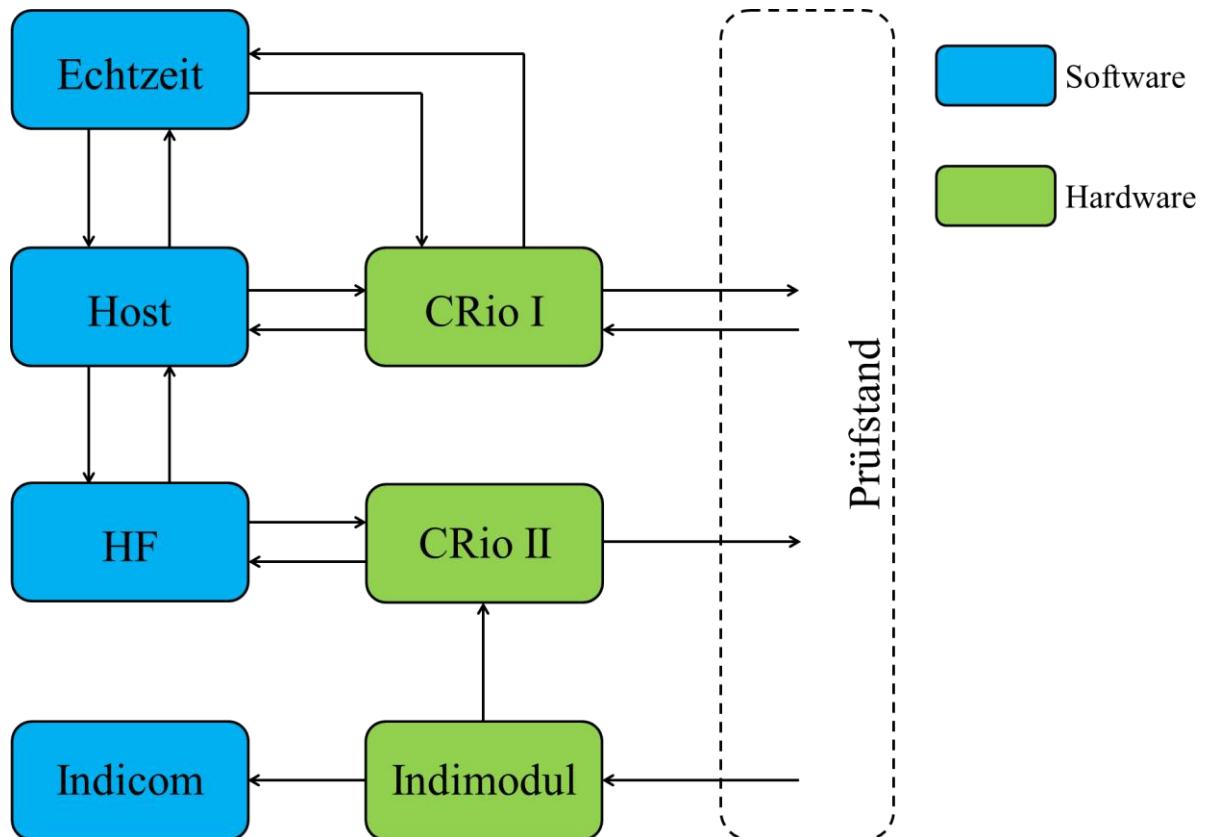


Abbildung 3-19: Vernetzung und Datenflüsse der einzelnen Datenerfassungssysteme am Prüfstand.

Das Host-VI ist, wie teilweise schon beschrieben, mit dem Echtzeit- und dem Hochfrequenz-System vernetzt. Hierzu zählen z.B. Sollwerteingaben durch den Benutzer, die an das entsprechende System weitergeleitet und zur weiteren Verarbeitung in den zugehörigen Datentyp überführt wird und die Anzeige von Messwerten, die in den beiden Systemen aufgenommen werden. Auch diese Richtung des Datenflusses bedarf einer Anpassung der Daten, so dass z.B. Daten aus dem Hochfrequenzsystem im Host-VI sinnvoll dargestellt werden. Hintergrund dieser Vernetzung ist eine vollständige Bedienung des Prüfstandes über nur ein Programm. Dadurch kann die Anzahl der zu bedienenden Systeme am Prüfstand gering gehalten werden.

Das Host-VI und das Echtzeit-VI greifen auf das erste CompactRio-System zu. Unkritische Daten, wie z.B. die Ansteuerung von Relais zur Verschaltung der Prüfstandsanlagen, werden direkt vom Host-VI über das CRio-System an die zuständigen Empfänger geleitet. Zeitkritische Daten, hier zu nennen wäre z.B. die Einlassdruckregelung, werden über das Echtzeit-VI abgehandelt.

Das Hochfrequenz-VI kommuniziert mit dem zweiten CRio-System. Die schnell abgetasteten Daten werden hierüber an den Prüfstand und seine entsprechenden Teilsysteme ausgegeben. Eingelesen wird hingegen der Kurbelwellenwinkel als Zeitbasis, welcher durch das Erfassungsmodul der Indizierung (Indimodul) eingelesen und an das CRio-System durchgeschleift wird. Erst durch diese Verschaltung ist ein Betrieb des Hochfrequenzsystems auf Kurbelwellenwinkelbasis möglich.

Das Indimodul nimmt zudem die Messdaten der zuvor beschriebenen Druckmesssuarze auf und leitet diese Daten an die Software Indicom weiter, die die Messdaten online weiterverarbeitet und z.B. ein Indikatordiagramm erstellt.

4. Betriebsnachweis durch Indiziermessungen, optische Hochgeschwindigkeitsmessungen und Particle Image Velocimetry

Die Messungen und deren Ergebnisse dienen dem Funktionsnachweis der in dieser Arbeit entwickelten Maschine und orientieren sich im Hinblick auf die eingestellten motorischen Randbedingungen und Betriebsstrategien an aktuellen Forschungsarbeiten. Zunächst wird ein Überblick über optische Messverfahren in Verbrennungsmotoren gegeben, in dem auf die hier verwendeten Messtechniken genauer eingegangen wird.

Anschließend werden die Versuchsaufbauten und Ergebnisse beschrieben, entsprechend der durchgeführten Experimente in zwei Abschnitte gegliedert. Die beiden Teilabschnitte beschreiben zum einen Untersuchungen des Flammeneigenleuchtens bei verschiedenen Einspritzstrategien und Betriebspunkten unter Hochlast, welche zu hohen Zylinderspitzen drücken sowie hohen indizierten Mitteldrücken führen. Zum anderen werden Strömungsuntersuchungen in der Drallebene mit Hilfe der Particle Image Velocimetry (PIV) beschrieben.

4.1. Optische Messverfahren in Verbrennungsmotoren

Um ein genaueres Verständnis der verschiedenen physikalischen Vorgänge im Zylinder eines Verbrennungsmotors zu erhalten, sind in der Vergangenheit eine Vielzahl an optischen Messtechniken angewendet worden. Solche Messverfahren listet Tabelle 4.1 auf. Das jeweilige Messverfahren wird in Verbindung mit dem Messobjekt und der aus der Messung gewonnenen Information aufgelistet. Weiterhin wird das jeweilige Messprinzip kurz erläutert.

Ziel der in dieser Arbeit durchgeführten Messungen sind zum einen die Sichtbarmachung der Kraftstoffdirekteinspritzung, sowie die Detektion des Flammeneigenleuchtens. Diese zwei Messobjekte, zum einen der Kraftstoffstrahl und zum anderen die Flamme bzw. Flammenfront der innermotorischen Verbrennung, können unter anderen mit den in Tabelle 4.1 genannten Messverfahren der Schattenwurftechnik, der Chemilumineszenz und der Ruß-Inkandeszenz detektiert werden.

Zum anderen werden in dieser Arbeit Messungen der Zylinderinnenströmung mittels Particle Image Velocimetry (PIV) in der Drallebene beschrieben. Mit diesem laseroptischen Messverfahren lassen sich Vektorfelder der Strömungsgeschwindigkeiten in der beleuchteten Ebene erzeugen. Diese Messverfahren werden nun genauer erläutert.

Tabelle 4.1: Bildgebende Messverfahren in Verbrennungsmotoren

Messverfahren	Messobjekt	Information	Messprinzip
PIV, Particle Image Velocimetry	Partikel	Strömungsfeld	Detektion von Streulicht der Seedingpartikel in einer Doppelbelichtung, durch Kreuzkorrelation: Berechnung des lokalen Verschiebungsvektors.
LDA, Laser-Doppler- Anemometrie	Partikel, Tropfen	Lokale Strömung	Detektion von Streulicht der Partikel bzw. Tropfen, die ein mit zwei Lasern erzeugtes Interferenzmuster durchlaufen, anschließende Auswertung der Signalfrequenz.
PDA, Phasen-Doppler- Anemometrie	Tropfen	Tropfengröße, Strömungsgeschwindigkeit	Detektion von Streulicht der Partikel bzw. Tropfen an zwei unterschiedlichen Orten, die ein mit zwei Lasern erzeugtes Interferenzmattenmuster durchlaufen, anschließende Auswertung der Phasenlage macht eine Bestimmung der Tropfengröße möglich.
LIF, Laserinduzierte Fluoreszenz	Fluoreszierende Moleküle	Konzentration, Temperatur,	Detektion des Fluoreszenzsignals von durch Laserlicht angeregten Molekülen. Durch Kenntnis des Fluoreszenzverhaltens bestimmter Moleküle (Tracer) kann die gewünschte Information berechnet werden.
LII, Laserinduzierte Inkandeszenz	Rußpartikel	Rußverteilung	Detektion der Strahlung von Rußpartikeln, die mit Laserlicht aufgeheizt wurden.
Chemilumineszenz	Flamme	Flammenfront, Verbrennungsfortschritt	Detektion des Flammeneigenleuchtens. Durch Verwendung unterschiedlicher Filter: Detektion unterschiedlicher Spezies.
Lichtabsorption	Moleküle, Partikel	Konzentration, Temperatur	Durchstrahlung eines Gases und Messung der wellenlängenabhängigen Abschwächung
Streulichtmessung	Tröpfchen, Partikel	z.B. Sprayausbreitung	Detektion von Streulicht

4.1.1. Schattenwurftechnik

Die Schattenwurftechnik ist eine Messtechnik, die sich die Brechung des Lichts im Messobjekt zunutze macht. Durch Dichteunterschiede und der einhergehenden Unterschiede des Brechungsindex im Messobjekt werden das Messobjekt durchlaufende Lichtstrahlen gebrochen und treffen an einer anderen Stelle des Detektors wieder auf.

Das Prinzip der Schattenwurftechnik ist in Abbildung 4-1 gezeigt. Im oberen Bereich der Abbildung wird das Licht, ausgehend von einer Punktquelle, durch eine Sammellinse auf das Messobjekt geworfen. In diesem Beispiel wird kein Lichtstrahl von dem hier beispielhaft eingezeichneten Spray gebrochen. Dies wäre der Fall, wenn das Spray keinen unterschiedlichen Brechungsindex zum umgebenden Medium aufweisen würde. Anschließend werden die Lichtstrahlen gebündelt, fokussiert und auf den Detektor der Kamera geworfen.

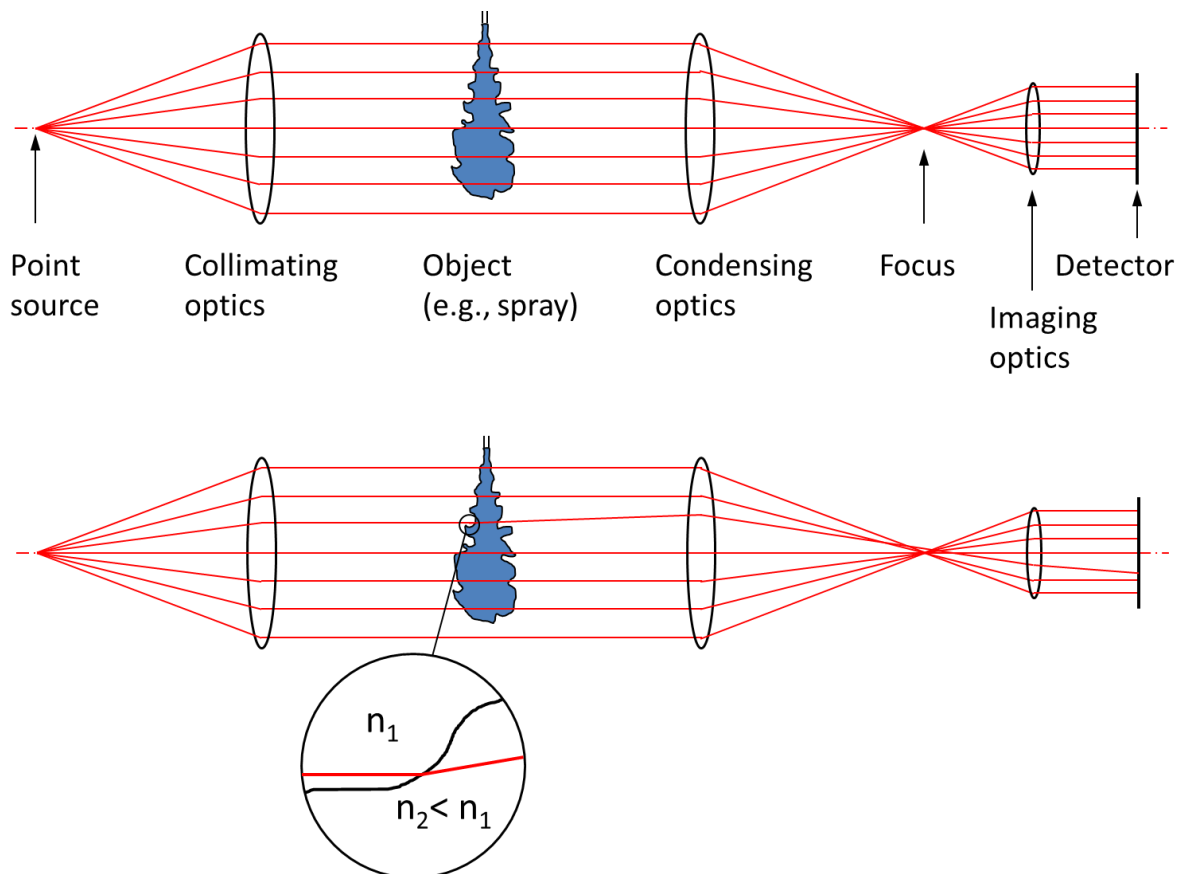


Abbildung 4-1: Prinzip der Schattenwurftechnik [87].

Im unteren Teil der Abbildung 4-1 weist das Spray nun einen anderen Brechungsindex als das umgebende Medium auf. Dadurch werden einfallende Lichtstrahlen in Richtung des optisch dichteren Mediums mit dem höheren Brechungsindex abgelenkt. In dem hier gezeigten Beispiel besitzt das Spray den höheren Brechungsindex n_1 und es wird beispielhaft nur ein abgelenkter Lichtstrahl dargestellt. Durch diese Ablenkung ergeben sich auf dem Kamerasensor dunklere und hellere Bereiche, die z.B. die Abbildung eines Kraftstoffstrahls zulassen.

Diese Messtechnik funktioniert für jede Wellenlänge des Lichts und es wird eine starke Signalintensität erzeugt, die kurze Belichtungszeiten der Kamera zulässt. Somit ist diese Messtechnik sehr gut für Hochgeschwindigkeitsaufnahmen geeignet. Die Nachteile liegen in der schwierigen bis unmöglichen Quantifizierung der Messdaten. In der Vergangenheit gab es Ansätze durch Integration der erhaltenen Messdaten Rückschlüsse auf den Brechungsindex des Messobjektes zu erhalten [88].

4.1.2. Flammeneigenleuchten

Das Flammeneigenleuchten der in dieser Arbeit behandelten dieselmotorischen Verbrennung setzt sich im Wesentlichen aus zwei Anteilen zusammen: Zum einen die Chemilumineszenz durch entstehende elektronisch angeregte Verbrennungsintermediate und -produkte und zum anderen die Inkandeszenz durch den in der Flamme vorhandenen Ruß.

1.4.2.1. Chemilumineszenz

Chemilumineszenz bezeichnet das durch eine chemische Reaktion erzeugte Licht. Bei einer Verbrennung emittieren unterschiedliche Spezies bei verschiedenen Wellenlängen Licht, das detektiert werden kann. So emittieren in der Flammenfront entstehende elektronisch angeregte OH- und CH-Radikale Licht bei 308 nm bzw. 413 nm, wenn sie diesen angeregten Zustand wieder in einen energetisch niedrigeren Zustand verlassen [9, 87]. Dadurch lassen sich die Flammenfront und damit der fortschreitende Abbrand unter Verwendung eines entsprechenden Filters visualisieren [15, 89]. Allgemein kann die Chemilumineszenz durch folgende Reaktionsgleichung beschrieben werden [9].



Hierbei reagieren die Edukte A und B zu den Produkten C und D^* , wobei D^* elektronisch angeregte Atome und Moleküle kennzeichnet, die in diesem Zustand nicht stabil sind. Durch ein spontanes Zurückfallen auf einen energetisch niedrigeren Zustand, kann die freiwerdende Energie in Form von Licht emittiert werden [9].



Hierbei steht nach der Bohr'schen Frequenzbeziehung das Produkt aus dem Planck'schen Wirkungsquantum h und der Frequenz ν des emittierten Lichts für die Anregungsenergie, d.h. die Differenz zwischen der Energie des angeregten Zustands (D^*) und der Energie des stabilen Zustands (D).

Die Chemilumineszenz ist eine passive Messmethode, bei der keine zusätzliche Lichtquelle benötigt wird. Das detektierbare Signal ist mittel bis hoch, so dass diese Messtechnik für Hochgeschwindigkeitsaufnahmen geeignet ist [87]. Die Nachteile liegen wie auch bei der Schattenwurftechnik in der eindeutigen Quantifizierung. Da anders als bei Laser-aktiven Messmethoden kein Blick auf eine durch einen Lichtschnitt definierte Ebene stattfindet, detektiert die Kamera ein über die Weglänge der Tiefe (Sichtlinie) des beobachteten Messobjektes integriertes Signal. Dies ist bei der Interpretation der Messergebnisse zu beachten, insbesondere wenn die Flammenfront das zu untersuchende Messobjekt darstellt.

1.4.2.2. Inkandeszenz

Bei der Inkandeszenz handelt es sich um Festkörperstrahlung. Der durch die inhomogene dieselmotorische Verbrennung entstehende Ruß emittiert aufgrund seiner Temperatur Strahlung. Diese Strahlung liegt für nicht durch einen Laser angeregte Rußpartikel (Laserinduzierte Inkandeszenz) hauptsächlich im infraroten Bereich, da sie bei der Verbrennung ohne Abgasrückführung im Dieselmotor eine Temperatur von maximal 3000 K erreichen [3]. Ruß kann in

diesem Fall als schwarzer Strahler angesehen werden. Die spektrale Strahlungsdichte eines schwarzen Strahlers ist in Abbildung 4-2 als Funktion der Wellenlänge aufgetragen.

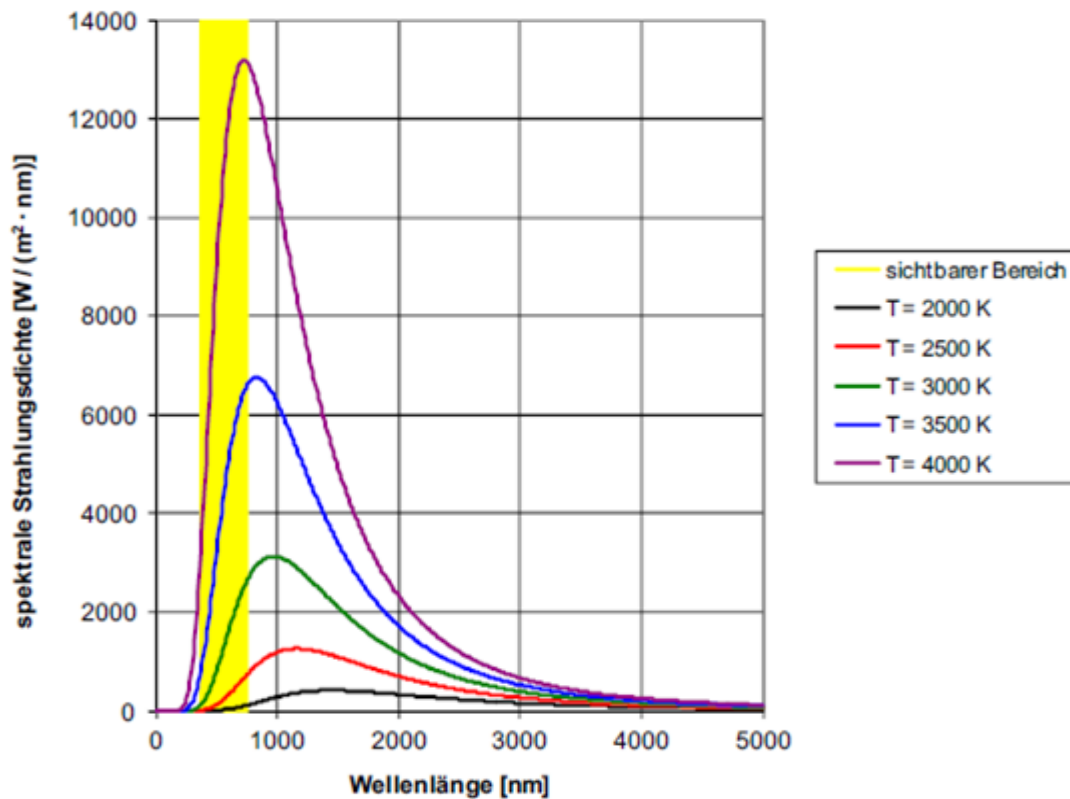


Abbildung 4-2: Strahlungsdichte eines schwarzen Strahlers [90]

Mit steigender Temperatur verschiebt sich das Maximum der Strahlungsdichte in sichtbare Wellenlängenbereiche. Dieses Spektrum ist bei der Auswahl geeigneter Filter zu beachten.

4.1.3. Particle Image Velocimetry

Die Particle Image Velocimetry (PIV) ist ein nicht-invasives laserbasiertes Messverfahren, mit dessen Hilfe Strömungsgeschwindigkeiten gemessen werden können. Dies geschieht zumeist zweidimensional, indem ein Laserlichtschnitt geformt wird, der Partikel beleuchtet, die der zu untersuchenden Strömung beigegeben sind. Die Partikel sind so auszuwählen, dass sie der Strömung gut folgen, d.h. die Stokes-Zahl, die die Relativbewegung zwischen der Partikel und dem umgebenden Fluid beschreibt, muss möglichst klein sein. Dies ist zumindest in Gasen schwierig realisierbar, so dass das Folgevermögen der Partikel nicht perfekt ist und die Messung dadurch fehlerbehaftet ist.

Abbildung 4-3 zeigt den allgemeinen Aufbau: Zwei in einem definierten Zeitabstand generierte Laserpulse beleuchten die Partikel in der Strömung. Das Streulicht dieser Partikel wird über eine Kamera detektiert. Somit stehen zwei Bilder zur Verfügung, die anschließend durch Kreuzkorrelation ausgewertet werden.

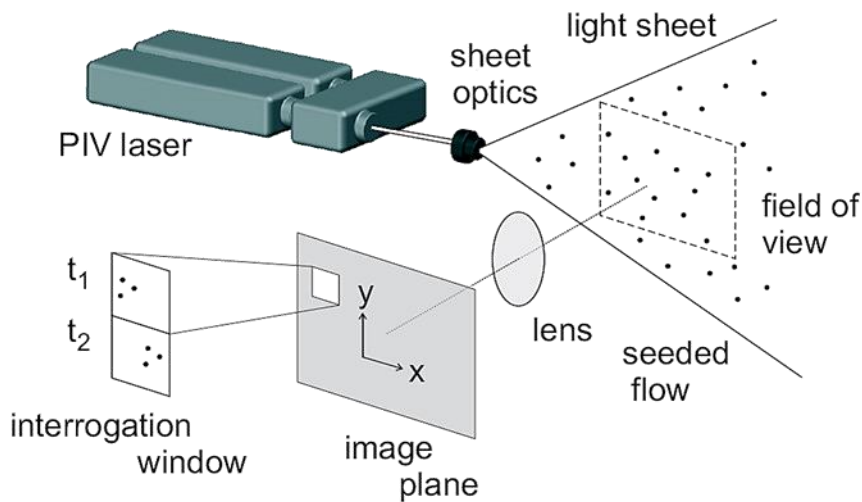


Abbildung 4-3: Prinzip einer PIV-Messung [91]: Der vom Laser geformte Lichtschnitt beleuchtet die in der Strömung befindlichen Partikel mit zwei kurz folgenden Pulsen. Das Streulicht der Partikel wird mit der Kamera detektiert.

Die Vorgehensweise bei der Kreuzkorrelation ist in Abbildung 4-4 prinzipiell dargestellt. Das Doppelbild mit dem definierten zeitlichen Abstand Δt zwischen den beiden Einzelbildern wird in Kleinfelder unterteilt. Der Kreuzkorrelationsalgorithmus verschiebt nun diese Kleinfelder gegeneinander und vergleicht die Intensitätsverteilungen des Partikelstreulichts zu beiden Zeitpunkten. Dadurch kann die Bewegungsrichtung bestimmt werden.

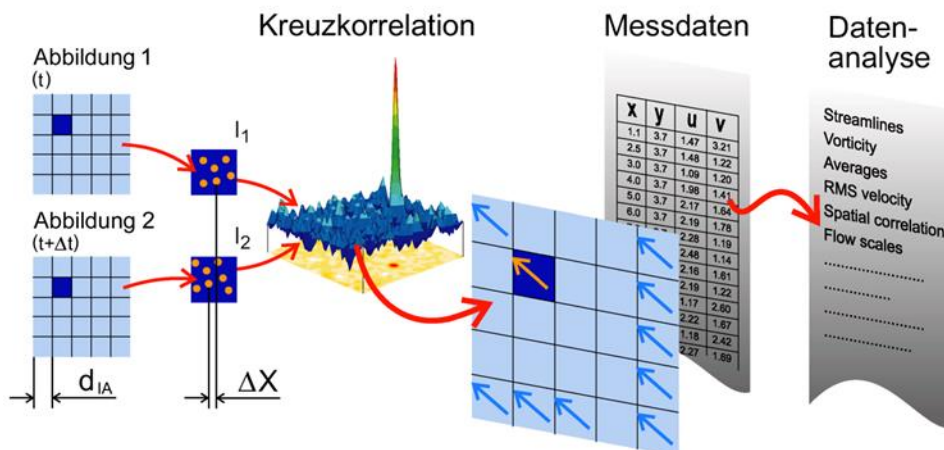


Abbildung 4-4: Kreuzkorrelation bei einer PIV-Messung [91]. Die in Kleinfelder unterteilten Bilder werden mit einem Kreuzkorrelationsalgorithmus untersucht, der die mittlere Verschiebung der Partikel in einem Kleinfeld berechnet.

Durch ein Skalierungsbild werden Bildkoordinaten (in pixel) in Laborkoordinaten (in z.B. mm) überführt, und es kann über den räumlichen Versatz Δx und den zeitlichen Versatz Δt der Partikel im Kleinfeld die Geschwindigkeit nach Formel 4-3 berechnet werden.

$$v = \frac{\Delta x}{\Delta t}$$

Formel 4-3

So liegt als Ergebnis ein zweidimensionales Vektorfeld der Geschwindigkeit in einer Ebene vor, aus dem sich weitere Daten ableiten lassen.

4.2. Voruntersuchungen

4.2.1. Durchflussmessung am Injektor

Eine separate Durchflussmessung des Injektors ist als Voruntersuchung notwendig, um zu wissen, wie viel Kraftstoff für eine gegebene Injektor-Bestromungsdauer eingespritzt wird. Echtzeit- Durchflussmessgeräte für die im Dieselmotor eingesetzten Einspritzdrücke von über 1000 bar bei sehr kleinen Massenströmen existieren nicht. Der Messaufbau ist in Abbildung 4-5 skizziert.

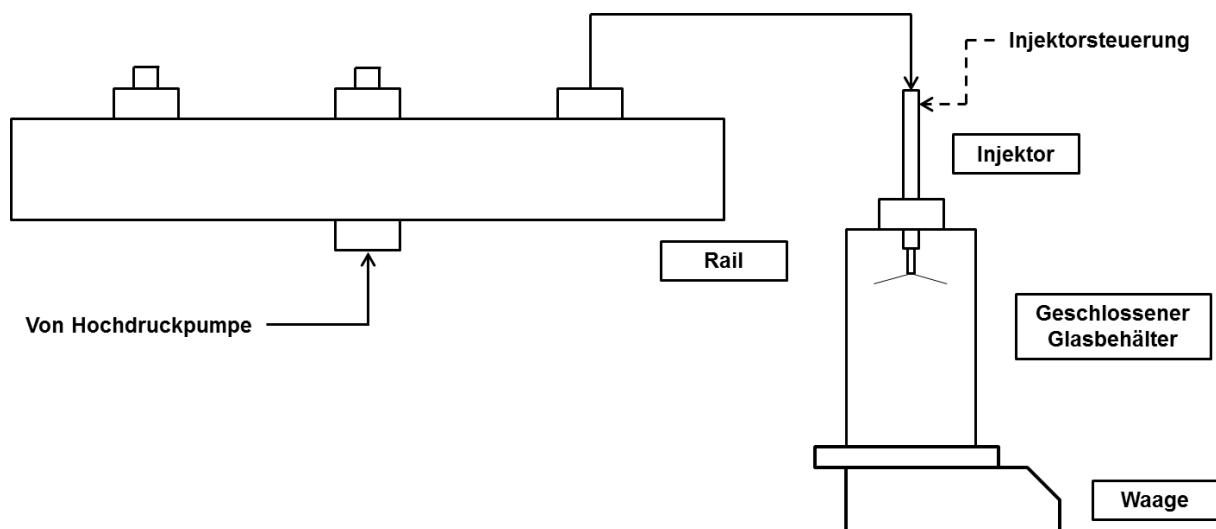


Abbildung 4-5: Aufbau der Durchflussmessung des Injektors. Durch die Kenntnis der Anzahl der Einspritzungen und die anschließende Gewichtsermittlung wird die Einspritzmasse pro Einspritzung bestimmt.

Ausgehend von der Hochdruckpumpe wird der Kraftstoff durch das Kraftstoffsammelrohr (Rail) an den Injektor weitergeleitet. Dieser ist in einem Glasgefäß montiert und mittels eines O-Rings abgedichtet. Bei einer Messung wird der Injektor für eine definierte Zeitspanne von 30 Sekunden in einem „Simulationsbetrieb“ getaktet. Der Simulationsbetrieb ermöglicht die Vorgabe einer festen Motorendrehzahl, in diesem Fall 4000 U/min, um die Messung kurz zu halten. Durch die Masse an Kraftstoff, die mit der dargestellten Waage ermittelt wird, und der Kenntnis über die Anzahl der Arbeitsspiele, kann die eingespritzte Masse an Kraftstoff pro Arbeitsspiel ermittelt werden.

Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Abbildung 4-6 dargestellt. Für unterschiedliche Kraftstoffdrücke sind die gemessenen Einspritzmassen pro Arbeitsspiel über der Einspritzdauer aufgetragen. Um grobe Fehlerquellen ausschließen zu können, wurden für jeden Messpunkt zwei Messwerte ermittelt.

Erkennbar ist, dass für eine zunehmende Einspritzdauer der Einfluss des Kraftstoffdruckes abnimmt. Dies ist vor allem durch die große Drosselwirkung der Injektoröffnungen zu erklären. Weiterhin bleibt die Anzugszeit des Ankers der Magnetspule und damit das vollständigen Öffnen der Nadel des Injektors konstant. Diese Anzugszeit wird in [92] mit etwa einer halben Millisekunde angegeben.

Weiterhin ist das verwendete Stromprofil des Injektors aufgetragen, welches mit einem Anzugsstrom von 20 A (75 V Hochspannung) für eine Dauer von 0,2 ms beginnt. Anschließend wird der Injektor mit einem Haltestrom von 13 A (12 V Niederspannung) bis zum jeweiligen Ende der Einspritzzeit bestromt. Dies ist durch die gestrichelten Linien dargestellt.

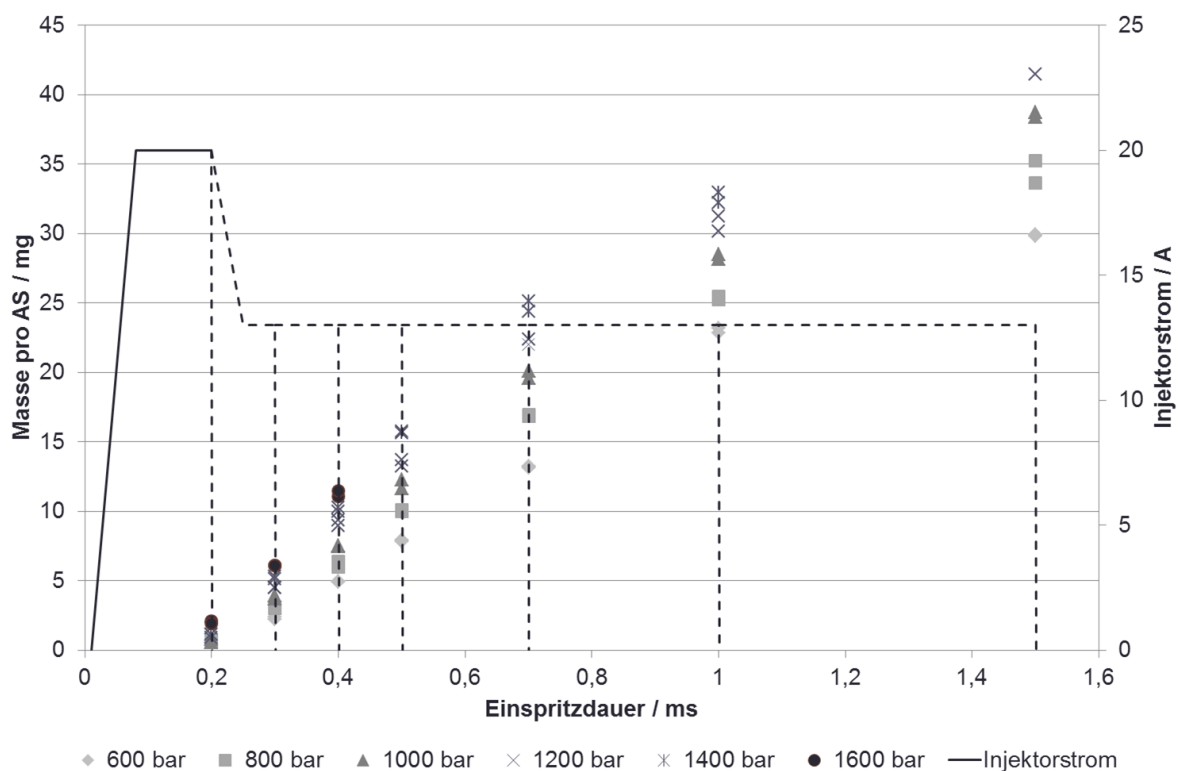


Abbildung 4-6: Ergebnisse der Durchflussmessung am Injektor. Dargestellt ist die Kraftstoffmasse in mg pro Arbeitsspiel über der Einspritzdauer, sowie auf der Sekundärachse der Injektorstrom in A über der Einspritzdauer.

Anhand dieser Ergebnisse lassen sich die Einspritzmassen bestimmen und im Falle einer Variation der Anzahl an Einspritzungen pro Arbeitsspiel die Gesamtmassen des eingebrachten

Kraftstoffes gleich halten. So kann der Einfluss verschiedener Einspritzstrategien z.B. auf den indizierten Mitteldruck untersucht werden.

4.3. Versuchsaufbau zur Untersuchung des Flammeneigenleuchtens

Der Versuchsaufbau, dargestellt in Abbildung 4-7, bedient sich einer Hochgeschwindigkeitskamera und zwei gepulsten Hochleistungsleuchtdioden. Die zwei seitlich vom Kameraobjektiv positionierten Leuchtdioden werden durch einen Treiber synchron zur Kamera getaktet. Über Sammellinsen wird das Diodenlicht auf den Umlenkspiegel des optisch zugänglichen Motors geworfen und von dort auf das Brennraumdach weitergeleitet. Dort findet an der glatt bearbeiteten Zylinderkopffläche eine teildiffuse Reflexion statt und das Licht wird zurück über den Umlenkspiegel auf die Kamera geleitet.

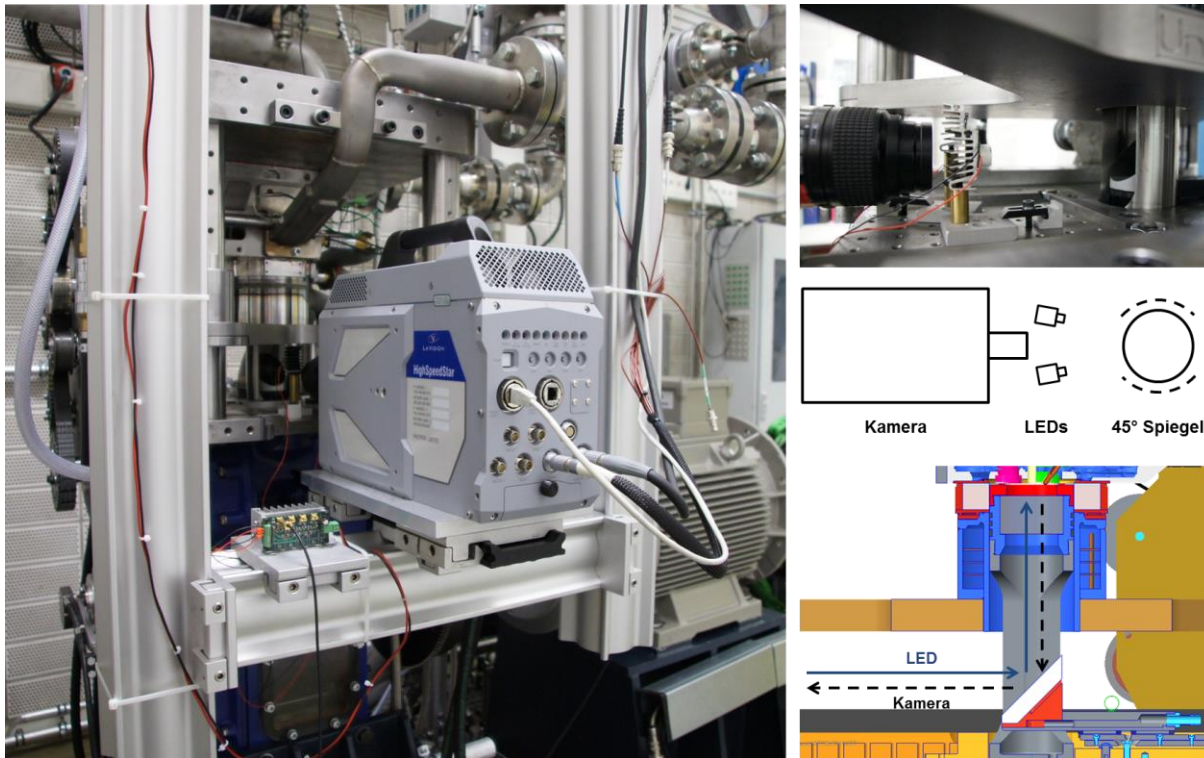


Abbildung 4-7: Versuchsaufbau mit Fotografie der Kamera (links) sowie der Leuchtdioden (oben rechts). Die Leuchtdioden sind jeweils seitlich des Kameraobjektives positioniert und beleuchten das Brennraumdach über den Umlenkspiegel des optisch zugänglichen Motors.

4.3.1. Auswahl geeigneter Leuchtdioden und optischer Filter

Voruntersuchungen zeigten einen starken Intensitätsunterschied zwischen den Schattenwurfbildern der Einspritzung und den im Verbrennungszyklus folgenden Bildern mit der Flamme. Um diesen Intensitätsunterschied anzupassen und lokale Sättigung des Sensors zu vermeiden, wurde ein Farbglasfilter ausgewählt, der eine Abschwächung der Leuchtintensität der Flamme bei gleichzeitig möglichst hoher Transmission der Beleuchtung durch die

Leuchtdioden zulässt. Bei diesen Voruntersuchungen wurden verschiedene Farbfilter getestet. Aufgrund des starken Rußleuchtens der Flamme im Dieselmotor hat sich die Kombination von blauen Hochleistungsleuchtdioden (Cree XP-E) und dem Farbglasfilter BG23 als geeignet herausgestellt.

Aufgrund des hohen Unterschiedes der Lichtintensität in der Größenordnung von 10^2 zwischen Einspritzung und Rußleuchten wurde hier eine Kombination aus zwei hintereinandergelagerten Farbglasfiltern des Typs BG23 (1 und 2 mm Dicke) gewählt, die im Spektrometer in der verwendeten Konfiguration vermessen wurden. Das Ergebnis der Transmissionsmessung ist mit dem Abstrahlspektrum der Leuchtdioden, der Quanteneffizienz des Kamerasensors und der relativen Schwarzkörperstrahlung bei 3000 K in Abbildung 4-8 dargestellt. Die Transmission des Farbglasfilters ist im Abstrahlspektrum der verwendeten Leuchtdioden (465 – 485 nm) mit konstanten 73% am höchsten und fällt mit größeren Wellenlängen ab, so dass emittiertes Licht im Bereich des gelben und roten Farbspektrums bis auf etwa einen Prozent Lichtdurchlässigkeit unterdrückt werden. Die Quanteneffizienz ist im sichtbaren roten Bereich mit etwa 50% am höchsten. Um die logarithmisch dargestellte Transmission des Blauglasfilters und die linear dargestellte Quanteneffizienz des Kamerasensors besser mit der Abstrahlleistung der Leuchtdiode zu verknüpfen, ist zusätzlich das Produkt der Transmission des Filters mit der Quanteneffizienz des Sensors gestrichelt dargestellt. Das Produkt hat wie angestrebt sein Maximum im Spektralbereich der Leuchtdiode.

Mit der Konfiguration dieser Leuchtdioden, des Farbglasfilters und der Kamera lässt sich sowohl die Einspritzung als Schattenwurf, sowie auch das Flammeneigenleuchten mit der Kamera detektieren, ohne dass eine Sättigung des Kamerasensors stattfindet. Die Gesamtintensität des detektierten Signals wurde über die Blende des Kameraobjektivs (Nikon AF Micro Nikkor: Brennweite 105 mm, maximale Blende $f/2,8$) eingestellt; hier wurde die Blendenzahl $f/4$ gewählt.

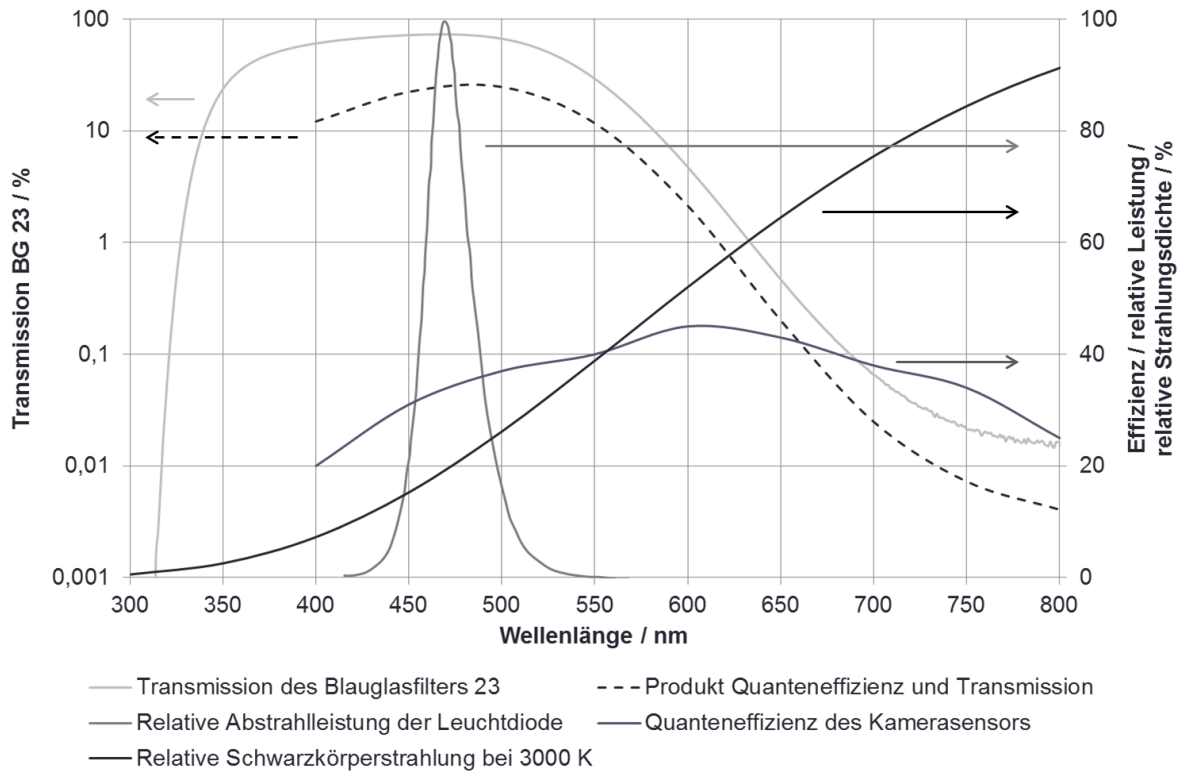


Abbildung 4-8: Transmissionskurve des Farbglasfilters, Abstrahlspektrums der Leuchtdioden und Quanteneffizienz des Kamerasensors

4.3.2. Ansteuerung des Messsystems

Die Steuersignale des Versuchsaufbaus sind in Abbildung 4-9 aufgetragen. Die obere Zeitskala zeigt den Betriebsmodus, in welchem der optisch zugängliche Motor betrieben wird. Hier ist ein Skip-Fire-Modus von acht geschleppten Arbeitszyklen und einem gefeuerten Arbeitszyklus aufgetragen. Dies ist der Arbeitsmodus in sämtlichen hier beschriebenen Untersuchungen.

Die untere Zeitskala behandelt einen gefeuerten Arbeitszyklus von -360 bis 360°KW . Die Hochgeschwindigkeitskamera Photron SA-Z wird von der Prüfstandssteuerung durch einen Zyklustrigger getaktet, welcher auf -15°KW gesetzt ist und die Aufnahme um einen Inkrementschritt später ($0,2^\circ\text{KW}$) mit dem ersten Bild starten lässt.

Die Kamera arbeitet von diesem Zyklustrigger aus zeitbasiert für eine vorher festgelegte Anzahl an Aufnahmebildern. Für die hier gezeigten Messungen wurde die Aufnahmefrequenz auf 30 kHz gesetzt. Dies entspricht bei einer Drehzahl von 1000 U/min einer kurbelwinkelbasierten Auflösung von $0,2^\circ\text{KW}$. Daher werden die folgenden Daten auf den Kurbelwellenwinkel bezogen. Die Inkrementsignale mit dieser Auflösung von $0,2^\circ\text{KW}$ werden vom Kamerasystem generiert und sind in Abbildung 4-9 mit einem roten Pfeil dargestellt. Bei dieser zeitlichen Auflösung kann die Kamera nicht mit der vollen Sensorgröße von 1024×1024 Pixel betrieben werden, sondern das Auslesefenster wurde von auf 789×789 reduziert. Bei vol-

ler Detektornutzung kann die Kamera mit einer Aufnahme­frequenz von maximal 20 kHz be­trieben werden.

Die Leuchtdioden werden ebenfalls durch das Inkrementsignal gesteuert und sind Abbildung 4-9 blau dargestellt. Die Zeitdauer des Inkrementsignals wird durch die Belichtungszeit der Kamera vorgegeben. Die Belichtungszeit wurde auf 6 bzw. auf 4 μs bei den Messungen mit hohen Zylinderspitzen- und Mitteldruck gesetzt.

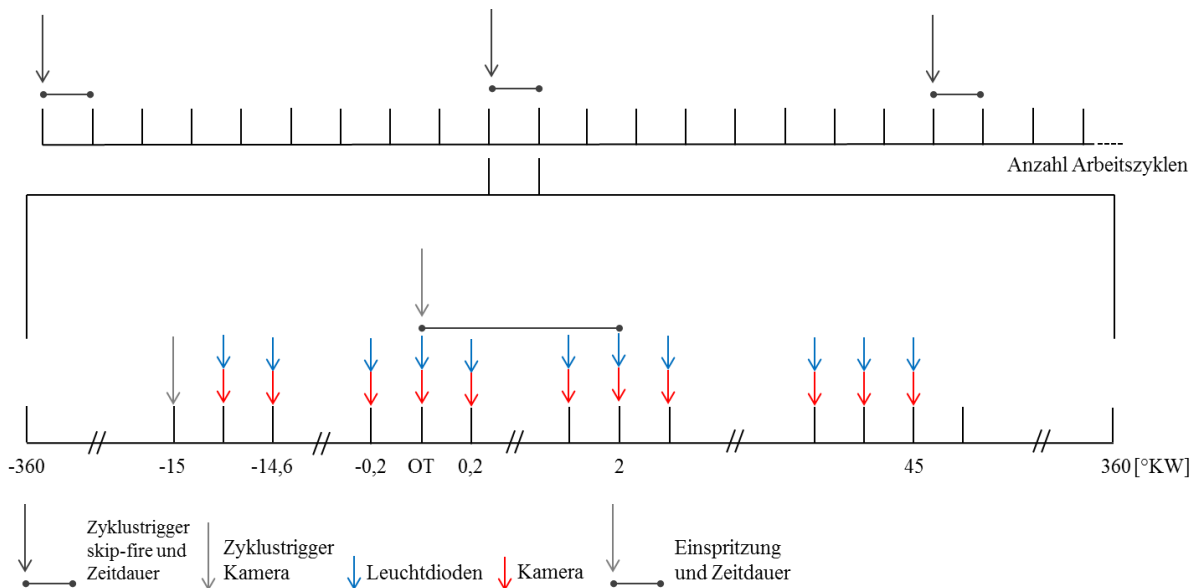


Abbildung 4-9: Zeitdiagramm mit den einzelnen Steuersignalen des Versuchsaufbaus

4.3.3. Sichtfeld des Versuchsaufbaus

Der Motor ist hier nur mit einem optischen Zugang durch den Kolbenboden ausgestattet, da der transparente Zwischenring in den ersten Vorversuchen Undichtigkeiten an den Fügstellen zwischen den Fenstern und dem Metall aufwies und durch einen Vollmetallzwischenring ersetzt wurde. Mit dem eingesetzten Kameraobjektiv und dem beschriebenen Aufbau, ergibt sich der Bildausschnitt, der in Abbildung 4-10 erkennbar ist. Durch die Kolbenmulde ist im Bereich des oberen Totpunkts nicht die gesamte Fläche der Zylinderbohrung einsehbar. Die Einlassventile sind im oberen Bereich des Bildes erkennbar, ebenso die Glühkerzenbohrung, welche die Zylinderinnendruckmessung mittels Glühkerzenadapter (vgl. Kapitel 3.3.3.1) ermöglicht. Zentral in der Zylinderbohrung angeordnet ist der Injektor und im unteren Bildbereich sind die Auslassventile platziert. Das Bild zeigt eine Einspritzung mit der Nummerierung der einzelnen Kraftstoffkeulen. Die Kraftstoffkeulen der Direkteinspritzung sind sichtbar, weil das Reflexionslicht durch die Kraftstoffstrahlen abgeschattet wird.

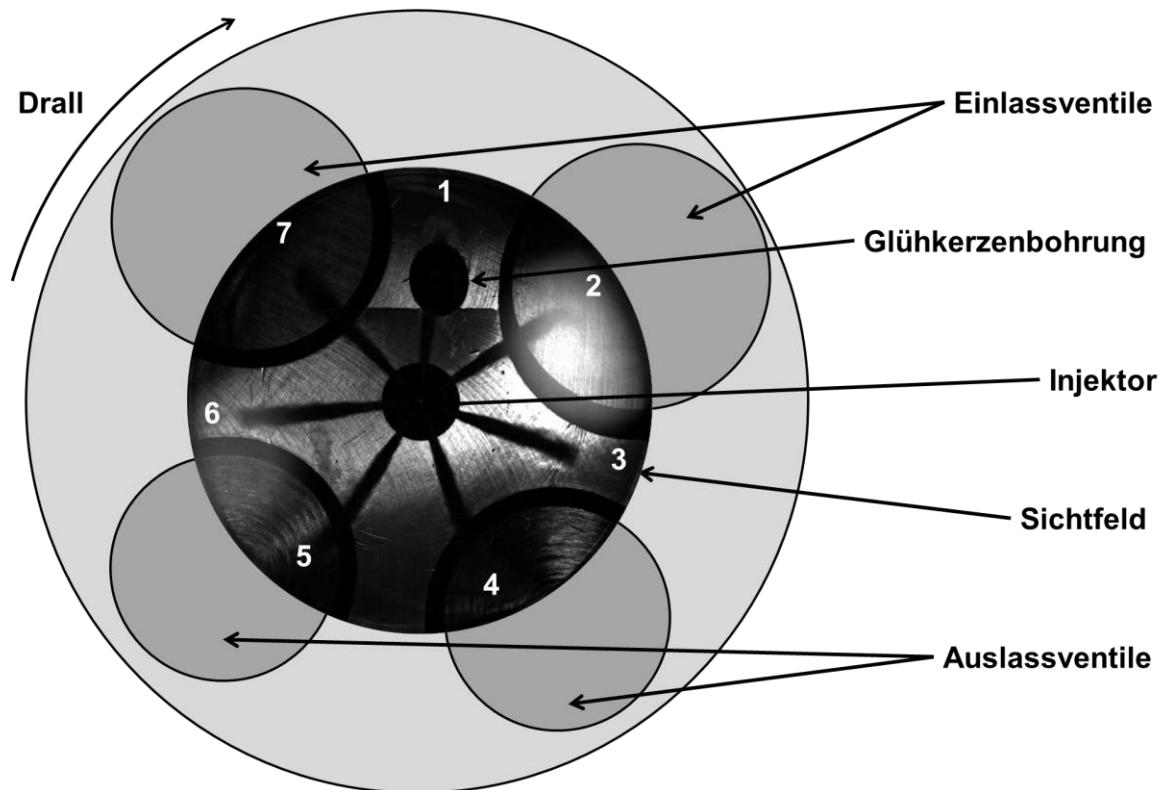


Abbildung 4-10: Bildausschnitt im Bereich des oberen Totpunktes mit der Nummerierung der einzelnen Kraftstoffkeulen in einem Rohbild.

4.4. Variation der Einspritzstrategien und des Ladedrucks

Durch die Common-Rail-Technologie ist es möglich, die Kraftstoffeinbringung durch Direkteinspritzung sehr flexibel zu gestalten. Im Hinblick auf Emissionswerte, Verbrennungsgeräusche und Effizienz haben sich somit neue Entwicklungsfelder ergeben [18, 47, 93-96]. Allerdings machen das komplexe Zusammenspiel vieler Faktoren, wie Drehzahl, Last, Anzahl der Voreinspritzungen, Pausenzeiten zwischen den Einspritzungen und Kraftstoffdruck, sowie der letztlich verbauten Kraftstoffsystemkomponenten die Entwicklung einer optimalen Einspritzstrategie für einen jeweiligen Verbrennungsmotor kompliziert und kostenintensiv [93]. Hierbei sind Untersuchungen in optisch zugängliche Motoren in Ergänzung zu Vollmetallmotoren und CFD-Simulationen eine geeignete Vorgehensweise [97-100], um räumlich aufgelöste Informationen über innermotorische physikalische Größen zu erhalten.

Um den optisch zugänglichen Hochlastmotor in den Messbetrieb zu nehmen, wird nach Bestimmung eines Referenzbetriebspunktes zunächst eine Variation der Einspritzung realisiert. So können die Kraftstoffsystemkomponenten im Betrieb getestet und die beteiligten Steuerungssysteme validiert werden.

Untersucht wird bei dieser Variation der Einfluss verschiedener Pilot- und Haupt-, sowie Einzelspritzungen auf den Zylinderdruckverlauf, den indizierten Mitteldruck und weiterer in-

nermotorischer Kenngrößen. Vergleichend hierzu werden die zeitaufgelösten optischen Messdaten herangezogen.

4.4.1. Untersuchung des Referenzbetriebspunktes

Für den Betrieb eines Forschungsmotors ist die Auswahl eines Referenzbetriebspunktes wichtig, um einen Vergleich von Messungen an unterschiedlichen Messtagen zu erhalten. Somit lassen sich größere Abweichungen, die evtl. auf defekten bzw. verschlissenen Komponenten oder einer fehlerhaften Ansteuerung eines Teilsystems beruhen, diagnostizieren. Außerdem wird für die später durchgeführte Einspritzzeitpunktvariation ebenfalls ein Referenzbetriebspunkt benötigt.

In Tabelle 4.2 sind die Parameter für den Referenzbetriebspunkt aufgelistet. Hierbei wird auf eine relativ niedrige Last des Motors und eine gute Reproduzierbarkeit der Messdaten geachtet. Die Einspritzstrategie mit Vor- und Haupteinspritzung, sowie deren Zeitpunkte und dem zugehörigen Stromprofil des Injektors, orientiert sich an aktuellen Konzepten [92, 101].

Die eingebrachte Kraftstoffmasse, die sich aus dem Kraftstoffdruck, der Ansteuerdauer der einzelnen Einspritzungen und dem verwendeten Injektorstromprofil ergibt, beträgt nach Abbildung 4-6 8,5 mg und setzt sich aus 2,5 mg in der Voreinspritzung und 6 mg in der Haupteinspritzung zusammen.

Tabelle 4.2: Referenzbetriebspunkt

Betriebsparameter	Nennwert
Drehzahl	1000 U/min
Einlassdruck	1000 mbar
Auslassdruck	1000 mbar
Einlasstemperatur	298 K
Betriebsmodus	8:1
Voreinspritzung	-8°KW / 0,25 ms
Haupteinspritzung	2°KW / 0,35 ms
Stromprofil	Anzugstrom 75 V / 20 A Haltestrom 12 V / 13 A
Indizierter Mitteldruck	3 bar

In Abbildung 4-11 ist die Bilderserie eines Verbrennungszyklus im Referenzbetriebspunkt dargestellt. Hellgrau hinterlegt sind die Bilder der Visualisierung der Voreinspritzung, mittelgrau hinterlegt die Bilder der Haupteinspritzung und dunkelgrau hinterlegt sind die Verbrennungsbilder.

Die hellgrau hinterlegte Visualisierung der Voreinspritzung beginnt bei -7,4°KW und ist mit einer zeitlichen Auflösung von 0,2°KW bis -5,2°KW abgebildet. Die ersten Kraftstoffkeulen sind im zweiten Bild bei -7,2°KW zu erkennen. Dies entspricht einem Verzug zur Ansteuerung des Injektors von 0,8°KW, was bei der anliegenden Motordrehzahl von 1000 U/min ei-

nem zeitlichen Verzug von $133 \mu\text{s}$ entspricht. In Abbildung 4-12 ist der Zeitbereich der Voreinspritzung ebenso hellgrau gekennzeichnet. Zu sehen ist hier der Zylinderdruckverlauf des Referenzbetriebspunktes und der zugehörige Schleppdruckverlauf. Der Zylinderdruckverlauf des gefeuerten Zyklus liegt nach der Voreinspritzung unter dem Schleppdruckverlauf. Dies ist auf den Wärmeverlust der Zylinderladung durch die Verdampfung der Voreinspritzung zurückzuführen, die in Abbildung 4-11 nach Ende der Voreinspritzung im Bereich von -6°KW bis $-5,2^\circ\text{KW}$ zu beobachten ist.

Bei Betrachtung des 6. Kraftstoffstrahls (Nummerierung nach Abbildung 4-10) wird die maximale Penetrationstiefe von etwa 16,5 mm (projiziert auf die horizontale Bildebene) zum Ende der Voreinspritzung bei $-6,2^\circ\text{KW}$ erreicht. Dies entspricht einer mittleren Penetrationsgeschwindigkeit des Kraftstoffes von etwa 82,5 m/s.

Die mit der mittelgrauen Farbe hinterlegte Haupteinspritzung ist im Bereich von $2,6^\circ\text{KW}$ bis $4,8^\circ\text{KW}$ ebenfalls mit einer durchgehenden Auflösung von $0,2^\circ\text{KW}$ abgebildet. Die ersten Kraftstoffkeulen sind bei $2,8^\circ\text{KW}$ zu sehen und erreichen bis zum Zeitpunkt von $4,4^\circ\text{KW}$ den Rand der einsehbaren Kolbenmulde im Falle der Kraftstoffkeule 6. Dies entspricht einer Penetrationstiefe von 23,6 mm und einer Penetrationsgeschwindigkeit von 88,5 m/s. Dieser Zeitraum der Haupteinspritzung ist ebenfalls im Zylinderdruckverlaufdiagramm gekennzeichnet. Hier lässt sich gegenüber dem Schleppdruck bereits eine Druckerhöhung erkennen, die auf eine Zündung des Kraftstoffes aus der Voreinspritzung schließen lässt. Dies kann in den vorliegenden Bilderserien der Haupteinspritzung allerdings nicht beobachtet werden.

Die anschließende Phase der Verbrennung des Kraftstoffes aus der Haupteinspritzung beginnt ab 5°KW . Sie ist in Abbildung 4-11 und in Abbildung 4-12 dunkelgrau hinterlegt. Der erhöhte Zylinderdruck aus der Voreinspritzung fällt zu diesem Zeitpunkt bereits wieder ab. Bei 6°KW durchläuft die Zylinderdruckkurve einen den Wendepunkt und der Zylinderdruck steigt aufgrund der nun immer stärker werdenden Wärmefreisetzung durch die Verbrennung wieder an.

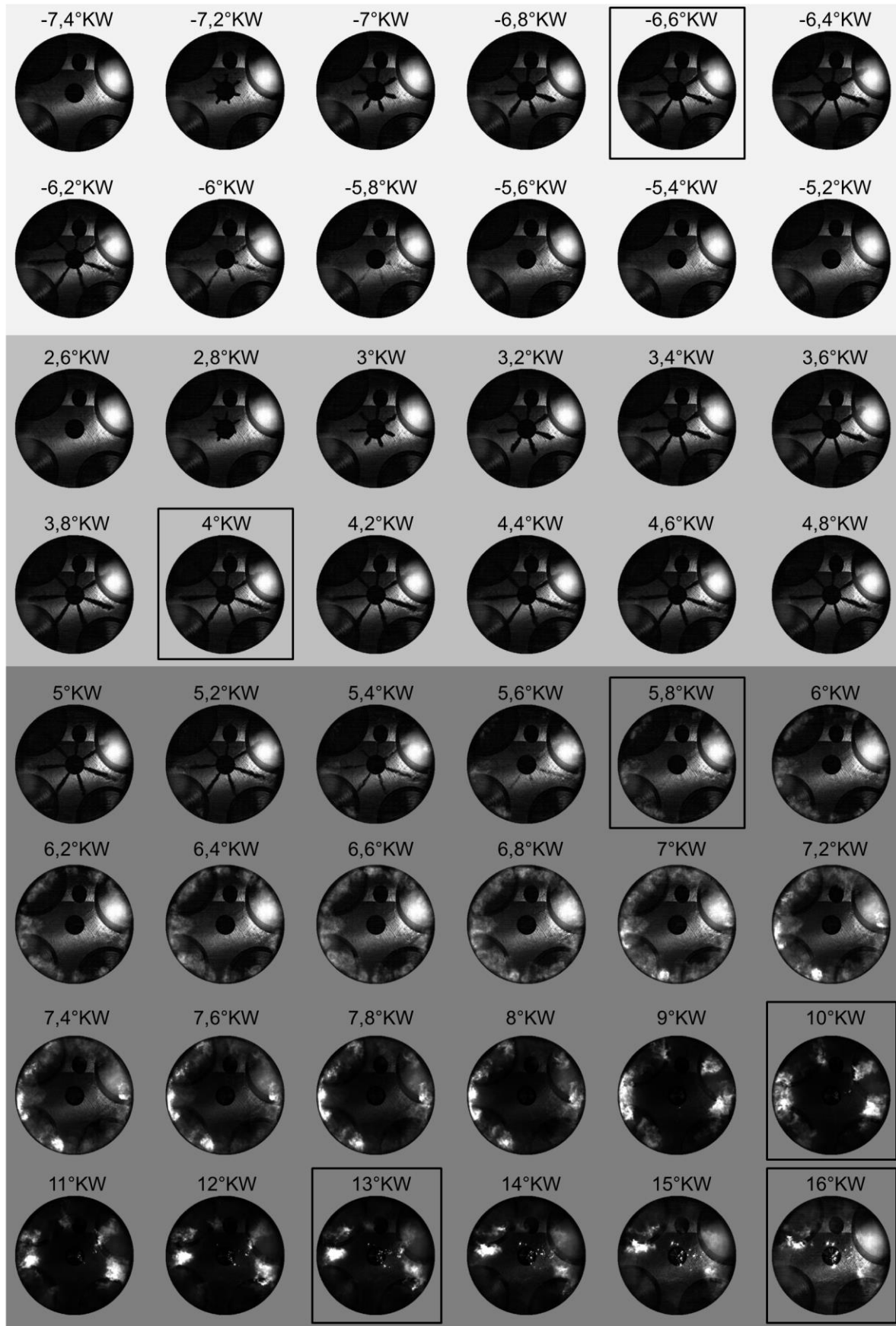


Abbildung 4-11: Bilderserie der Einspritzungen und der Flammenlumineszenz im Referenzbetriebspunkt. Die Bilder der Voreinspritzung sind hier hellgrau

hinterlegt. Die Haupteinspritzung ist mittelgrau hinterlegt und die Verbrennung der Haupteinspritzung dunkelgrau. Die umrandeten Bilder werden in Abbildung 4-12 erneut aufgegriffen.

Die Verbrennung findet hauptsächlich im äußeren Teil der einsehbaren Kolbenmulde statt und der aus dieser Verbrennung resultierende Zylinderspitzenruck von 46,6 bar wird bei 9,8°KW erreicht. Dies entspricht einem mittleren Druckanstieg während des Abbrandes der Haupteinspritzung von 4,4 bar/°KW. Durch die Ladungsbewegung ist die Verbrennung drallbehaftet. In den Bildern zwischen 8°KW und 15°KW ist am Abbrand des Kraftstoffes aus den Kraftstoffkeulen zu erkennen, dass der Richtungssinn des Dralls dem Uhrzeigersinn folgt.

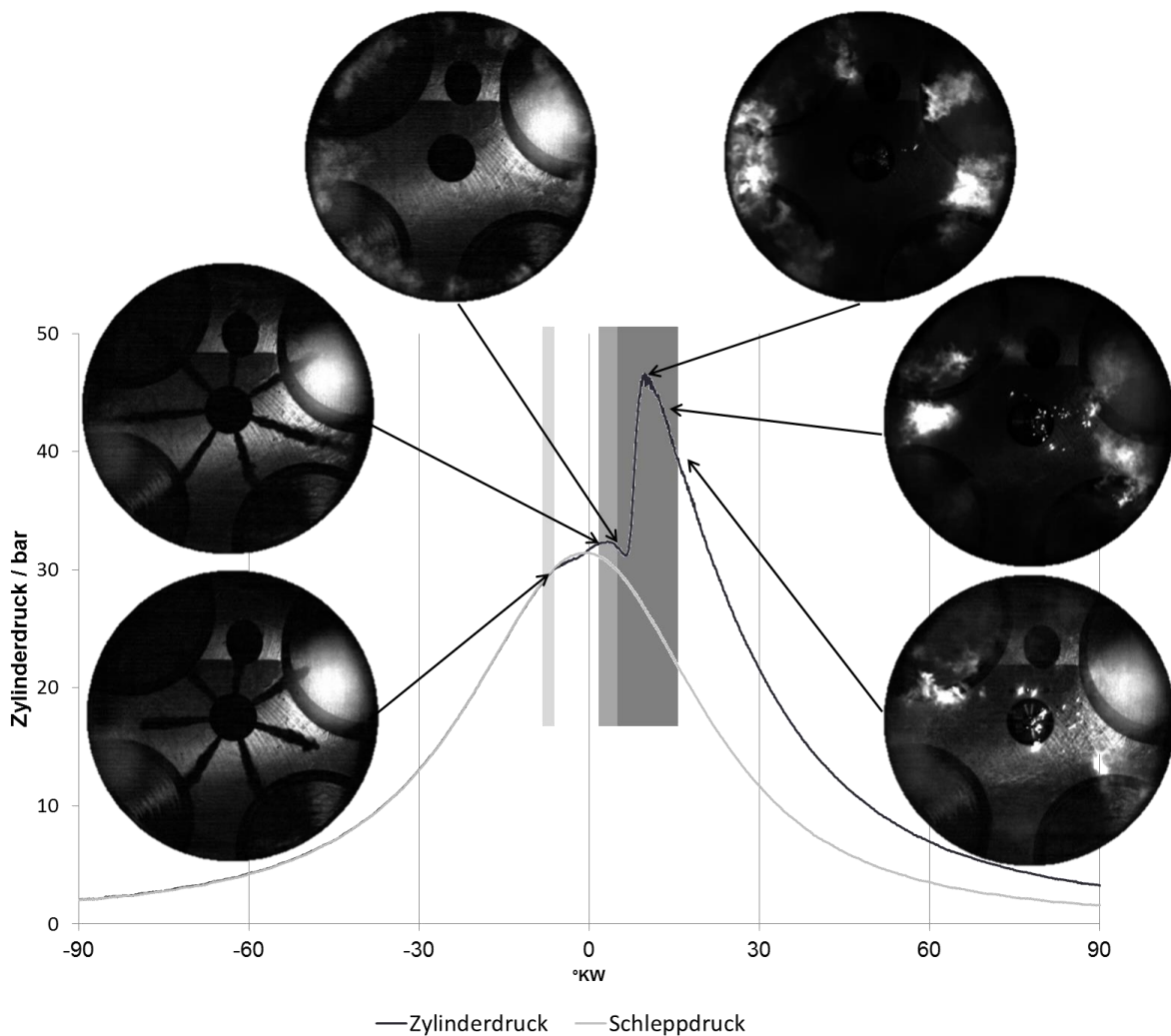


Abbildung 4-12: Zylinderdruckverlauf im Referenzbetriebspunkt und zeitlich zugeordnete ausgewählte Bilder aus Abbildung 4-11. Der Kurbelwellenwinkelbereich der Voreinspritzung ist hellgrau, der Bereich der Haupteinspritzung ist mittelgrau hinterlegt. Der dunkelgraue Bereich kennzeichnet den Kurbelwellenwinkelbereich der Verbrennung.

4.4.2. Variation der Einspritzzeitpunkte im Saugbetrieb

Für den weiteren Betriebsnachweis werden Ergebnisse einer Einspritzvariation im Saugbetrieb, d.h. mit einem Einlassdruck von 1000 mbar, vorgestellt. Ausgehend von dem bereits vorgestellten Referenzbetriebspunkt werden die Vor- und Haupteinspritzung zeitlich verschoben und in zwei Fällen kraftstoffmassengleich in einer einzelnen Haupteinspritzung in den Zylinder eingebracht. Die verschiedenen Varianten zeigt Tabelle 4.3. Ausgehend vom Referenzbetriebspunkt wird in Einspritzstrategie 1 die Voreinspritzung von -8°KW um 2°KW nach vorn auf nun -10°KW verschoben. Die Haupteinspritzung wird gleichgehalten.

In den Einspritzstrategien 2 und 3 wird die Haupteinspritzung auf den ZOT gelegt und die Voreinspritzung analog zum Referenzbetriebspunkt und der Einspritzstrategie 1 auf -8°KW und -10°KW gelegt.

Tabelle 4.3: Einspritzstrategien mit zugehörigen Zeitpunkten und Kraftstoffmassen

Einspritzstrategie	Voreinspritzung	Haupteinspritzung
Referenzbetriebspunkt	$-8^{\circ}\text{KW} / 0,25 \text{ ms}$	$2^{\circ}\text{KW} / 0,35 \text{ ms}$
1	$-10^{\circ}\text{KW} / 0,25 \text{ ms}$	$2^{\circ}\text{KW} / 0,35 \text{ ms}$
2	$-8^{\circ}\text{KW} / 0,25 \text{ ms}$	OT / 0,35 ms
3	$-10^{\circ}\text{KW} / 0,25 \text{ ms}$	OT / 0,35 ms
4	-	OT / 0,42 ms
5	-	$2^{\circ}\text{KW} / 0,42 \text{ ms}$

Die Einspritzstrategien 4 und 5 verzichten auf eine Voreinspritzung und werden zum ZOT (Strategie 4) und 2°KW durchgeführt. Die Gesamtmasse des eingespritzten Kraftstoffes und der Kraftstoffdruck werden in allen Fällen gleichgehalten. So beträgt der Kraftstoffdruck 800 bar und die Voreinspritzungen ergeben bei einer Ansteuerzeit von 0,25 ms in Verbindung mit dem in Abbildung 4-6 gezeigten Injektorstromprofil eine Kraftstoffmasse von ungefähr 2,5 mg pro Arbeitsspiel. Die Haupteinspritzung mit einer Ansteuerdauer von 0,35 ms ergibt eine Kraftstoffmasse von 6 mg. Somit ist die gesamte eingebrachte Kraftstoffmasse 8,5 mg, und es ergibt sich für die gleiche Kraftstoffmasse einer einzelnen Einspritzung nach Strategie 4 und 5 eine Einspritzdauer von 0,42 ms.

In Abbildung 4-13 sind die Zylinderdruckverläufe der unterschiedlichen Einspritzstrategien aufgetragen. Einspritzstrategie 5 ist hier nicht gezeigt, da diese Strategie aufgrund der sehr späten einzelnen Einspritzung nicht zündet. Bei den Zylinderdruckkurven handelt es sich um gemittelte Werte, die im Falle des Referenzbetriebspunktes einen leicht höheren Wert des Zylinderspitzen drucks haben, als im vorher analysierten Einzelzyklus. Der schwarz markierte Referenzbetriebspunkt lässt die Druckanstiege, die jeweils der Vor- und Haupteinspritzung zuzuordnen sind, deutlich erkennen. Der Druckanstieg der Voreinspritzung hebt sich bei -1°KW von der grau dargestellten Schleppkurve ab. Das gleiche Verhalten lässt sich bei Einspritzstrategie 2 erkennen, die die Voreinspritzung auch zum gleichen Zeitpunkt ansteuert. Ebenso sind die Druckanstiege begründet durch die Voreinspritzungen der Einspritzstrategien

1 und 3 zum gleichen Zeitpunkt (-3°KW). Dieser zeitliche Versatz der unterschiedlichen Druckanstiege ist bedingt durch die Ansteuerzeiten der Voreinspritzungen und entspricht deren zeitlichen Versatz.

Die Druckanstiege begründet auf den Abbrand der Haupteinspritzungen zeigen ebenfalls eine gute Übereinstimmung ihres zeitlichen Verhaltens gegenüber der Ansteuerung des Injektors. So liegen die Wendepunkte der Zylinderdruckkurven des Referenzbetriebspunktes und der Einspritzstrategie 1, die beide die Haupteinspritzung bei 2°KW ansteuern, bei etwa 6°KW ($5,9^{\circ}$ und $5,7^{\circ}$). Die Wendepunkte der Einspritzstrategien 2 und 3 liegen bei etwa 4°KW (4° und $3,9^{\circ}$). Diese Differenz im Zylinderdruckanstieg entspricht der Differenz der Ansteuerung des Injektors.

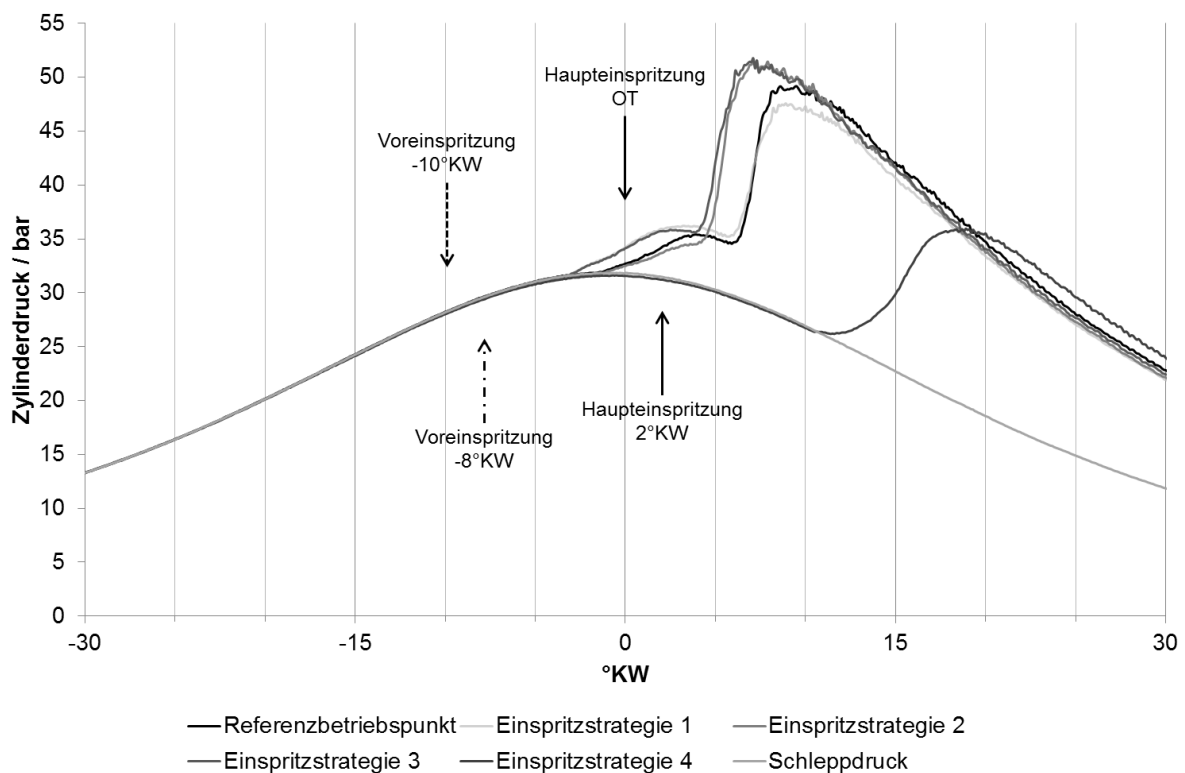


Abbildung 4-13: Zylinderdruckverläufe der verschiedenen Einspritzstrategien ohne Aufladung

In Tabelle 4.4 sind für die hier diskutierten Fälle der indizierte Mitteldruck, der Zylinderspitzenwert und der mittlere Druckanstieg des Abbrandes der Haupteinspritzung zusammengefasst. Hier ist auffällig, dass der gewählte Referenzbetriebspunkt mit dem höchsten indizierten Mitteldruck von 2,91 bar, einem Zylinderspitzenwert von 49,1 bar und einem mittleren Druckanstieg von 4,06 bar einen guten Kompromiss zwischen der Effizienz und der Belastung der Maschine darstellt. Der Zylinderspitzenwert ist ebenso wie der Druckanstieg im Vergleich mit den Einspritzstrategien mit Voreinspritzung im mittleren Bereich anzusiedeln. Der höchste Zylinderspitzenwert und Druckanstieg wird bei der Einspritzstrategie 3 erreicht, dessen Graph in Abbildung 4-13 dunkelgrau dargestellt ist.

Tabelle 4.4: Druckwerte der Einspritzstrategien

Einspritzstrategie	Indizierter Mitteldruck / bar	Zylinderspitzen­druck / bar	Druckanstieg der Haupteinspritzung / bar/°KW
Referenzbetriebspunkt	2,91	49,1	4,06
1	2,67	47,6	3,87
2	2,74	51,5	4,34
3	2,79	51,8	5,05
4	2,47	36	1,34

Die Einspritzstrategie 4 mit einer einzelnen Haupteinspritzung im ZOT weist einen großen zeitlichen Versatz zwischen der Ansteuerung der Einspritzung und dem zugehörigen Druckanstieg auf. Hier ist der Zündverzug deutlich größer als bei den Einspritzstrategien mit Voreinspritzung. Durch die schlechtere Umsetzung des eingespritzten Kraftstoffes ist der indizierte Mitteldruck bei dieser Strategie am geringsten.

Durch die Variation der Einspritzzeitpunkte wird deutlich, dass schon kleinere Änderungen einen nennenswerten Einfluss auf den indizierten Mitteldruck und damit auf das generierte Drehmoment besitzen. Der Unterschied zwischen dem Referenzbetriebspunkt und der Einspritzstrategie liegt in einer um 2°KW verschobenen Voreinspritzung. Dies führt zu einer Differenz im indizierten Mitteldrucks von nahezu 10%.

4.4.3. Variation des Einlassdrucks bei gleichbleibenden Einspritzzeitpunkten

Um die Regelung des Einlassdrucks zu testen, wurde eine Einlassdruckvariation an zwei der bereits vorgestellten Betriebspunkte durchgeführt. Für Einlassdrücke von 1000, 1250 und 1500 mbar sind die Zylinderdruckverläufe des Referenzbetriebspunktes und der Einspritzstrategie 1 in Abbildung 4-14 dargestellt. Um die Bezeichnungen einfach zu halten wird hier weiterhin der Referenzbetriebspunkt mit den zugehörigen Einspritzzeiten als solcher benannt. Hier ist ausschließlich der Einlassdruck verändert worden. Alle weiteren Parameter des Betriebspunktes sind gleich gehalten. Die Zylinderdruckkurven sind entsprechend ihrer Einlassdrücke gestaffelt, d.h. die Betriebspunkte mit dem geringsten Einlassdruck von 1000 mbar besitzen auch die geringsten Zylinderspitzen­drücke. Analog hierzu erreichen die Betriebspunkte mit dem höchsten Einlassdruck von 1500 mbar die höchsten Zylinderspitzen­drücke. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind in diesem Diagramm keine Schleppdruckkurven dargestellt.

Die Zylinderdruckkurven des Referenzbetriebspunktes und der Einspritzstrategie 1 im Saugbetrieb bei 1000 mbar sind schon in den vorherigen Diagrammen gezeigt und dienen hier der Einordnung der vier aufgeladenen Zylinderdruckkurven. Sie erreichen ihr Druckniveau der Voreinspritzung bei etwa 35 bar (höherer Zylinderdruck bei Einspritzstrategie 1) und brennen anschließend durch die Haupteinspritzung mit einem Zylinderspitzen­druck von 49,1 bzw. 47,6 bar ab.

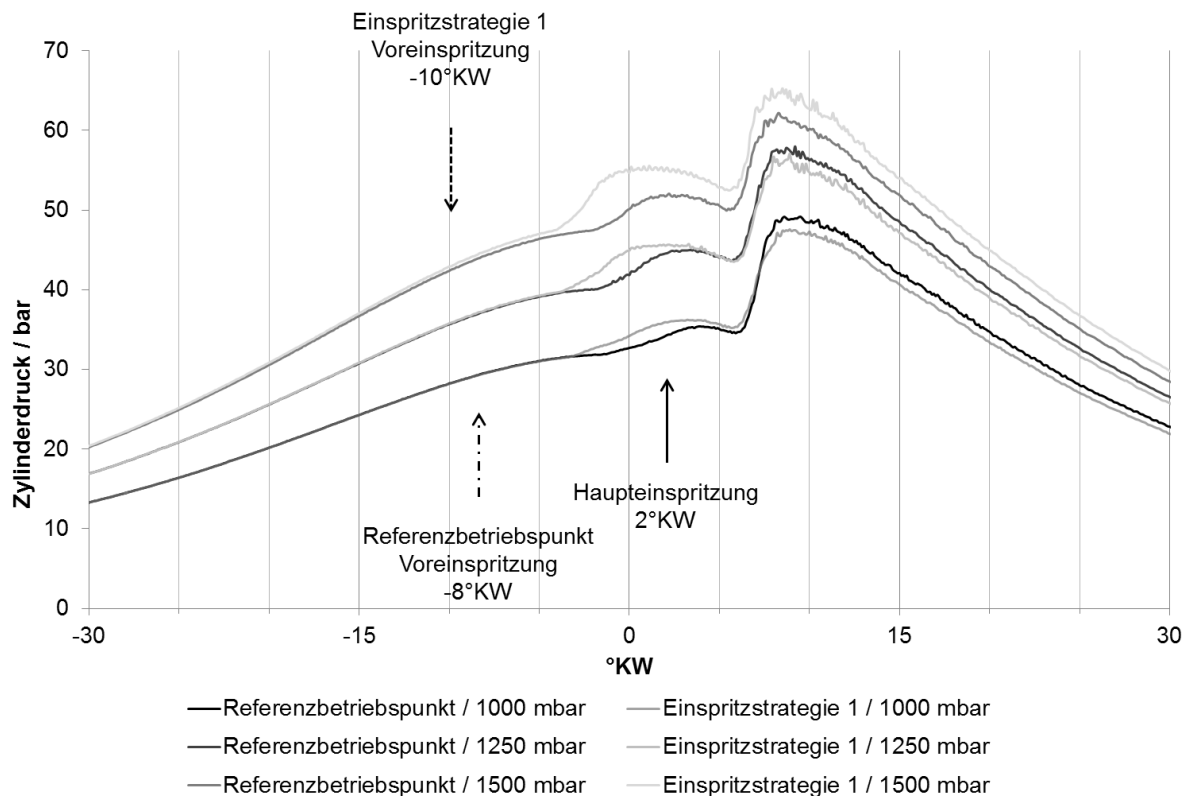


Abbildung 4-14: Zylinderdruckverläufe bei Einlassdruckvariation von 1000 mbar bis 1500 mbar.

Hierbei erreicht der Referenzbetriebspunkt sowohl einen höheren Zylinderspitzenwert, als auch einen höheren indizierten Mitteldruck (vgl. auch Tabelle 4.4).

Bei einem Einlassdruck von 1250 mbar sind die Verhältnismäßigkeiten zwischen den beiden Strategien hinsichtlich der Zylinderdrücke der Vor- bzw. Haupteinspritzung gleich: Die Einspritzstrategie 1 erreicht einen leicht höheren Vordruck von 46 bar durch den Abbrand der Voreinspritzung im Vergleich zum Referenzbetriebsdruck, der hier 45 bar erreicht. Die anschließende Haupteinspritzung führt zu einem Zylinderspitzenwert von 57 bar im Falle der Einspritzstrategie 1 bzw. 58 bar im Falle des Referenzbetriebspunktes.

Bei dem in dieser Parametervariation höchsten eingestellten Einlassdruck von 1500 mbar kehren sich die Verhältnisse insofern um, als dass nun die Einspritzstrategie 1 sowohl im Abbrand der Voreinspritzung, als auch im Abbrand der Haupteinspritzung einen höheren Zylinderdruck erreicht als der Referenzbetriebspunkt. Die Voreinspritzungen führen zu Zylinderdrücken von 52 bzw. 55 bar und die Zylinderspitzenwerte betragen 62 bzw. 65 bar. Weiterhin ist der indizierte Mitteldruck der Einspritzstrategie 1 im Vergleich zum Referenzbetriebspunkt höher und erreicht in dieser Parametervariation seinen Spitzenwert von 2,8 bar. Die gleichen Zusammenhänge zeigen aktuelle Einspritzkennfelder, nach denen die Einspritzungen für höhere Last, d.h. Mitteldruck, in Richtung früh verschoben werden [3]. Also erscheinen die hier ermittelten Unterschiede in den indizierten Mitteldrücken plausibel.

Für zwei der eingestellten Einlassdrücke sind die kurbelwellenwinkelbasierten Einlasskanaldrücke in Abbildung 4-15 in Abhängigkeit des Kurbelwinkels aufgetragen. Da die Einspritzstrategie nur einen geringen Einfluss auf die Druckverläufe im Einlass- und Auslasskanal hat, wird im Folgenden nur der Referenzbetriebspunkt betrachtet. Weiterhin sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nur die Einlassdrücke von 1000 mbar auf der Primärachse und 1500 mbar auf der Sekundärachse aufgetragen. Die Primärachse für den Saugbetrieb reicht hier von 1000 bis 1060 mbar und somit liegt der Mittelwert höher als der Sollwert von 1000 mbar. In diesem betrachteten Arbeitsspiel liegt die Abweichung zwischen Soll- und Istwert bei 24 mbar. Diese Genauigkeit ist hinreichend.

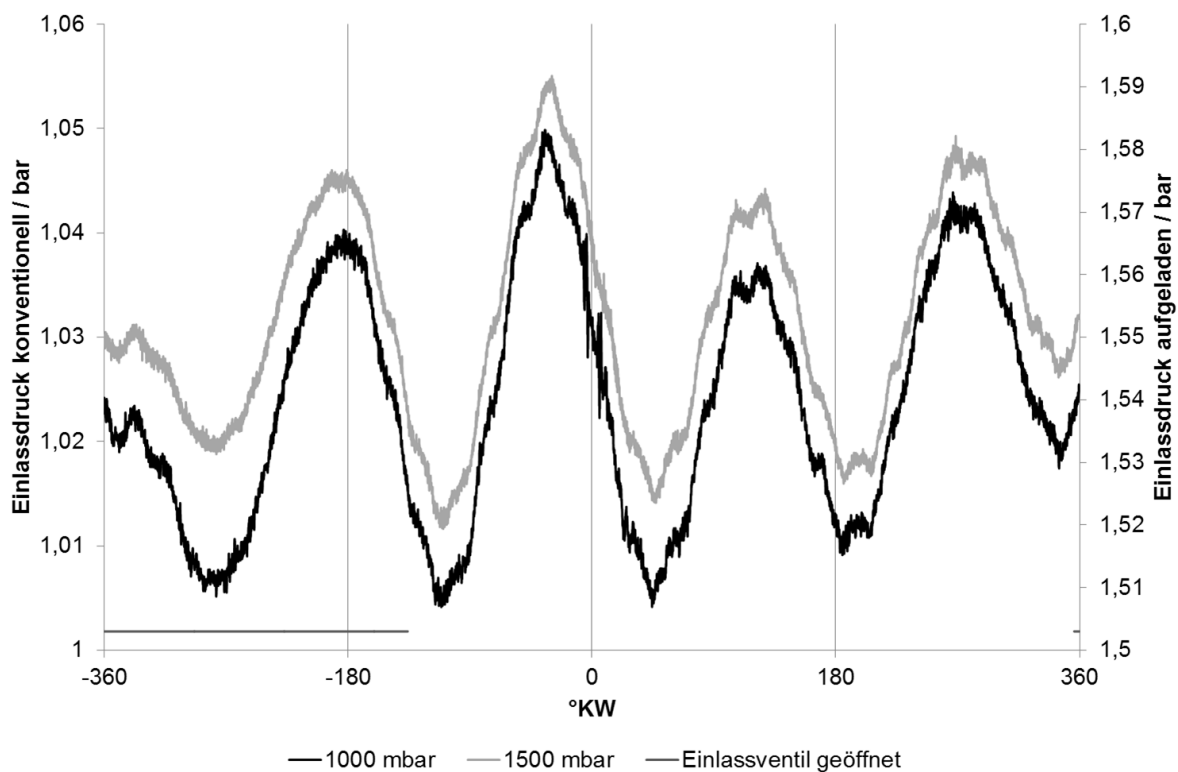


Abbildung 4-15: Einlassdrücke des Referenzbetriebspunktes über einen Arbeitszyklus. Der Einlassdruck von 1000 mbar ist auf der Primärachse und der Einlassdruck von 1500 mbar ist auf der Sekundärachse dargestellt. Ebenfalls ist die Phase der geöffneten Einlassventile mit einem Zeitstrahl gekennzeichnet.

Die Sekundärachse für den aufgeladenen Referenzbetriebspunkt mit einem Einlassdruck von 1500 mbar ist von 1500 bis 1600 mbar im rechten Bereich des Diagramms aufgetragen. Der Mittelwert liegt hier bei 1552 mbar.

Um die hier gezeigten Daten besser einordnen zu können, ist im unteren Bereich des Diagramms der Zeitraum geöffneter Einlassventile eingezeichnet. Diese Werte wurden aufgrund fehlender Information über die Ventilsteuerzeiten aus einer statischen Messung gewonnen. Wegen fehlenden Öldrucks des Ventiltriebes bei dieser Messung wurde eine zu geringe Öffnungsdauer der Ventile ermittelt. Diese öffnen bei 356°KW, d.h. 4°KW vor dem Ladungs-

wechsel-OT. In Folge dessen fällt der Einlassdruck durch die Abwärtsbewegung des Kolbens ab. Hierbei fällt der Einlassdruck im Saugbetrieb von 1025 auf bis 1005 mbar ab, im Falle des aufgeladenen Betriebspunktes von 1555 auf 1530 mbar. Diese Differenz ist in ihrem Absolutbetrag nahezu gleich. Dies fällt auch im weiteren Einlassdruckverlauf auf, da die zwei Einlasskurven ein ähnliches Verhalten bezüglich der Periodenlänge der Druckschwankungen und der zugehörigen Amplitude aufweisen, was zu einem reinen Versatz der Einlassdruckkurven in ihren Absolutbetrag führt. Die Druckschwankungen, die durch das Öffnen und Schließen der Ventile verursacht werden, besitzen eine Periodenlänge von etwa 150°KW . Die Amplitude der Druckschwankungen nimmt nach dem Schließen der Einlassventile ab, da die Energie der Druckwellen mit jeder Reflexion abnimmt. Gleichzeitig steigt der mittlere Einlassdruck wieder an, da die Gassäule im Einlasskanal aufgrund ihrer Massenträgheit nun den Druck im Einlasskanal erhöht.

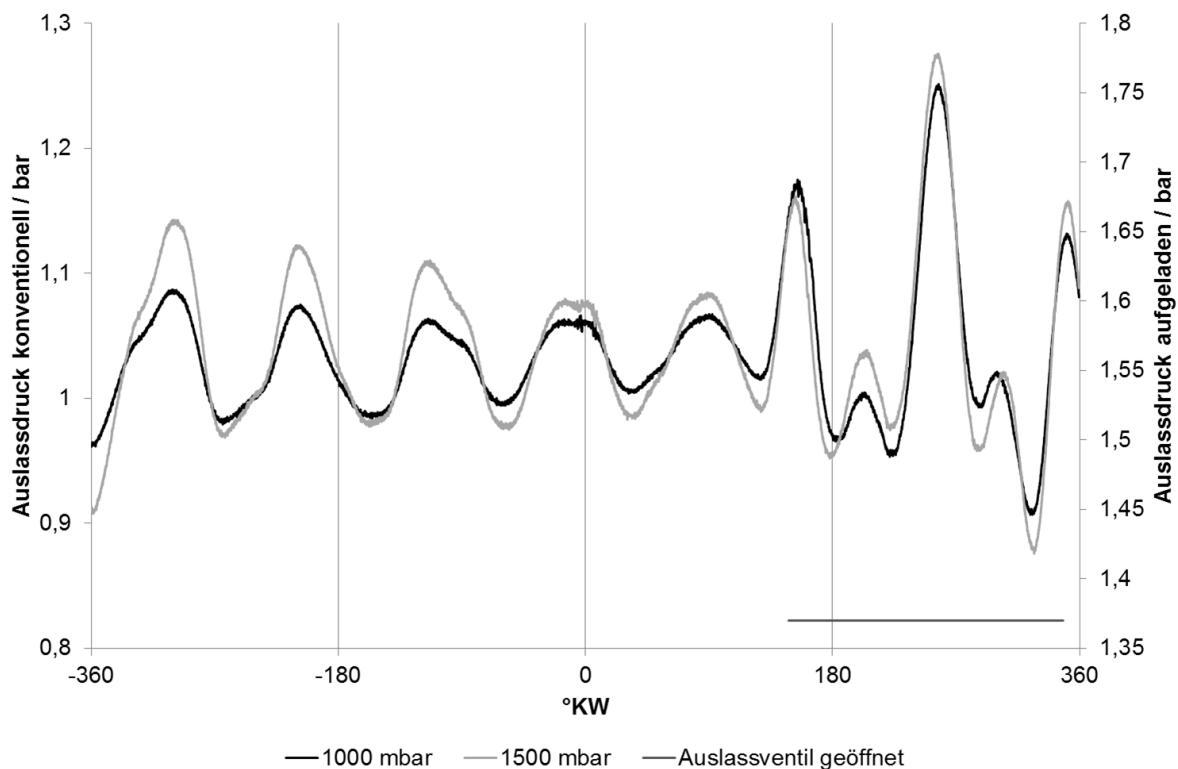


Abbildung 4-16: Auslassdrücke des Referenzbetriebspunktes über einen Arbeitszyklus. Der Auslassdruck von 1000 mbar ist auf der Primärachse und der Auslassdruck von 1500 mbar ist auf der Sekundärachse dargestellt. Die Phase der geöffneten Auslassventile ist mit einem Zeitstrahl gekennzeichnet.

Die zu diesen Einlassdrücken im gleichen Arbeitsspiel gemessenen Auslassdrücke sind Abbildung 4-16 zu entnehmen. Auch hier zeigt sich ein gleiches Verhalten der Periodenlänge der Druckschwankungen der zwei Betriebspunkte. Hier ist allerdings aufgrund der unterschiedlichen Zylinderdrücke zum Zeitpunkt des Öffnen des Auslassventils (2,2 bar zu 1,6 bar) die

Amplitude der Druckschwankungen des aufgeladenen Betriebspunktes höher im Vergleich zum Betriebspunkt mit 1000 mbar Einlassdruck.

Der Bereich des geöffneten Auslassventils ist an deutlich erhöhten Druckwerten bis 1,7 bzw. 1,8 bar zu erkennen. Hier bestätigt sich der Fehler der statischen Vermessung des Ventiltriebs ohne Öldruck: Während die aus der statischen Messung ermittelte und eingezeichnete Öffnungszeit des Auslassventils bei 148°KW beginnt, ist in den Druckverläufen aus den Messungen im motorischen Betrieb schon früher ein Anstieg des Auslassdrucks erkennbar. Dies untermauert insbesondere die hier wieder deutlich ansteigende Amplitude der Druckschwankung, nachdem die Amplitude in den vorherigen Druckschwankungen abgenommen hatte. Jedoch lässt sich dieser Fehler nicht eindeutig quantifizieren, da die Auslassdruckverläufe keine eindeutige Bestimmung der Öffnungszeitpunkte der Auslassventile zulassen. Insgesamt bleibt hier festzuhalten, dass die auftretenden Druckschwankungen im Ein- und Auslasskanal bei Erhöhung des Einlassdrucks in Periodendauer und Position, d.h. Zeitpunkt in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels, konstant bleiben. Die Amplitude der Druckschwankungen ändert sich Auslasskanal aufgrund des erhöhten Zylinderdrucks zum Zeitpunkt des Öffnens des Auslassventils.

4.5. Betriebspunkte hoher Zylinderspitzen drücke und indizierter Mittel drücke

Um zu belegen, dass der Motor in der Tat extrem hohen Zylinderspitzen drücke standhält, wurden Betriebspunkte eingestellt, die zu hohen Zylinderspitzen drücken und indizierten Mittel drücken führen.

Für eine gute Darstellung der Verbrennung wird bei diesen Messungen auf eine Detektion des Schattenwurfs der Einspritzung verzichtet, so dass die Verschlusszeit der Kamera und die Blendenzahl des Kameraobjektives optimal auf das Rußleuchten angepasst werden kann (Verschlusszeit: 4 μ s / Blende: $f/11$). Weiterhin wird bei diesen Betriebspunkten jeweils ein Einzelzyklus betrachtet, da die Verbrennung nahe an der Rußgrenze liegt und somit das Kolbenglas schnell verschmutzt. Zunächst wird ein Betriebspunkt mit einem hohen indizierten Mittel druck vorgestellt, bevor der Betriebspunkt mit erhöhtem Zylinderspitzen druck analysiert wird, da dieser eine Besonderheit aufweist, die auf der Einspritzstrategie des zuvor gezeigten Betriebspunktes beruht.

4.5.1. Betriebspunkt des hohen indizierten Mittel druckes

Für die Realisierung eines Betriebspunktes mit hohem indizierten Mittel druck wurde schrittweise der Einlassdruck erhöht, sowie gleichzeitig die Einspritzstrategie hinsichtlich Zeitpunkt und Masse einer Einspritzung angepasst. Die Parameter des letztlich gewählten Betriebspunktes sind in Tabelle 4.5 zusammengefasst.

Der im Vergleich zum Einlassdruck um 100 mbar erhöhte Auslassdruck wird über das in Abschnitt 2.3.1.2 erwähnte Drosselventil in der Abgasleitung eingestellt, um den Gegendruck eines Turboladers zu simulieren und damit ein negatives Spülgefälle zu erzeugen. Die Voreinspritzung von 0,26 ms Dauer bei einem Kraftstoffdruck von 1400 bar entspricht nach Abbildung 4-6 einer eingespritzten Kraftstoffmenge von ca. 3 mg. Die Haupteinspritzung mit der Dauer von 1,35 ms gibt dem Zylinder in etwa 47 mg Kraftstoff hinzu, so dass die eingespritzte Gesamtmasse bei 50 mg liegt. Mit diesen Randbedingungen stellt sich ein indizierter Mitteldruck von über 16 bar ein.

Tabelle 4.5: Betriebspunkt erhöhten Mitteldrucks

Betriebsparameter	Betriebswert
Drehzahl	1000 U/min
Einlassdruck	2100 mbar
Auslassdruck	2200 mbar
Einlasstemperatur	298 K
Betriebsmodus	8:1
Voreinspritzung (Ansteuerung)	-11°KW / 0,26 ms
Haupteinspritzung (Ansteuerung)	OT / 1,35 ms
Kraftstoffdruck	1400 bar

Der resultierende Zylinderdruck ist von -90° bis 90°KW in Abbildung 4-17 aufgetragen. Die grau dargestellte Kurve ist der Schleppdruck bei gleichen Randbedingungen. Bei etwa -4°KW steigt die Druckkurve des gezündeten Zyklus aufgrund des Abbrands der Voreinspritzung an und entfernt sich von der Schleppkurve.

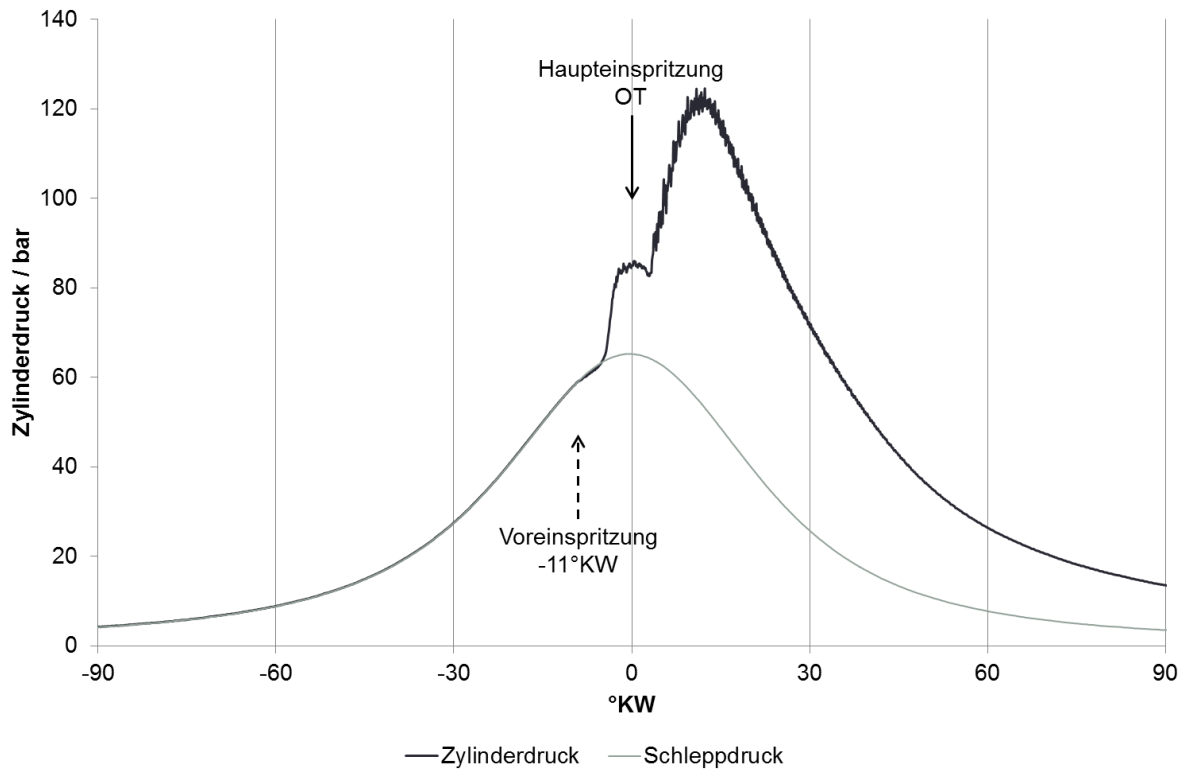


Abbildung 4-17: Zylinderdruckverlauf eines geschleppten und eines gefeuerten Einzelzyklus. Die auf der Vor- und Haupteinspritzung begründeten Zylinderdruckanstiege sind deutlich zu erkennen.

In Abbildung 4-18 ist bei -3°KW das erste Auftreten von Lumineszenz zu erkennen. Links unterhalb des zentral angeordneten Injektors beginnt sich eine Flamme zu entwickeln, die bis zum ZOT hin anwächst und anschließend in ihrer Ausdehnung stagniert (Kraftstoffstrahl 6). Dies bestätigt sich auch im Zylinderdruckverlauf, der in der Druckerhöhung der Voreinspritzung ein lokales Maximum von 85 bar bei ZOT aufweist.

Die anschließende Haupteinspritzung lässt sich mit Ihrem ersten Abbrand bei 3°KW in Abbildung 4-18 und ebenfalls in Abbildung 4-17 mit dem resultierenden Zylinderdruckanstieg zum gleichen Zeitpunkt detektieren. Der Zylinderspitzenwert von 124,6 bar liegt bei $12,3^{\circ}\text{KW}$, unmittelbar nach Ende der Haupteinspritzung, die zwischen $11,8^{\circ}$ und 12°KW endet (in Abbildung 4-18 aufgrund einer gröberer Diskretisierung zwischen 11° und 12°KW).

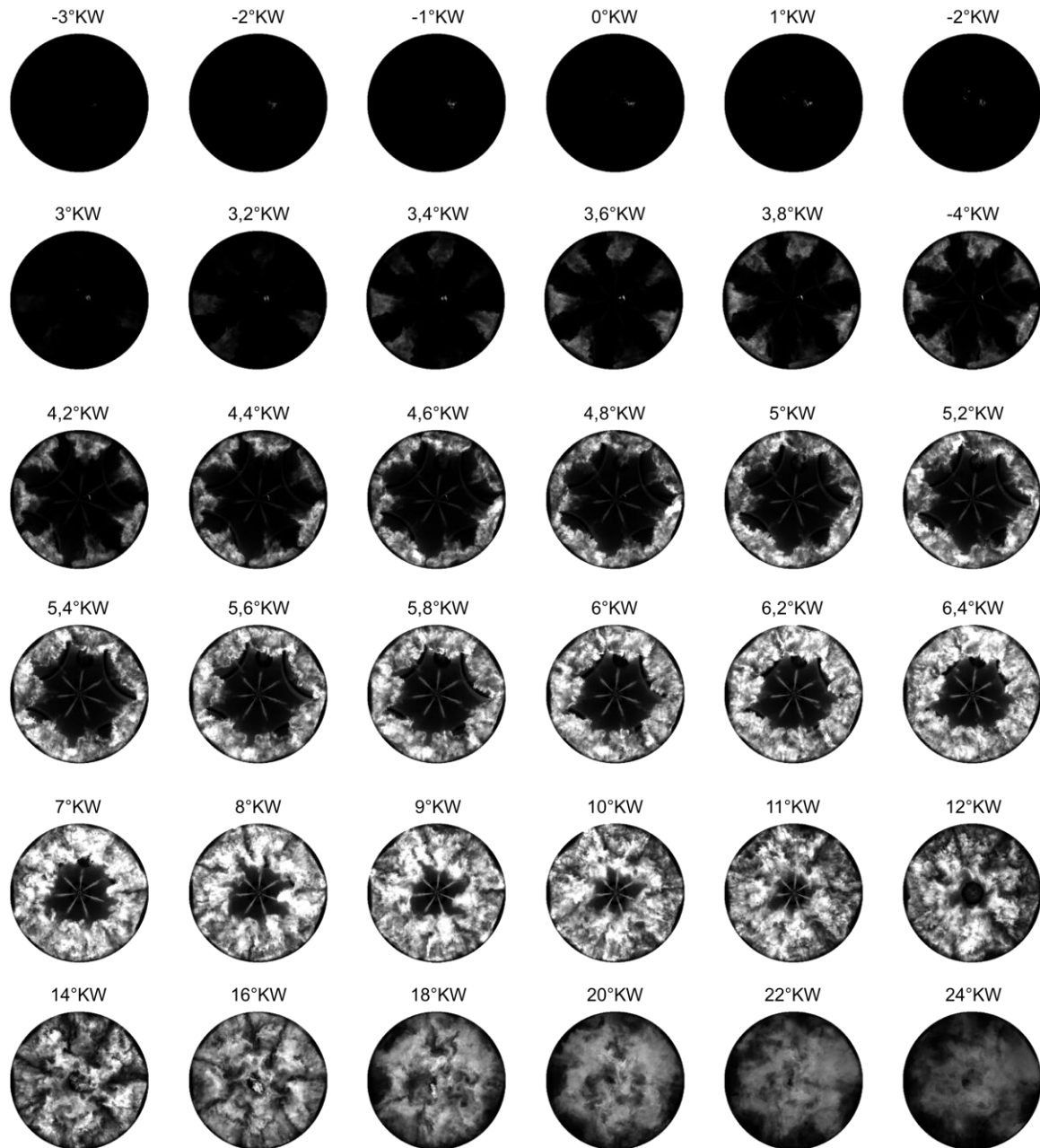


Abbildung 4-18: Bilderserie der Flammenlumineszenz eines Verbrennungszyklus mit einem indizierten Mitteldruck von 16,39 bar

Zur weiteren Analyse ist die Wärmefreisetzung des betrachteten Verbrennungszyklus in Abbildung 4-19 gezeigt. Wie zu erwarten ist die Wärmefreisetzung zunächst negativ, aufgrund der Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes. Mit einem Zeitpunkt von -10° KW ist dies passend zum Ansteuerungszeitpunkt der Einspritzung (-11° KW). Anschließend ist der erste Ausschlag der Wärmefreisetzung dem Abbrand der Voreinspritzung zuzuordnen. Der Brennbeginn wird dem ersten Nulldurchgang der Wärmefreisetzungsrates nach dem negativen Abfall bedingt durch die Einspritzung zugeordnet [102], hier bei -7° . Demnach ist der in [103] als Zündverzugszeit definierte Versatz vom Start der Einspritzung bis zum ersten Anstieg der

Wärmefreisetzung in diesem Fall 4°KW . Der folgende Ausschlag, beginnend bei dem lokalen Minimum bei 1°KW , ist der Haupteinspritzung zuzuordnen. Bei den hohen Anstiegen der Wärmefreisetzung ist von einer vorgemischten Verbrennung auszugehen (hier die zwei Ausschläge am Anfang der Verbrennungsphase), und die anschließende Verbrennung (hier ab 16°KW bis etwa 45°KW) ist eine Mischungskontrollierte Verbrennung [100, 103]. Die anschließende Wärmefreisetzung bis 90°KW ist die späte Verbrennungsphase, in der ein geringer verbleibender Anteil der eingespritzten Kraftstoffmasse verbrennt und ein größerer Anteil der verbleibenden Kraftstoffenergie als Ruß und weitere fette Verbrennungsprodukte vorliegt und zur weiteren Wärmefreisetzung beiträgt [103].

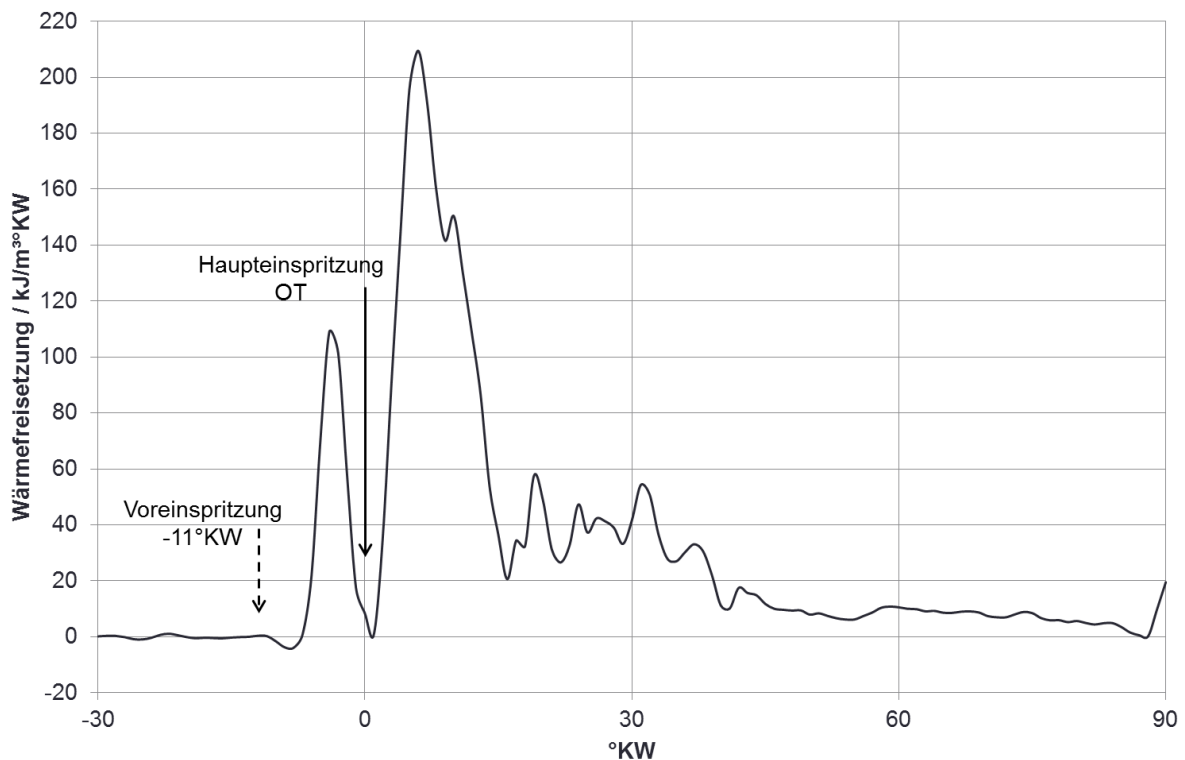


Abbildung 4-19: Zeitlicher Verlauf der Wärmefreisetzung bei einem Betriebspunkt mit hohem Mitteldruck. Die zwei Anteile der Wärmefreisetzung der Vor- und Haupteinspritzung sind vor und nach dem ZOT zu erkennen. Weiterhin ist die negative Wärmefreisetzung kurz nach der Voreinspritzung zu erkennen.

Abbildung 4-20 zeigt das doppelt-logarithmisch dargestellte pV -Diagramm dieses Betriebspunktes. Die logarithmische Darstellung eignet sich gut, um die Ladungswechselschleife (Niederdruckschleife) gut sichtbar in einem Diagramm mit der Hochdruckschleife darzustellen. Da es sich um einen aufgeladenen Betriebspunkt mit negativem Spülgefälle handelt, ist die Ladungswechselschleife ebenso wie eine Ladungswechselschleife im Saugbetrieb hauptsächlich negativ in der verrichteten Arbeit und somit negativ am indizierten Mitteldruck beteiligt. Formel 4-4 zeigt den Zusammenhang.

$$p_{mi} = \frac{\oint p dV}{V_h}$$

Formel 4-4

Das Ringintegral ist nach Definition positiv bei rechtsdrehenden Kreisprozessen und negativ bei linksdrehenden Kreisprozessen. Dies bedeutet, dass die Ladungswechselschleife in Abbildung 4-20 in einigen Bereichen Arbeit kostet (UT bis 360 cm³ und 140 cm³ bis 40 cm³) und in den übrigen Bereichen dem Prozess Arbeit zuführt. Die Bereiche negativer Ladungswechselarbeit ergeben sich durch den eingestellten Abgasgegendruck von 2,2 bar und der Drosselwirkung der Auslassventile. Die Kombination dieser beiden Gegebenheiten führt teilweise zu einem Anstieg des Zylinderdrucks von bis zu 3 bar beim Arbeitstakt des Ausschiebens.

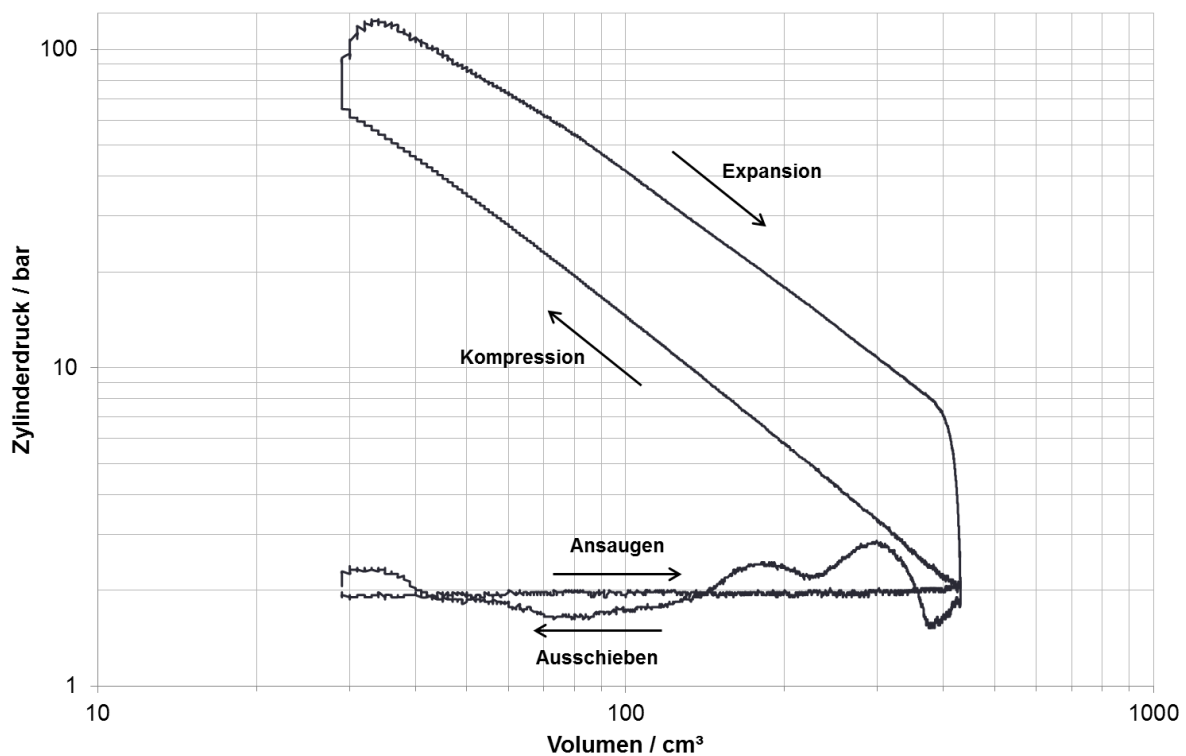


Abbildung 4-20: Logarithmisches pV-Diagramm mit Hochdruck- und Ladungswechselschleife. Aufgrund des negativen Spülgefälles entnimmt die Ladungswechselschleife in einigen Bereichen Arbeit.

4.5.2. Betriebspunkt hohen Zylinderspitzen drucks

Für den Nachweis der Realisierbarkeit hoher Zylinderspitzen drücke wird nun ein Verbrennungszyklus vorgestellt, der aufgrund einer nicht entzündeten Voreinspritzung zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung eine schnelle Durchzündung aufgrund der hohen Homogenität des Brennstoff/Luft-Gemisches zeigt. Die motorischen Betriebsbedingungen sind in Tabelle 4.6 zusammengefasst.

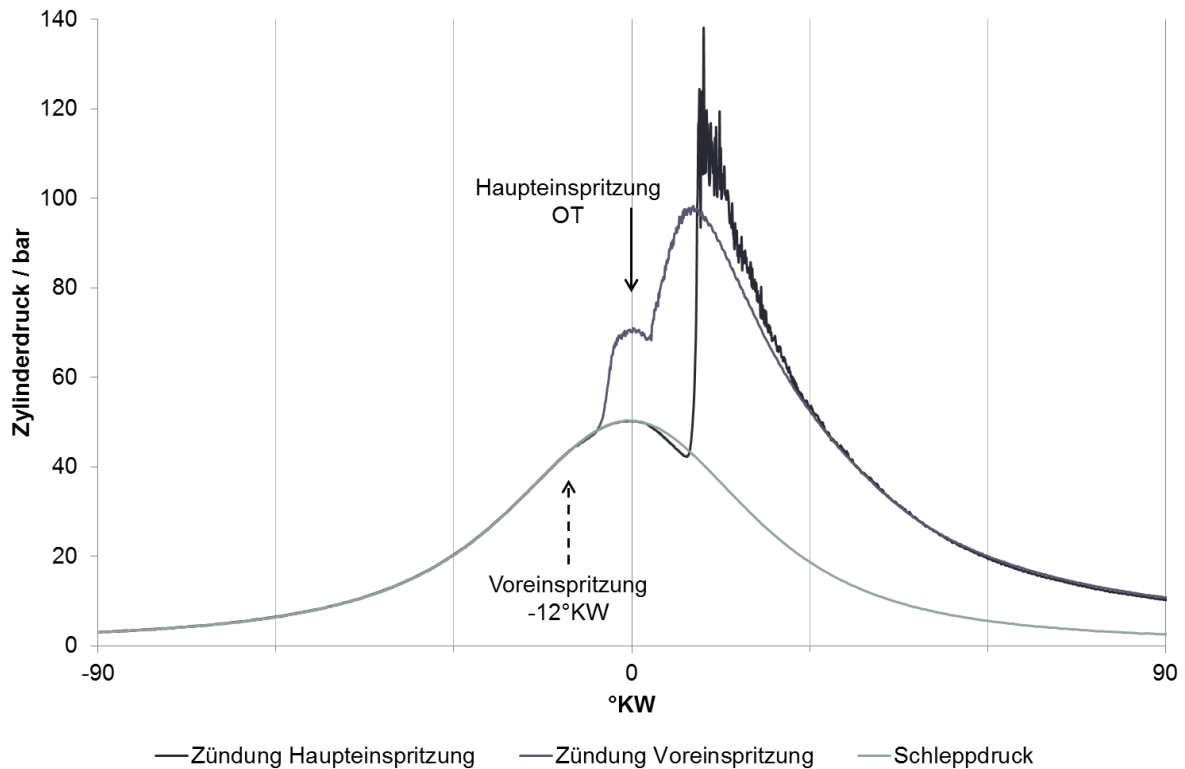
Tabelle 4.6: Betriebspunkt erhöhten Zylinderspitzen drucks

Betriebsparameter	Betriebswert
Drehzahl	1000 U/min
Einlassdruck	1500 mbar
Auslassdruck	1550 mbar
Einlasstemperatur	298 K
Betriebsmodus	8:1
Voreinspritzung (Ansteuerung)	-12°KW / 0,26 ms
Haupteinspritzung (Ansteuerung)	OT / 1,3 ms
Kraftstoffdruck	1400 bar

Der Kraftstoffdruck von 1400 bar ist bei einer Motordrehzahl von 1000 U/min in der Serienausführung im Kraftstoffdruckkennfeld nicht vorgesehen [82]. Dieser hohe Kraftstoffdruck wurde eingestellt, um die hohen Zylinderspitzen drücke und indizierten Mitteldrücke zu erreichen. Die Drehzahl wurde nicht erhöht, um sämtliche in dieser Arbeit beschriebenen Ergebnisse einfacher zu halten. Durch die niedrige Drehzahl bei hoher Last ergibt sich eine erhöhte Rußbildung durch –im Vergleich zu höherer Drehzahl– verringerte Ladungsbewegung und dadurch schlechtere Durchmischung.

Abbildung 4-21 zeigt den Zylinderdruckverlauf des erwähnten Verbrennungszyklus zusammen mit dem geschleppten Druckverlauf bei den eingestellten Randbedingungen, sowie einen Druckverlauf, bei dem die Voreinspritzung wie beabsichtigt zündet und dadurch der Druckanstieg im Abbrand der Haupteinspritzung niedrig gehalten werden kann.

Es ergibt sich für die Verbrennung mit gezündeter Voreinspritzung ein Zylinderspitzen druck von 98,3 bar bei 10,4°KW bzw. ein Zylinderspitzen druck von 137,9 bar bei 12,1°KW bei der Verbrennung ohne gezündete Voreinspritzung. Aufgrund des starken Druckanstieges und des stark schwankenden Verlaufs ist bei dem Druckverlauf ohne gezündeter Voreinspritzung von einem Dieselschlag auszugehen. Die Druckanstiege betragen im Fall der gezündeten Voreinspritzung 6,8 bar/°KW für die Voreinspritzung bzw. 4,8 bar/°KW für die Haupteinspritzung. Im Fall der stark vorgemischten Zündung beträgt der Wert 41 bar/°KW. Gewöhnliche Druckanstiege in aufgeladenen Dieselmotoren erreichen 3 bis 8 bar/°KW. Bei Verbrennungsstörungen kann dieser Wert bis 20 bar/°KW betragen [3].



**Abbildung 4-21: Zylinderdruckverlauf des Betriebspunktes mit hohem Zylinderspitzen-
druck. Dargestellt ist der geschleppte Druckverlauf des Betriebspunktes (hellgrau),
der Zylinderdruckverlauf mit Zündung der Voreinspritzung (dunkelgrau) und der Druckverlauf ohne die Zündung der Vor-
einspritzung mit einem Spitzendruck von 138 bar (schwarz).**

Die in diesem Betriebspunkt auftretende Belastung des Kolbenglases durch den absoluten Wert des Zylinderspitzen-drucks von 138 bar ist im Vergleich zur auftretenden Belastung durch den Dieselschlag und dem damit verbundenen Druckanstieg als geringer einzustufen. Die hohe Wärmefreisetzung (Abbildung 4-22) verdeutlicht dies. Im Vergleich zur Wärmefrei-
setzung in Abbildung 4-19 ist die Rate im Maximum um ein dreifaches höher und die Ver-
brennung ist schneller abgeschlossen. Allerdings verfälscht der stark schwankende Zylinder-
druck die Wärmefreisetzungsrates, da zur Zeit des Abbrands und der daraus resultierenden
Wärmezuführung nicht von einer negativen Wärmefreisetzung (ab 15°KW in Abbildung
4-22) ausgegangen werden kann. Dies würde einen Wärmeentzug und damit eine Kühlung
während der Verbrennung bedeuten.

Die schnell abgeschlossene Verbrennung zeigt sich auch bei dem Vergleich der zugehörigen
Bilder, die in Abbildung 4-23 gezeigt sind. Vom ersten ersichtlichen Signal bei 10,2°KW bis
zum deutlichen Absinken des Signals ab 16°KW sind in etwa 6°KW als Zeitdauer der Ver-
brennung festzustellen. Vergleicht man dies mit der Bilderserie der Abbildung 4-18, ist dort
eine Verbrennungsdauer der Haupteinspritzung von etwa 19°KW zu erkennen. Dieser Ver-
gleich kann vorgenommen werden, da die insgesamt eingespritzte Kraftstoffmasse mit 50 mg
bzw. 49 mg nahezu gleich ist. Hier ist analog zum oben angestellten Vergleich der Wärme-

freisetzungsraten wieder ein Unterschied in der Größenordnung des dreifachen für die Verbrennungsdauer (6°KW zu 19°KW) erkennbar. Weiterhin ist bis zum Ende der gezeigten Bilderserie Lumineszenz der Flamme zu erkennen. Dies bestätigt die oben getroffene Aussage, dass die Wärmefreisetzungsrate nicht negativ ist.

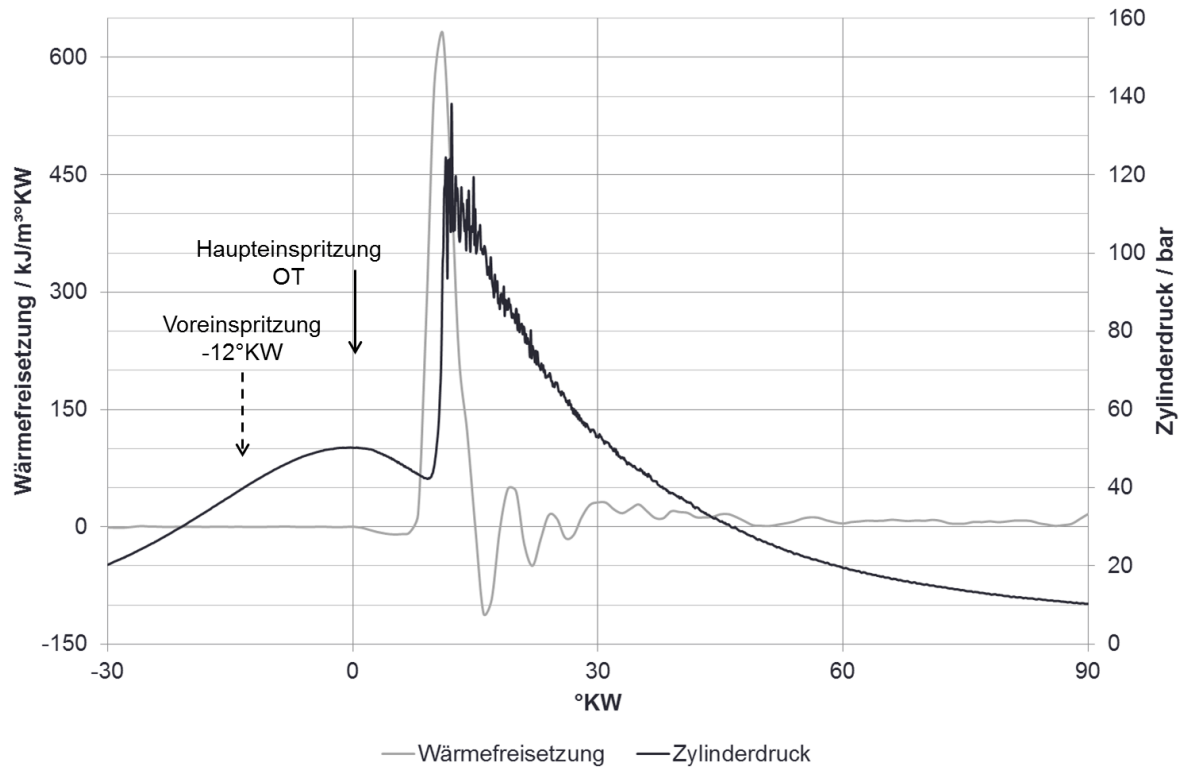


Abbildung 4-22: Wärmefreisetzung und Zylinderdruck des Betriebspunktes mit hohem Zylinderspitzenwert. Die Wärmefreisetzung schwankt wegen des stark schwankenden Zylinderdrucks.

Auffällig ist bei weiterer Betrachtung der Bilderserie in Abbildung 4-23, dass der durch die Ladungsbewegung verursachte Drall der Zylinderinnenströmung in diesem Fall keinen großen Einfluss auf die Flammenausbreitung hat. Dies lässt sich auch bei dem Betriebspunkt des erhöhten indizierten Mitteldrucks (Abbildung 4-18) erkennen. Zu erklären ist dies durch den hohen Kraftstoffdruck, der nicht in der ursprünglichen Serienausführung in der Bedatung des Kraftstoffdruckkennfeldes vorgesehen ist [82]. Da der sich einstellende Drall eine Abhängigkeit von der eingestellten Motordrehzahl besitzt [101], ist für das Aufreißen der Kraftstoffkeulen bei dem hier eingestellten Kraftstoffdruck ein höherer Drall und somit eine höhere Drehzahl erforderlich. Der Impulseintrag durch die Kraftstoffeinspritzung ist zu hoch, als dass die Kraftstoffkeulen von der Strömung aufgerissen und vermischt werden können. Außerdem ist die Drallklappe nicht eingebaut, wodurch effektiv die bei diesem Zylinderkopf die niedrigstmögliche Drallbewegung eingestellt wurde.

Diese Verhältnisse werden in der Literatur [3, 103, 104] bestätigt, nach der die kinetische Energie des Kraftstoffstrahls der dominierende Parameter der Gemischbildung ist. Die kineti-

sche Energie setzt sich hierbei aus der im Strahl vorhandenen Kraftstoffmasse und dem Druckgefälle an der Einspritzdüse ab. Weiterhin werden der Strahlkegelwinkel und die Größenverteilung der Kraftstofftropfen durch sie beeinflusst [3].

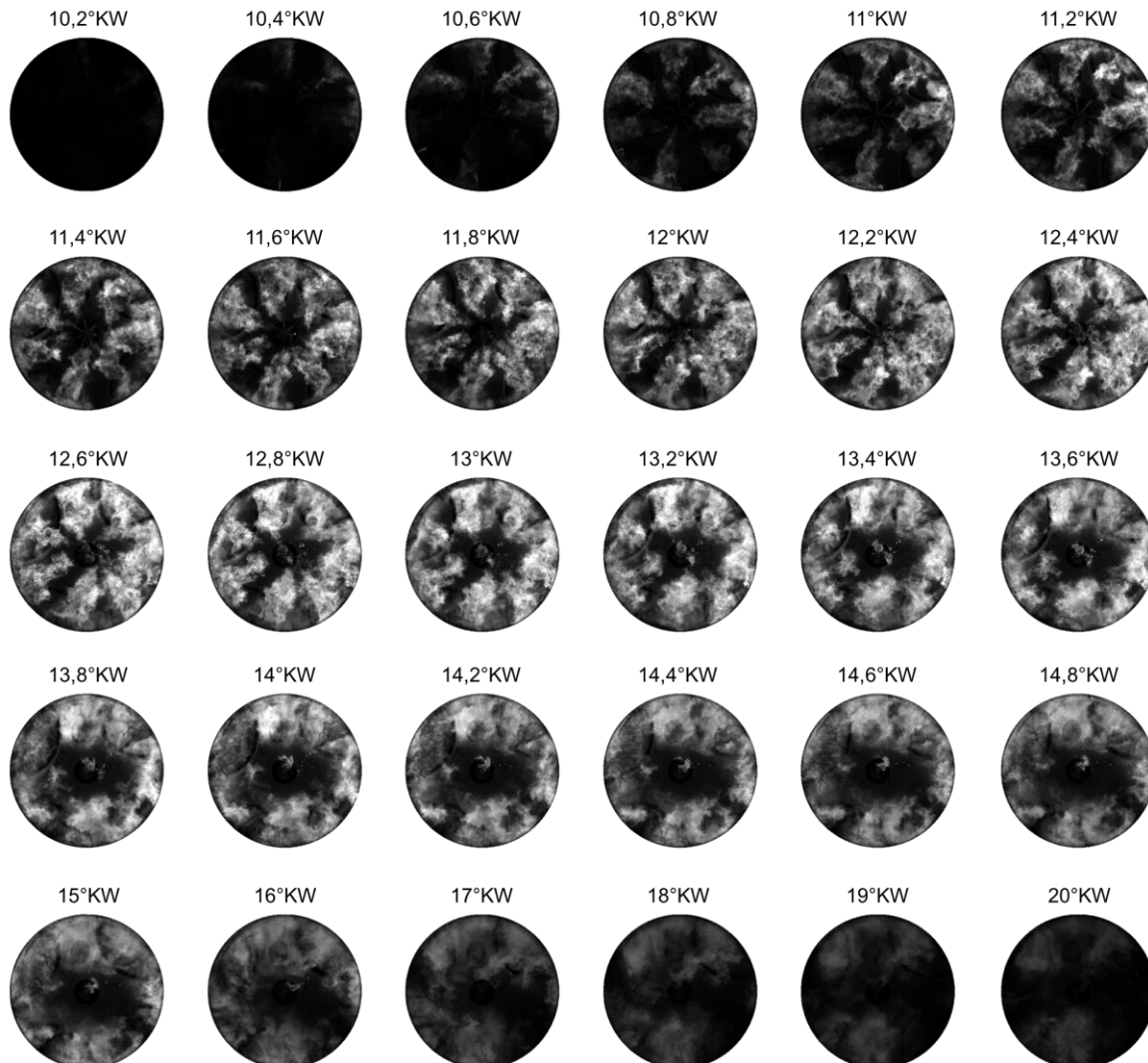


Abbildung 4-23: Bilderserie der Flammenlumineszenz des Verbrennungszyklus hohen Zylinderspitzen druckes. Auffällig ist die schnell abgeschlossene Verbrennung, was auch der Zylinderdruckverlauf bestätigt.

Mit diesen Verbrennungszyklen wurden ca. 70% des Auslegungswertes von 200 bar Zünddruck erreicht. Andere optisch zugängliche Hochlastmotoren mit den gleichen Auslegungsbedingungen von 200 bar Zylinderspitzen druck wurden im Funktionsnachweis bereits mit niedrigeren Zylinderspitzen drücken von 115 bar betrieben [42], deshalb ist der hier beschriebene Zylinderdruck von 138 bar als Hochlastnachweis anzusehen.

4.6. Auswertung der drallbehafteten Verbrennung im Referenzbetriebspunkt

Wie schon kurz in Kapitel 4.4.1 erwähnt, ist die Verbrennung im Referenzbetriebspunkt drallbehaftet. Zur Verdeutlichung der Drallbewegung sind in Abbildung 4-24 die entspre-

chenden Bilder der Flammenlumineszenz mit einer roten Mittellinie ergänzt. Die hier gezeigten Bilder stellen eine Auswahl mit größerer zeitlicher Diskretisierung aus Abbildung 4-11 dar. Mit dieser Referenz ist eine Beobachtung der drallbehafteten Verbrennung, insbesondere im Abbrand des Kraftstoffes aus denen der Mittellinie am nächsten platzierten Kraftstoffkeulen 3 und 6, möglich.

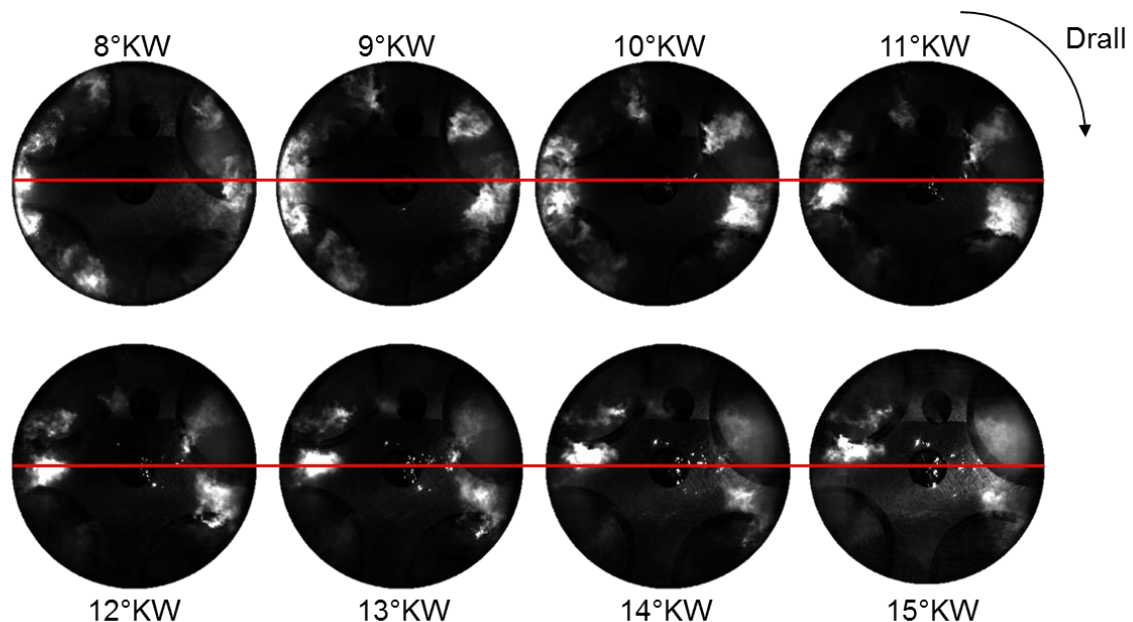


Abbildung 4-24: Drallbewegung der Verbrennung im Referenzbetriebspunkt. Zur besseren Orientierung ist eine Mittellinie eingezeichnet, so dass insbesondere die dieser Linie am nächsten platzierten Abbrände der Kraftstoffkeulen beobachtet werden können.

Durch die Anwendung einer Kreuzkorrelation aus dem Bereich der PIV-Messtechnik kann das Flammeneigenleuchten der Verbrennung als Signal verwendet werden, um die Strömungsgeschwindigkeiten der Verbrennung in der Brennraummulde zu schätzen [105-108]. Dieses Vorgehen ist auch in der Literatur dokumentiert. So untersuchen Yamaguchi et al. die Verbrennung in einem direkteinspritzenden Dieselmotor bei hohen Einspritzdrücken bis zu 2500 bar [105]. Hierbei wenden sie einen Kreuzkorrelationsalgorithmus auf die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen an und analysieren u.a. den Einfluss der Kleinfeldgröße der Kreuzkorrelation auf die Geschwindigkeitsschwankungen. Sie variieren die quadratische Kleinfeldgröße zwischen 4 und 30 mm Kantenlänge bei einem Kolbenmuldendurchmesser von 90 mm. Dabei stellen sie fest, dass mit steigender Kleinfeldgröße die Geschwindigkeitsschwankungen in den berechneten Vektorfeldern zunehmen. Aufgrund der damaligen Rechenleistung der Auswerterechner beschränken sich die Autoren bei der weiteren Auswertung auf eine minimale Kleinfeldkantenlänge von 17 bis 20 mm und analysieren hiermit die motorische Verbrennung bei variierenden Kraftstoffdrücken.

Winterbone et al. untersuchen in [106] die Verbrennung in einem direkteinspritzenden Ricardo Hydra Motor. Hierbei wenden sie die Zwei-Farben-Methode zur Bestimmung der Gas-

phasentemperatur und einen Kreuzkorrelationsalgorithmus zur Bestimmung der Geschwindigkeit an. Der Kreuzkorrelationsalgorithmus wird auf des Flammeneigenleuchten der Verbrennung angewendet und ermöglicht so eine Untersuchung der Drallbewegung der Flamme auf den Zündverzug und die NO_x -, sowie Ruß-Emissionen. Durch die Einstellmöglichkeit des Drallniveaus des untersuchten Motors finden die Autoren heraus, dass bei hohen Drallzahlen der Zündverzug ansteigt und somit in einem Anstieg der NO_x -Emissionen und einer Reduzierung der Rußemissionen resultiert. Weiterhin vergleichen die Autoren die ermittelten Geschwindigkeiten aus der Kreuzkorrelation mit den ermittelten lokalen Geschwindigkeiten aus Voruntersuchungen mit LDA. Die Größenordnungen der Geschwindigkeiten stimmen dabei überein.

Bergin et al. untersuchen 2007 den Effekt der Einspritzung und der Drallbewegung auf die Verbrennung und Rußentstehung in einem optisch zugänglichen Schwerlastmotor [107]. Hierbei werten sie Hochgeschwindigkeitsaufnahmen mit einem Kreuzkorrelationsalgorithmus aus und stellen lokale Strömungsbewegungen in den Abbränden der einzelnen Kraftstoffkeulen fest, die sich in ihrem Drehsinn unterscheiden und so die Rußentstehung beeinflussen. Durch die Drallbewegung entsteht der überwiegende Anteil der Wärmefreisetzung auf der windabgewandten Seite der einzelnen Kraftstoffkeule. Durch diesen asymmetrischen Abbrand verändert sich die Wirbelstärke auf der windabgewandten Seite und führt so zu einer besseren Vermischung von Kraftstoff und Luft während der maximalen Wärmefreisetzungsrates. Dies führt zu lokal magereren Gemischen und somit zu geringeren Rußentstehung.

Dembinski wendet 2014 ebenfalls einen PIV-Kreuzkorrelationsalgorithmus auf Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Verbrennung eines optisch zugänglichen Motors aus dem LKW-Bereich an. Hierbei variiert er den Kraftstoffdruck und die Drallzahl. Durch gleichzeitige Abgasmessungen (Rauchzahl FSN) untersucht er den Einfluss dieser Parameter auf die Rußentstehung. Er findet heraus, dass der Druck der Einspritzung das Geschwindigkeitsfeld im Zylinder während der mischungskontrollierten und der späten Verbrennungsphase stark beeinflusst und stellt eine Abhängigkeit zwischen der gemessenen Rauchzahl und dem Geschwindigkeitsfeld im Zylinder fest.

Bei dieser Art der Auswertung ist zu beachten, dass Signalintegration entlang der Sichtlinie stattfindet, und somit ein Signal durch die Kreuzkorrelation ausgewertet wird, das im Gegensatz zu einer PIV-Messung nicht in einer Ebene liegt, sondern eine dreidimensionale Ausdehnung in der Tiefe besitzt. Dadurch wird die Auswertung ungenauer im Vergleich zu einer laserbelichteten PIV-Messung in einer klar definierten Messebene. Weiterhin ist das detektierte Objekt reaktiv, d.h. die Flamme wächst weiter an und ändert ihre Größe. Dadurch ist das Folgevermögen schlechter, als bei einer Detektion von Streulicht an passiv bewegten Partikeln in einer PIV-Messung.

Um der Auswertung durch einen Kreuzalgorithmus möglichst gute Voraussetzungen durch ein hohes Verhältnis von Signalintensität zu Hintergrundintensität zu schaffen, wird von den Rohbildern, die in Abbildung 4-11 und Abbildung 4-24 gezeigt sind, ein Hintergrundbild ohne Verbrennung subtrahiert. Nach diesem Hintergrundabzug werden die Bilder mit dem Kreuzkorrelationsalgorithmus (Davis 8.2, LaVision) ausgewertet. Durch die PIV-Zeitserienfunktion ist eine Auswertung aufeinanderfolgender Einzelbilder möglich. Die Kreuzkorrelation wird hier mit mehreren Iterationsdurchgängen abnehmender Kleinfeldgröße durchgeführt. Die ersten zwei Iterationen werden mit einer Kleinfeldgröße von 64 x 64 Pixel und einem Überlapp von 50% durchgeführt. Die folgenden drei Iterationsdurchgänge besitzen eine Kleinfeldgröße von 32 x 32 Pixel mit einem Überlapp von 50%. Dies entspricht einer Kleinfeldgröße mit einer Kantenlänge von 3,5 mm. Auf die Ergebnisse wird der in Davis implementierte Medianfilter (Entfernen und Ersetzen von Vektoren mit einer Abweichung größer als die zweifache Standardabweichung der umgebenden Vektoren) und eine Glättung (3 Iterationen 3x3) angewendet.

Die so berechneten Vektorfelder sind in Abbildung 4-25 gezeigt. Hierbei handelt es sich um Bilder des in Abbildung 4-24 gezeigten Einzelzyklus. In den Bildern ist der Betrag des Geschwindigkeitsvektors farblich im Bereich von 0 bis 20 m/s dargestellt. Weiterhin sind die Vektoren mit einer fest gewählten Länge eingezeichnet, um die Richtung der Strömung nachzuvollziehen. Die Strömungsgeschwindigkeiten nehmen mit zunehmendem Kurbelwellenwinkel ab und die schnellen Bereiche verlagern sich nach innen. Liegen die Geschwindigkeiten der lokalen Maxima zum Zeitpunkt von 10° KW n. ZOT im Bereich von bis zu 20 m/s, so haben sich diese Geschwindigkeiten zum Zeitpunkt von 14° KW n. ZOT größtenteils auf einen Betrag von etwa 12 m/s reduziert. Die Beträge der hier ermittelten Geschwindigkeiten sind vergleichbar mit den Ergebnissen aus [108], wobei zu berücksichtigen ist, dass bei dieser Untersuchung ein Schwerlastmotor das Messobjekt darstellt. Allerdings weist dieser Motor durch verschiedene Ladungswechselmodifikationen hohe Drallzahlen auf, wie sie auch bei einem Zylinderkopf aus dem PKW-Bereich üblich sind.

Zu beiden Zeitpunkten von 10°KW n. ZOT und 14°KW n. ZOT lässt sich anhand der Vektoren der Drall mit zugehörigem Drehsinn erkennen. In den Bereichen der Flammenfronten weichen die Vektoren erwartungsgemäß von der Kreisbewegung der drallbehafteten Strömung ab. Dies ist insbesondere bei dem Abbrand des Kraftstoffes aus der Kraftstoffkeule 3 (mittig rechts in den Bildern) zu sehen, der schon zuvor in den Rohbildern der Abbildung 4-24 genauer betrachtet wurde. Zunächst ist im Bild zu 10°KW n. ZOT die Vektorrichtung entgegengesetzt der Drallrichtung; die Flammenfront breitet sich zu diesem Zeitpunkt noch aus und entwickelt sich in alle Richtungen. Anschließend ist bei 14°KW n. ZOT die Strömungsrichtung dieses Abbrandes gleich der Drallrichtung und die Flamme bewegt sich in diese Richtung.

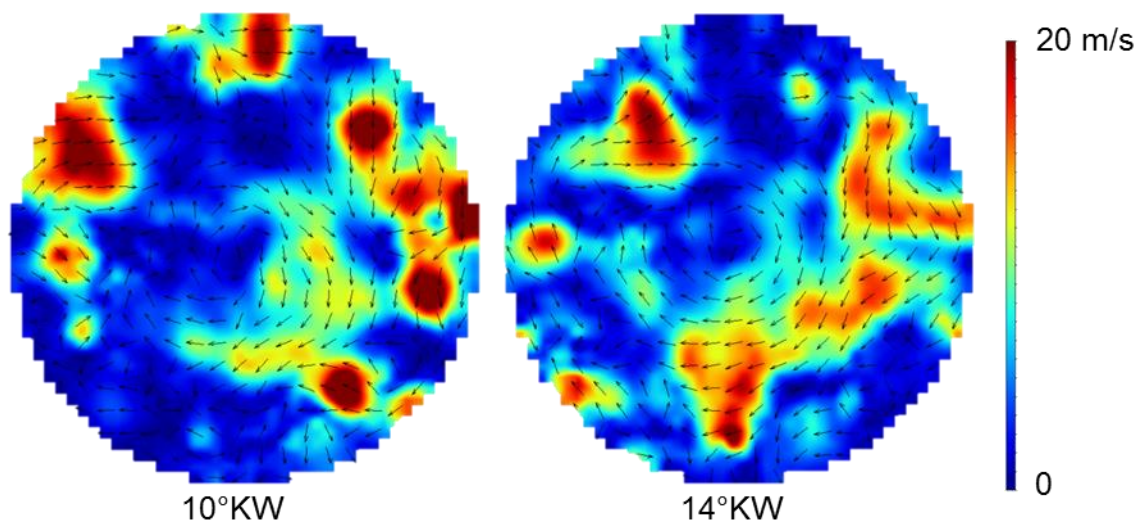


Abbildung 4-25: Vektorfelder der Flammenbewegung bei 10° KW und 14° KW (Einzelzyklus). Die global vorhandene Drallbewegung lässt sich erkennen und quantifizieren.

In diesen Bildern eines Einzelzyklus lassen sich demnach einige lokale Maxima der Strömungsgeschwindigkeit den einzelnen Flammenfronten der Einspritzkeulen zuordnen. Durch die Bildung eines Mittelwertes über 50 Verbrennungszyklen und einer geeigneten Auswahl des Kurbelwellenwinkels lassen sich diese Maxima in der Anzahl den Kraftstoffkeulen zuordnen.

In Abbildung 4-26 ist der Geschwindigkeitsbetrag des Mittelwertes bei einem Kurbelwellenwinkel von 9°KW gezeigt. Der Mittelwert ist über 50 Einzelzyklen gebildet. Die Strömungsgeschwindigkeit ist von 0 bis 12 m/s farblich skaliert und die Vektoren sind wie zuvor mit einer festen Länge dargestellt. Es lassen sich nun sieben weitestgehend unabhängige lokale Gebiete erhöhter Geschwindigkeiten erkennen. Diese sind zur besseren Abgrenzung jeweils mit einer gestrichelten Linie markiert. Diese Geschwindigkeiten ergeben sich aus der fortschreitenden Entflammung und sind betragsmäßig höher als der ebenfalls vorhandene Drall der Strömung. Dies lässt sich auch von der Richtung der abgebildeten Vektoren ableiten. In den markierten Bereichen der erhöhten Geschwindigkeiten weichen die Vektoren von der kreisförmigen Bewegung des Dralls ab. Sie weisen eine erhöhte radiale Komponente in Richtung des Zentrums der Brennraummulde auf. Aufgrund der Wand der Brennraummulde ist hier nur ein Anwachsen der Flammenfront in die Mitte des Brennraumes möglich. Zur Verdeutlichung dieses Verhaltens ist auf der rechten Seite der Abbildung 4-26 eine Prinzipskizze des Kolbens dargestellt. Die Flamme kann ausgehend von der Brennraummuldenwand in radialer Richtung nur zur Zylindermittelnachse anwachsen.

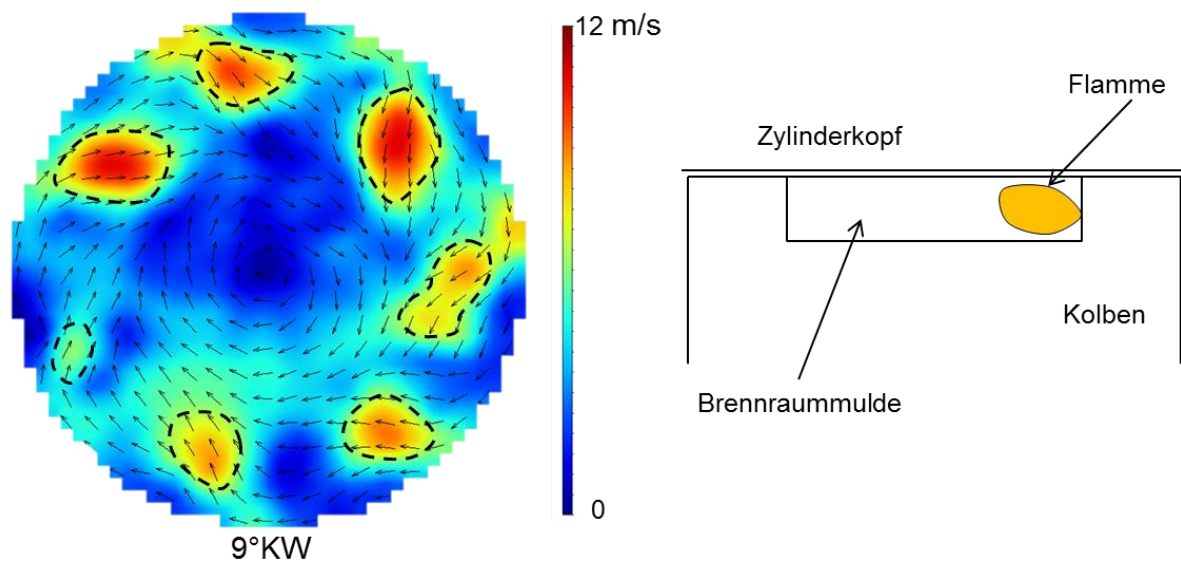


Abbildung 4-26: Vektorfeld der Flammenbewegung in der Brennraummulde (Mittelwert) und Prinzipskizze der Flamme in der Brennraummulde. Das Vektorfeld lässt die einzelnen Flammenzonen der sieben Kraftstoffkeulen erkennen.

4.7. Strömungsuntersuchung in der Drallebene durch Particle Image Velocimetry

Für quantitative Untersuchungen der Zylinderinnenströmung wurden PIV-Messungen auf verschiedenen Drallebenen, die parallel zum Brennraumdach liegen, durchgeführt. Diese Messungen wurden sowohl im optisch zugänglichen Hochlastmotor, als auch an einer Fließbank mit baugleichem Zylinderkopf durchgeführt. Im Motor ist der optische Zugang durch die Kolbenmulde begrenzt und die zylinderwandnahen Bereiche sind nicht einsehbar. Daher wurden Vergleichsmessungen an einer Fließbank vorgenommen, die einen vollständigen optischen Zugang zur Drallebene zulässt und somit auch die wandnahen Bereiche einsehbar sind. Auf der Fließbank können die Messungen allerdings nur mit einem konstanten Massenstrom der einströmenden Luft und mit einem konstanten Ventilhub durchgeführt werden. Diese Betriebspunkte sind demnach stationär. Hingegen ist die Strömung im Motor instationär, was bei einem Vergleich berücksichtigt werden muss.

4.7.1. PIV-Messungen im optisch zugänglichen Hochlastmotor

Im Motor wurde der Laserlichtschnitt durch ein Fenster des transparenten Zwischenringes in den Brennraum eingekoppelt. Abbildung 4-27 zeigt die Anordnung und die Form des Laserlichtschnitts im Brennraum.

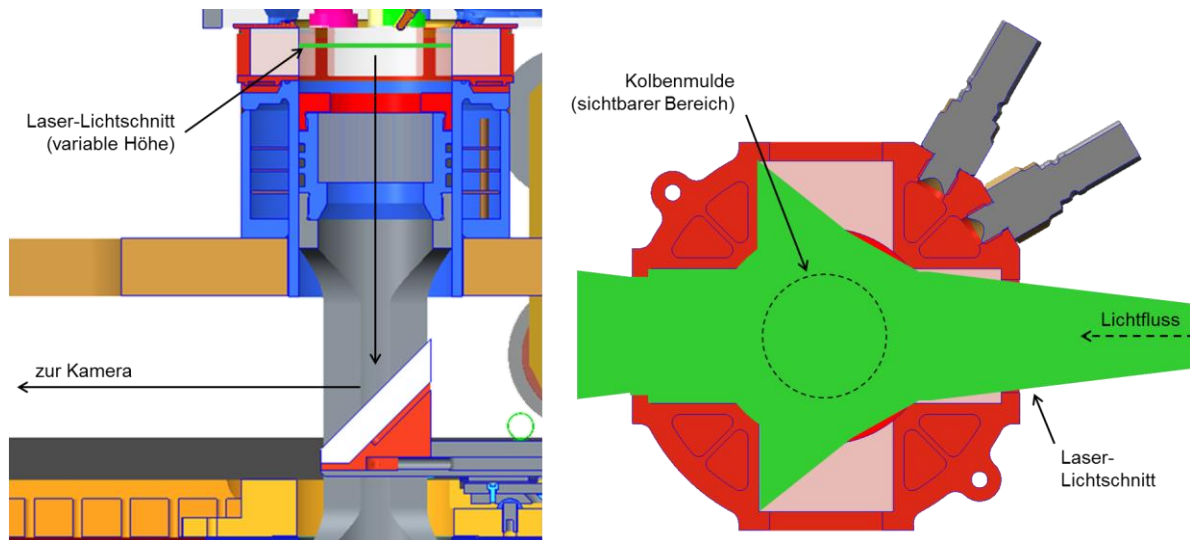


Abbildung 4-27: Mittelschnitt durch den optisch zugänglichen Motor und Flächenschnitt durch den transparenten Zwischenring. Durch den aufgespannten Laserlichtschnitt wird die Beobachtungsebene beleuchtet. Die Kamera detektiert das Streulicht der Partikel über den Umlenkspiegel.

Der vom Laser ausgehende Lichtstrahl (Nd:YAG-Laser bei 532 nm Wellenlänge) wird durch eine Lichtschnittoptik vertikal fokussiert und anschließend durch eine negative Linse mit einer Brennweite von -25 mm horizontal aufgezogen. Mit dieser Divergenz erreicht der Laserlichtschnitt das Fenster des transparenten Zwischenringes, das durch seine Bauform ebenfalls als negative Linse wirkt und die Aufweitung im Zylinder verstärkt. Dadurch ist eine vollständige Beleuchtung des sichtbaren Bereichs möglich. Der Laserlichtschnitt hat eine Dicke von ca. 2,5 mm. Durch eine Linearverschiebung des letzten Umlenkspiegels vor dem Eintritt in den Brennraum ist eine Höhenverstellung des Laserlichtschnittes möglich. Dadurch können Ebenen mit variablem Abstand zum Brennraumdach untersucht werden.

Der Ansaugluft wurde weit stromaufwärts des Motors Tröpfchen aus Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat (DEHS) der Ansaugluft beigemischt. Eine SCMOS-Kamera (PCO Serie pro Edge 5.5) detektiert das Streulicht der Partikel mit einer Diskretisierung von 2560 x 2160 Pixel durch ein kommerzielles Kameraobjektiv (Tokina Macro 100 mm f/2,8). Dabei ergibt sich ein Bildausschnitt, der vergleichbar ist mit dem Bildausschnitt der Hochgeschwindigkeitsmessungen (Abbildung 4-10). Mit 8,33 Hz ist die Taktung des Kamera- und Lasersystems so ausgelegt, dass in jedem Arbeitszyklus ein Doppelbild aufgenommen werden kann. Der Zeitpunkt der Aufnahme kann kurbelwellenwinkelbasiert verschoben werden.

Die Auswertung wurde mit einer Kleinfeldgröße von 64 x 64 Pixel in den ersten beiden Iterationsschritten bei einem Überlapp von 50% durchgeführt. Die letzten drei Iterationen wurden mit einer Kleinfeldgröße von 32 x 32 Pixel mit dem gleichen Überlapp durchgeführt. Über 300 Einzelzyklen gemittelte Vektorfelder sind in Abbildung 4-28 gezeigt. Die Vektorfelder sind von links nach rechts mit fortschreitendem Kurbelwinkel von -310°KW bis -240°KW abgebildet. Durch den sich nach unten bewegenden Kolben vergrößert sich mit zunehmendem

Kurbelwinkel das Sichtfeld durch das Kolbenglas. Dadurch sind die Vektorfelder zum Ende der Zeitserie (-240°KW) größer als die zu Anfang der Zeitserie (-310°KW). Diese Zeitserie wurde für die Ebene aufgenommen, die 12 mm unter dem Brennraumdach liegt. Der jeweilige Unterstand des Kolbens ist als Kolbenweg ebenfalls in der Abbildung bezeichnet.

Zum Zeitpunkt der maximalen Kolbengeschwindigkeit bei -281°KW wurden mehrere Ebenen im Brennraum untersucht. Dieser Zeitpunkt ist über die Ableitung der Kolbenwegfunktion eindeutig bestimmt. Die Ventilerhebungskuren und die Kolbengeschwindigkeit sind als Diagramm dargestellt. Diese stammen aus einer statischen Messung ohne anliegenden Öldruck, der die Ventiltriebskinematik beeinflusst. Die dynamischen Ventilerhebungskurven sind daher nicht exakt. Das Diagramm zeigt den Verlauf der Auslass- und Einlassventile, sowie die Kolbengeschwindigkeit aufgetragen über dem Kurbelwellenwinkel. Der Zeitpunkt der maximalen Kolbengeschwindigkeit von 4,27 m/s (bei einer Motordrehzahl von 1000 U/min) liegt bei -281°KW und ist besonders gekennzeichnet.

Die zu diesem Zeitpunkt aufgenommenen Vektorfelder sind entsprechend ihrem Abstand vom Brennraumdach versetzt dargestellt, um die räumliche Entwicklung des Strömungsfeldes besser einordnen zu können. Farblich dargestellt ist der Betrag des Geschwindigkeitsvektors von 0 bis 40 m/s. In der obersten Ebene, die 4 mm unterhalb des Brennraumdaches liegt, konnte aufgrund der geöffneten Einlassventile nur ein Teilbereich der Ebene mit dem Laserlichtschnitt ausgeleuchtet werden.

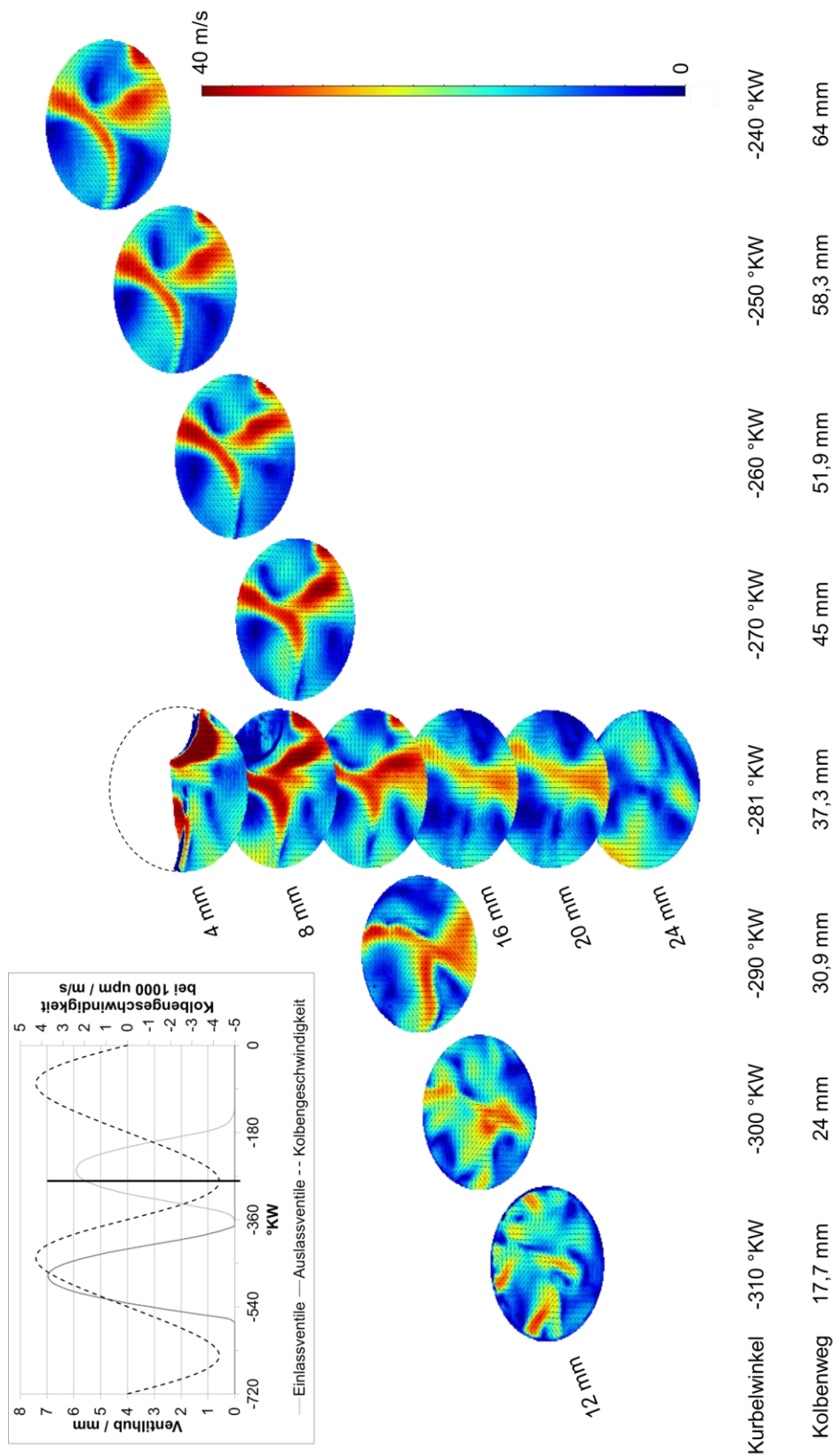


Abbildung 4-28: Gemittelte Vektorfelder der Zylinderinnenströmung auf unterschiedlichen Ebenen unterhalb des Brennraumdaches zu unterschiedlichen Zeitpunkten. In der 4 mm Ebene bei -281°KW wurde der Laserlichtschnitt durch die geöffneten Einlassventile abgeschattet.

Zum Zeitpunkt -281°KW sind in der 4 mm-Ebene zwei Bereiche höherer Geschwindigkeitsbeträge erkennbar, die den Strömungen der Einlassventile zuzuordnen sind. Weiterhin bildet sich ein Wirbelbereich mittig unterhalb der Ventile aus, der sich durch die weiteren Ebenen unterhalb verfolgen lässt. Die 8 mm-Ebene zeigt größere kohärente Strukturen, die radial um die Ventilteller der Einlassventile verteilt sind. In dieser Ebene ist eine vollständige Ausleuchtung mittels Laserlichtschnitt möglich, da sich die Ventile oberhalb des Lichtschnittes befinden. Allerdings ist im rechten Bereich die Silhouette eines Einlassventiltellers zu erkennen. Dies lässt vermuten, dass zumindest dieses Ventil, das dem Drallkanal zugeordnet ist, in den Laserlichtschnitt ragt. Dadurch erhöht sich die Intensität des Hintergrunds und der Lichtschnitt wird dünner; zu dünn, um die in dieser Ebene befindlichen Partikel mit einer hohen Geschwindigkeitskomponente in Zylinderachsenrichtung über die Doppelbelichtung zu detektieren.

Die weiteren Ebenen bei 12, 16 und 20 mm zeigen einen Drall der kohärenten Strömungsstrukturen aus den Einlassventilen, die hier in einer zusammenhängenden Struktur erkennbar sind. Die Drehrichtung folgt dem Uhrzeigersinn. Die Beträge der Strömungsgeschwindigkeiten nehmen erwartungsgemäß mit der Entfernung vom Brennraumdach ab.

Die unterste hier vermessene Ebene bei 24 mm zeigt keine größeren kohärenten Strömungsgebiete mit erhöhten Geschwindigkeitsbeträgen. Aufgrund der mit fortlaufender Entfernung vom Brennraumdach geringer werdenden Geschwindigkeiten der kohärenten Strukturen werden diese durch die Drallbewegung der Zylinderinnenströmung aufgelöst und im Uhrzeigersinn mitgeführt. Das Wirbelzentrum der Drallströmung ist mittig im Vektorfeld erkennbar. Die Drallströmung entwickelt sich an der Zylinderinnenwand [109] und ist aufgrund des eingeschränkten Sichtbereiches durch das Kolbenglas in den oberen Ebenen der Motorenmessungen hier nicht erkennbar.

Die Kurbelwinkelserie in Abbildung 4-28 ist in der 12 mm-Ebene aufgenommen. Die bereits diskutierten kohärenten Strömungsstrukturen bilden sich ab -290°KW aus und bleiben über die Serie bestehen. Wegen der geringeren Kolbengeschwindigkeiten bei -310 und -300°KW haben sich diese Strukturen zu Anfang der Serie noch nicht ausgebildet. Durch den weiter beschleunigten Kolben, sowie durch den zunehmenden Ventilhub, bildet sich die Strömung aus. Ab dem Zeitpunkt der maximalen Kolbengeschwindigkeit bewegen sich die kohärenten Strömungsstrukturen bis zum Ende der Zeitserie im Drehsinn der Drallströmung. Das Wirbelzentrum, das schon in allen vermessenen Ebenen bei -281°KW beobachtet werden konnte, ist ebenfalls in der Zeitserie der 12 mm-Ebene zu erkennen. Bei -310°KW ist der Wirbel etwas zentraler angeordnet, bevor dieser in den folgenden Vektorfeldern zu -300 und -290°KW radial nach außen wandert.

4.7.2. PIV-Messungen an der Fließbank und Vergleich zu den motorischen Messungen

Strömungsmessungen an dem Zylinderkopf des optisch zugänglichen Hochlastmotors durch PIV auf einer Fließbank zeigen das Entstehungsverhalten der Drallströmung genauer. Sie werden hier kurz vorgestellt und mit den motorischen Ergebnissen verglichen. Die Fließbank wurde u.a. vom Autor in der Vergangenheit auch zur Vermessung von Strömungsfeldern an einem Ottomotor-Zylinderkopf eingesetzt [110]. Die hier zusammengefassten Untersuchungen wurden im Rahmen einer studentischen Arbeit durchgeführt und sind in der entsprechenden Schrift im Detail dargestellt [109].

Abbildung 4-29 zeigt den Versuchsaufbau an der Fließbank und den Strahlengang des Laserlichts. Die vom Kompressor der Fließbank verdichtete Luft wird mit den bereits stromaufwärts beigemengten Partikeln über den Verbindungsflansch 1 in den Einlasskanal (2) des Zylinderkopfes geleitet. Die Einlassventile sind auf einem konstanten Ventilhub eingestellt und die Auslassventile sind geschlossen. Der Zylinder wird hier durch ein transparentes Plexiglasrohr simuliert, das den gleichen Innendurchmesser besitzt.

Der Laserstrahl wird über zwei Umlenkspiegel (5) auf die Ebene der Zylinderachse gebracht. Anschließend durchläuft er die Lichtschnittoptik (6) mit einer angebrachten negativen Linse (-25 mm, 7), so dass ein geformter Lichtschnitt über den dritten Umlenkspiegel (5) die Drallebene des Zylinderkopfes (3) beleuchtet.

Die Kamera (8) detektiert das Streulicht der Partikel über einen weiteren Umlenkspiegel (5), der am Ende des Messrohres angebracht ist und durch eine Luftbedüsung [109] von einer Verschmutzung durch die austretenden Partikel freigehalten wird.

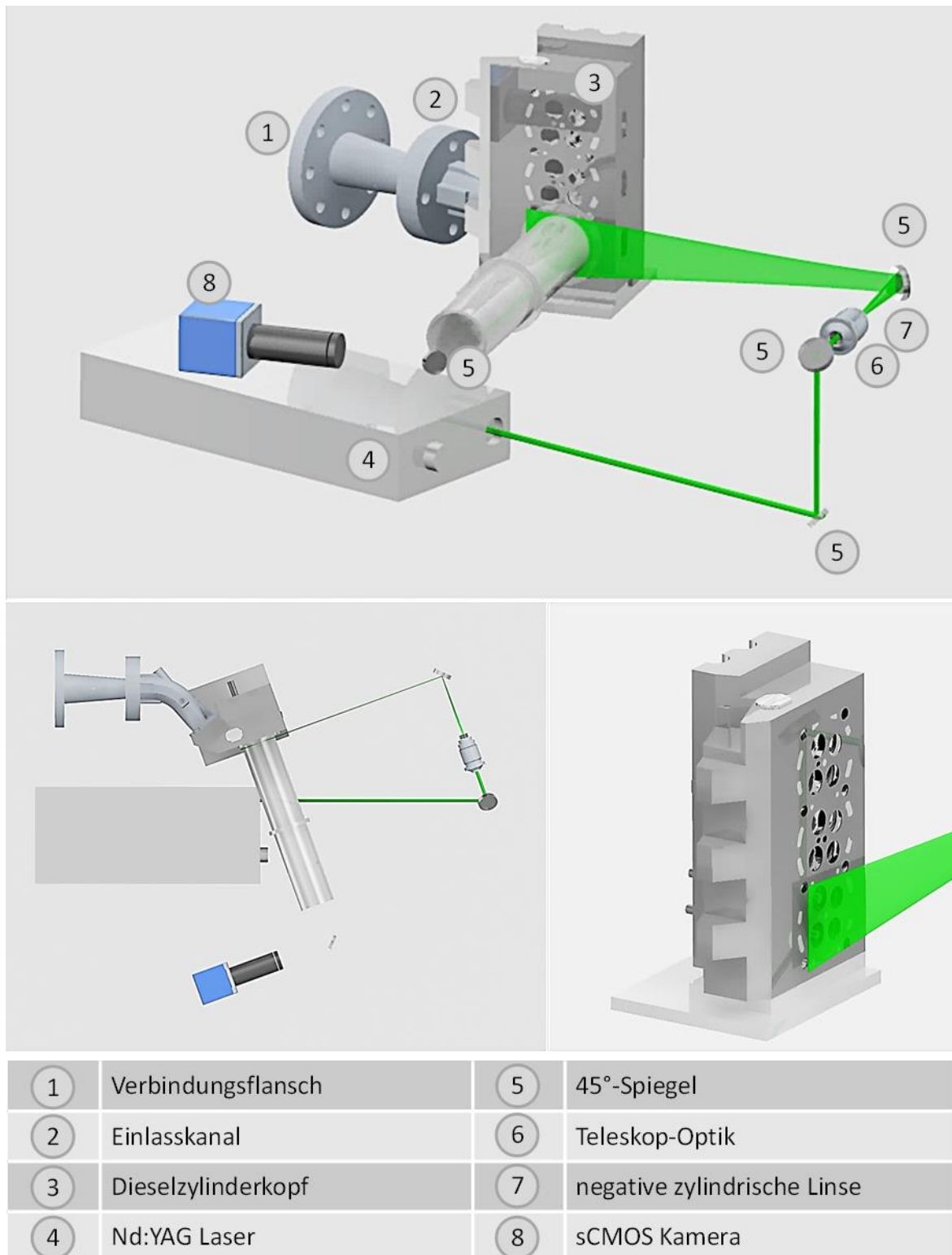


Abbildung 4-29: Zylinderkopf auf der Fließbank mit Laserstrahlengang [109]. An Punkt 1 ist das Rohrsystem der Fließbank adaptiert, so dass die zugeführte Luft mit den beigemengten Partikeln durch den Einlasskanal in den Brennraum geleitet wird. An Punkt 5 tritt die Luft aus dem Plexiglas-Messrohr aus.

Um den Betriebspunkt der Fließbank mit den motorischen Messungen vergleichen zu können, wurde der Massenstrom und der Ventilhub für diesen Stationärversuch vorab bestimmt. Der

Massenstrom wurde über die maximale Kolbengeschwindigkeit (4,27 m/s, Abbildung 4-28) und der Querschnittsfläche des Zylinders, sowie der Dichte der einströmenden Luft bestimmt:

$$\dot{m} = v_K A_Z \rho_L \quad \text{Formel 4-5}$$

Daraus ergibt sich ein Massenstrom für die zugeführte Luft von 1,5 kg/min. Diese Berechnung basiert auf der Annahme eines gleichverteilten Strömungsprofils über den gesamten Querschnitt der Zylinderbohrung und ist somit fehlerbehaftet.

Die bereits in Abschnitt 4.4.3 erwähnte statische Messung des Ventilhubes zeigt einen Ventilhub von 5,5 mm zum Zeitpunkt der maximalen Kolbengeschwindigkeit (−281°KW, Abbildung 4-28). Dieser Hub wurde für beide Einlassventile eingestellt.

Eine Auswahl der Ergebnisse dieser Stationärmessungen und der motorischen Messungen sind in Abbildung 4-30 gezeigt. Die zwei oberen Ebenen des Vergleiches (12 und 16 mm) sind identisch gewählt, die dritte Ebene ist aufgrund der Zugänglichkeit bei den motorischen Messungen auf 24 mm gesetzt. Die auf der Fließbank untersuchte Ebene bei 40 mm ist im optisch zugänglichen Motor ebenfalls nicht zugänglich.

Im Prüfstands-aufbau der Fließbank ist kein Kolben vorhanden, so dass hier die gesamte Bohrung und somit die Entstehung der Drallbewegung an der Zylinderwand beobachtet werden kann. Auch im Stationärversuch werden die kohärenten Strömungsstrukturen aufgerissen und mit zunehmender Entfernung vom Brennraumdach nähert sich die Zylinderinnenströmung einer reinen Drallströmung an. Aufgrund der fehlerbehafteten Bestimmung der Randbedingungen dieses Experiments (Massenstrom und Ventilhub) sind die Strömungsgeschwindigkeiten im Vergleich zu den motorischen Messungen geringer (Darstellung hier von 0 bis 25 m/s bzw. 0 bis 40 m/s). Allerdings zeigen dennoch insbesondere die 12- und 16 mm-Ebene kohärente Strömungsstrukturen, die denen aus den motorischen Messungen ähnlich sind.

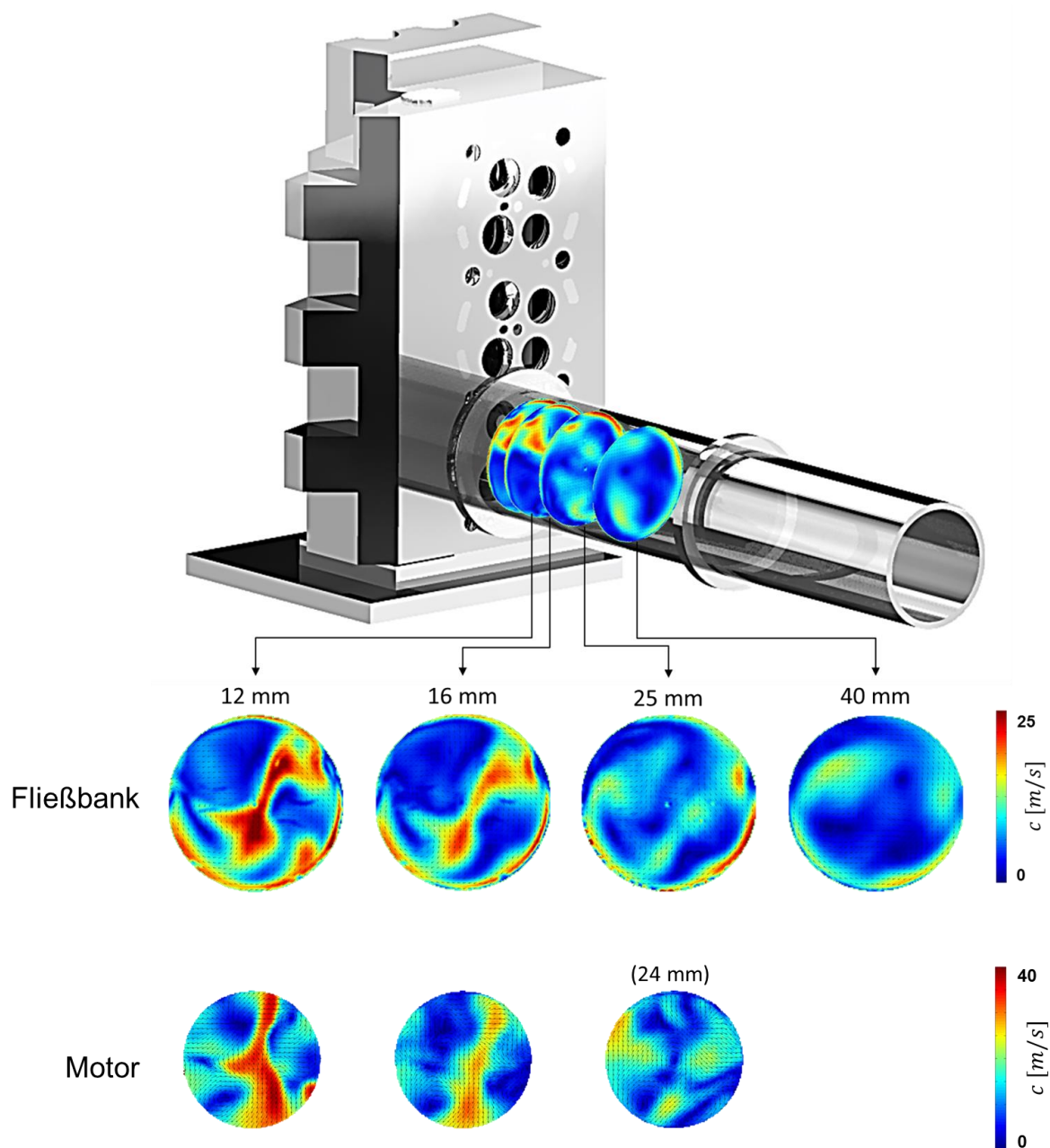


Abbildung 4-30: Stationäre Strömung im Zylinderkopf auf der Fließbank [109]. Dargestellt sind vier Messebenen, die über den gesamten Bohrungsdurchmesser eingesehen werden können. Darunter entsprechende phasengemittelte Strömungsfelder aus der motorischen Messung.

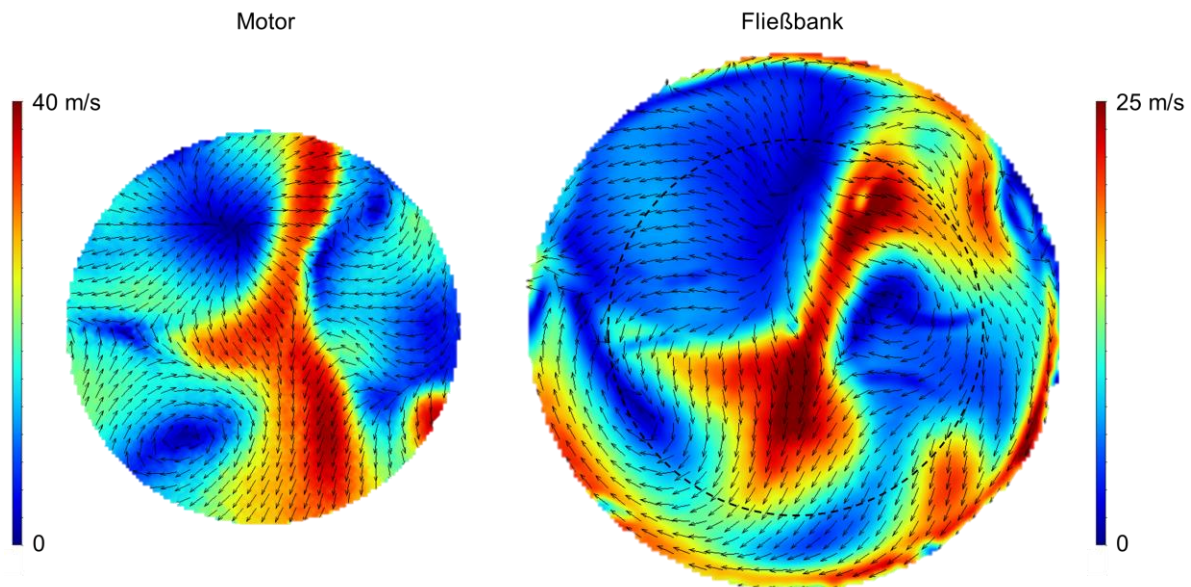


Abbildung 4-31: Vergleich der Vektorfelder aus der motorischen und der stationären Messung. Der Sichtbereich aus dem Motor ist auf der rechten Seite der Abbildung gekennzeichnet. In beiden Vektorfeldern sind ähnliche kohärente Strömungsstrukturen erkennbar.

Abbildung 4-31 zeigt die Vektorfelder des Mittelwertes des Geschwindigkeitsbetrages aus der motorischen und der stationären Messung zum Vergleich größer gegenübergestellt. Aufgrund des schon zuvor festgestellten Geschwindigkeitsunterschiedes sind die Vektorfelder auch hier unterschiedlich skaliert: Die motorischen Messungen von 0 bis 40 m/s und die stationären Messungen von der Fließbank im Bereich von 0 bis 25 m/s. Zusätzlich ist der Bildausschnitt der motorischen Messungen mit einer gestrichelten Linie im Vektorfeld der stationären Messungen gekennzeichnet.

Die kohärente Strömungsstruktur mit dem erhöhten Geschwindigkeitsbetrag ist in beiden Bildern wiederzufinden. Im Falle der stationären Messung ist diese Struktur allerdings in Drehrichtung des Dralls verschoben. Ein möglicher Grund hierfür könnte der prinzipbedingt nicht vorhandene Kolben im Aufbau der Fließbank sein. Dadurch tritt die Strömung ungehindert nach unten aus und kann sich vollständig in ihrem Drall ausbilden. Dies ist im Motor nicht möglich, da der Kolben dies verhindert und die Strömung sich im Vergleich zu den stationären Messungen nicht vollständig ausbilden kann. Diese Verdrehung ist ebenfalls in den Messungen der 16 und 24 mm Ebenen in Abbildung 4-30 zu erkennen.

Eine weitere Ähnlichkeit der Vektorfelder ist jeweils im rechten unteren Quadranten der Bilder in Abbildung 4-31 zu erkennen. Die tropfenförmige Struktur, die am Rande der stationären Messung zu erkennen ist, ist ebenfalls in dieser Region im Vektorfeld der motorischen Messungen zu finden. In Relation zu der großen kohärenten Strömungsstruktur im Zentrum der Bildausschnitte ist der Geschwindigkeitsbetrag dieser kleinen Struktur in beiden Bildern nahezu gleich.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass Geschwindigkeitsmessungen durch Particle Image Velocimetry in der Drallebene des optisch zugänglichen Hochlastmotors durchführbar sind und nachvollziehbare Ergebnisse liefern. Die im Motor konstruktiv bedingt nicht einsehbaren Bereiche können bei den Messungen auf der Fließbank untersucht werden. Die im Motorbetrieb ermittelten Vektorfelder sind mit den Vektorfeldern von der stationär durchströmten Fließbank ähnlich, denn die vorwiegenden Strömungsstrukturen lassen sich gut wiedererkennen. Somit kann von einer ähnlichen zylinderwandnahen Strömung im Motor ausgegangen werden.

5. Ausblick

Für zukünftige Experimente an dem optisch zugänglichen Hochlastmotor sind einige weitere validierende Voruntersuchungen notwendig. So sind die Ventilerhebungskurven des Motors zu bestimmen, um z.B. die in dieser Arbeit beschriebenen PIV-Messungen besser interpretieren zu können, bzw. um die Randbedingungen besser anpassen zu können. Die Bestimmung der Erhebungskurven kann mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera kurbelwellenwinkelbasiert gemessen werden.

Als laseroptisches Messverfahren wurde in dieser Arbeit die PIV beschrieben. Mit dieser Messtechnik konnte die Ladungsbewegung untersucht werden. Für Untersuchungen der innermotorischen Verbrennung können andere laserbasierte Messverfahren angewendet werden. Hier zu nennen wären LIF- und LII-Messungen, die weitergehende Kenntnisse bezüglich der innermotorischen Verbrennung in einem Hochlastmotor vermitteln könnten. Hier zu nennen sind insbesondere die Ruß- und Stickoxidentstehung unter Hochlastbedingungen im Verbrennungsmotor.

Weiterhin sind Experimente zu alternativen Brennverfahren, wie z.B. dem HCCI- oder PPCI-Brennverfahren, zu nennen. Für diese Untersuchungen sind bereits in der vorliegenden Arbeit Kolbenkronen mit flacher Geometrie, d.h. ohne eine Kolbenmulde, konstruiert worden. Diese Kolbenkrone ist baugleich mit der Rechteckmuldenversion, so dass für die Realisierung nur das hierfür konstruierte Kolbenglas mit einer veränderten Geometrie hergestellt werden muss. Dadurch können die für diese Brennverfahren hohen Verdichtungsverhältnisse bis zu einem Verdichtungsverhältnis von über 24 eingestellt werden.

Eine weitere Möglichkeit ist die Realisierung der vollständig aus Glas bestehenden Kolbenkrone, die zwei entscheidende Vorteile besitzt. Zum einen kann die Muldengeometrie der Originalmulde angepasst werden, so dass die Vermischung des eingespritzten Kraftstoffes in Verbindung mit dem auf dieses Seriensystem angepassten Dralls der Ladungswchselbewegung optimal erfolgt. Zum anderen ist dann die Belichtung bzw. Beobachtung der Kolbenmulde im oberen Totpunkt des Kolbens möglich. Dies ist bei einer ausgeführten Rechteckmulde mit Metallhaltering nicht möglich.

Die in dieser Arbeit vorgestellten Hochgeschwindigkeitsmessungen mit der anschließenden Auswertung durch den Kreuzkorrelationsalgorithmus der PIV-Software Davis können durch weitere Betriebspunkte mit höheren Drehzahlen ergänzt werden und anschließend mit noch zu ermittelnden PIV-Ergebnissen der Ladungsbewegung im Zünd-OT des optisch zugänglichen Hochlastmotors verglichen werden. Hieraus lassen sich die Auswirkungen der drallbehafteten Einlassströmung auf die Verbrennung direkt untersuchen und bewerten.

Durch den Tausch des derzeit verbauten Serieninjektors kann der Maximaldruck der Kraftstoffanlage angehoben werden. Dadurch wären optische Untersuchungen mit Kraftstoffdrü-

cken bis 3600 bar möglich, die den derzeitigen Stand der Technik übertreffen. Das System ist auf den Maximaldruck der am schwächsten ausgelegten Komponente begrenzt. Diese Komponente ist der Serieninjektor mit einem Maximaldruck von 1800 bar, der durch etwaige Prototypeninjektoren ersetzt werden kann.

Weitere technische Ergänzungen sind eine bessere Isolation des verbauten Rohrsystems, die eine bessere Regelung der Einlasstemperatur durch weniger Wärmeverlust ermöglicht. Hier ist ebenfalls der Sicherheitsaspekt zu nennen, da durch eine Isolation der Zuführungen im Bereich des Einlass- und Auslasskanals keine heißen Oberflächen freistehen und somit das Risiko etwaiger Verbrennungsverletzungen minimiert wird. Zusätzlich ist das z.Zt. im Rohrsystem verbaute Drosselventil zur Steuerung des Abgasgedrucks durch ein automatisiertes Stellglied zu ergänzen. Die manuelle Einstellung dieses Schieberventils ist für jeden Betriebspunkt bei geschlepptem Betrieb des Motors vorzunehmen und somit umständlich.

6. Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit behandelt die Entwicklung eines optisch zugänglichen Hochlastmotors mit zugehörigem Prüfstand, der aufgrund seiner motorischen Randbedingungen und der Prüfstandsgeometrie über den derzeitigen Stand der Technik hinausgeht. Die Arbeit lässt sich in drei korrespondierende Teilbereiche aufteilen, die sich mit der Auslegung und Konstruktion des optisch zugänglichen Motors, mit der Konstruktion des Prüfstandes und mit optischen und thermodynamischen Messungen als Funktionsnachweis beschäftigen.

Zu Anfang des ersten Abschnitts wird die Basisinnovation und anschließende Weiterentwicklung optisch zugänglicher Motoren durch die Vorstellung einer Auswahl ausgeführter Motoren dokumentiert. Die Auslegungsbedingungen der hier entwickelten Maschine werden in den Vergleich zu bereits realisierten optisch zugänglichen Motoren gestellt, um den Stand der Technik darzulegen und die genannte Hochlastfähigkeit einzuordnen.

Um diese Auslegungsbedingungen zu realisieren und dabei eine ausreichende Betriebssicherheit zu gewährleisten, ist eine umfassende Konstruktion und Berechnung der einzelnen Komponenten des optisch zugänglichen Hochlastmotors notwendig. So werden unterschiedliche Baugruppen und deren struktur- sowie fluiddynamischen Berechnungen vorgestellt. Im Falle des Halterahmens des optischen Aufbaus wird eine Iteration zwischen der Konstruktion und der strukturmechanischen Berechnung vorgestellt.

Die Auswahl des Zylinderkopfes für den optisch zugänglichen Hochlastmotor wird vorgestellt und begründet. Die umfassenden konstruktiven Änderungen zur Adaption des 1,2l-TDI-Zylinderkopfes, wie etwa die Versenkung des transparenten Zwischenringes verbunden mit einer Abdichtung gegen einen hohen Zylinderspitzenruck durch eine Nut, die Änderung des Kühlwasser- und Schmiermittelkreislaufes, sowie die Änderung der Steuerseite aufgrund des Gesamtkonzeptes des Prüfstandes, werden beschrieben.

Die motorischen Sonderlösungen, die mit der Adaption einer Kolbenverlängerung nach Bowditch einhergehen, werden ausgelegt und nach Bedarf strukturmechanisch oder fluiddynamisch untersucht. Die Kolbenverlängerung wird zusätzlich auf das Instabilitätsproblem des Biegeknickens untersucht und anschließend aufgrund der hohen Belastung aus einem Titanaluminium hergestellt. Weiterhin werden die Glaskomponenten nach Vorgabe der Auslegungsbedingungen aus synthetischem Quarzglas konstruiert, so dass die geforderten Belastungen erfüllt werden. Hier ist der beste Kompromiss zwischen ausreichender Festigkeit und der daraus resultierenden Masse zu wählen. Abschließend wird mit dem Direct-Metal-Laser-Sintering (DMLS) eine moderne Fertigungstechnik für die Anfertigung des Ein- und Auslasskanals vorgestellt. Durch diese Technik ist eine hohe Maßhaltigkeit der teilweise geometrisch kompliziert aufgebauten Teile möglich.

Der zweite Teil behandelt die Auslegung und Konstruktion des Prüfstandes, der für die Realisierung der Auslegungsbedingungen notwendig ist. Der Prüfstand wird zweiseitig geplant und ausgelegt, so dass der im ersten Teil der Arbeit entstandene optisch zugängliche Motor durch einen in der Grundgeometrie baugleichen thermodynamischen Vollmetallmotor ergänzt werden kann, welcher mit derselben Prüfstandsperipherie betrieben werden kann. Somit können vergleichbare optische und thermodynamische Datensätze erzeugt werden, um die unterschiedlichen Bedingungen nach der Kompression zwischen dem optisch zugänglichen Motor mit den Glaskomponenten und dem Vollmetallmotor zu quantifizieren. Aufgrund der eingebrachten Glasbauteile, dem deutlich erhöhten Feuersteg und der variierenden Länge der Kolbenverlängerung aufgrund der Belastung durch den Verbrennungsdruck, sind die Verdichtungsendzustände im Zylinder des optisch zugänglichen Motors abweichend.

Um diese Abweichungen zu reduzieren, aber auch um für neuartige Brennverfahren, wie etwa HCCI- oder PPCI-Brennverfahren, die Verbrennung zu kontrollieren, ist eine Konditionierung der Einlassmedien unverzichtbar. Daher wird die Auslegung eines Strömungserhitzers und eines Rohrsystems, das für die entsprechenden Drücke nach AD-2000 entwickelt und aufgebaut ist, beschrieben. Die gesamte Gasversorgung wird aus der Motorebene herausgenommen und in eine zweite Ebene oberhalb des Motors platziert, um möglichst viel Raum für die optische Messtechnik zu erhalten. Weiterhin ist die Kraftstoff-Hochdruckversorgung in der oberen Ebene angesiedelt, die Kraftstoffdrücke von bis zu 3600 bar zur Verfügung stellen kann.

Eine dritte Ebene ist unter der Motorebene im Keller des Labors vorgesehen. Auf dieser Ebene sind die Anlagen zur Konditionierung des Kühl- und Schmiermittels, die Hydraulikanlage zum Öffnen des Zylinders und neben weiteren Untersystemen auch die Steuerung der Lastmaschine untergebracht. Die Lastmaschine des Prüfstandes wird ebenfalls in dieser Arbeit konzeptioniert und wirtschaftlich ausgeführt.

Abschließend behandelt das Prüfstandskapitel die Prüfstandsautomatisierung und -steuerung, die hauptsächlich in LabView programmiert wird. Hier werden zwei Teilsysteme entwickelt. Das erste System läuft in Echtzeit auf einer Zeitbasis von einigen wenigen Hertz und verarbeitet den typischen Datentransfer eines Motorenprüfstandes. Das zweite System wird von einem FPGA-Chip getaktet und steuert den Datentransfer auf Kurbelwellenwinkelbasis. Hier zu nennen sind beispielsweise die Ansteuerung des Injektors oder auch die ausgehenden Signale zur Ansteuerung von Kamera- oder Lasersystemen. Weiterhin wird das Indiziersystem zur Aufnahme der kurbelwellenwinkelabhängigen Drucksignale im Zylinder und den Einlass- sowie Auslasskanal des Motors vorgestellt.

Für den Funktionsnachweis des optisch zugänglichen Hochlastmotors und dem zugehörigen Prüfstand werden im dritten Teil der Arbeit Messergebnisse vorgestellt, die zwecks Charakterisierung des vollständig neuen Motors sowohl thermodynamische Untersuchungen aus dem

Standardbereich der Motorentechnik behandeln, als auch optische Hochgeschwindigkeitsmessungen verschiedener Betriebspunkte, sowie Messungen der Zylinderinnenströmung mit Hilfe des laseroptischen Messverfahrens der PIV.

Für einen Prüfstandsbetrieb, der vergleichbare Messergebnisse liefert, wird ein Referenzbetriebspunkt bestimmt und analysiert. Neben den thermodynamischen Daten wird durch den optischen Zugang des Kolbens das Flammeneigenleuchten der Verbrennung in der Kolbenmulde detektiert. Durch eine Beleuchtung des Brennraumdaches über den Umlenkspiegel durch blaue Hochleistungsleuchtdioden und der Verwendung eines Blauglasfilters auf der Kamera, ist eine gleichzeitige Visualisierung der Einspritzung und der Verbrennung möglich.

Die zunächst anhand der Rohbilder der Flammenlumineszenz qualitativ detektierte drallbehafte Verbrennung wird mit Hilfe des Kreuzalgorithmus der PIV-Software Davis ausgewertet. Dieses Verfahren ist bereits in der Vergangenheit angewendet worden und in der Literatur bekannt. Durch die Auswertung kann die Strömungsgeschwindigkeit entlang der Sichtlinie bestimmt werden. Im Mittelwert über mehrere Verbrennungszyklen lassen sich die radial zum Zylinderzentrum anwachsenden Teilabbrände der sieben Kraftstoffkeulen des Injektors detektieren. Die Vektoren weisen in diesem Bereich entsprechend einen erhöhten radialen Anteil auf.

Weiterhin wird der Einfluss verschiedener Einspritzstrategien auf thermodynamische Motorenparameter, wie indizierten Mitteldruck und Zylinderdruckverlauf untersucht. Zusätzlich wird als Funktionsnachweis des regelbaren Ladedrucks eine Einlassdruckvariation von 1000 mbar bis 1500 mbar und deren Einfluss auf den kurbelwellenwinkelbasierten Zylinderinnendruck und den ebenfalls kurbelwellenwinkelbasierten Einlass- sowie Auslassdruck untersucht.

Zum Abschluss der Hochgeschwindigkeitsmessungen des Flammeneigenleuchtens wird mit zwei Betriebspunkten die Hochlastfähigkeit des entwickelten optisch zugänglichen Motors belegt. Zum einen wird mit erhöhtem Einlassdruck von 2100 mbar und einem Kraftstoffdruck von 1400 bar ein indizierter Mitteldruck von über 16 bar erzeugt. Das Eigenleuchten der Verbrennung dieses Betriebspunktes wird mit einer zeitlichen Auflösung von 30 kHz optisch detektiert und dargestellt. Dies entspricht bei einer eingestellten Drehzahl von 1000 U/min eine kurbelwellenwinkelbasierte Auflösung von $0,2^\circ$.

Der zweite Betriebspunkt soll die Festigkeit der Komponenten bei erhöhtem Zylinderdruck prüfen. Aufgrund einer nicht gezündeten Voreinspritzung liegt zur Zeit der Haupteinspritzung eines Verbrennungszyklus stärker vorgemischtes Kraftstoff/Luftgemisch vor. In dieser zufälligen und nicht kontrollierten Verbrennung zündet das Gemisch in einem Dieselschlag, der zu einem Zylinderspitzenndruck von 138 bar führt. Dies entspricht 70% des Auslegungsfalles und ist in dieser Größenordnung im internationalen Vergleich nur von sehr wenigen optisch zugänglichen Motoren realisiert worden.

Weiterhin werden PIV-Messungen der Zylinderinnenströmung in verschiedenen Drallebenen des optisch zugänglichen Hochlastmotors vorgestellt, um die Möglichkeit des zweiten optischen Zugangs seitlich der Zylinderachse durch den transparenten Zwischenring zu zeigen. Hierbei werden im Referenzbetriebspunkt verschiedene Ebenen untersucht. Zum Zeitpunkt der maximalen Kolbengeschwindigkeit werden Drallebenen von 4 bis 24 mm unterhalb des Brennraumdaches vermessen und mit bestehenden Vektorfeldern aus einem stationären Strömungsversuch des Zylinderkopfes verglichen. Auf der 12 mm-Ebene werden die Zeitpunkte im Ansaugtakt zwischen -310 und -240°KW variiert und es kann somit eine Pseudo-Zeitreihe erstellt werden.

Durch die Kombination der Hochlastfähigkeit und die geplante Ergänzung durch einen thermodynamischen Vollmetallmotor, sowie der gesamten einzustellenden Randbedingungen, wie z.B. einem Kraftstoffdruck von bis zu 3600 bar und einem Einlassdruck von bis zu 3,5 bar, ist dieser optisch zugängliche Motor mit seinem zugehörigen Prüfstand eine Erweiterung des Standes der Technik. Mit Hilfe dieser Möglichkeiten können neuartige Brennverfahren weiterentwickelt und erforscht werden, sowie moderne Entwicklungsrichtungen, wie z.B. das Downsizing mit einhergehenden höheren Ladedrücken, weiter vorangetrieben werden.

Anhang

Anlagenverzeichnis

Konditionieranlage des Schmierstoff- und Kühlsystems.....	150
Betreute Diplom-, Master- und Bachelorarbeiten	152
Publikation.....	152

Konditionieranlage des Schmierstoff- und Kühlsystems

Die Konditionieranlage ist in Abbildung 6-1 gezeigt. Sie ist in einem Profilrahmen montiert und besteht im Wesentlichen aus zwei Pumpe-Wärmetauscher-Systemen, jeweils für Öl und Kühlwasser. Die im vorderen Bereich der linken Abbildung dargestellten schwarzen Medienschläuche dienen zum Anschluss des Kühlwassers für den Primärkreislauf, um im Bedarfsfall den Schmierstoff oder das Kühlmittel herunterzukühlen. Im hinteren Bereich sind die Schnellkupplungen für die konditionierten Medien zu erkennen. Bei diesen Kupplungen handelt es sich um Hydraulikkupplungen nach ISO 7241-1B, die auch im weiteren Verteilersystem der Anlage auf dem Prüfstand eingesetzt sind und im Hintergrund des Fotos auf der rechten Seite der Abbildung 6-1 zu erkennen sind.

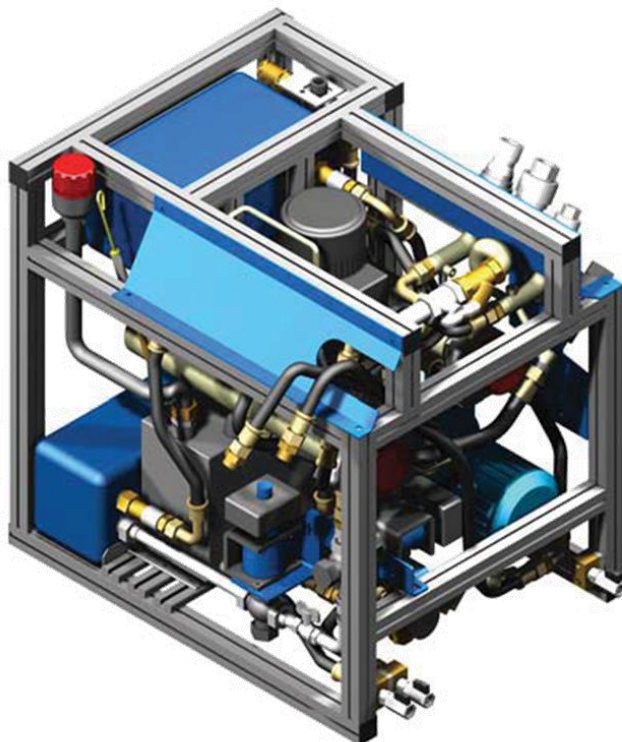


Abbildung 6-1: Konditionieranlage für Schmierstoff und Kühlmittel, AVL 577 [73]

Über die Einbindung der Konditionieranlage in das Prüfstandsdatenerfassungssystem, lassen sich der Schmierstoff im Bereich von 40 bis 120 °C und das Kühlmittel im Bereich von 50 bis 110°C temperieren. Ein gebräuchlicher Wert für Experimente an optisch zugänglichen Motoren ist hier 60 oder 80°C für beide Medien [9]. Der Nenndruck beträgt für den Schmierstoff 6 bar und für das Kühlmittel 1,4 bar. Des Weiteren sind Durchfluss, Kühl- und Heizleistungen der zwei Kreisläufe aufgelistet.

Betreute Diplom-, Master- und Bachelorarbeiten

1. Daniel Schulze

„Auslegung, Konstruktion und Berechnung des optischen Aufbaus eines Einzylinder-Forschungsmotors“

Diplomarbeit, 2013

2. Philip Seifarth

„Bestimmung der Strömungsbeiwerte eines Einzylinder-Verbrennungsmotors und Weiterentwicklung eines eindimensionalen Simulationsmodells in GT-Power“

Bachelorarbeit, 2013

3. Patrick Kranz

„Messung des Strömungsvorganges im Ventilsplatt im stationär durchströmten Zylinderkopf mittels Particle Image Velocimetry (PIV)“

Bachelorarbeit, 2014

4. Pascal Prüß

„Auslegung, Konstruktion und Aufbau einer Hochdruck-Einspritzanlage für einen Diesel-Forschungsmotor“

Masterarbeit, 2015

5. Lisa Winking

„Laseroptische Untersuchung der stationären Einströmung am Diesel- und Ottozylinderkopf mittels Particle Image Velocimetry (PIV)“

Masterarbeit, 2016

Publikation

- I. Hartmann, F., Buhl, S., Gleiss, F., Barth, P., Schild, M., Kaiser, S.A., Hasse, C.,
Spatially Resolved Experimental and Numerical Investigation of the Flow through the Intake Port of an Internal Combustion Engine.
Oil & Gas Science and Technology-Revue D Ifp Energies Nouvelles, 2016. **71**(1).

Literaturverzeichnis

1. Pott, E. and S.R. Kuiken. *Maßnahmen zur NOx-Nachbehandlung und deren Einfluss auf CO₂*. in *Workshop CO₂-Reduzierung trotz Abgasnachbehandlung?* 2007. Berlin.
2. Velji, A., H. Kubach, and U. Spicher. *Beitrag zur Versachlichung der Diskussion: „Verbrennungsmotor gegen Elektromotor“*. in *Karlsruher Innovationsabend Automotiv*. 2010. Pfinztal.
3. Mollenhauer, K. and H. Tschöke, *Handbuch Dieselmotoren*. 3., neubearbeitete Auflage. 2007, Berlin: Springer.
4. Bowditch, F.W., *A new tool for combustion research a Quartz piston engine*. SAE Technical Paper 610002, 1961.
5. Kashdan, J. and B. Thirouard, *Optical engines as representative tools in the development of new combustion engine concepts*. Oil & Gas Science and Technology- Revue D Ifp Energies Nouvelles, 2011. **66**(5): p. 759-777.
6. Kashdan, J.T. and B. Thirouard, *A comparison of combustion and emissions behaviour in optical and metal single-cylinder Diesel engines*. SAE Technical Paper 2009-01-1963, 2009.
7. Aronsson, U., C. Chartier, U. Horn, Ö. Andersson, B. Johansson, and R. Egnell, *Heat release comparison between optical and all-metal HSDI Diesel engines*. SAE Technical Paper 2008-01-1062, 2008.
8. Colban, W.F., et al., *A detailed comparison of emissions and combustion performance between optical and metal single-cylinder Diesel engines at low temperature combustion conditions*. SAE Technical Paper 2008-01-1066, 2008.
9. Bensing, D., *Aufbau eines optisch zugänglichen Einzylinder-Viertaktmotors und charakterisierende Messungen*. Dissertation 2013, Universität Duisburg-Essen: Duisburg.
10. Zimmermann, F., *Neue Ansätze zur optischen und mikrooptischen Diagnostik in Verbrennungsmotoren*. Dissertation 2006, Ruprecht-Karls-Universität Heidelberg: Heidelberg.
11. Grosch, A., V. Beushausen, O. Thiele, and R. Grzeszik, *Crank angle resolved determination of fuel concentration and air/fuel ratio in a SI-internal combustion engine using a modified optical spark plug* SAE Technical Paper 2007-01-0644, 2007.
12. Friesen, E., C. Gessenhardt, S.A. Kaiser, T. Dreier, and C. Schulz, *In-cylinder temperature measurements via time-correlated single-photon counting of toluene laser-induced fluorescence through a fiber-based sensor*. Optics Letters, 2012. **37**(24): p. 5244-5246.
13. Block, B., *Untersuchung von Möglichkeiten und Grenzen optischer Meßtechniken zur Temperaturbestimmung in Verbrennungsmotoren*. Dissertation 1997, Universität Hannover: Hannover.
14. Gessenhardt, C., *Endoskopische Bestimmung des Temperaturfeldes im Brennraum von Ottomotoren mittels laserinduzierter Fluoreszenz*. Dissertation 2014, Universität Duisburg-Essen: Duisburg.
15. Gessenhardt, C., F. Zimmermann, C. Schulz, R. Reichle, C. Pruss, and W. Osten, *Hybrid endoscopes for laser-based imaging diagnostics in IC engines*. SAE Technical Paper 2009-01-0655, 2009.
16. Espey, C. and J.E. Dec, *Diesel engine combustion studies in a newly designed optical-access engine using high-speed visualization and 2-D laser imaging*. SAE Technical Paper 930971, 1993.

17. Dec, J.E., *A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging*. SAE Technical Paper 970873, 1997.
18. Dec, J.E. and P.L. Kelly-Zion, *The effects of injection timing and diluent addition on late-combustion soot burnout in a DI Diesel engine based on simultaneous 2-D imaging of OH and soot*. SAE Technical Paper 2000-01-0238, 2000.
19. Ricart, L.M., R.D. Reitz, and J.E. Dec, *Comparisons of Diesel spray liquid penetration and vapor fuel distributions with in-cylinder optical measurements*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme, 2000. **122**(4): p. 588-595.
20. Musculus, M.P., J.E. Dec, and D.R. Tree, *Effects of fuel parameters and diffusion flame lift-off on soot formation in a heavy-duty DI Diesel engine*. SAE Technical Paper 2002-01-0889, 2002.
21. Musculus, M.P.B., *Measurements of the influence of soot radiation on in-cylinder temperatures and exhaust NOx in a heavy-duty DI Diesel engine*. SAE Technical Paper 2005-01-0925, 2005.
22. Musculus, M.P.B. and L.A. Pickett, *Diagnostic considerations for optical laser-extinction measurements of soot in high-pressure transient combustion environments*. Combustion and Flame, 2005. **141**(4): p. 371-391.
23. Musculus, M.P.B., *Multiple simultaneous optical diagnostic imaging of early-injection low-temperature combustion in a heavy-duty Diesel engine*. SAE Technical Paper 2006-01-0079, 2006.
24. Musculus, M.P.B., T. Lachaux, L.M. Pickett, and C.A. Idicheria, *End-of-injection over-mixing and unburned hydrocarbon emissions in low-temperature-combustion Diesel engines*. SAE Technical Paper 2007-01-0907, 2007.
25. Musculus, M.P.B., S. Singh, and R.D. Reitz, *Gradient effects on two-color soot optical pyrometry in a heavy-duty DI Diesel engine*. Combustion and Flame, 2008. **153**(1-2): p. 216-227.
26. Miles, P.C., *The influence of swirl on HSDI Diesel combustion at moderate speed and load*. SAE Technical Paper 2000-01-1829, 2000.
27. Miles, P.C., L. Hildingsson, and A. Hultqvist, *The influence of fuel injection and heat release on bulk flow structures in a direct-injection, swirl-supported Diesel engine*. Experiments in Fluids, 2007. **43**(2-3): p. 273-283.
28. Perini, F., P.C. Miles, and R.D. Reitz, *A comprehensive modeling study of in-cylinder fluid flows in a high-swirl, light-duty optical Diesel engine*. Computers & Fluids, 2014. **105**: p. 113-124.
29. Bozic, G., S. Kook, I.W. Ekoto, B.R. Petersen, and P.C. Miles, *Optical investigation into wall wetting from late-cycle post-injections used for Diesel particulate filter regeneration*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme, 2011. **133**(9).
30. Kim, D., I. Ekoto, W.F. Colban, and P.C. Miles, *In-cylinder CO and UHC imaging in a light-duty Diesel engine during PPCI low-temperature combustion*. SAE Technical Paper 2008-01-1602, 2008.
31. Aronsson, U., Ö. Andersson, R. Egnell, P.C. Miles, and I.W. Ekoto, *Influence of spray-target and squish height on sources of CO and UHC in a HSDI Diesel engine during PPCI low-temperature combustion*. SAE Technical Paper 2009-01-2810, 2009.
32. Ekoto, I.W., W.F. Colban, P.C. Miles, S. Park, D.E. Foster, and R.D. Reitz, *Sources of UHC emissions from a light-duty Diesel engine operating in a partially premixed combustion regime*. SAE Technical Paper 2009-01-1446, 2009.

33. Petersen, B.R., I.W. Ekoto, and P.C. Miles, *Optical investigation of UHC and CO sources from biodiesel blends in a light-duty Diesel engine operating in a partially premixed combustion regime*. SAE Technical Paper 2010-01-0862, 2010.
34. Dec, J.E. and M. Sjöberg, *A parametric study of HCCI combustion – the sources of emissions at low loads and the effects of GDI fuel injection*. SAE Technical Paper 2003-01-0752, 2003.
35. Dec, J.E., W. Hwang, and M. Sjöberg, *An investigation of thermal stratification in HCCI engines using chemiluminescence imaging*. SAE Technical Paper 2006-01-1518, 2006.
36. Hwang, W., J.E. Dec, and M. Sjöberg, *Fuel stratification for low-load HCCI combustion: performance & fuel-PLIF measurements*. SAE Technical Paper 2007-01-4130, 2007.
37. Sjöberg, M. and J.E. Dec, *Smoothing HCCI heat-release rates using partial fuel stratification with two-stage ignition fuels*. SAE Technical Paper 2006-01-0629, 2006.
38. Dec, J.E. and Y. Yang, *Boosted HCCI for high power without engine knock and with ultra-low NOx emissions - using conventional gasoline*. SAE Technical Paper 2010-01-1086, 2010.
39. Golloch, R., *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. 2005, Berlin: Springer.
40. Hotta, Y., K. Nakakita, T. Fuyuto, M. Inayoshi, K. Fujiwara, and I. Sakata, *Cause of exhaust smoke and its reduction methods in an HSDI Diesel engine under high-speed and high-load conditions*. SAE Technical Paper 2002-01-1160, 2002.
41. Masuda, R., T. Fuyuto, M. Nagaoka, E.v. Berg, and R. Tatschl, *Validation of Diesel fuel spray and mixture formation from nozzle internal flow calculation*. SAE Technical Paper 2005-01-2098, 2005.
42. Takayuki Fuyuto, et al., *A new generation of optically accessible single-cylinder engines for high-speed and high-load combustion analysis*. SAE Technical Paper 2011-01-2050, 2011.
43. Menkiel, B., A. Donkerbroek, R. Uitz, R. Cracknell, and L. Ganippa, *Combustion and soot processes of Diesel and rapeseed methyl ester in an optical Diesel engine*. Fuel, 2014. **118**: p. 406-415.
44. Martin, G.C., C.J. Mueller, and C.F. Lee, *Two-photon laser-induced fluorescence of nitric oxide in a Diesel engine*. SAE Technical Paper 2006-01-1201, 2006.
45. Mueller, C.J., G.C. Martin, T.E. Briggs, and K.P. Duffy, *An experimental investigation of in-cylinder processes under dual-injection conditions in a DI Diesel engine*. SAE Technical Paper 2004-01-1843, 2004.
46. Mancaruso, E., L. Sequino, and B.M. Vaglieco, *Analysis of spray injection in a light duty CR diesel engine supported by non-conventional measurements*. Fuel, 2015. **158**: p. 512-522.
47. Diez, A. and H. Zhao, *Effect of the dwell angle of split injection in a single-cylinder optical Diesel engine*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D- Journal of Automobile Engineering, 2010. **224**(D6): p. 815-828.
48. Hulser, T., M. Jakob, G. Grunefeld, P. Adomeit, S. Pischinger, and D. Klein, *Optical investigation of fuel and in-cylinder air-swirl effects in a high-speed direct-injection engine*. International Journal of Engine Research, 2015. **16**(6): p. 716-737.
49. Cheng, A.S., C.E. Dumitrescu, and C.J. Mueller, *Investigation of methyl decanoate combustion in an optical direct-injection Diesel engine*. Energy & Fuels, 2014. **28**(12): p. 7689-7700.
50. Bobba, M., M. Musculus, and W. Neel, *Effect of post injections on in-cylinder and exhaust soot for low-temperature combustion in a heavy-duty Diesel engine*. SAE Technical Paper 2010-01-0612, 2010.

51. Mancaruso, E., S.S. Merola, and B.M. Vaglieco, *Extinction and chemiluminescence measurements in CR DI Diesel engine operating in HCCI mode*. SAE Technical Paper 2007-01-0192, 2007.
52. Bizon, K., S. Lombardi, G. Continillo, E. Mancaruso, and B.M. Vaglieco, *Analysis of Diesel engine combustion using imaging and independent component analysis*. Proceedings of the Combustion Institute, 2013. **34**: p. 2921-2931.
53. Herfatmanesh, M.R., M.A. Attar, and H. Zhao, *Simultaneous imaging of Diesel spray atomisation and evaporation processes in a single-cylinder CR Diesel engine*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013. **50**: p. 10-20.
54. Wakisaka, Y., Y. Hotta, M. Inayoshi, K. Nakakita, I. Sakata, and T. Takano, *Emissions reduction potential of extremely high boost and high EGR rate for an HSDI Diesel engine and the reduction mechanisms of exhaust emissions*. SAE Technical Paper 2008-01-1189, 2008.
55. Chartier, C., U. Aronsson, O. Andersson, R. Egnell, and B. Johansson, *Influence of jet-jet interactions on the lift-off length in an optical heavy-duty DI Diesel engine*. Fuel, 2013. **112**: p. 311-318.
56. Persson, H., O. Andersson, and R. Egnell, *Fuel effects on flame lift-off under Diesel conditions*. Combustion and Flame, 2011. **158**(1): p. 91-97.
57. AVL. 2006.
58. AVL, *Versuchsbericht AVL-Einzylinder-Forschungsmotor Typ 530*. 1979, Graz.
59. Schulze, D., *Auslegung, Konstruktion und Berechnung des optischen Aufbaus eines Einzylinder- Forschungsmotors*. Diplomarbeit 2013, Universität Duisburg-Essen: Duisburg.
60. Eifler, W., *Die Mechanik der Verbrennungsmotoren (VM2)*. Vorlesung Ruhr-Universität Bochum. 2009/2010, Bochum.
61. Volkswagen, *Der 1,2l-3-Zylinder-TDI-Motor mit Common-Rail-Einspritzsystem*. Selbststudienprogramm 465. 2010, Wolfsburg.
62. Docquier, N., *Optical investigation of the effect of fuel jet wall impact position on soot emissions in a single cylinder common rail direct injection Diesel engine*. SAE Technical Paper 2002-01-0495, 2002.
63. Bobba, M.K. and M.P.B. Musculus, *Laser diagnostics of soot precursors in a heavy-duty Diesel engine at low-temperature combustion conditions*. Combustion and Flame, 2012. **159**(2): p. 832-843.
64. Grote, K.-H. and J. Feldhusen, *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Auflage. 2007, Berlin: Springer.
65. Fang, T., R.E. Coverdill, C.-f.F. Lee, and R.A. White, *Smokeless combustion within a small-bore HSDI Diesel engine using a narrow angle injector*. SAE Technical Paper 2007-01-0203, 2007.
66. W. S. Mathews, R.E.C., C. F. Lee, R. A. White, *Liquid and vapor fuel distributions in a small-bore high-speed direct-injection Diesel engine*. SAE Technical Paper 2002-01-2666, 2002.
67. Rusly, A.M., M.K. Le, S. Kook, and E.R. Hawkes, *The shortening of lift-off length associated with jet-wall and jet-jet interaction in a small-bore optical Diesel engine*. Fuel, 2014. **125**: p. 1-14.
68. Herfatmanesh, M.R. and H. Zhao, *Experimental investigation of hydraulic effects of two-stage fuel injection on fuel-injection systems and Diesel combustion in a high-speed optical common-rail Diesel engine*. International Journal of Engine Research, 2014. **15**(1): p. 48-65.

69. Kashdan, J.T., N. Docquier, and G. Bruneaux, *Mixture preparation and combustion via LIEF and LIF of combustion radicals in a direct-injection, HCCI Diesel engine*. SAE Technical Paper 2004-01-2945, 2004.
70. Matsui, M. and S. Chikazumi, *Analysis of anomalous thermal-expansion coefficient of Fe-Ni Invar-alloys*. Journal of the Physical Society of Japan, 1978. **45**(2): p. 458-465.
71. Ono, F., T. Kittaka, and H. Maeta, *Thermal-expansion measurements in Fe-base Invar-alloys*. Physica B & C, 1983. **119**(1-2): p. 78-83.
72. Siemens, *Handbuch Sinamics G120 Frequenzumrichter* 2011, Nürnberg.
73. AVL, *Bedienungsanleitung AVL 577 Kühlwasser und Öl Konditioniersystem*. 2006, Graz.
74. Prüß, P., *Auslegung, Konstruktion und Aufbau einer Hochdruck-Einspritzanlage für einen Diesel-Forschungsmotor*. Masterarbeit 2015, Universität Duisburg-Essen: Duisburg.
75. Bosch, *Common rail systems CRS3 with 2000 to 2500 bar and piezo injectors*. 2013, Stuttgart.
76. Denso. *Denso develops a new Diesel common rail system with the world's highest injection pressure*. 2013 [cited 2015 20.01.2015]; Available from: <http://www.globaldenso.com/en/newsreleases/130626-01.html>.
77. Johnson, J., et al., *Characteristics of 3000 bar Diesel spray injection under non-vaporizing and vaporizing conditions*, in *ICLASS 2012, 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*. 2012: Heidelberg.
78. Johnson, J., J. Naber, S.-Y. Lee, G. Hunter, R. Truemner, and T. Harcombe, *Correlations of non-vaporizing spray penetration for 3000 bar Diesel spray injection*. SAE Technical Paper 2013-24-0033, 2013.
79. Engelmayer, M., A. Wimmer, G. Taucher, G. Hirschl, and T. Kammerdiener, *Impact of very high injection pressure on soot emissions of medium speed large Diesel engines*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme, 2015. **137**(10).
80. Resato, *Betriebs- und Wartungshandbuch Powerpack Typ: WPS*. 2015, Roden (NL).
81. Reif, K., *Dieselmotor-Management*. 5., überarbeitete und erweiterte Auflage. 2012, Wiesbaden: Springer Vieweg.
82. Delphi, *Allgemeines Handbuch CR - Volkswagen - Polo 1.2l TDI - R3*. DDNX359(DE). 2010.
83. AVL, *Product Guide AVL Winkelaufnehmer 365C / 365X. AT2041D, Rev. 05*. 2012, Graz (A).
84. Manz, P.-W., *Indiziertchnik an Verbrennungsmotoren*. Vorlesung TU Braunschweig. 2007, Braunschweig.
85. AVL, *Anwenderhandbuch Indizieren am Verbrennungsmotor*. 2002, Graz (A).
86. Kistler, *Hochtemperatur-Drucksensor Typ 6058A*. Datenblatt. 2013, Winterthur (CH).
87. Kaiser, S., *Quantitative imaging in flows*. Vorlesung Universität Duisburg-Essen. 2016, Duisburg.
88. Settles, G.S., *Schlieren and shadowgraph techniques*. 2001, Berlin: Springer.
89. Greis, A., *Laseroptische Untersuchungen des Verbrennungsprozesses in einem PKW-Dieselmotor*, in *Fakultät für Maschinenwesen*. 2007, RWTH Aachen: Aachen.
90. Roßbach, M., *Untersuchung der Bildung und Oxidation von Ruß in Motoren mit Direkteinspritzung*, in *Fakultät für Chemie und Biowissenschaften*. 2013, Karlsruher Institut für Technologie: Karlsruhe.
91. LaVision, *Product-Manual - Flowmaster for DaVis 8.2*. 2014.
92. Borgeest, K., *Elektronik in der Fahrzeugtechnik*. 3., aktualisierte und verbesserte Auflage. 2014, Wiesbaden: Springer Vieweg.

93. Busch, S., K. Zha, and P.C. Miles, *Investigations of closely coupled pilot and main injections as a means to reduce combustion noise in a small-bore direct injection Diesel engine*. International Journal of Engine Research, 2015. **16**(1): p. 13-22.
94. Diez, A. and H. Zhao, *Investigation of split injection in a single cylinder optical Diesel engine*. SAE Technical Paper 2010-01-0605, 2010.
95. Beatrice, C., P. Belardini, C. Bertoli, N.D. Giacomo, and M. Migliaccio, *Downsizing of common rail D.I. engines: influence of different injection strategies on combustion evolution*. SAE Technical Paper 2003-01-1784, 2003.
96. Gill, K. and H. Zhao, *In-cylinder studies of fuel injection and combustion from a narrow cone fuel injector in a high speed single cylinder optical engine*. SAE Technical Paper 2008-01-1789, 2008.
97. Fang, T.G., R.E. Coverdill, C.F.F. Lee, and R.A. White, *Air-fuel mixing and combustion in a small-bore direct injection optically accessible Diesel engine using a retarded single injection strategy*. Fuel, 2009. **88**(11): p. 2074-2082.
98. Herfatmanesh, M.R. and H. Zhao, *Experimental investigation of effects of dwell angle on fuel injection and Diesel combustion in a high-speed optical CR Diesel engine*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, 2013. **227**(2): p. 246-260.
99. Herfatmanesh, M.R., P. Lu, M.A. Attar, and H. Zhao, *Experimental investigation into the effects of two-stage injection on fuel injection quantity, combustion and emissions in a high-speed optical common rail Diesel engine*. Fuel, 2013. **109**: p. 137-147.
100. Gill, K., C. Marriner, K. Sison, and H. Zhao, *In-cylinder studies of multiple Diesel fuel injection in a single cylinder optical engine*. SAE Technical Paper 2005-01-0915, 2005.
101. Basshuysen, R.v. and F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 5., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage. 2010, Wiesbaden: Vieweg + Teubner.
102. AVL, *Parametrierung AVL Indicom 2013*. User's Guide. 2012, Graz (A).
103. Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*. 1988, New York: McGraw-Hill, Inc.
104. Kunkulagunta, K.R., *Video imaging and analysis of common rail sprays in an optical engine using shadowgraphy technique*. SAE Technical Paper 2000-01-1255, 2000.
105. Yamaguchi, I., T. Nakahira, M. Komori, and S. Kobayashi, *An image analysis of high speed combustion photographs for D.I. Diesel engine with high pressure fuel injection*. SAE Technical Paper 901577, 1990.
106. Winterbone, D.E., D.A. Yates, E. Clough, K.K. Rao, P. Gomes, and J.H. Sun, *Combustion in high-speed direct-injection Diesel-engines - a comprehensive study*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science, 1994. **208**(4): p. 223-240.
107. Bergin, M.J., R.D. Reitz, S. Oh, P.C. Miles, L. Hildingsson, and A. Hultqvist, *Fuel injection and mean swirl effects on combustion and soot formation in heavy duty Diesel engines*. SAE Technical Paper 2007-01-0912, 2007.
108. Dembinski, H.W.R., *The effects of injection pressure and swirl on in-cylinder flow pattern and combustion in a compression-ignition engine*. International Journal of Engine Research, 2014. **15**(4): p. 444-459.
109. Winking, L., *Laseroptische Untersuchung der stationären Einströmung am Diesel- und Ottozylinderkopf mittels Particle Image Velocimetry (PIV)*. Masterarbeit 2016, Universität Duisburg-Essen: Duisburg.

110. Hartmann, F., et al., *Spatially Resolved Experimental and Numerical Investigation of the Flow through the Intake Port of an Internal Combustion Engine*. Oil & Gas Science and Technology-Revue D Ifp Energies Nouvelles, 2016. **71**(1).