

Technische Universität München

TUM School of Engineering and Design

Methode zur Reduktion von Öleintrag in den Brennraum

Michael Stark, M.Sc.

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Malte Jaensch, Ph.D.

Prüfende der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Prof. Dr.-Ing. Adrian Rienäcker
3. Prof. Dr.-Ing. Friedrich Wirz

Die Dissertation wurde am 25.04.2024 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 20.08.2024 angenommen.



Vorwort

Diese Arbeit wäre ohne die Unterstützung und den Austausch mit vielen Menschen nicht möglich gewesen. Deshalb möchte ich mich an dieser Stelle herzlich bei allen bedanken, die mich auf diesem Weg begleitet haben.

Ich möchte mich zuerst bei meinem Doktorvater, Herrn Professor Wachtmeister, bedanken, der mir den Weg zu dieser Promotion ermöglicht hat. Auch meinen weiteren Prüfern, den Herren Professoren Rienäcker und Wirz, möchte ich für ihr Interesse an meiner Arbeit danken. Professor Jaensch danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Nur durch die zahlreichen Diskussionen und den regen Austausch mit meinen Kollegen am Lehrstuhl konnte die Technik des Glasliner-Aufbaus weiterentwickelt werden. Dies führte dann durch die Beobachtungen im internationalen Forschungsprojekt „Fuel-Oil-Flow-Measurement“ zu den gewonnenen Erkenntnissen, die wiederum die Basis dieser Arbeit bilden.

Ich bedanke mich bei allen, die daran beteiligt waren.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Vorgänger Julian Schäffer, ohne dessen weitreichende Vorarbeit dieser nächste Schritt nicht möglich gewesen wäre.

Zuletzt danke ich meiner Familie, allen voran meiner Frau Asami, die mich auf diesem Weg begleitet und in vielfacher Weise unterstützt hat.

München, April 2024

Michael Stark

Abstract

Der Einsatz zukünftiger, regenerativer Kraftstoffe wie beispielsweise Wasserstoff macht es nötig, den Eintrag von Schmieröl in den Brennraum zu verringern, um Partikelemissionen und Verbrennungsanomalien zu vermeiden. Ein optisch zugänglicher Motor wird dazu verwendet, Öltransportphänomene in der Kolbengruppe zu untersuchen. Davon wird eine Methode abgeleitet, welche durch den Einsatz von Zugangskanälen im unteren Teil der Zylinderbuchse schaltbar Einfluss auf die in der Kolbengruppe verfügbare Menge Öl nehmen kann. Optische Messungen zeigen eine Reduktion des Öleintrags, betriebspunktabhängig im Bereich von 40 Prozent. Die Konstruktion und Ergebnisse werden zudem auf den Einsatz in Serienmotoren untersucht.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Zielsetzung und Projekteinordnung	2
1.2	Vorgehensweise und Struktur der Arbeit.....	2
2	Stand der Technik	3
2.1	Problemstellung – Schmieröl im Brennraum	3
2.2	Verbrennungsanomalien durch Schmieröl.....	6
2.3	Öleintrag in den Brennraum	7
2.3.1	Kurbelgehäuseentlüftung	8
2.3.2	Turbolader- und Ventilschaftdichtungen	9
2.3.3	Tribologiesystem Kolbengruppe	12
2.4	Zwischenfazit.....	18
2.5	Messtechnik.....	19
2.5.1	Abgasmesstechnik.....	19
2.5.2	Methoden zur Bestimmung der Ölverteilung	20
2.6	Forschungsbedarf	24
3	Methode	26
3.1	Versuchsmotor	26
3.2	Zylindergehäuse mit optischem Zugang	27
3.3	Messtechnik.....	34
3.3.1	Optischer Aufbau für Laserinduzierte Fluoreszenz.....	34
3.3.2	Kalibrierung.....	36
3.3.3	Datenverarbeitung	40
3.3.4	Photochromie.....	41
4	Untersuchungen zur Ölströmung im Serienzustand	44
4.1	Vorversuche zur Belastbarkeit des Messsystems	44
4.2	Transiente Messungen mit LIF und Abgasmesstechnik	46
4.3	Transiente Messungen Photochromie	53
4.4	Zwischenfazit zu Ölemissionen in transientem Betrieb	56
5	Zylindergehäuse mit aktiven Kanälen	57
5.1	Konzeptionierung	57

5.1.1	Umsetzung für den optischen Motor	58
5.1.2	Umsetzung am Thermodynamikmotor.....	59
5.2	Untersuchungen zur Funktionsfähigkeit.....	61
5.2.1	Optische Untersuchungen im geschleppten Betrieb.....	61
5.2.2	Optische Untersuchungen im gefeuerten Betrieb.....	73
5.2.3	Thermodynamische Untersuchungen.....	79
6	Diskussion	81
6.1	Nachweis der Funktionsfähigkeit	82
6.2	Auswirkungen auf Abgasemissionen	83
6.3	Auswirkungen auf den Schmierfilm	83
6.4	Einsatz in Serienmotoren	84
6.4.1	Integration in bestehende Baugruppen.....	84
6.4.2	Versorgung und Ansteuerungsmodi	85
6.4.3	Optimierung der Kanalposition und -geometrie	86
7	Zusammenfassung und Ausblick	88
8	Literaturverzeichnis	90
Anhang	99

1 Einleitung

Motoren verbrauchen prinzipbedingt Öl, welches aus dem Schmierölsystem über unvollständige Abdichtung in den Brennraum und ins Abgas gelangen. Mit dauerhaft sinkenden Partikelemissionen aus der Verbrennung moderner regenerativ erzeugbarer Kraftstoffe wie Wasserstoff, Methanol, OME, steigt der Einfluss der aus dem Öl entstandenen Partikel [1–3]. Nachgewiesen wurde dies von Miller et al. [4], die für einen mit Wasserstoff betriebenen Motor die Zusammensetzung der Partikel untersucht haben. Dabei wurden unter anderem Metallverbindungen nachgewiesen, die als Additive dem Schmieröl hinzugefügt werden. Einen Überblick zur Ölverbrauchsmenge liefern West et al. [5], die aus Daten umfassender Tests einer Flotte verschiedener Fahrzeuge über eine Gesamtleistung über 1,9 Millionen Kilometer den Ölverbrauch ausgewertet haben. Der dabei gemessene Ölverbrauch liegt bei etwa 0.015 bis 0.090 g/km [5]. Aus der Ölemission entstandene Aschepartikel wirken außerdem schädlich auf Katalysatorbeladungen [6] und sind in der Lage, Partikelfilter mit einer nicht regenerierbaren Beladung zu verstopfen. Darüber hinaus wird die Verbrennung selbst negativ durch den Schmieröleintrag beeinflusst. So können in den Brennraum eingetragene Öltröpfchen Vorentflammungen und eine klopfende Verbrennung auslösen, welche zu Motorschäden führen können [7–10]. Durch unvorteilhafte Einspritzung kann zudem Kraftstoff in den Schmierölkreislauf gelangen und dessen Eigenschaften stark ändern [11–14].

Zu den bereits genannten Herausforderungen führt der Wunsch nach reduzierten Treibhausgasemissionen zu deutlichem Entwicklungsdrang im Tribologiesystem des Motors. Holmberg et al. gehen davon aus, dass nur etwa 21% der im Kraftstoff gebundenen Energie für die Bewegung des Fahrzeugs verwendet wird. Laut diesen Untersuchungen liegt das direkte Einsparpotential bei Entwicklung und Umsetzung neuer Technologien in den kommenden zwei Jahrzehnten bei etwa 61%. Dies entspräche einer CO₂-Einsparung von weltweit 960 Millionen Tonnen CO₂ jährlich. Nach dieser Untersuchung gehen sie davon aus, dass etwa 35% dieser Reibung durch den Motor verursacht werden, wobei 45% davon wiederum an die Kolbengruppe und 30% an die Lager und Dichtstellen des Motors entfallen [15]. Dies entspricht etwa dem 1,3-fachen der Jahresemission der Bundesrepublik Deutschland im Jahr 2022 [16]. Andere Studien schätzen das Einsparpotenzial auf 1,7 Mt CO₂ bei einer Verringerung der Ölviskosität um 1% [17].

Maßnahmen, die reibungsmindernd wirken, wie die Reduzierung der Ringvorspannkraft oder die Senkung der Viskosität des Schmieröls führen zu einem erhöhten Ölverbrauch und damit zu einer Verstärkung der oben genannten Probleme [18–21].

1.1 Zielsetzung und Projekteinordnung

Zielsetzung der hier vorgestellten Entwicklungsarbeit ist es, einen im Motorbetrieb steuerbaren Mechanismus zu entwerfen, der gezielt Einfluss auf das Ölangebot im Kolbenringpaket hat und somit den Eintrag von Schmieröl in den Brennraum reduzieren kann. Abgeleitet wird dieser Mechanismus von einer Reihe an Erkenntnissen vorangegangener Arbeiten und eigenen Messungen, die dem Systemverständnis des Öltransports im Kolbenringpaket dienen. Dieses neuartige Konzept mit Luftzugängen im unteren Bereich der Laufbuchse wird im verwendeten Forschungsmotor umgesetzt und auf Funktionsfähigkeit geprüft. Ferner soll die Umsetzbarkeit des Systems in Serienmotoren evaluiert werden.

1.2 Vorgehensweise und Struktur der Arbeit

Die Arbeit umfasst zuerst eine Einordnung des Standes der Technik mit Fokus auf Quellen und Effekte im Zusammenhang mit Schmieröleintrag in den Brennraum. Dazu werden für alle beteiligten Komponenten Forschungsarbeiten vorgestellt, die entweder Messtechnik oder konstruktive Verbesserungen der beteiligten Baugruppen enthalten. In einem Zwischenfazit kann so abgesteckt werden, welcher Bereich höchste Potential für Verbesserungen bietet.

Nach der Identifikation der Kolbengruppe als Forschungsfeld werden verschiedene Messsysteme vorgestellt, um Öleintrag im Verbrennungsmotor zu quantifizieren.

Anschließend werden der Forschungsbedarf und die Ziele der Arbeit zusammengefasst.

Es folgt eine Vorstellung des genutzten Prüfumfeldes, bestehend aus dem Versuchsmotor, der optischen- und der Abgasmesstechnik. Danach werden eine Reihe an Untersuchungen mit dem Ziel eines höheren Systemverständnisses der Ölströmung und -verteilung durchgeführt. Abgeleitet daraus wird eine Verbesserungsmethode entworfen und umgesetzt, welche anschließend in geschleppten und gefeuerten optischen, sowie in gefeuerten thermodynamischen Untersuchungen auf Funktionsfähigkeit geprüft wird.

Eine Diskussion der gewonnenen Erkenntnisse, sowie Überlegungen zur Übertragbarkeit in Serienmotoren gefolgt von einer kurzen Zusammenfassung und einem Ausblick auf die zukünftigen Schritte runden die Arbeit ab.

2 Stand der Technik

Inhalt dieses Kapitels ist eine Zusammenstellung von Forschungsarbeiten aus dem Bereich der Quantifizierung und Optimierung der durch Schmieröl verursachten Emissionen und Verbrennungsanomalien. Anschließend werden Messmethoden zur optischen Analyse des Schmieröleintrags in den Brennraum erläutert und bewertet. Hierbei ist ein besonderer Fokus auf die Untersuchung von Kraftstoff und Öl in der Kolbengruppe und deren Interaktion mit Motorkomponenten während einem realen Motorbetrieb gelegt.

2.1 Problemstellung – Schmieröl im Brennraum

Zuerst wird ein Blick auf die Verbrennungsmotoren und deren Emissionsverhalten unter realen Fahrbedingungen geworfen. Hierbei liegt der Fokus auf den Partikelemissionen und deren Zusammenhang mit dem Schmieröl des Motors. In der Literatur werden diese Emissionen oft aus mehreren Richtungen betrachtet. So liegt ein Fokus auf HC- oder Partikelemissionen. In diesen Fällen ist durch Verwendung geeigneter Auswertemethodik sichergestellt, dass die gemessenen Emissionen ihren Ursprung im Öl haben. Andere Forschungsgruppen untersuchen den Verbrauch des Schmieröls und schließen so auf die Emissionen mit Ursprung aus dem Schmieröl des Motors. Zur Ölemission eines PKW-Verbrennungsmotors lässt sich ein generalisierter, qualitativer Zusammenhang ableiten, der in Abbildung 1 gezeigt ist [22–26].

Das Verhalten der Ölemissionen zeigt ein Optimum im mittleren Drehzahl- und Lastbereich des Motors. Von dort ausgehend steigt die Ölemission in alle Richtungen an. Besonders deutlich ist der Anstieg in Richtung hoher Drehzahlen bei entweder sehr hoher oder sehr niedriger Last. Der geschleppte Betrieb führt über den gesamten Drehzahlbereich zu hohen Emissionen, ebenso wie ein Betrieb bei niedrigen Drehzahlen bei hoher Last. Bei der Recherche fällt auf, dass wenig Daten zum Leerlaufbetrieb des Motors veröffentlicht sind. Nach Berthome et al. [27] hat dieser Betrieb jedoch einen hohen Einfluss auf die Partikelemissionen und den Ölverbrauch. Auch die Dauer im Leerlaufbetrieb beeinflusst die Emissionen, die beim erneuten Beschleunigen auftreten. Verglichen werden die Emissionen für eine gleichbleibende Beschleunigungsrampe nach Erreichen einer variierenden Verweilzeit im Leerlaufbetrieb. So wurde bei einer Zeitspanne von 7 Sekunden im Leerlaufbetrieb eine 1,3-fache Partikelemission gemessen. Bei einer Leerlaufzeit von 22 Sekunden stiegen diese Emissionen um den Faktor 3. Beide Werte beziehen sich zu einer ebenfalls untersuchten unmittelbaren Beschleunigung nach Erreichen des Leerlaufs [27].

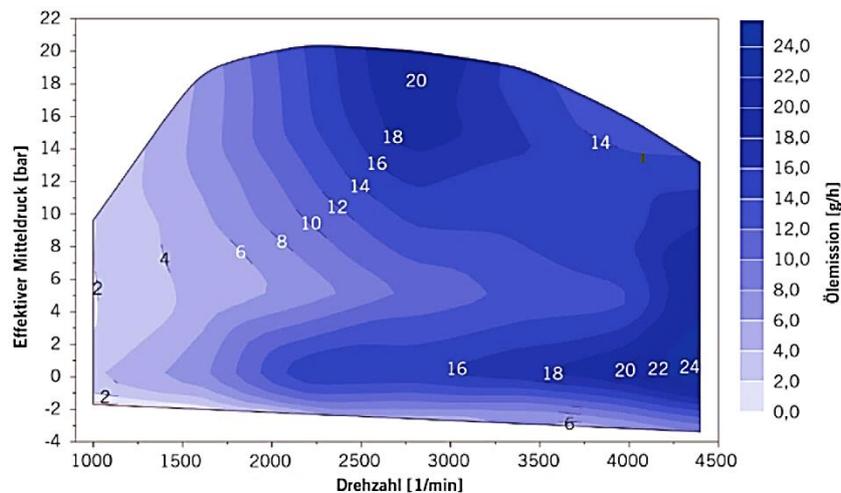


Abbildung 1: typisches Kennfeld der Ölemissionen eines PKW-Motors, modifiziert nach Frommer et al. [24]

Zur transienten Verhaltensweise gibt es darüber hinaus bereits gesammelte Erkenntnisse. Frommer et al. hat die Ölemission während Last- und Drehzahlsprüngen für mehrere Kolbenringpakete vermessen. Er ist zu dem Schluss gekommen, dass sich die Emissionen des Motors in einen stationären und einen dynamischen Teil gruppieren lassen, wobei es bei seinen Versuchen während und kurz nach der transienten Phase zu einer Erhöhung der Emissionen kam, die sich dann auf ein stationäres Niveau gesenkt haben. Besonders hervorzuheben ist, dass die getesteten Kolbenringsätze unterschiedlich reagieren. So hat das Ringpaket mit den niedrigsten stationären Ölemissionen deutlich höhere Emissionen unter transienten Bedingungen, während für ein anderes Ringpaket mit einem höheren Grundniveau der Emissionen der transiente Anteil deutlich kleiner ausfällt [23].

Neben den hier untersuchten Emissionen durch Ölverbrauch, kann dieser auch Verbrennungsanomalien wie Glühzündungen oder Motorklopfen auslösen. Diese können durch Tröpfcheneintrag in den Brennraum entstehen. Welling et al. haben dazu einen Motor mit Saugrohreinspritzung um einen Brennrauminjektor erweitert, der gezielte Mengen Schmieröl einspritzen kann. Das Testprozedere sieht vor, für einzelne Verbrennungszyklen das Schmieröl einzuspritzen, wobei für diese Zyklen die Zündung per Zündkerze ausgesetzt wird. Erfolgt in diesen Verbrennungszyklen eine Selbstzündung, wird von einer höheren Tendenz zu Verbrennungsanomalien ausgegangen. Eine Einspritzmenge von 19 μl ist dabei ausreichend, um zuverlässig eine Selbstzündung zu erzeugen. Weiterhin wird die direkt eingespritzte Ölmenge verglichen mit einer gleichen Menge Öl, welche dem eingespritzten Kraftstoff zugesetzt ist. Dabei ist die Wahrscheinlichkeit für die Selbstzündung etwa 8-fach erhöht bei direkter Einspritzung des reinen Öls. Dies zeigt, dass eine starke Heterogenität der Öltröpfchen die Selbstzündung begünstigt. Besonders hervorzuheben ist, dass selbst Einspritzungen von Schmieröl nach dem Öffnen der Auslassventile zur Selbstzündung im folgenden Zyklus führen [10].

In einer weiteren Studie des gleichen Autors mit dem gleichen Messprinzip wird der Einfluss mehrerer Ölparameter auf die Häufigkeit der Verbrennungsanomalien gelegt. Neben chemischen Zusammensetzungen ist dabei ein starker Zusammenhang zwischen Ölviskosität und dessen Dichte erkennbar. Öle mit einer niedrigen Viskosität neigen dabei stärker zur Selbstzündung als Öle mit höherer Viskosität. Ebenso verhält es sich bei der Dichte der getesteten Öle. Solche mit niedrigerer Dichte neigen stärker zur Selbstzündung, als jene mit höherer Dichte [28].

Optische Untersuchungen von Dingle et al. an einem ähnlichen Motor, ebenfalls mit zusätzlichem Ölinjektor im Brennraum zeigt deutliche Klopfphänomene bei Ölinjektion. Für diese Tests wird der Motor normal gefeuert betrieben und in jedem vierten Zyklus Öl eingespritzt. In den optischen Aufnahmen sind deutlich die zusätzlichen Flammherde durch Öltröpfchen zu erkennen. Bemerkenswert ist hier, dass auch in den Arbeitsspielen nach der Öleinspritzung Klopfphänomene auftreten können und besonders bei klopfesten Kraftstoffen diese Anomalien in Richtung späterer Zyklen wandert [7].

Eine weitere Herausforderung ist der Zusammenhang zwischen Maßnahmen der Reibungsminde- rung und den Emissionen des Schmieröls. Treibendes Ziel der Motorentwicklung ist die Reduktion parasitärer Reibung im Verbrennungsmotor, sodass mehr der im Kraftstoff gebundenen chemischen Energie dem Abtrieb des Motors zu Verfügung steht. Ein großer Teil dieser Verlustenergie entsteht in der Reibung der Kolbengruppe. Die Auslegung der dort enthaltenen Bauteile und Schmieröle weist einen Trade-Off zwischen Ringreibung und Ölemissionen auf. Trends wie Öle mit geringerer Viskosität und Kolbenringe mit reduzierten Vorspannkräften sorgen für weniger Reibung, jedoch kann das Schmieröl die Dichtringe einfacher überlaufen, was zu höherem Öleintrag in den Brennraum führt [24, 29].

Die gewonnenen Erkenntnisse zeigen deutlich, dass für eine Verwendung von Verbrennungsmotoren in Zeiten sinkender Emissionsgrenzwerte und für den Einsatz zukünftiger regenerativ herstellbarer Kraftstoffe eine weitere deutliche Reduktion des Ölverbrauchs bei Motoren nötig ist. Hervorzuheben ist die Betriebspunktabhängigkeit dieser Emissionen, die durch Schmieröl ausgelöst werden. Zusätzlich erschwert der Trade-Off zwischen Motorreibung und Emissionen, sowie die Neigung zu Verbrennungsanomalien, eine Optimierung und erfordert für gezielte Maßnahmen ein hohes Systemverständnis.

2.2 Verbrennungsanomalien durch Schmieröl

Die Maßnahmen zur Vermeidung der durch Schmieröl ausgelösten Verbrennungsanomalien wie Glühzündungen oder Motorklopfen lassen sich in zwei Gruppen unterteilen. Die erste Gruppe hat das Ziel, den Öleintrag in den Brennraum zu reduzieren und somit die Menge an möglichen Zündquellen zu verringern. Diese Maßnahmen decken sich mit denen, die zur Vermeidung von Ölemissionen entwickelt werden und werden im nachfolgenden Kapitel 0 vorgestellt. Die zweite Gruppe dieser Maßnahmen zielt auf das Öl selbst und dessen Zusammensetzung ab.

Fujimoto et al. haben umfangreiche Tests durchgeführt, die das Ziel haben, Zusammenhänge einzelner Additive mit der Häufigkeit von Verbrennungsanomalien herzustellen. Dafür werden in einem turboaufgeladenen Motor mehrere Öle getestet und die Druckverläufe ausgewertet. Von einer Verbrennungsanomalie wird ab einem für diesen Betriebspunkt ungewöhnlich hohen Spitzendruck ausgegangen. Die Volatilität des Öls scheint dabei keinen Einfluss zu haben, was insofern hervorzuheben ist, als dass eine Verdampfung des Öls nicht für die Selbstentzündung notwendig zu sein scheint [30].

Dies deckt sich mit Untersuchungen von Takeuchi et al. [31] und Hirano et al. [32]. Es zeigt sich eine deutliche Korrelation mit der Oxidationsreaktivität, welche durch den P-DSC-Wert nach ASTM D6186 [33] ausgedrückt wird. Zur Verbesserung dieses Wertes werden dem Motoröl Oxidationsinhibitoren auf Zink- oder Molybdänbasis beigefügt. Nachteilig wirken sich Lösemittel wie Calciumsulfonat aus. [30].

Kaneko et al. stellt in seinen Untersuchungen eine Ölformulierung vor, die selbst bei niedriger Viskosität eine gute Resistenz gegen Verbrennungsanomalien aufweist. Dabei wird neben den auf Molybdän basierenden Oxidationsinhibitoren auch auf Magnesium basierende Lösungsditive gesetzt, welche in Verbindung mit borierten Dispergiermittel eingesetzt werden [34]. Diese technische Weiterentwicklung im Bereich der Schmieröle verbessert den Zielkonflikt zwischen Ölen, die die Reibung reduzieren sollen und deren Neigung zu Verbrennungsanomalien, kann diesen jedoch nicht vollständig auflösen. Aus diesem Grund ist es weiterhin vorteilhaft auch aus Sicht der Vorentflammungen und Motorklopfen den Eintrag des Schmieröls in den Brennraum zu reduzieren.

2.3 Öleintrag in den Brennraum

Die Mechanismen der Ölemissionen sind komplex sodass kleine Änderungen große Auswirkungen haben. Dieses Teilkapitel gibt einen Überblick über die Mechanismen, die zu Emissionen aus dem Schmieröl führen, welche Forschung dazu unternommen wird, und welche Lösungen existieren, den Öltransport und damit die Ölemission bestmöglich zu unterdrücken. Die nicht vollständige Abdichtung zwischen Kurbelgehäuse und Brennraum führt zu ungewünschtem Eintrag von Schmieröl. Dieser kann grundsätzlich über drei Wege verlaufen, welche schemenhaft in Abbildung 2 gezeigt sind.

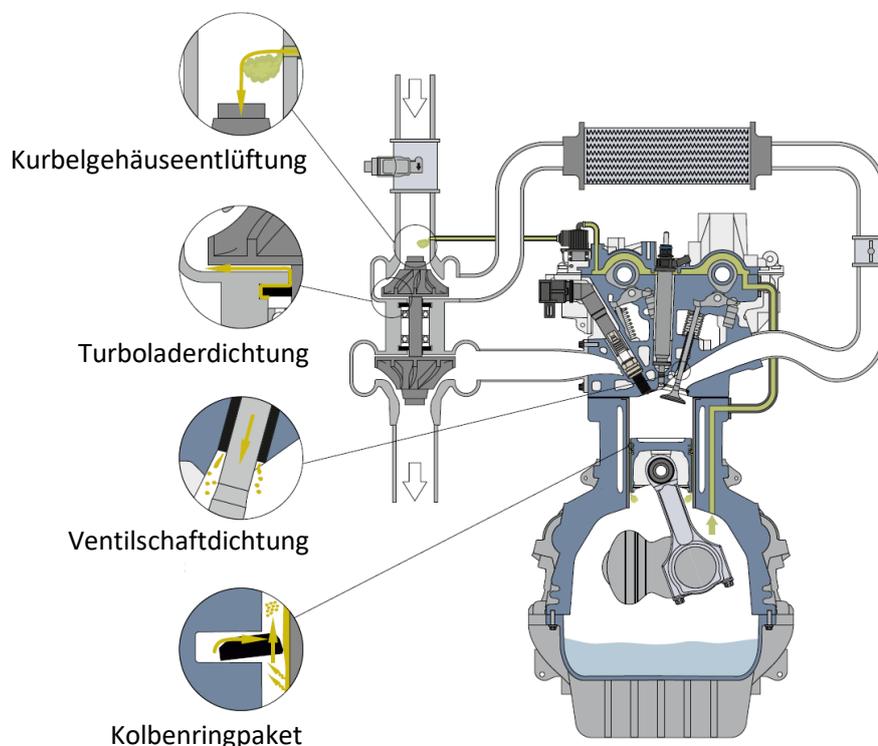


Abbildung 2: Quellen für Ölverbrauch im PKW-Motor, modifiziert nach Gschiel et al. [3]

Der erste Weg führt über die Kurbelgehäuseentlüftung, welche durch Blow-By in das Kurbelgehäuse eingetragene Verbrennungsgas aus diesem herausführen und dabei mitgeschleppten Ölnebel abscheiden muss. Diese Abscheidung ist nicht vollständig, wodurch Öl dem Brennraum zugeführt wird. Der zweite Weg führt über Dichtstellen wie beispielsweise an den Ventilschaften oder dem Turbolader, welche bauartbedingt etwas Ölfluss zulassen. Der dritte Weg ist deutlich am dominantesten und führt über das Pleuellringpaket vom Pleuellringgehäuse in den Brennraum. Im Folgenden werden für alle genannten Wege des Ölverbrauchs in Ihren Mechanismen vorgestellt, sowie der aktuelle Stand der Technik aufgezeigt, diese zu reduzieren.

2.3.1 Kurbelgehäuseentlüftung

Das Kurbelgehäuse benötigt eine Entlüftungsvorrichtung, damit durch unvollständige Abdichtung des Brennraums eingedrungene Verbrennungsgase keinen Druck aufbauen können, der Spannungen im Motorgehäuse auslösen würde. Diese Gase entstammen somit dem unteren Teil des Motorgehäuses und sind somit stark ölhaltig, sodass sie bei direkter Einleitung in die Umwelt diese stark belasten können. Aus diesem Grund wird nahezu in jeder Serienanwendung bei Verbrennungsmotoren eine Rückführung der Kurbelgehäusegase in den Ansaugtrakt des Motors gewählt, sodass diese Gase in den Brennraum eindringen. Um die Menge an eindringendem Öl niedrig zu halten, wird großer Aufwand betrieben das im Gas mitgeschleppte Öl abzuscheiden und in die Ölwanne zurückzuführen [35].

In einer Studie haben Golkarfard et al. eine Reihe kommerziell erhältlicher Ölabscheider getestet, die auf unterschiedlichen Wirkprinzipien beruhen. Neben den heute an Motoren üblichen Beruhigungsbehältern und Zentrifugalabscheidern umfasst die Untersuchung auch einige Abscheider mit Einsätzen aus Metallwollen und Fasergittern. Eine Messvorrichtung setzt die Ölabscheider einem Ölnebel mit regulierbarem Durchfluss und anpassbarer Ölsättigung aus, um die Effizienz der Ölabscheidung zu bestimmen. Die Messungen zeigen einen hohen Widerstand und schlechte Abscheiderate der Beruhigungsbehälter und Zentrifugalabscheider. Die beste Abscheiderate bei gleichzeitig niedrigem Widerstand zeigen Abscheider mit großflächigen Fasermatten. Mit trockener, oder durchfeuchteter Fasermatte sind Flussraten bis 150 l/min mit hoher Filtereffizienz von größer 80% und Druckverlusten kleiner 15 mbar möglich [36].

Während die Abscheideraten dieser Filtersysteme in stationären Betriebspunkten bereits gut ist, ist ein System nötig, welches den Fluss durch den Abscheider reguliert. Dies wird normalerweise über ein Ventil erreicht, welches den Druck im Kurbelgehäuse konstant hält. Eine Herausforderung dieser Steuerung ist eine schlechte Reaktion auf stark variierende Durchflussraten, wie sie bei starker Änderung der Motorlast und damit der Blow-By-Menge vorkommt [37].

Eine mögliche Lösung wird mit einer neuen, sogenannten „smarten“ Kurbelgehäuseentlüftung von Nowak et al. [38] gezeigt. Diese umfasst einen zugekauften mehrstufigen Faserfilter, welcher nach Herstellerangabe eine Filtrationseffizienz von größer 99,5% besitzt. Pro Filtermodul ist ein stationärer Durchfluss von 30 m³/h mit einem Restölgehalt von kleiner 5 mg/m³ möglich.

Dem Filter vorgeschaltet ist ansteuerbare Regelklappe, welche den Durchfluss durch den Filter steuert. So kann ein konstantes Druckniveau im Kurbelgehäuse über einen weiten Betriebsbereich gehalten und gleichzeitig bestmöglich auf instationäres Verhalten der Blow-By-Menge reagiert werden.

Die gemessene Filtrationseffizienz bleibt im getesteten Versuchsaufbau über den gesamten Volumenstrombereich bis 24 m³/h über 99.9%, sodass die Restölmenge nach dem Abscheider nie 1,3 mg/m³ überschreitet [38]. Der Aufbau einer solchen Kurbelgehäuseentlüftung ist in Abbildung 3 dargestellt.

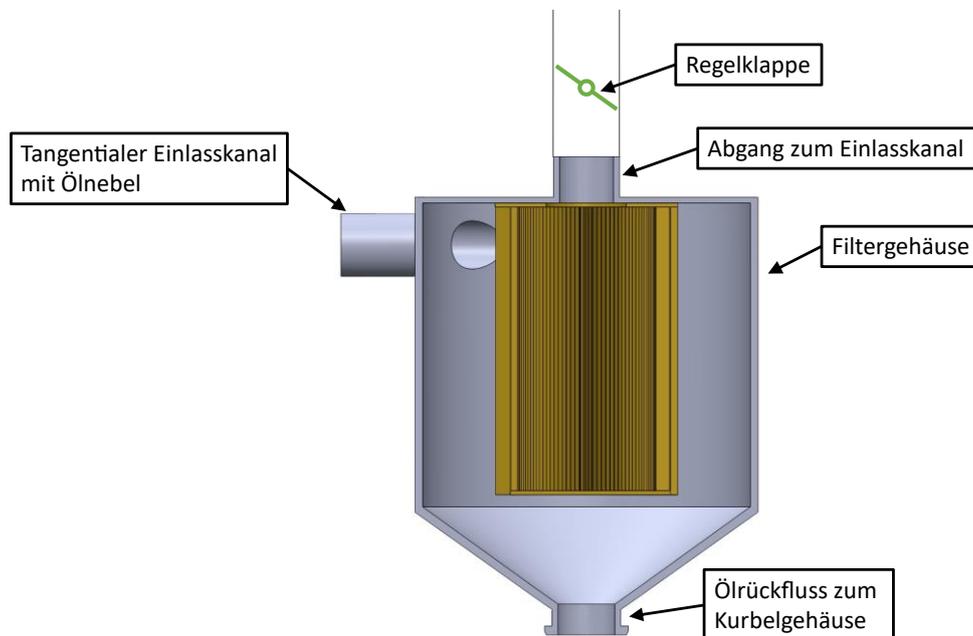


Abbildung 3: Schema einer smarten Kurbelgehäuseentlüftung nach Nowak et al. [38]

2.3.2 Turbolader- und Ventilschaftdichtungen

Der zweite Transportweg führt über Dichtungen, die zwischen dem Ansaugtrakt und den mit Öl durchflossenen Bereichen des Motorgehäuse liegen wie beispielsweise an den Ventilschaftführungen oder den Lagern des Turboladers. Wichtig ist dabei die Auslegung der zulässigen Durchströmung dieser Dichtungen. Dieser Transportweg lässt sich typischerweise nicht vollständig unterbinden, da dies die einzige Möglichkeit der Schmierung für beispielsweise den Kontakt zwischen Ventilschaft und dessen Führung darstellt.

Ventilschaftdichtungen

Hirabayashi et al. haben dazu mehrere Dichtlippengeometrien bei unterschiedlichen Oberflächenrauheiten in einem Testaufbau untersucht. Die zu testende Dichtung wird auf einen bewegenden Zylinder aufgesetzt und über die Fläche einer stehenden Kolbenstange gefahren. So lassen sich Betriebsbedingungen einstellen und der Leckölfluss präzise messen. Die Messungen zeigen jeweils einen linearen Zusammenhang zwischen der Ölviskosität, bzw. der

Gleitgeschwindigkeit und dem Leckfluss. Die besten getesteten Ventilschaftdichtungen ließen im Neuzustand einen Ölfluss von 0,063 g/h zu. Nach einer Laufleistung von 106.000 km über einen Zeitraum von sechs Jahren lag der Ölfluss bei 0,69 g/h [39].

Aufbauend auf diesen Messungen haben Nishimura et al. Untersuchungen zur konstruktiven Verbesserung von Ventilschaftdichtungen unternommen. Dabei liegt der Fokus vor allem in der Auslegung der Dichtlippen und deren Geometrien. Im Gegensatz zu den bei Hirabayashi verwendeten Dichtungen mit nur einer Dichtlippe, sind es bei Nishimura nun mehrere. Zwei davon werden eingesetzt, um gegen das Öl zu dichten und sind von einer Spiralfeder unterstützt. Eine separate untenliegende Dichtlippe dichtet gegen die Gasdrücke im Ansaug- oder Auslasskanal ab und ist entsprechend geformt, dass der Gasdruck für eine Anpresskraft der Dichtlippe gegen den Ventilschaft sorgt. Insgesamt sorgt diese Konstruktion für eine höhere Toleranz gegen Exzentrizitäten des Ventils in der Schafftführung [40]. Der Aufbau einer solchen Schafftichtung ist in Abbildung 4 gezeigt.

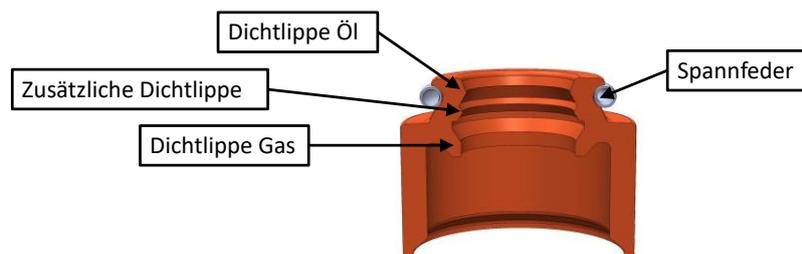


Abbildung 4: Aufbau einer Ventilschaftdichtung nach Nishimura et al. [40]

Wellendichtung im Turbolader

Die Dichtung der Turboladerwelle zwischen den ölgespülten Lagerstellen und den Luftkanälen der Turbine und des Verdichters ist ein stark beanspruchtes Bauteil. Schwierigkeiten bestehen in den sehr hohen Drehzahlen der Turboladerwelle und den hohen Temperaturen speziell auf Seite der Turbine. Die Anforderung an die Dichtung ist neben einer guten Ölrückhaltung auch eine sehr niedrige Reibkraft auf der Turboladerwelle, da sonst bei hohen Drehzahlen erhebliche Energie dem Verdichter nicht mehr zur Verfügung steht und einen hohen Wärmeeintrag in die Dichtkomponente erzeugt. Typischerweise ist das Dichtkonzept eines Turboladers über eine Spaltdichtung mittels Kolbenringen gelöst. Diese benötigen für einen verschleißarmen Betrieb einen Ölschmierfilm und erlauben somit einen konstanten Ölverlust [41]. Entwicklungen zur Verringerung dieser Ölleckage an den Turboladerdichtungen führen in zwei Hauptrichtungen. Auf der einen Seite werden Spaltdichtungen weiter optimiert, auf der anderen Seite werden Radialwellendichtringe für den Einsatz im Turbolader ertüchtigt.

Simon et al. [42] und Nelson et al. [43] zeigen den Aufbau eines mehrteiligen Dichtkonzepts, das in beiden Fällen nach dem Prinzip der gasgeschmierten Gleitringdichtung arbeitet. Die federvorgespannten Dichtflächen schwimmen bei Rotation auf einem Gaspolster auf, das durch eine geformte Geometrie auf einer der beiden Dichtflächen erzeugt wird. Diese Geometrie ist so eingestellt, dass sich der Dichtspalt in seiner Größe selbst einregelt. Neben einer deutlich reduzierten Reibleistung wird durch einen um etwa Faktor 10 kleineren Dichtspalt von einer Reduktion der Leckage um Faktor 1000 ausgegangen. Daher bezeichnen die Autoren dieses Dichtkonzept als „quasi öldicht“ [42].

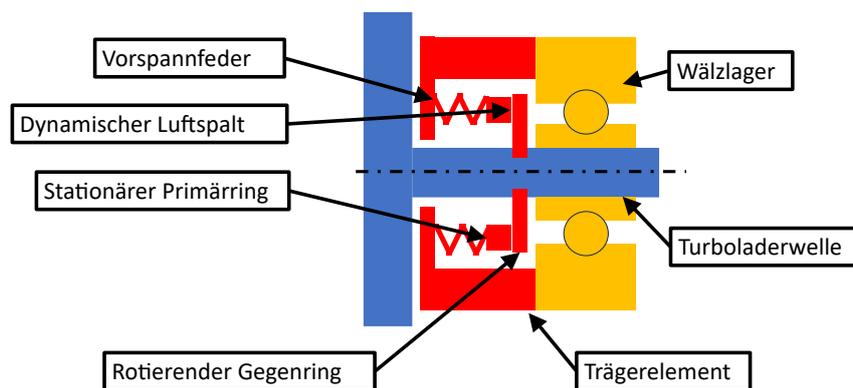


Abbildung 5: Neuartige Spaltdichtung am Turbolader nach Simon et al [42]

Ein anderer Aufbau einer Turboladerdichtung wird von Cankar et al. [44] beschrieben. Dieser entspricht einer Lippendichtung ähnlich einem Radialwellendichtring, verfügt jedoch um einen deutlich komplexeren Aufbau mit mehreren Kammern und Federelementen mit dem Ziel über einen weiten Bereich an Drehzahl und Druckverhältnissen eine für die Abdichtung gerade noch ausreichende Spannkraft der Dichtlippe zu gewährleisten, sodass Leckage und Reibung optimiert sind. Prinzipbedingt lässt dieses Dichtungssystem im intakten Zustand keine Leckage zu. Das Dichtkonzept wird auf einem Prüfstand untersucht, der mit einem Prüfprogramm eine Start-Stopp Situation nachbilden soll und eine Welle in der Dichtung innerhalb einer Sekunde vom Stillstand auf 12.000 U/min beschleunigt und wieder zum Stillstand bringt. Hier zeigt das Dichtungssystem erst nach 300.000 Zyklen erste Verschleißerscheinungen mit messbarer Leckage. Die Autoren weisen jedoch darauf hin, dass mit diesem Prüfaufbau nicht die umfassenden Anforderungen eines Turboladers nachgebildet werden können [44].

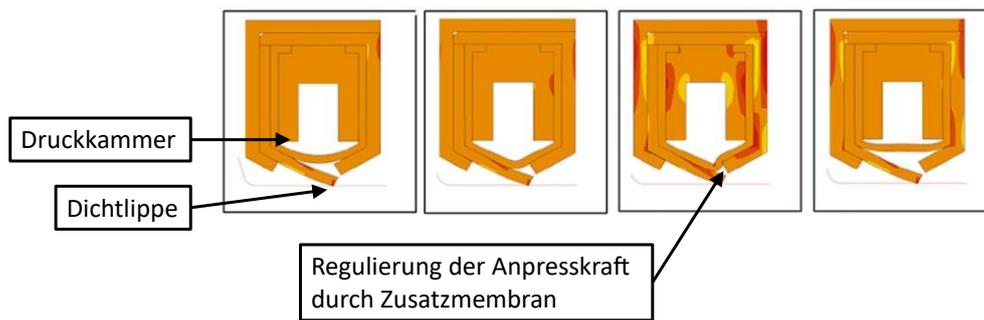


Abbildung 6: Radialwellendichtring für den Einsatz im Turbolader, modifiziert nach Cancar et al. [44]

2.3.3 Tribologiesystem Kolbengruppe

Die Kolbengruppe wird für einen Großteil des Ölverbrauchs und damit der Ölemissionen verantwortlich gemacht. Aufgrund der großen Dichtfläche, den variablen dynamischen Relativgeschwindigkeiten, unterschiedlichen Druck- und Temperaturverhältnissen sowie dem wechselnden Richtungsverlauf des Druckgefälles ist ein erheblicher Einsatz erforderlich, um Schmiermittel und Brennraumgase effektiv voneinander zu trennen. Dabei wird zugleich das Ziel verfolgt, eine hohe Lebensdauer des Dichtungskonzepts sicherzustellen. Zuerst wird hier der Aufbau des Systems Kolbengruppe dargestellt und anschließend bereits identifizierte Transportmechanismen vorgestellt, sowie auf Möglichkeiten zur Reduktion des Öleintrags in den Brennraum eingegangen.

Kolbengruppe und Öltransport

Die Kolbengruppe bildet ein zentrales Bauteil im Bereich des Brennraumes und dient gleichzeitig der Funktion die dort vorherrschende Gaskraft in eine Bewegungsenergie umzuwandeln, aber auch den Brennraum lateral beweglich abzudichten. Das Dichtkonzept besteht nach aktuellem Stand der Technik aus dem Kolben selbst und drei Kolbenringen. Der Kolben übernimmt dabei auch die Kraftübertragung zwischen Brennraumdruck und dem Pleuel. Die Dichtwirkung wird zuerst durch den ersten Kolbenring gewährleistet. Der zweite Kolbenring unterstützt durch eine weitere Barriere zusätzlich die Dichtwirkung. Für eine geringe Reibung und einen verschleißarmen Betrieb ist eine stabile Ölversorgung der Reibpartner notwendig. Zentrales Element dafür ist der dritte Kolbenring, welcher ein Ölvolumen möglichst konstant radial auf der Zylinderlauffläche verteilt, auf der das Kolbenhemd in der Aufwärtsbewegung laufen kann. Damit diese Ölschicht nicht in den Brennraum gelangen kann, ist der zweite Kolbenring geometrisch so angepasst, dass er während der Abwärtsbewegung diese Ölmenge auf ein Minimum reduziert. Trotz Anpassungen der Bauteile an die jeweiligen Aufgaben führt der Dritte und am stärksten ausgeprägte Weg für Öltransport in den Brennraum durch das Kolbenringpaket [45].

Abbildung 7 zeigt den generellen Aufbau eines Kolbenringpakets und die zwei Hauptmechanismen für Öleintrag in den Brennraum, nachdem es das Kolbenring passiert hat.

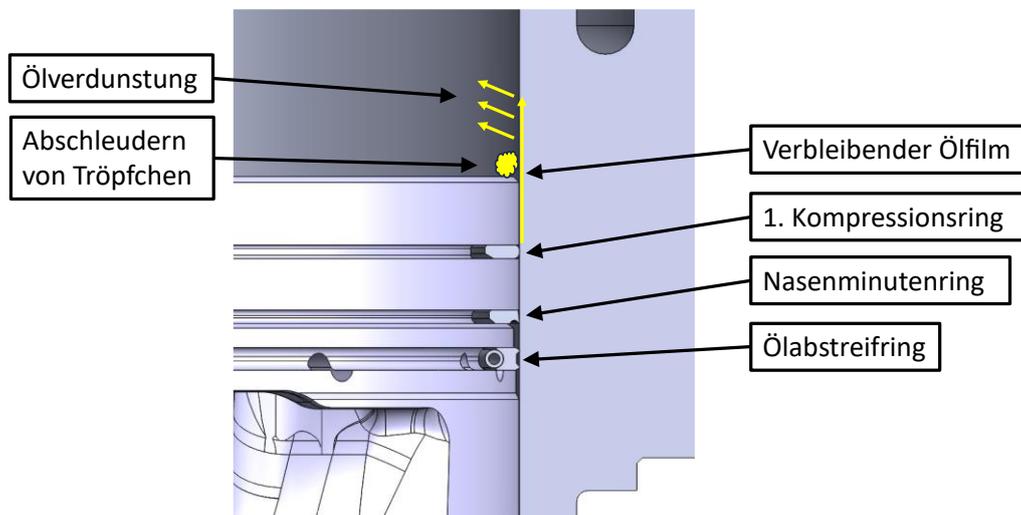


Abbildung 7: Kolbenringpaket mit Arten des Öltransport in den Brennraum

Aus der Literatur zeigen sich mehrere mögliche Wege für Öltransport durch das Kolbenringpaket in den Brennraum. Die Kolbenringe benötigen für eine Längenänderung aufgrund der Bauteiltemperatur je nach Betriebspunkt ein Ausweichvolumen, diese Ringstoß bildet gleichzeitig eine Möglichkeit für den Fluidaustausch zwischen den Bereichen ober- und unterhalb des Rings. Die treibende Kraft für diesen Transportweg ist eine Druckdifferenz der Zwischenringbereiche zueinander. Diese Kraft kann sowohl zwischen Betriebspunkten als auch innerhalb eines Arbeitsspiels ihre Stärke und Richtung ändern. Der daraus resultierende Fluidtransport ist abhängig von der Stellung der Ringstoßpositionen zueinander. Zusätzlich kann Öl über die Frontfläche des bewegenden Kolbenrings diesen überströmen. Eine am Kolbenring herrschende Tangentialkraft drückt diesen nach außen und soll so ein Überströmen des Ringes in vertikaler Richtung verhindern. Diese Tangentialkraft ist abhängig von der Vorspannkraft des Ringes, sowie einer Gaskraft, die aufgrund von Überdruck in der Ringnut von innerhalb des Ringes nach außen wirkt. Der treibende Druck für diese Gaskraft ist der Brennraumdruck.

Ein weiterer Weg für Fluidtransport durch das Kolbenringpaket führt durch die Ringnut. Aufgrund von nötigem Spiel zwischen dem Kolbenring und seiner Ringnut kann dieser und der hinter dem Kolbenring liegende Bereich mit Fluid gefüllt werden. Beim nächsten Anlagewechsel des Rings aufgrund einer Richtungsänderung des Kolbens in einem Totpunkt wird Fluid in den jeweils anderen Zwischenringbereich gepumpt. Auch kann die Kolbensekundärbewegung ein Pumpen von Schmieröl durch das Kolbenhemd unterstützen. Im oberen Totpunkt bei Wechsel der Anlageseite des Kolbens ist auch eine Rotation des Kolbens um die Kolbenbolzenachse erkennbar. Die Anlagefläche des Kolbens wandert dabei an der Druckseite vom untersten Punkt des

Kolbenhemdes weiter nach oben in Richtung des Kolbenringpakets. Dabei wird das an der Zylinderwand verfügbare Ölvolumen in Aufwärtsrichtung verdrängt und kann so bis in den Brennraum transportiert werden. [46–49]

Für das Verhalten der Kolbenringe ist deren geometrische Ausführung maßgeblich. Über die Jahre haben sich mehrere Bauformen etabliert, welche in Abbildung 7 gezeigt sind. Kolbenringe sind nach Din ISO 6625 genormt [50], wobei die Hersteller ständig den Stand der Technik erweitern [51]. Der erste Kolbenring weist meist eine ballige Form auf, die sich durch Verwindung im Betrieb bildet und gewünscht ist. Durch die vom Hersteller im Herstellungsprozess vorgeformte Balligkeit kann außerdem die Breite der Lauffläche und das tribologische Verhalten eingestellt werden. Beispielsweise werden asymmetrische Balligkeiten des ersten Kolbenrings gezielt dazu eingesetzt, den Kolbenring in der Aufwärtsrichtung des Kolbens leichter auf dem Ölfilm aufschwimmen zu lassen und so in die hydrodynamische Reibung zu versetzen. In der Abwärtsbewegung soll ein steilerer Winkel das Überspülen des Rings vermindern. [52]

Der zweite Kolbenring, dessen Aufgabe neben einer weiteren Barriere gegen die Brennraumgase das zurückführen des Schmieröls von der Zylinderoberfläche während der Kolbenabwärtsbewegung ist, verfügt dafür meist über eine scharfe Kante auf der Unterseite des Rings oder über eine speziell geformte Schaufel. Diese als Nasenring oder Nasenminutenring bezeichnete Bauform kann durch die Form der Schaufel das Öl wie Abbildung 7 gezeigt von der Lauffläche abnehmen und in Richtung der Kolbenoberfläche ablenken. Dies verringert ein erneutes Benetzen der Zylinderwand durch das abgenommene Öl und verringert so die Belastung des Rings. Durch die als Minutenring bezeichnete Schräge der Ringfläche liegt die Kante des Rings auch bei Ringverdrehungen noch an der Zylinderwand an.

Für den dritten Kolbenring wird eine Reihe an Geometrien getestet. Es ist ein Trend erkennbar, sodass die Hersteller von zweiteiligen Ölabstreifringen hin zu dreiteiligen Exemplaren wechseln. Dreiteilige Exemplare bestehen aus zwei flachen Kolbenringen mit Materialstärken von nur 0,3 – 0,5 mm, welche über eine dazwischenliegende Feder vorgespannt sind. Zusätzlich spannt die Feder die beiden Stahlbänder gegen die axialen Enden der Ringnut, sodass diese gegen ein Hinterlaufen des Ringes abdichten. Durch die sehr kleinen Laufflächen gepaart mit scharfen Kanten, ist hier der Anpressdruck deutlich höher. In Messungen von Schaeffer [29] zeigt sich hierbei der zurückbleibende Ölfilm in niedrigen Drehzahlen kleiner. Für höhere Drehzahlen kann der dreiteilige Ölabstreifring in diesen Messungen keinen Vorteil zeigen.

Vor allem unregelmäßige Verteilung des Schmieröls in Umfangsrichtung und lokale Anhäufungen neigen dazu die darüberliegenden Kolbenringe zu überlaufen. In einer Untersuchung von Li et al. [53] wird der Ringstoß eines zweiteiligen Ölabstreifrings und des zweiten Kolbenrings untersucht. Ölakkumulation durch einen Ringstoß, das während der Abwärtsbewegung die

Unterseite des darüberliegenden Rings erreicht, kann diesen lokal überlaufen und so im Bereich der Ringnut des Ölabstreifrings das gesamte Ringpaket durchwandern. Weiterhin zeigt sich ein ausgeprägter Wirbel im Zwischenringbereich, welcher besonders über dem zweiten Kolbenring während der Abwärtsphase ausgeprägt ist. Dieser Wirbel läuft in Umfangsrichtung entlang des Zwischenringbereichs und ist in der Lage Öl, welches dort auf der Kolbenseite verweilt auf die Zylinderseite zu transportieren und so den ersten Kolbenring zu überlaufen [53]. Eine qualitative Darstellung beider Phänomene ist in Abbildung 8 gezeigt.

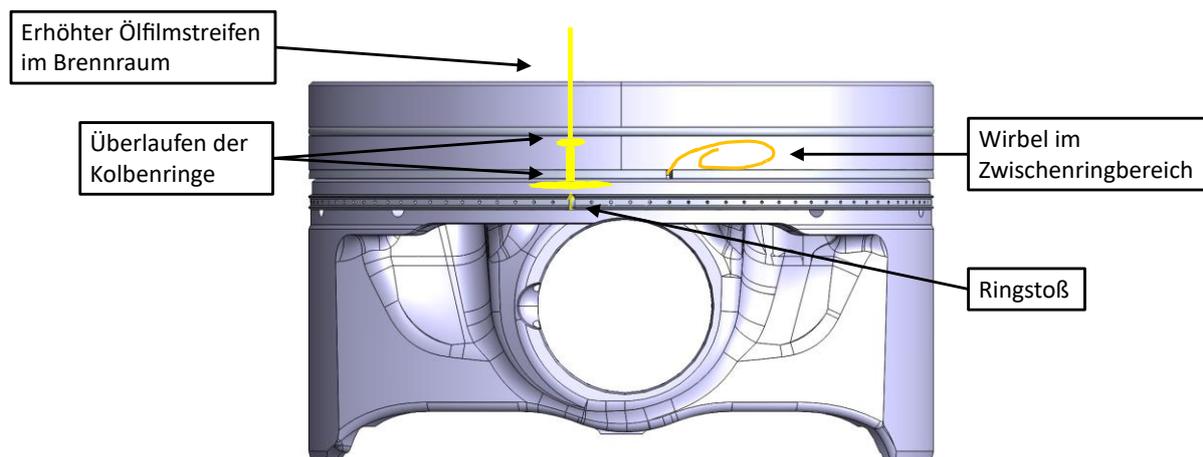


Abbildung 8: Effekte des Öltransports durch die Ringstege der Kolbenringe, modifiziert nach Li et al. [53]

Wenn das Öl über einen der genannten Transportwege den Brennraum erreicht hat, gibt es mehrere Möglichkeiten, wie es diesen wieder verlässt. Ein hoher Anteil von dem Öl, welches der Kolbenring bei der Abwärtsbewegung überfahren und hinterlassen hat, wird bei der Aufwärtsbewegung erneut überfahren und befindet sich demnach erneut im Ölkreislauf des Motors. Unterstützt wird dieser Transportweg durch Blow-By-Gase, die Öl mit in das Kurbelgehäuse drücken. In der Zeit zwischen der Ab- und Aufwärtsbewegung des Kolbens befindet sich diese Ölschicht frei im Brennraum und ist während dem Arbeitstakt der Flamme ausgesetzt. Durch den Temperatureintrag verdunsten vor allem kurzkettenige Ölbestandteile und erreichen das Abgas [54–56]. Übersteigt die Menge an in den Brennraum geförderten Öls die Menge an zurückgeförderten und abdunstenden Öls, so akkumuliert dieses auf dem Kolben im Bereich des Feuerstegs und bewegt sich mit diesem auf und ab [57]. Erreicht die Akkumulation einen kritischen Wert, wird das Öl in Form von Tröpfchen vom Kolben abgeschleudert [54, 57–62]. Diese Tropfen werden für die in Kapitel 0 angesprochene Neigung zu Verbrennungsanomalien verantwortlich gemacht [7, 8, 28].

Oberflächeneigenschaften der Zylinderwand

Die zwei vorangegangenen Abschnitte beschäftigen sich mit den Eigenschaften und Optimierungen im Tribologiesystem der Kolbengruppe. Allerdings ist bisher der zweite Reibpartner, die Zylinderbuchse ebenso an einem geringen Ölverbrauch beteiligt. Gerade die drei Kernaspekte Zylinderrundheit, tatsächliches Laufspiel und Oberfläche der Zylinderwand sind von entscheidender Bedeutung. Die Oberflächentopologie hängt maßgeblich von der Art der Fertigung der Zylinderbuchse ab. Untersuchungen von Söderfjäll et al. zur Zylinderreibung verschiedener Fertigungsarten zeigt eine Notwendigkeit der Anpassung beider Elemente zueinander. So zeigt eine glattere Plateauhonung eine geringere Zylinderreibung im Vergleich zu einer Standardhonung. DLC beschichtete Kolbenringe und dreiteilige Ölabstreifringe mit geringerer Vorspannung zeigen jedoch geringere Reibung bei Verwendung der Standardhonung [63].

Abweichungen von der idealen Zylinderform der Buchse kann ebenfalls Grund für erhöhten Ölverbrauch sein. In der Literatur steht bei Untersuchungen zu Verzügen jedoch oft die Kolbengruppenreibung im Fokus. Durch den höheren Wärmeeintrag im Bereich des Brennraums und die gesteigerte Kühlleistung der Buchse im unteren Bereich weist diese im Betrieb trotz korrektem Einbauspiel im oberen Bereich zu viel tatsächliches Laufspiel auf [21, 64, 65]. Andere Untersuchungen zu Verzügen der Zylinderbuchse, welche aufgrund von Spannungen durch die Zylinderkopfschrauben in Verbindung mit Rippen im Motorblock entstehen, stellen fest, dass bei starken Verzügen die Kolbenringe der Kontur der Buchse nicht mehr folgen können und damit höheren Ölverbrauch erzeugen [66–68].

Optimierungen in der Kolbengruppe

Bastuck et al. haben für einen direkteingespritzten Benzinmotor in PKW-Größe ein Partikelkennfeld erstellt, anhand dessen die Partikelemissionen mit Ursprung aus dem Kolbenringpaket abgeschätzt werden können. Weitere Simulationen ermöglichen eine genauere Betrachtung eines Arbeitsspiels nach Kurbelwellenwinkel aufgelöst. Daraus können Optimierungen abgeleitet werden, die das Kolbenringpaket verbessern und zu einer reduzierten Partikelemission führen. Diese Optimierungen entstehen vor allem am Kolben selbst, indem Zwischenringbereiche und Toträume angepasst werden. Insgesamt konnten die Rohpartikelemissionen des Motors um 39% gesunken werden. Die Erkenntnisse helfen dabei, die im Rahmen der Arbeit getätigten Messungen auf besonders wichtige Betriebspunkte einzugrenzen und die Zeitpunkte für Bildaufnahmen zu optimieren. Demnach ist vor allem im mittleren Drehzahlbereich, bei hohen Mitteldrücken, sowie bei sehr niedrigen Mitteldrücken auch nach der Optimierung ein weiteres Verbesserungspotential gegeben. [26].

Auch andere Forschungsgruppen stellen fest, dass über die Auslegung der Zwischenringbereiche der Ölverbrauch optimiert werden kann [69, 70]. Lehnen verwendet zusätzlich ein neuartiges Reservoirkonzept mit einer zentralen Auslassbohrung am Hemd, das ein erhöhtes Speichervolumen und somit einen größeren Bereich des Zylinders im Aufwärtshub mit Öl benetzen kann. Die Größe der Speichervolumina ist demnach durch die Tragfähigkeit des Kolbenhemds begrenzt. Laut den Simulationsergebnissen bietet dieses Konzept ein größeres Potenzial zur kontinuierlichen Schmierung der Zylinderwand während der Kompressionsphase, um für die darauffolgende Expansionsphase einen erhöhten Schmierfilm bereitzustellen [70].

In Untersuchungen von Binder zur Reduzierung der Balligkeit des ersten Kolbenrings zeigen sich beispielsweise höhere Reibmitteldrücke in den untersuchten geschleppten Betriebspunkten aller Drehzahlen und den gefeuerten Betriebspunkten hoher Drehzahl. Zurückzuführen ist das auf einen erhöhten Anteil hydrodynamischer Reibung durch eine Steigerung der Schubspannung im Ölfilm, hervorgerufen durch die größere Lauffläche. Gleichzeitig wird durch die größere Lauffläche ein schnellerer Übergang von der Festkörperreibung in die hydrodynamische Reibung untersucht, welcher sich durch Vorteile in der Reibkraft bei Betriebspunkten hoher Mitteldrücke zeigt. Ringe mit asymmetrischer Balligkeit konnten jedoch keinen Vorteil in der Reibungsminderung zeigen [21].

Hoehn et al. beschreiben den Prozess zur Auswahl eines geeigneten Verfahrens zur Erzeugung der Zylinderoberfläche. Dabei werden unter anderem der Kolbenring- und der Zwickelverschleiß, sowie der Ölverbrauch gegeneinander aufgewogen. Durch die Verwendung einer Spiralgleithonung kann der Zwickelverschleiß gegenüber der Plateauhonung um 40% gesenkt und gleichzeitig eine Spiegelbildung, also ein Polieren der Zylinderoberfläche vermieden werden. Die getestete Variante besteht einen Dauerlauf mit konstant niedrigem Ölverbrauch. Für weitere Optimierung sehen die Autoren noch Potential in der Verwendung einer UV-Laserlichtbehandlung der Zylinderoberfläche [71].

Ein grundsätzlich neuartiger Ansatz von Özdemir et al. ist, die Eigenschaften des Schmieröls nicht nur als global anzusehen, sondern diese gezielt an den Einsatzort im Motor anzupassen. Die Idee ist dabei durch geschickte Wahl einer lokalen Schmierstofftemperatur die Viskosität anzupassen. So kann durch gezielte Erhöhung der Temperatur in den Lagerstellen des Motors die Reibung des Motors minimiert werden. Im Kolbenringpaket bleibt dabei die Öltemperatur niedriger, sodass keine erhöhten Mischreibungen und Motorschäden zu erwarten sind. Insgesamt lassen sich so den gemachten Simulationen zufolge Einsparungen im Bereich von 0,94 g/km CO₂ erreichen, ohne Schäden im Tribologiesystem zu provozieren [72].

Die vorgestellten Studien haben gezeigt, dass sich bereits konstruktive Änderungen anhand aus der Simulation gewonnener Erkenntnisse ableiten lassen. Es lässt sich festhalten, dass die Simulation Teilbereiche des Kolbenringpakets abbilden kann, es jedoch weiterhin an umfassenden Simulationsmodellen fehlt, die die Vorgänge des Öltransports realitätsgetreu abbilden. Am Beispiel des erweiterten Ölreservoirs von Lehnen [70] zeigt sich außerdem deutlich, dass Messungen und Simulationen gemeinsam das Systemverständnis erhöhen.

2.4 Zwischenfazit

Bisher wurden die Problemstellungen erläutert, die durch Schmieröl im Motor verursacht werden können. Das zentrale Problem ist der Verbrauch des Schmieröls, der durch unvollständige Abdichtung bewegender Bauteile zueinander erzeugt wird. Im darauffolgenden Teilkapitel wird auf aktuelle Forschung zur Optimierung der betroffenen Einzelkomponenten eingegangen. Demnach gibt es als öldicht beschriebene Lösungen für Ventilschaftdichtungen [40] und Dichtungen der Turboladerwelle [42]. Gegen den Öleintrag durch die Kurbelgehäuseentlüftung gibt es Ansätze, die diesen nicht vollständig unterbinden, jedoch um Größenordnungen verringern [38].

Bei der Kolbengruppe, der der größte Teil an Ölemissionen zugeschrieben wird, gibt es eine Reihe an Forschungen zu deren Optimierung. Während dadurch große Fortschritte erzielt werden können, steigt die Herausforderung stetig durch Reibungsoptimierungsmaßnahmen. Eine generelle Betriebspunktabhängigkeit des Öleintrags durch die Kolbengruppe kann durch die Optimierungsmaßnahmen nicht verhindert werden. [21, 26, 63, 69–71] Auch vom Kolben abgeschleuderte Tröpfchen in den Brennraum können Auswirkungen wie Glühzündungen und Motorklopfen haben. Diese können zwar durch neue Additivierungen verbessert werden [8], ein reduzierter Öleintrag hätte jedoch weiterhin einen großen Hebel zur Reduktion der durch Schmieröl ausgelösten Verbrennungsanomalien.

Aus diesem Grund wird als Forschungsbereich eine Verbesserung der Ölemission durch die Kolbengruppe und speziell das Kolbenringpaket angestrebt. Da die Vorgänge, die zum Öleintrag in den Brennraum führen, komplex sind, müssen diese mit geeigneter Messtechnik zuerst untersucht und die Wirkmechanismen identifiziert und verstanden werden. Das folgende Teilkapitel gibt einen Überblick über aktuell verwendete Messtechnik und deren Erkenntnisse, die diese Vorgänge aus verschiedenen Blickwinkeln untersuchen kann, um ein möglichst umfassendes Verständnis aufzubauen. Um das Feld der Forschung einzugrenzen, werden Oberflächeneigenschaften und Verzüge des Zylinders nicht berücksichtigt.

2.5 Messtechnik

Auf diesen Grundlagen aufbauende Methodiken, welche Ölemissionen und deren Auswirkung aufzeichnen, lassen sich in mehrere Gruppen unterteilen und werden im Folgenden vorgestellt. Dies dient zur späteren Auswahl einer oder mehrerer Messsysteme, mit denen die Vorgänge im Kolbenringpaket untersucht werden. Anschließend soll es mit dem ausgewählten Messsystem möglich sein, eine Methode zur Reduktion des Öleintrags in den Brennraum zu entwickeln und deren Funktionsfähigkeit zu untersuchen.

2.5.1 Abgasmesstechnik

Für eine Quantifizierung und Onlineauswertung der durch Motoröl ausgelösten Emissionen, ist der erste logische Schritt diese im Abgas nachzuweisen und zu messen. Grundsätzlich besteht das Schmieröl aus Kohlenwasserstoffen und wäre somit als solche und als Partikel im Abgas messbar. Die Schwierigkeit hierbei besteht darin, die aus dem Öl stammenden Abgasbestandteile von denen des Kraftstoffs zu unterscheiden. Ein Ansatz, Schmieröl im Abgas zu messen, ist die Verwendung eines radioaktiven Tracers. Dafür werden beispielsweise Deuterium [73, 74], Tritium [75], Bor-82 [76] oder Schwefel-35 [77], aber auch eine Reihe weiterer Isotope [74] verwendet. Diese Systeme haben gemeinsam, dass der Tracer dem Öl zugesetzt wird und eine Messung mittels eines Scintillationszählers im Abgas nachgewiesen werden kann. Nach Kalibration kann man so den Ölverbrauch und dessen Emissionen quantifizieren. Da diese Methode durch den Einsatz der radioaktiven Substanzen spezielle Vorkehrungen im Laborumfeld erfordert, entwickeln Hanaoka et al. eine Methode, welche Schwefeldioxid als Marker verwendet. Dieses Schwefeldioxid entsteht während der Verbrennung schwefelhaltiger Verbindungen im Motoröl und setzt die Verwendung schwefelfreier Kraftstoffe voraus [78]. Diese, als S-Trace bezeichnete Methode wird über den Lauf der Zeit von mehreren Forschergruppen weiterentwickelt [79–82]. Ein Abgasteilstrom wird durch eine Oxidationskammer geleitet, die diese schwefelhaltigen Verbindungen zu Stickstoffdioxid oxidiert. Stickstoffdioxid kann daraufhin mit einer Reihe an Messinstrumenten wie einem flammenphotometrischen Detektor, Laserspektrometern, oder Massenspektrometern gemessen werden.

Durch immer weiter reduzierten Schwefelgehalt im Schmieröl [83] durch den Wunsch, Sulfataschebelastung in Partikelfiltern zu vermeiden, sinkt das detektierbare Signal der S-Trace Methode. Eine Methode, direkt die Kohlenwasserstoffketten des Schmieröls zu detektieren wird von Gohl [84] beschrieben. Weiterentwickelt von Lensch-Franzen et al., nutzt diese Technik ein Massenspektrometer mit Quadrupol Massefiltern und Time-Of-Flight-Messung, um anhand des

Masse-Ladungs-Verhältnis der HC-Emissionen zwischen Kraftstoff- und Schmierölemissionen zu unterscheiden [54]. Abbildung 9 zeigt die nötigen Schritte zur Kalibration der Messtechnik auf ein Schmieröl eines Verbrennungsmotors zur nachfolgenden Online-Messung der Schmierölemissionen im Abgas.

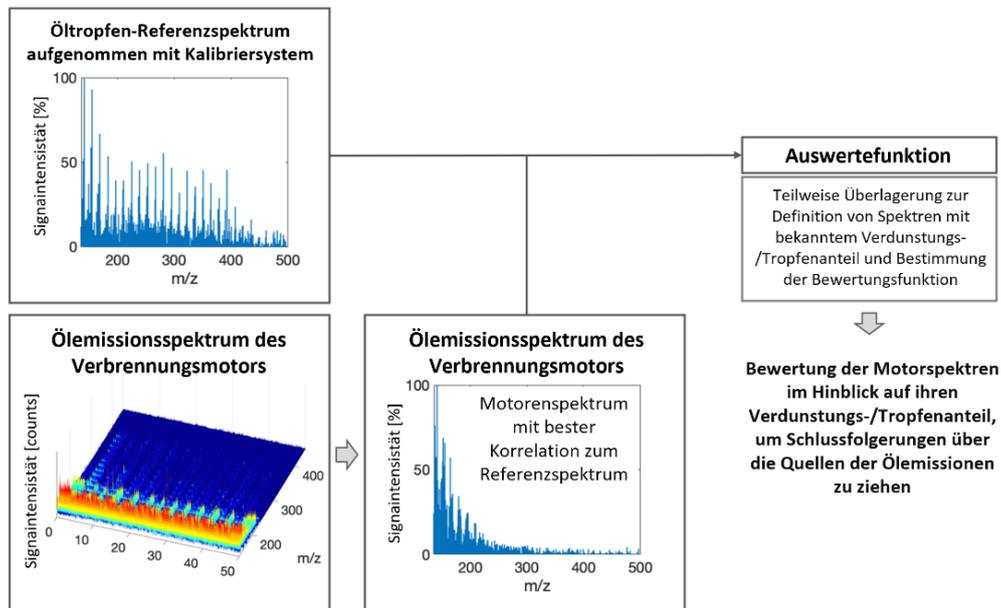


Abbildung 9: Massenspektrometer zur Ölemissionsmessung, modifiziert nach Stark et al. [85]

2.5.2 Methoden zur Bestimmung der Ölverteilung

Ein Schwerpunkt zahlreicher Untersuchungen [60, 62, 85–90] ist die direkte Messung des Schmieröls in der Kolbengruppe. Dadurch können Rückschlüsse auf das Strömungsverhalten der beteiligten Fluide getroffen werden. Die Art der Messung kann beispielsweise induktiv, oder optisch erfolgen. Einen Überblick über die Anfänge einer direkten Messung des Abstandes zwischen der Zylinderbahn und den Bauteilen der Kolbengruppe ist in Sherrington et al. beschrieben [91].

Optische Zylindergehäuse aus Glas

Eine frühe Methode für eine optische Vermessung der Vorgänge rund um die Kolbengruppe ist der Einsatz eines optischen Zugangs. Ein Motor, dessen Zylinderlaufbahn vollständig durch einen Glaszylinder ersetzt wurde, kann mit Hilfe einer mit dem Motor synchronisierten Stroboskoplampe und einer Kamera Aufnahmen des Ölfilms während der Bewegungen machen. Allerdings weisen die Autoren darauf hin, dass nur geschleppte Betriebspunkte untersucht werden können. Außerdem wird darauf hingewiesen, dass die Zylinderoberfläche des Glaszylinders deutlich von einer gehonten Oberfläche eines Metallzylinders abweicht.

Kapazitive und induktive Messsysteme

Weiter werden kapazitive und induktive Messtechniken beschrieben, die Messungen im gefeuerten Zustand aufnehmen können. Bei diesen beiden Messprinzipien sorgt ein sich im Zylinder befindlicher Sensor für die Aufnahme eines Entfernungssignals. Im Falle der induktiven Messung ist das der Abstand zu der Oberfläche des Kolbens oder den zugehörigen Kolbenringen. Dieser Abstand variiert mit der Ölfilmstärke und wird als Messsignal aufgenommen. Im Falle der kapazitiven Messung wird direkt die Kapazität einer dielektrischen Schicht auf der Sensoroberfläche aufgenommen. Auch diese Kapazität ändert sich proportional zur Schichtdicke. Beide Messsysteme zeichnen sich, verglichen mit einem vollständigen Glaszylinder, durch einen kleineren Eingriff in die Zylinderlauffläche aus, was sich wiederum durch kleinere Störeinflüsse bemerkbar macht. Nachteilig ist der begrenzte Bereich, der gleichzeitig aufgenommen werden kann.

Optische Zugänge

Eine optische Vermessung der Ölschicht beispielsweise mittels Lichtwellenleiter ermöglicht eine optische Aufnahme der Ölfilmschichtdicke an gewählten Messpunkten. Ähnlich wie in der kapazitiven oder induktiven Messtechnik wird ein Messpunkt im Bereich des Zylinders oder Kolbens ausgewählt und mit einem Lichtwellenleiter ausgestattet. Für die Aufnahme der Schichtdickeninformation wird beispielsweise die Laser-Induzierte-Fluoreszenz Methode, (LIF) angewandt. Eine detaillierte Beschreibung dieser Messtechnik ist im Kapitel 3.3.1 zu finden und wird hier nur kurz erläutert. Ein im Motoröl befindlicher Farbstoff wird mithilfe einer Laserlichtquelle angeregt, die über die Lichtwellenleiter eingekoppelt wird. Der angeregte Farbstoff emittiert Licht in einer von der Anregungsfrequenz unterscheidbaren Wellenlänge, wobei die Intensität des emittierten Lichts direkt proportional mit der Menge an angeregtem Farbstoff und damit der Schichtdicke ist. Diese Schichtdickeninformation wird als Lichtintensität über eine Photozelle aufgenommen. Mehrere Lichtwellenleiter können gleichzeitig genutzt werden, sodass ein Bild über die Zustände im Motor entsteht. Eine Weiterentwicklung optischer Untersuchungen im Bereich der Kolben-Gruppe und des Schmierfilms stellt eine Kombination von Lichtwellenleitertechnik und Motoren mit vollständigem Glaszylinder dar. Dabei wird in ein Zylindergehäuse aus Metall ein Fenster eingearbeitet. Hierbei wird der optische Zugang so weit wie möglich geöffnet, ohne den gefeuerten Motorbetrieb stark einschränken zu müssen, da eine Kühlung der Zylinderbuchse durch das Bestehenbleiben der Kühlkanäle gewährleistet wird.

Die ersten Versuche, diese Technik anzuwenden stammen von Thirouard [92], bei dem dieser optische Zugang zunächst eine kreisrunde Form aufweist. Weiterführende Untersuchungen

führen zu einem länglich geformten Fenster, welches es erlaubt das Ringpaket über den gesamten Hub des Motors verfolgen zu können. Aktuell arbeiten mehrere Forschungsgruppen am Massachusetts Institute of Technology [61, 93, 94], der Universität Duisburg-Essen [62, 89, 90], einer Kooperation von Tokio City Universität und Tokai Universität [95–98] sowie der Technischen Universität München mit dieser Technik [29, 58, 88, 99, 100].

Grundlegend ist der Aufbau dieser Motoren ähnlich und unterscheidet sich vor allem in der Position des optischen Fensters und dessen Integration in den Zylinder des Motors. Gewünscht ist eine möglichst große Fläche des Fensters, was jedoch Probleme in Druckfestigkeit und Wärmeleitung mit sich bringt. In Abbildung 10 ist ein Schnittbild eines solchen Zylindergehäuses gezeigt. Gut zu erkennen ist der sichtbare Bereich des Kolbens im unteren und oberen Totpunkt.

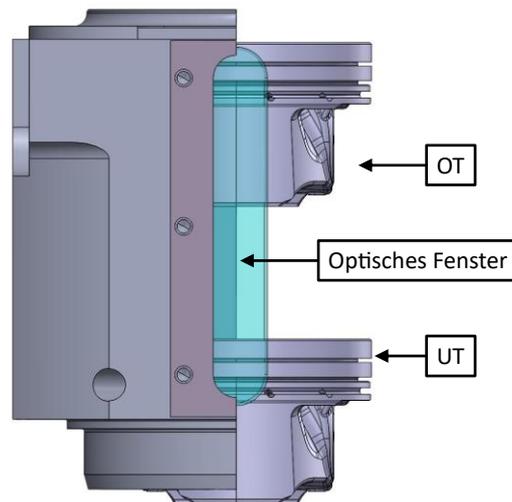


Abbildung 10: optisch zugängliches Zylindergehäuse mit dargestelltem Sichtbereich

Eine zentrale Herausforderung dieser Bauweise ist der Verbund des Fensters mit dem Rest des Zylindergehäuses. Die Verbindung muss mit unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten beider Materialien und den vorherrschenden Brennraumdrücken bei einer hohen Zahl an Lastspielen zurechtkommen. Die unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten können am besten mit Werkstoffen mit hoher Bruchdehnung und breiten Klebefugen verbunden werden. So kann die bei Temperaturänderung entstehende Längendifferenz der beiden Bauteile ausgeglichen werden. Diese Technik wurde für eine erste Generation dieser Zylindergehäuse verwendet [92].

Dafür wird ein Klebstoff auf Silikonbasis in einem Klebespalt im Bereich von 0,5 mm verwendet. Für eine gleichmäßige Oberfläche zwischen Fenster und Zylindergehäuse werden beide zuerst verklebt und anschließend zusammen gehont. Bei steigenden Betriebsdrücken und -temperaturen durch die Verbrennung zeigen sich jedoch Probleme mit dieser Art der Befestigung. Unter Druckbelastung bewegt sich das Fenster gegenüber dem Zylindergehäuse und sorgt somit für

nicht repräsentative Messwerte der Schichtdickeninformation des Ölfilms. Der Wärmeeintrag während der Verbrennung sorgt auf der Oberfläche des Klebstoffes das zulässige Niveau des Silikonwerkstoffs und zerstört deshalb innerhalb kurzer Betriebszeit die Verbindung thermisch.

Um die beiden Probleme zu lösen, wird im nächsten Schritt nach einem Klebstoff gesucht, der bis in hohe Temperaturbereiche stabil und dabei steif genug ist, um die Brennraumdrücke während der Verbrennung auszuhalten. Keramische Klebstoffe sind ähnlich temperaturstabil wie das Material der Gussbuchse und gleichzeitig steif genug, um sich bei Brennraumdrücken nicht zu verformen. Nach geringer Betriebszeit zeigt sich jedoch wieder ein Defekt, der bei näherer Untersuchung auf vorherrschende Lastspitzen und auf eine zu geringe Bruchdehnung zurückzuführen ist. Abbildung 11 zeigt eine solche Bruchstelle.



Abbildung 11: Versagensart keramischer Klebstoffe

Es ist deutlich ein Adhäsionsversagen erkennbar. Der Klebstoff löst sich also gesamtheitlich von wechselweise dem Fenster oder dem Zylindergehäuse aus, sodass Klebstoffreste auf beiden Fügepartnern erkennbar sind. Weiterhin kann ein Schwund an Klebstoffmaterial beobachtet werden, was darauf hindeutet, dass der Klebstoff aufgrund einer hohen Zahl an Lastwechseln erodiert.

Der nächste Schritt von Schaeffer et al. [88] ist der vollständige Verzicht auf Klebstoffe. Die Fenster werden, wie in Abbildung 12 gezeigt, präzise in eine angepasste Tasche im Zylindergehäuse über einen umlaufenden, konischen Sitz eingepresst. Dafür ist eine Vermessung der realen Geometrie des geschliffenen Fensters notwendig. Die Tasche wird daraufhin in einem Koordinatenschleifverfahren an das Fenster angepasst, wobei die passende Überdeckung für einen Presssitz berücksichtigt wird. Für eine bessere Dichtung wird in einer weiterentwickelten Version noch eine Zwischenschicht aus Silberpaste aufgetragen, sodass der Einpressvorgang erleichtert wird und zudem die Abdichtung im Betrieb verbessert wird. Mit einem so ausgeführten Zylindergehäuse können aussagekräftige Messungen über das Ölverhalten im Bereich der Kolbengruppe aufgenommen werden. [29]

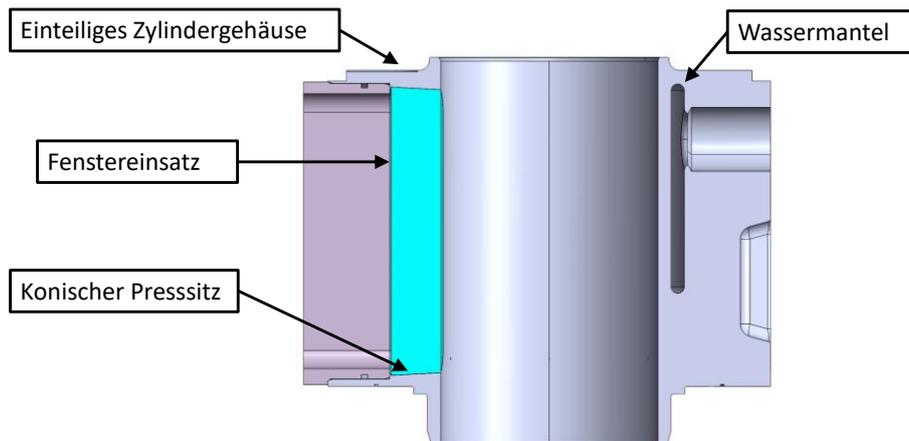


Abbildung 12: Konischer Presssitz zur Befestigung des Saphirkörpers

2.6 Forschungsbedarf

Für ein Erreichen der bereits zu Beginn der Arbeit vorgestellten Ziele mit Hinblick auf Klimaneutralität und Schadstoffreduktion sind neben konventionellen Optimierungen im Ölhaushalt eines Motors und speziell in der Kolbengruppe auch neue Ansätze nötig. Die vorgestellten vorangegangenen Arbeiten zur Untersuchung der Vorgänge in der Kolbengruppe lassen bereits ein grundsätzliches Verständnis darüber zu.

So konnte der Zielkonflikt zwischen Motorreibung und Ölemission noch nicht aufgelöst werden. Auch der anhaltende Trend zu höheren Mitteldrücken steigert zusammen mit dem gewünschten Einsatz regenerativer Kraftstoffe wie Wasserstoff die Neigung zu Verbrennungsanomalien, welche durch Öltropfen ausgelöst werden können. Zuletzt sinken die zulässigen Partikelemissionen der Fahrzeuge weiter und müssen auch in Kennfeldbereichen eingehalten werden, die außerhalb des Optimierungsbereichs der Bauteile liegen.

Für den nächsten Schritt zielgeführter Verbesserungen muss das über Jahre angesammelte Wissen über den Ölhaushalt unter Einsatz weiterentwickelter Messtechnik weiter vertieft werden, um daraus konstruktive Änderungen abzuleiten. Die untersuchten Betriebspunkte sollen dabei möglichst realitätsnah sein. Daraus lassen sich folgende Anforderungen zusammenfassen:

- Vorangegangene Arbeiten deuten darauf hin, dass die Ölemission stark betriebspunkt- und zeitabhängig ist. Dieses Verhalten soll weiter untersucht werden
- Es soll zur Untersuchung ein optisch zugänglicher Motor mit vertikalem Fenster verwendet werden, da dieser durch die zweidimensionale Visualisierung aussagekräftige und anschauliche Ergebnisse in geschleppten und gefeuerten Betriebsbereichen liefern kann.

- Diese Untersuchungen müssen mit reproduzierbaren Messsystemen aufgenommen werden. Die Haltbarkeit des Messsystems im speziellen des optischen Zugangs soll im Hinblick auf seine Standzeit sichergestellt werden.
- Die messbaren Betriebspunkte müssen realitätsnahen Betriebspunkten entsprechen. Aus diesem Grund soll das Messsystem in der Lage sein, einen Betrieb bis 12 bar Mitteldruck zuverlässig zu ermöglichen.
- Nach Identifikation und vertiefter Untersuchung betriebspunktabhängiger, durch das Kolbenringpaket hervorgerufener Ölemissionen, soll eine konstruktive Änderung im Tribologiesystem entwickelt und getestet werden. Ziel der Änderung ist eine Verringerung des Öleintrags durch das Kolbenringpaket in den Brennraum des Motors.
- Diese konstruktive Änderung soll ein schaltbares Element enthalten, um für Betriebsbereiche anpassbar zu sein.
- Die Effektivität dieser Änderung soll mithilfe optischer Messtechnik untersucht werden.
- Der Einsatz dieser Änderung in Serienmotoren soll geprüft und evaluiert werden.

Im Folgenden wird zunächst ein Überblick des verwendeten Versuchsaufbaus gegeben. Dieser umfasst den Forschungsmotor, die Weiterentwicklung des Zylindergehäuses mit eingesetztem optischem Fenster sowie die zur Gewinnung der Messdaten verwendete optische Messtechnik. Nach Vorstellung der Messdaten und der daraus abgeleiteten Ergebnisse wird auf den Aufbau eines Zylindergehäuses eingegangen, welches nach Ergebnissen der Arbeit mit Zugangskanälen versehen wurde, die eine Steuerung des Ölhaushalts ermöglichen. Die mit dieser Technik gewonnenen Ergebnisse werden vorgestellt und die Funktion der Kanäle analysiert und bewertet. Abschließend wird eine mögliche Übertragbarkeit und Nutzen der Kanäle in Serienmotoren evaluiert

3 Methode

In diesem Kapitel wird zuerst der Basismotor und dessen Peripherie beschrieben, die für die Messungen und Entwicklungen im Rahmen der Arbeit genutzt wurden. Besonders wird auf die Weiterentwicklung des Zylindergehäuses und dessen eingesetztes optisches Fenster eingegangen. Anschließend werden die verschiedenen verwendeten Messtechniken und Schritte der Datenverarbeitung vorgestellt.

3.1 Versuchsmotor

Der zur Aufnahme der Versuche verwendete Einzylinder-Forschungsmotor entstammt mehrerer Entwicklungsschritte vorangegangener Projekte und Doktorarbeiten [48, 49, 55, 56, 58, 59, 88, 101–103]. Ursprünglich wurde dieser zur Beobachtung des Kolbenring-Öltransports (KRÖT) aufgebaut. Die Geometrische Basis von Bohrung Kolbengruppe, Pleuel, Brennraum, sowie Ansaug- und Auspuffkanälen stellt der EA888 von Audi dar, der innerhalb des Volkswagenkonzerns von Kleinwägen bis hin zu Oberklassefahrzeugen seit 2007 Verwendung findet. Tabelle zeigt die Daten des Forschungsmotors:

Tabelle 1: Spezifikationen des optischen Versuchsmotors

Basismotor	VW EA888 GEN 2
Hubraum	463.04 cc
Hub	86.6 mm
Bohrung	82.5 mm
Verdichtungsverhältnis	9.7:1
Anzahl der Ventile	4
Injektor	Saugrohreinspritzung
Zündkerze	Bosch ZRG6STE2
Kraftstoff	RON 95 E5

Für den Einsatz als Forschungsmotor wird aus dem Vollmotor nur ein Zylinder verwendet. Für einen vibrationsarmen Betrieb ist der Motor mit einem Massenausgleich in 1. und 2. Ordnung ausgestattet und fest mit dem Maschinenbett verschraubt. Dieses beinhaltet auch die optischen Komponenten, sodass der Einfluss von Motorvibrationen auf die optischen Aufnahmen bestmöglich vermieden werden kann. Der Motor ist ferner ausgestattet mit einer schaltbaren Kolbenkühlöse, sodass deren Einfluss untersucht werden kann.

Der Motor verfügt über ein Trockensumpfsystem mit einem für den Betrieb nötigen Mindestölvolumen von zwei Litern. Dieses besonders kleine System ist im Rahmen dieser Arbeit

entstanden, da der Einsatz der im späteren Verlauf vorgestellten Photochromiesstechnik und deren teure Farbstoffe nur so kosteneffizient darstellbar ist. Die nötigen Heiz- und Kühlfunktion übernimmt hier ein mit ungefärbtem Öl gefüllter Sekundärkreislauf. Im Primärkreislauf, welcher direkt am Motor mittels kurzer Leitungen montiert ist, befindet sich ein einzelner Wärmetauscher zur Ölkonditionierung. Ein Schema des Ölkreislaufs ist in Abbildung 13 gezeigt.

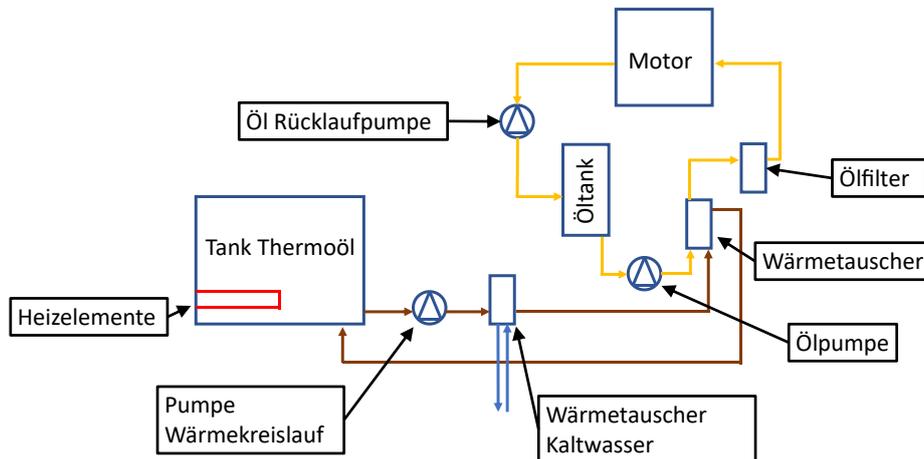


Abbildung 13: Schemazeichnung des Ölsystems mit reduziertem Fassungsvermögen

3.2 Zylindergehäuse mit optischem Zugang

Zentrales Herausstellungsmerkmal der aktuellen Ausbaustufe ist das Saphirfenster, welches sich im Bereich der Hemdmitte befindet. Durch die Konstruktion des Zylindergehäuses ist es so montierbar, dass der optische Zugang entweder auf der Druck- oder auf der Gegendruckseite liegt.

Der Aufbau der ersten Evolutionsstufen mit Saphirfenstern an diesem Motor ist beschrieben von Schaeffer et al [88]., die bereits geschleppte sowie gefeuerte Versuche an diesem Motor demonstrieren konnten. Hier wird nun auf den Aufbau des Zylindergehäuses eingegangen, auf dessen grundsätzlichen Überlegungen für die Weiterentwicklung des optischen Zugangs aufgebaut wurde. Zum Zeitpunkt des Beginns der Arbeit wurden mit dem in Abbildung 14 gezeigten Zylindergehäuse zuverlässig 6 bar Mitteldruck erreicht [29].

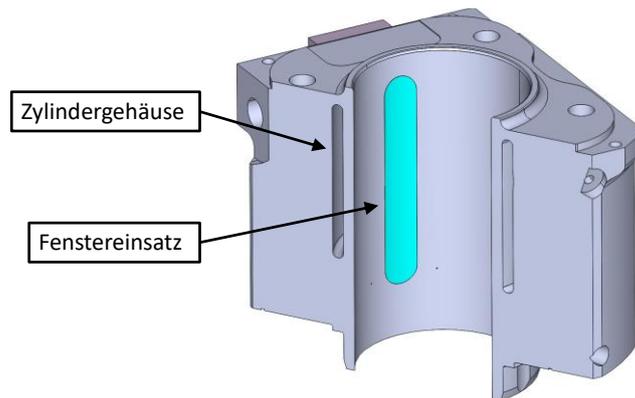


Abbildung 14: Aufbau des optisch zugänglichen Zylindergehäuses

Nach einiger Betriebszeit bei leicht höheren Mitteldrücken zeigte sich jedoch eine Undichtigkeit im Presssitz zwischen Fenster und dem Zylindergehäuse. Selbst ein erweiterter Presssitz mit höherer Überdeckung konnte den auftretenden Kräften nicht standhalten und das Glas wies nach einiger Betriebszeit einen Überstand in das Zylindergehäuse im Bereich 10-20 µm auf und es kam zum Bruch des Glases im Betrieb. Besonders im Bereich der oberen Rundung des Saphirfensters schien durch die entstandene Verschiebung ein Kanal für Öl und Gase geöffnet worden zu sein, die bei gefeuertem Betrieb und entsprechenden Brennraumdrücken nach außen gedrückt wurden. Das Schadensbild ist in Abbildung 15 zu sehen.



Abbildung 15: Schadensbild des konischen Presssitzes nach Überbelastung

Für einen zuverlässigen Betrieb bei höheren Mitteldrücken ist demnach eine Verbesserung des optischen Fensters nötig. Grundsätzliches Ziel für diese Verbesserungen sind eine höhere Standfestigkeit im gefeuerten Betrieb und die Möglichkeit Messungen bei höheren Mitteldrücken durchführen zu können. Ziel ist es, dauerhaft standfest das Lastmaximum von 12 bar indiziertem Mitteldruck des saugmotorischen Basismotors nutzen zu können, wobei eine Haltbarkeit des optischen Zugangs von mehreren hundert Motorbetriebsstunden gefordert ist, um die zuverlässige Vermessung von Komponenten mit dem gleichen Versuchsaufbau zu ermöglichen.

Die lastgerechte Konstruktion des Zylindergehäuses selbst, das für den Einbau eines optischen Zugangs optimiert wurde, kann in großen Teilen übernommen werden. Diese grundlegenden Überlegungen sind von Schaeffer et al. [88] beschrieben. Das Zylindergehäuse ist einteilig gegossen, sodass keine Verschiebungen zwischen Laufbuchse und dem Gehäuse selbst im Betrieb zu erwarten sind. Durch die Verwendung eines O-Rings als Zylinderkopfdichtung können die Aufspannkräfte der Zylinderkopfschrauben und Verzüge des Zylinders deutlich reduziert werden. Durch eine Ausfräsung über dem Bereich des optischen Fensters ist dieses nahezu entkoppelt von Spannungen durch Zusammenbau des Motors.

Nach vorangegangenen Überlegungen wird die Möglichkeit untersucht, den Pressverband mittels eines Klebstoffs zu unterstützen. Damit der Klebstoff bei Betriebstemperatur vorgespannt ist und somit nur Druckkräfte übertragen muss, wird eine Verklebung bei höheren Temperaturen als die Einsatztemperatur angestrebt. Durch die Verklebung kann im Vergleich zu einem reinen Pressverband auf eine höhere Überdeckung von Fenster und Zylindergehäuse im Betriebszustand verzichtet werden.

Für die Verklebung des Saphirwerkstoffs und des Metalls des Zylindergehäuses muss ein geeigneter Klebstoff gefunden werden. Es existieren bei Herstellern solcher Klebstoffe wenig Informationen über die Eignung der Produkte für eine Klebeverbindung mit dem Saphirwerkstoff des optischen Zugangs. Für die Auswahl eines passenden Klebstoffs werden deshalb eine Reihe Testklebungen für Zug- und Scherbelastungen an einem Testkörper durchgeführt. Ein geeigneter Klebstoff, welcher zur Gruppe der Methacrylatester gehört, zeigt in diesen Versuchen die besten Ergebnisse und wird weiter für den Versuchsaufbau verwendet. Diese Klebstoffe zeichnen sich außerdem durch ihre anaerobe Aushärtung aus. Das hat den Vorteil, dass die Aushärtung erst im gefügten Zustand beginnt und somit eine gute Benetzung der Klebeflächen und die anschließende Positionierung des Fensters ohne Zeitdruck sichergestellt und kontrolliert werden kann.

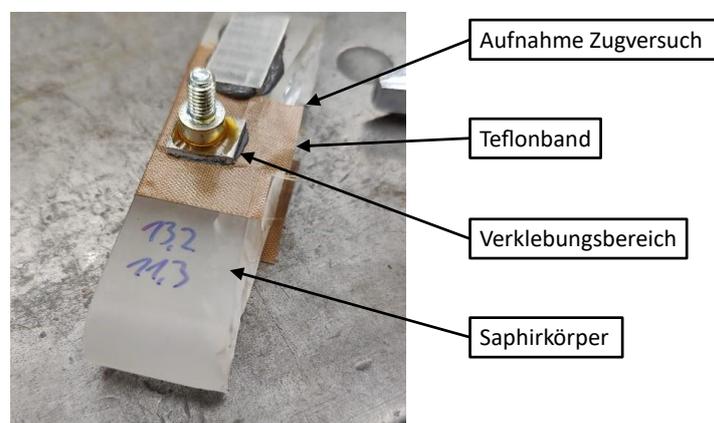


Abbildung 16: Aufbau des Verklebungsversuchs

Für die Auslegung der Klebeflächen und des Klebespalts werden mehrere Anforderungen berücksichtigt. Der Klebespalt sollte eine Angleichung beider Oberflächen ermöglichen, sodass keine Rauheitsspitzen von Fenster oder Zylindergehäuse direkten Kontakt haben. Eine gewisse Oberflächenrauheit ist für eine gute Adhäsion jedoch förderlich. Ein zu großer Klebespalt verschlechtert die gleichmäßige Positionierung des Fensters im Zylindergehäuse und verlängert die Aushärtezeit. Der Klebstoff ist prinzipbedingt auch dem Brennraum und damit der Flamme direkt ausgesetzt. Ein möglichst kleiner Klebespalt verringert hierbei die vom Klebstoff aufgenommene Energie und ermöglicht eine einfachere Kühlung über den Wassermantel im Zylindergehäuse. Unter diesen Gesichtspunkten wird eine Oberflächenrauheit von Rz 6 und ein Klebespalt von 50 µm angestrebt.

Um diesen Klebespalt gleichmäßig einhalten zu können, muss die Tasche für den Saphirkörper an diesen angepasst werden. Das Fenster wird wie bei den vorangegangenen Versionen aus einem technischen Saphir geschliffen. Anschließend wird es mittels optischer Messtechnik auf Abweichungen zur Idealform vermessen. Das hat im Gegensatz zu einer Vermessung mittels eines Koordinatentasters den Vorteil eines deutlich kleineren Abtastrasters, sodass sich direkt dreidimensionale Oberflächendateien exportieren lassen, mit denen weitergearbeitet werden kann. Der Aufbau während der Vermessung ist in Abbildung 17 gezeigt.

Das Fenster liegt auf einem rotierenden Messtisch mit kalibriertem Muster. Für ein besseres Kontrastverhältnis ist es mit einer matten Kreideschicht lackiert. Nach mehreren Durchgängen bei denen Bilder aus verschiedenen Blickwinkeln aufgenommen werden, ist die Messung abgeschlossen. Abbildung zeigt das Ergebnis einer solchen Vermessung für ein verwendetes Fenster.

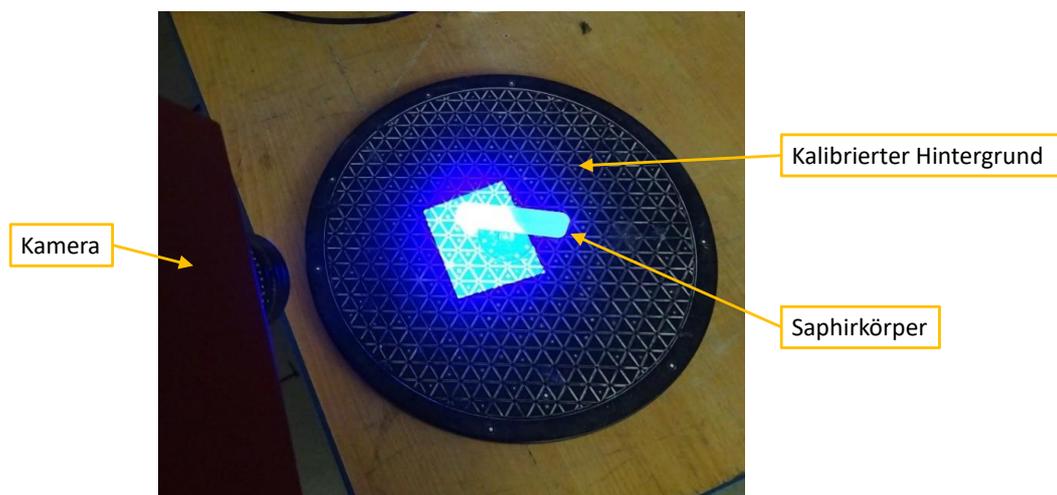


Abbildung 17: Optische Vermessung des Saphirkörpers auf Fertigungstoleranzen

Das in Abbildung 18 gezeigte Ergebnis der Vermessung unterstreicht die Notwendigkeit einer direkten Anpassung von Fenster zu Fenstertasche. Speziell im hochbelasteten Bereich der Rundungen an beiden Enden des Fensters weicht die Form deutlich ab, das Fenster ist in diesem Fall insgesamt 0,37 mm zu kurz. Zusätzlich ist eine Schiefstellung, sowie Verdrehung der Seitenfläche erkennbar.

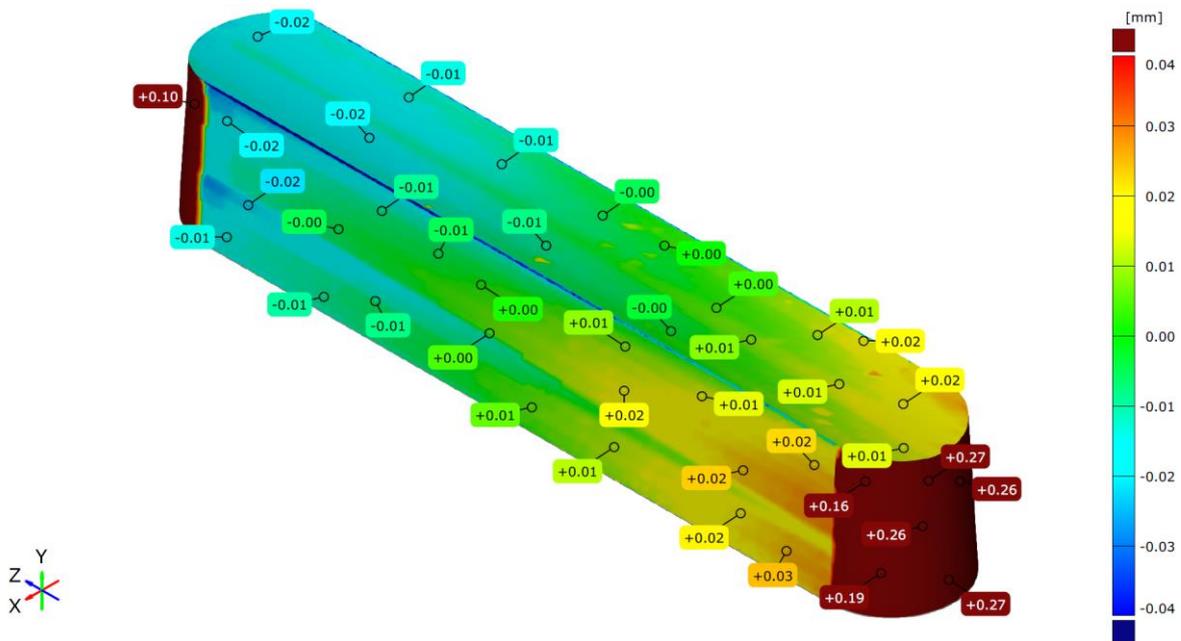


Abbildung 18: Abweichung der gemessenen Kontur zur Idealform des Saphirköpers

Im nächsten Schritt wird die aus dem Messprozess exportierte Geometriedatei in einer Thermo-simulation virtuell auf die Verklebungstemperatur von 120°C aufgeheizt. Zusätzlich wird in einer weiteren Thermo-simulation das Zylindergehäuse ebenfalls auf diese Temperatur aufgeheizt. Die daraus entstandenen Geometrien werden exportiert, sodass anschließend die Geometrie des aufgeheizten Fensters aus der Geometrie des aufgeheizten Zylindergehäuses entfernt werden kann. Die daraus entstandene neue Geometrie des Zylindergehäuses mit ausgeschnittener Kontur des Glasfensters wird daraufhin wieder auf Raumtemperatur abgekühlt. Danach werden im Simulationsprozess entstandene nicht fräsbare Artefakte wie zum Beispiel Hinterschnitte be-reinigt. Man erhält dann im Bereich des Glasfensters eine Geometrie, die bei Raumtemperatur gefräst werden kann und im warmen Verklebungszustand unter Berücksichtigung der thermi-schen Verzüge des Zylindergehäuses ringsum einen Klebspalt von 0,05 mm aufweist.

Der Verklebungsprozess besteht aus mehreren Teilen. Zuerst werden Zylindergehäuse und Fenster gründlich gereinigt. Danach wird das Zylindergehäuse auf die Zieltemperatur aufge-wärmt. Die Klebeflächen werden daraufhin mit Klebstoff bestrichen und das Glas zügig und

zentrisch in die Glastasche eingeführt. Um diesen Vorgang zu erleichtern, wird auf das Fenster eine Einführhilfe fixiert. Wenn das Glas in Position ist, wird der Verbund im Ofen 24 Stunden ausgehärtet. Der Klebespalt wird so nicht vor dem Aushärten auf Druck belastet, was zu einer Verkleinerung unter das geplante Maß führen würde. Abbildung 19 zeigt den Moment des Einklebens mit aufgesetzter Einführhilfe. Das Glas wird dabei von oben mit leichtem Druck gegen in die Bohrung eingesetzte Kolbenringe gedrückt, welche ein bündiges Abschließen des Fensters mit der restlichen Bohrung ermöglichen.

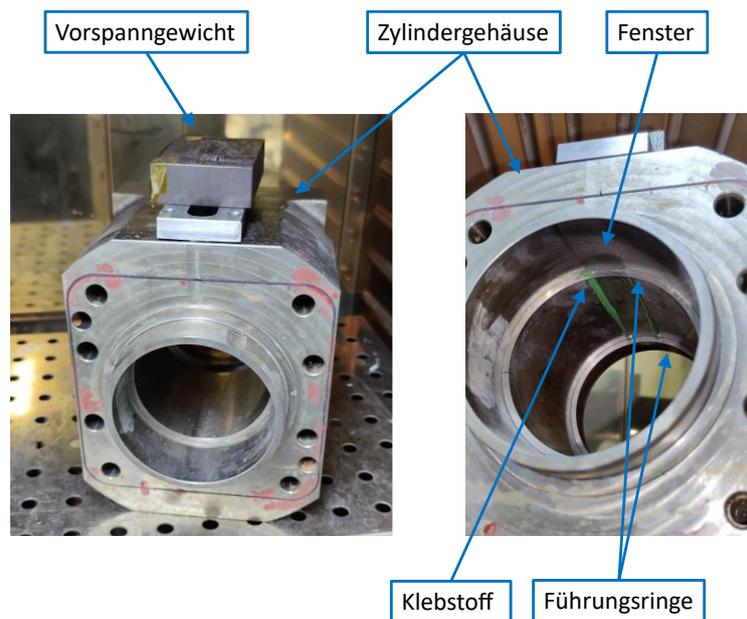


Abbildung 19: Verklebung des Saphirkörpers

Nachdem die Klebeschicht ihre Endfestigkeit erreicht hat, kann überschüssiger Klebstoff mit einem Tuch entfernt werden. Durch die anaerobe Aushärtung des Klebstoffs, bleibt dieser an allen Stellen außerhalb des Klebespalts flüssig. Anschließend wird der Glashalter auf das noch warme Bauteil aufgeschraubt. So kann schon eine leichte Vorspannung des Glases in Richtung Brennraum eingestellt werden. Diesem Zustand folgt der Honprozess, welche als Plateauhonung ausgelegt ist. In Abbildung 20 ist die Oberflächentopologie des Fensters, aufgenommen mit einem Fokalmikroskop, gezeigt. Deutlich erkennbar ist der eingestellte Honwinkel von 30° .

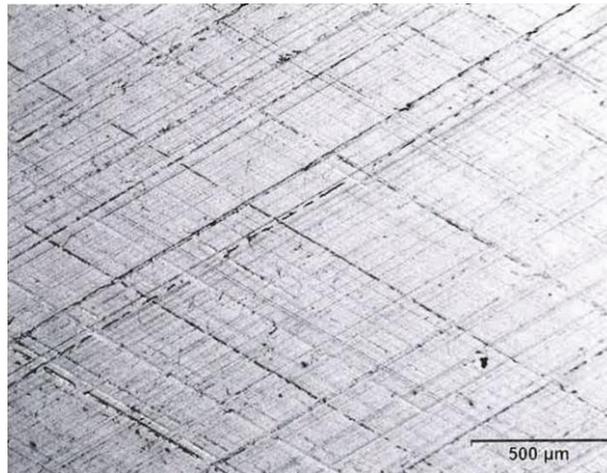


Abbildung 20: Honbild der Lauffläche am Saphirkörper

Nach erfolgter Honung folgt eine Vermessung des Zylinders mittels einer Koordinatenmessmaschine. In Abbildung 21 ist die Abweichung von der idealen Zylinderform für einen horizontalen Schnitt auf mittlerer Höhe der Zylinderhochachse dargestellt. Zusätzliche Schnitte befinden sich im Anhang. Die Winkelangaben sind zum Fenster ausgerichtet, ein Winkel von 0° entspricht also der Fenstermittelachse. Zu sehen ist, dass die stärkste Abweichung von der Zylinderform an den Rändern des Fensters zu finden sind, sich jedoch noch innerhalb einer Toleranz von $\pm 5 \mu\text{m}$.

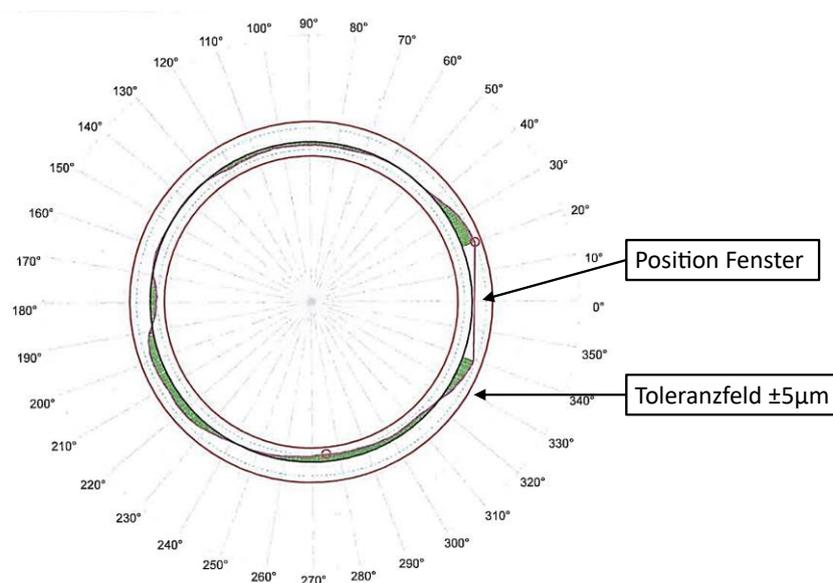


Abbildung 21: Abweichung von der idealen Zylinderform in der Mitte der Laufbuchse

3.3 Messtechnik

Der Versuchsmotor verfügt über umfangreiche Messtechnik, über die der genaue Betriebszustand des Motors ermittelt und Messdaten aufgenommen werden können. Um Kenntnis über den aktuellen Betriebszustand des Motors zu erhalten, werden Informationen über Drehzahl, aktueller Winkel der Kurbelwelle und abgegebenes Moment sowie diverse Temperaturen und Drücke aufgezeichnet und für die spätere Auswertung abgespeichert. Mit Hilfe dieser Messgrößen erhält man präzise Kenntnis über den aktuellen Motorbetriebszustand und kann somit die vom optischen Messsystem gewonnenen Erkenntnisse in Relation dazu setzen.

Das optische Messsystem dient der Gewinnung von optischen Daten aus dem Motor mit Fokus auf den Bereich der Laubuchse. Im Verlauf der Arbeit wurden dabei zwei optische Messsysteme verwendet, die auf dem Prinzip der laserinduzierten Fluoreszenz und der Photochromie basieren.

3.3.1 Optischer Aufbau für Laserinduzierte Fluoreszenz

Die Messtechnik mittels laserinduzierter Fluoreszenz basiert auf der Anregung eines Farbstoffs (Tracer) mittels einer Lichtquelle. Der Farbstoff wiederum gibt Licht mit einer anderen Wellenlänge ab und sich dadurch von der Anregung unterscheiden lässt.

Die nötigen physikalischen Zusammenhänge zur Fluoreszenz sind gut von Valeur [104] und im speziellen zur Anwendung zur Diagnose von Ölschichtdicken im Verbrennungsmotor von Wigger [62] und Schaeffer [29] zusammengefasst. Die Entwicklung der optischen Messtechnik steht nicht im Fokus dieser Arbeit. Aus diesem Grund wird hier eine auf die Anwendung orientierte Zusammenfassung gegeben.

Grundlagen

Durch die Anregung mit Licht werden die Elektronen der Moleküle eines dem Öl zugemischten Farbstoffs auf ein höheres energetisches Niveau gehoben und kehren nach kurzer Zeit unter Emission von Fluoreszenzlicht auf das Grundniveau zurück. Diese Emission erfolgt bei einer längeren Wellenlänge als die Absorption, was als Stokes-Verschiebung bekannt ist und die Trennung von Anregungs- und Emissionswellenlängen mittels optischer Filter ermöglicht.

Neben dem Vorgang der Fluoreszenzemission ist es auch möglich, dass Übergänge ohne Emission von Strahlung auftreten. So wird die sogenannte Quantenausbeute der Fluoreszenz verringert. Diese Übergänge, bekannt als Internal Conversion und Intersystem Crossing, beeinträchtigen die Effizienz, indem sie die Energie ohne Lichtemission dissipieren. Die

Quantenausbeute ist also das Verhältnis von emittierten zu absorbierten Lichtquanten und wird durch solche Prozesse ohne Abgabe von Fluoreszenzlicht und durch Quenching-Effekte reduziert. Quenching bezeichnet die Energieübertragung von einem Fluoreszenzmolekül zu einem anderen Molekül, welches als Quencher bezeichnet wird. Dies führt ebenfalls zu einer Verringerung der Intensität des abgegebenen Fluoreszenzlichts. Hierbei wird zwischen dynamischem Quenching, welches mit der Konzentration des Quenchers zunimmt, und statischem Quenching unterschieden, bei dem sich ein nicht-fluoreszierender Komplex bildet. Die Effizienz der Fluoreszenz kann durch solche Wechselwirkungen sowie durch äußere Bedingungen wie die Temperatur beeinflusst werden.

Anwendung der LIF-Technik zur Untersuchung des Öltransports

Für den Einsatz zur Visualisierung von Schmieröl in einem Verbrennungsmotor kann in erster Näherung ein linearer Zusammenhang zwischen der Intensität des auf den Ölfilm auftretenden Anregungslichts und der Intensität der Fluoreszenzemission angenommen werden [29, 62, 89].

Basierend auf früheren Arbeiten wird als Farbstoff Rhodamin 640 [105] verwendet. Die Lichtquelle für die Anregung ist hierbei ein Laser, da dieser prinzipbedingt mit einer Wellenlänge anregt. Die Zeitdauer des Anregungsimpulses ist dabei ebenfalls klein, was bei schnell bewegten Teilen wie dem Kolben einer möglichen Bewegungsunschärfe entgegenwirkt. Der verwendete Laser ist in diesem Fall ein ND:Yag-Laser. Dieser wird in der 2. harmonischen Frequenz betrieben, sodass die emittierte Frequenz 532 nm beträgt. Ein Dichroider-Spiegel trennt diese beiden Lichtfrequenzen, sodass nur vom Farbstoff abgegebenes Licht von einer Kamera aufgenommen wird. Eine schematische Darstellung ist in Abbildung 22 gezeigt.

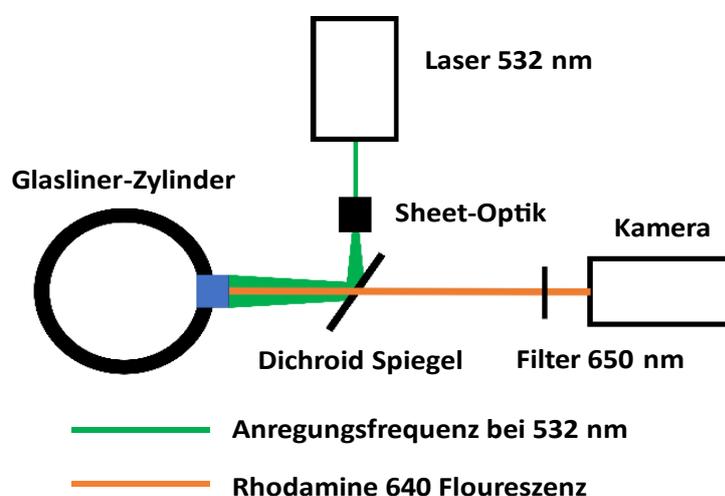


Abbildung 22: Schemadarstellung des LIF-Aufbaus

3.3.2 Kalibrierung

Die Kalibrierung der LIF-Messtechnik ist zentral nötiger Bestandteil für aussagekräftige Ergebnisse. Der genannte lineare Zusammenhang zwischen der Schichtdicke des beleuchteten Öls und der an der Kamera gemessenen Lichtintensität ist stark vereinfacht. Im Zuge realer Messungen sind eine Reihe an Einflussfaktoren zu beachten und gegeben falls durch Berechnung oder Kalibration zu kompensieren. Eine Kalibration für den hier gezeigten Messaufbau umfasst folgende Elemente:

- Nullbildkorrektur
- Kalibration der Farbstoffreaktivität
- Kalibration des Reflexionsgrades
- Kalibration der Stärke und Verteilung der Anregung

Die Kalibration erfolgt in zwei Stufen. Die Erste ist die Nullbildkorrektur. Diese kompensiert gemessene LIF-Intensität, welche ohne vorhandene Messgröße, in diesem Fall gefärbtem Schmieröl, gemessen wird. Dass eine Intensität auch ohne Schmierfilm gemessen wird, liegt beispielsweise daran, dass Filterelemente zur Entfernung der Anregungsfrequenz nicht perfekt arbeiten und die Anregungsfrequenz schwach, aber messbar auch den Bildsensor der Kamera erreicht. Für diese Korrektur wird ein Bild mit normaler Beleuchtung, jedoch mit vom Schmieröl gereinigten Zylindergehäuse aufgenommen. Dieses wird von allen weiteren Bildern abgezogen, sodass ausschließlich das aus dem Schmieröl stammende LIF-Signal für die Untersuchung berücksichtigt wird.

Der zweite Schritt dient der Korrelation zwischen Lichtintensität und Schichtdicke unter Berücksichtigung der Farbstoffreaktivität, des Reflexionsgrades und der Beleuchtungsstärke und -verteilung. Die Farbstoffreaktivität ist die Größe, wie hoch LIF-Intensität eines bestimmten Volumens an gefärbtem Öl bei einer bestimmten Anregungsintensität ist. Diese ist im verwendeten Messaufbau maßgeblich abhängig von der Konzentration an gelöstem Farbstoff im Schmieröl.

Der Reflexionsgrad ist gegeben durch die Oberfläche im Lichtpfad hinter der Ölschicht. Bei hohen Reflexionsgraden wird die Ölschicht mit nahezu unveränderter Intensität durch die Reflexion der Anregung an der Materialoberfläche doppelt durchlaufen. Dadurch wird das Öl doppelt angeregt, was entsprechend die gemessene LIF-Intensität entsprechend ebenfalls nahezu verdoppelt. Im Falle eines sehr niedrigen Reflexionsgrades wird analog die Ölschicht nur einfach durchlaufen und die Anregung in der Oberfläche absorbiert oder in eine andere Richtung umgelenkt.

Durch den linearen Zusammenhang zwischen Intensität der Anregung und der Intensität des LIF-Signals muss diese ebenfalls in der Kalibrierung berücksichtigt werden. Durch die Erzeugung einer Beleuchtungsfläche durch eine Kombination aus einer Zylinderlinse und einer Kollimator-Optik entsteht sowohl in X-, als auch in Y-Richtung eine Intensitätsverteilung innerhalb der Beleuchtung, der einer Gauß-Verteilung folgt, und deren Einfluss berücksichtigt werden muss.

Für diesen Kalibrierschritt wird ein speziell für diesen Zweck entworfenes Kalibriergerät verwendet. Dieses ist in Abbildung 23 gezeigt und besteht aus einem Basiselement und Einsätzen. Beide Elemente verfügen an der Frontfläche über einen Radius, der leicht kleiner als der der Zylinderbohrung ist. Die beiden Elemente lassen sich ineinanderstecken, wobei die Konstruktion den Zylinder des Motors ausfüllt. Das Basiselement verfügt über vier Druckzylinder, welche in der Lage sind, den Einsatz und das Basiselement auseinander zu spreizen und somit den Einsatz gleichmäßig gegen die Oberfläche des optischen Fensters zu drücken. Die Verwendung des Kalibriergeräts ist in Abbildung 24 gezeigt.

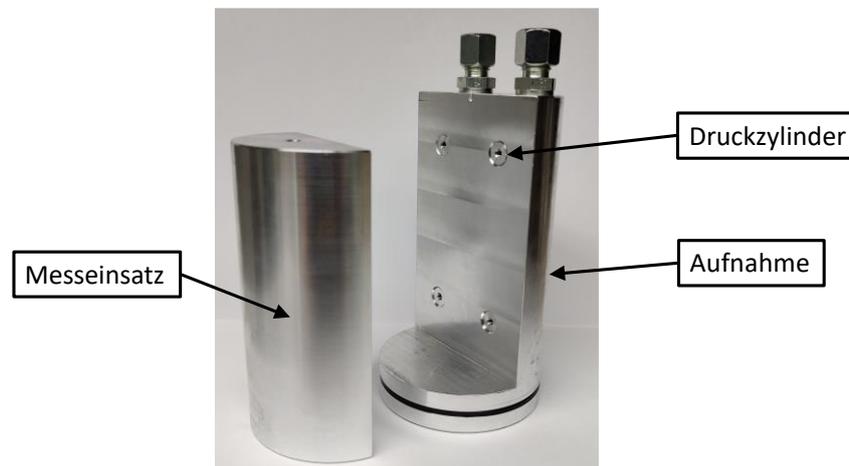


Abbildung 23: Kalibrierwerkzeug mit Messeinsatz

Für den Kalibriervorgang wird das Kalibrierwerkzeug in den betriebswarmen Zylinder des Motors eingeführt. In mehreren Schritten werden Präzisionsbleche zwischen einen passenden Einsatz und die Zylinderwand gelegt und der Zylinder mit dem gefärbten Schmieröl geflutet. Daraufhin wird die Druckluftversorgung an das Werkzeug angeschlossen, sodass über die Druckzylinder der Einsatz gegen die Zylinderwand und damit in Richtung der Frontfläche des optischen Fensters gedrückt wird. Dabei stellt sich zwischen dem Einsatz und dem Fenster ein Spalt aus Schmieröl ein, welcher der Dicke des untergelegten Bleches entspricht. Es folgt eine Wartezeit, die gewährleistet, dass der Einsatz des Kalibriergeräts auch bei sehr kleinen Schmierfilmen überschüssiges Öl verdrängen kann. Durch die Verwendung von mehreren Luftzylindern zur Erzeugung der nötigen Anpresskraft, schmiegt sich der Einsatz gleichmäßig an die

Unterlegbleche und die Zylinderform an, ohne zu verspannen. Anschließend können Bilder des Schmierfilms mit diesem Messaufbau aufgenommen werden. Die gewonnenen Daten enthalten somit für jeden Pixel des Kalibrierbildes eine LIF-Intensität bei einem bestimmten Schmierspalt. Über die Berechnung aus mehreren Kalibrierbildern, aufgenommen mit Schmierspalt verschiedener Dicke, lässt sich in einem Schritt und pixelspezifisch eine Kalibrierkurve errechnen, um die LIF-Intensität in eine Schichtdickeninformation zu überführen.

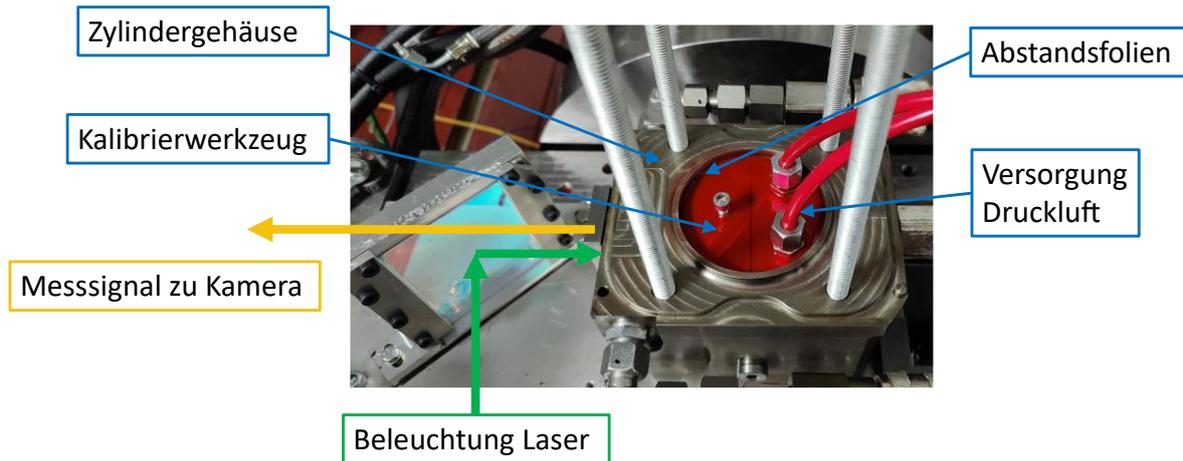


Abbildung 24: Kalibriervorgang am Motor mit Kalibrierwerkzeug

Diese Kalibrierkurve ist idealerweise eine Gerade, die die Y-Achse in der Höhe der errechneten Nullbildintensität schneidet und als Steigung eine Mischwert aus Farbstoffreaktivität, Reflexionsgrad und Anregungsintensität und -verteilung beinhaltet. Abbildung 25 zeigt beispielhaft ein Kalibrierbild, sowie eine typische ideale und eine gemessene Kalibrierkurve.

Es zeigt sich der erwartete nahezu lineare Zusammenhang zwischen eingestellter Schichtdicke und gemessener LIF-Intensität. Für sehr kleine Schichtdicken weicht dieser Zusammenhang jedoch immer stärker von der Idealform ab. In diesem Wertebereich zeigt sich eine Annäherung an einen Wert, welcher deutlich über dem des Nullbildes liegt. Dies liegt daran, dass es mit sinkendem Abstand deutlich schwieriger wird, den Abstand zwischen dem Kalibrierwerkzeug und der Oberfläche des optischen Fensters korrekt einzustellen. Die Tiefen der Oberflächenrauheit führt zu Ölvolumen, die sich selbst bei anliegendem Einsatz des Kalibrierelements an der Zylinderwand nicht verdrängen lassen und bei Anregung ein LIF-Signal erzeugen. Dies entspricht allerdings auch dem Verhalten des Kolbens und dessen Oberflächenrauheit und wird deshalb nicht als Fehler identifiziert. Der gesamte Prüfstands Aufbau mit dem optischen Pfad des LIF-Aufbaus ist in Abbildung 26 gezeigt.

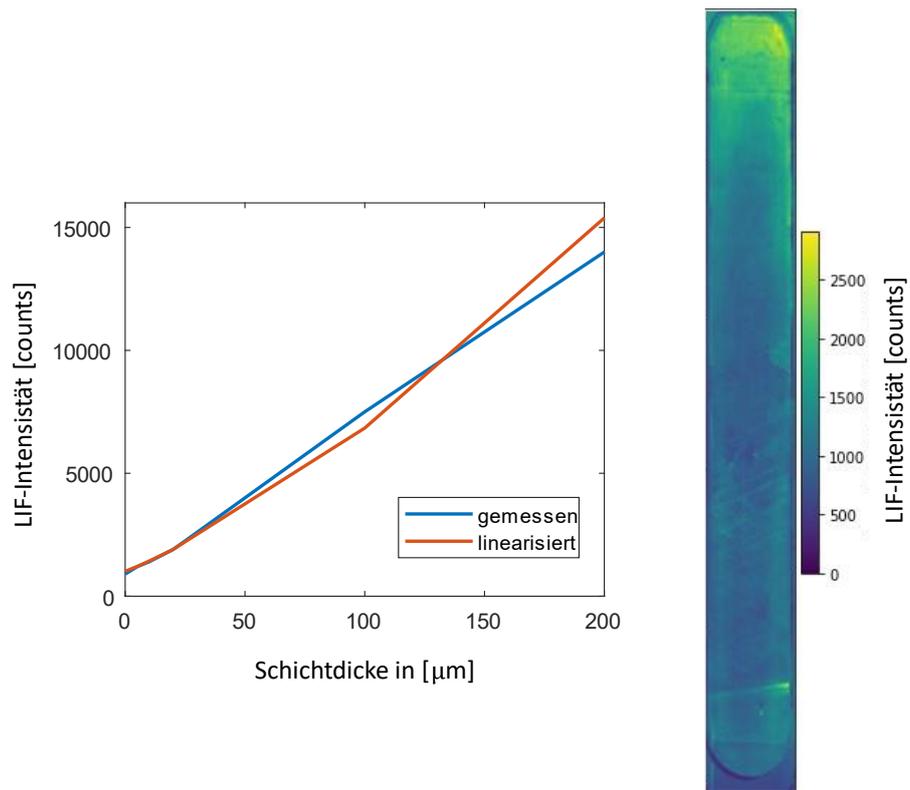


Abbildung 25: Kalibrierbild bei 20 µm und daraus errechnete Kalibrierkurven

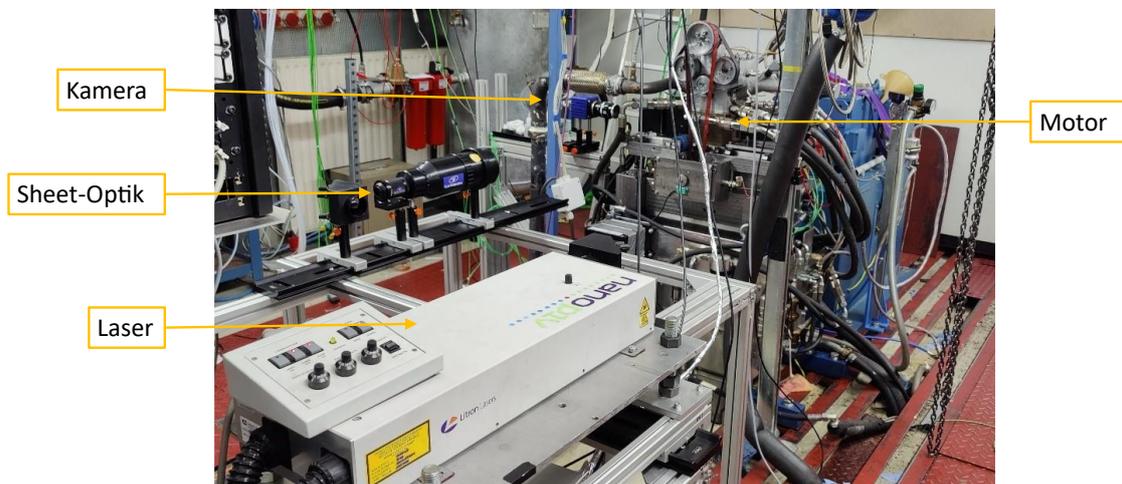


Abbildung 26: Bild des Motors mit LIF-Versuchsaufbau

3.3.3 Datenverarbeitung

Die besprochenen mechanischen Entwicklungen des Zylindergehäuse haben das Ziel, die Standzeit des Versuchsträgers zu erhöhen und den möglichen Betriebsbereich zu erweitern. Beides führt dazu, dass generell eine höhere Menge an Bilddaten erzeugt werden kann. Aus diesem Grund macht es Sinn, eine erweiterte Auswertesoftware für die Verarbeitung der Messdaten zu entwickeln. Die Anforderungen an diese Software sind:

- Verwendung von Software, die keiner kommerziellen Lizenzierung unterliegen
- Effiziente Datenspeicherung, Vermeidung mehrfacher Datensätze durch Speicherung von Zwischenschritten
- Effiziente Datenverarbeitung, sodass nur die nötigsten Daten für eine gewünschte Berechnung verwendet werden.
- Möglichkeit zur Multi-Threading Arbeit, um die Rechenzeiten zu reduzieren.
- Die Anwendung der Software muss intuitiv und einfach sein, es dürfen nur gut dokumentierte Softwarebausteine verwendet werden
- Die Software soll einfach und betriebssystemunabhängig portiert werden können, sodass die Software einfach verteilt werden kann.
- Alle zur Auswertung benötigten Schritte sollen in einem Tool zusammengefasst werden. Die Bilddaten sollen unverarbeitet eingelesen werden, Diagramme und verarbeitete Bilder und Videos sollen ausgegeben werden. Dabei soll insbesondere der Kalibrierprozess im Funktionsumfang der Software enthalten sein.
- Eine einfache Darstellbarkeit der Bilddaten soll gewährleistet werden, sodass Unterschiede zwischen zu vergleichenden Datensätzen anschaulich und einfach erkannt werden können.

Das zusammen mit einer im Rahmen eines interdisziplinären Projekts entwickelte Tool erfüllt die Anforderungen vollumfänglich. Die Software basiert auf der Programmiersprache Python, welche kostenfrei auf allen Betriebssystemen genutzt werden kann. Über eingebundene Bibliotheken wie Numpy [106], Xarray [107] und die browserbasierte und damit erneut betriebssystemunabhängige Benutzeroberfläche Jupyter-Lab [108].

Für die Bearbeitung hoher Datenmengen ist ein effizientes Datenspeicherkonzept unabdingbar. Eine typische Vermessung eines Kennfeldes mit insgesamt 48 Betriebspunkten erzeugt 192.000 Bilder oder 288 Gigabyte an Bilddaten. Werden beispielsweise für eine Auswertung nur

4 Betriebspunkte verglichen, werden maximal 4000 Bilder verwendet, was etwa nur 2% und 6 Gigabyte entspricht. Die Problemstellung hierbei ist also, schnell und effizient die Zugriffsorte der korrekten Bilder zu finden und nur diese für die Auswertungsschritte zu verwenden. Weiterhin dürfen im Verlauf der Auswerteberechnungen keine Zwischenspeicherungen der gesamten Daten getätigt werden, um das Generieren überflüssiger Datenmengen zu vermeiden. Ein Dateisystem, das diese Voraussetzungen mitbringt ist das hier verwendete „zarr“ Format [109]. Es besteht aus hierarchisch aufgebauten Tensoren, in denen Daten gespeichert werden. Die Bilder sind darin in Gruppen, sogenannten „Chunks“, zusammengefasst. In diesem Fall wird eine Gruppierung von jeweils 25 Bildern verwendet. Durch die hierarchische Struktur kann mittels einer Indexierung schnell identifiziert werden, welches Bild in welchem Chunk gespeichert ist.

Anstatt die für die Auswertung notwendigen Berechnungen der Reihe nach durchzuführen, wird vom Programm für jedes Bild zuerst eine Liste an nötigen Verarbeitungen erstellt. Die eigentliche Rechenoperation findet jedoch nur und erst kurz vor einer Ausgabe des Programms wie zum Beispiel der Anzeige der berechneten Bilder in der eingebetteten Viewersoftware „Napari“ statt. Eine Rechenoperation wie beispielsweise die Kalibrierung kann für alle Bilder angewendet werden, wird jedoch nur für die in diesem Beispiel 4000 tatsächlich genutzten Bilder berechnet. Diese Vorgehensweise erleichtert den nötigen Programmieraufwand und die Rechenzeit.

3.3.4 Photochromie

Im Rahmen der für diese Arbeit getätigten Untersuchung kommt ein neuartiges optisches Messsystem zur Verwendung. Diese Messreihen werden in Kollaboration mit der Tokai Universität Tokio durchgeführt und sind bereits zum Teil vorveröffentlicht [100].

Das Messprinzip basiert auf einer photochromen Reaktion, die sich in einem Farbstoff auslösen lässt. Der in diesem Fall dem Öl zugesetzte Farbstoff kann mit Bestrahlung von Licht im ultravioletten Bereich zu einer Änderung seines Absorptionsverhaltens angeregt werden. Sichtbar wird das durch eine Änderung der beobachteten Farbe des Öls an der bestrahlten Stelle. Ein Bild, aufgenommen in der vom Farbstoff absorbierten Wellenlänge wird verglichen mit einem zum gleichen Zeitpunkt aufgenommenen Bild aller Wellenlängen. Der errechnete Unterschied beider Bilder lässt sich umrechnen in eine Verteilung des gefärbten Farbstoffs im Sichtbereich. Der Vorteil gegenüber der LIF-Technik ist die Möglichkeit, ein selbstgewähltes Ölvolumen mithilfe eines ultravioletten Lasers umzufärben und dann den Weg dieses Ölvolumens nachzuverfolgen. Der Nachteil dieser Technik ist jedoch eine geringere Schärfe der aufgenommenen Bilder durch Artefakte in der Auswertung.

Nachfolgende Abbildung 27 zeigt diese Farbveränderung nach partieller Beleuchtung durch eine UV-Lampe.

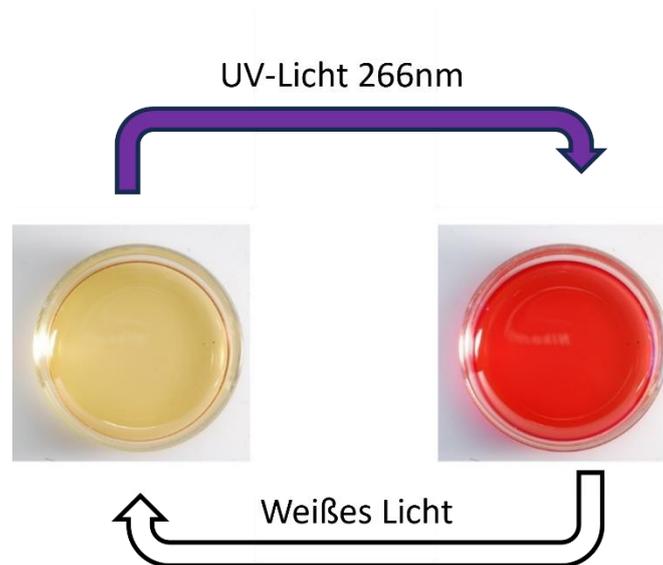


Abbildung 27: reversible Photochromiereaktion

Ein gezielter Einsatz der Umfärbung mit Hilfe eines geformten Laserstrahls ermöglicht beispielsweise die Umfärbung des Öls im Zwischenringbereich zwischen 2. und 3. Kolbenring. Da ausschließlich umgefärbtes Öl in den darauffolgenden Aufnahmen sichtbar ist, kann die Strömung und der Öltransport vorbei an den Kolbenringen sichtbar gemacht und vergleichend quantifiziert werden.

Die besondere Herausforderung bei der Verwendung dieser Technik ist der zur LIF-Technik umgekehrte Ansatz zur Detektion einer Absorption statt einer Emission. Der Farbstoff ist im Normalzustand nahezu transparent im sichtbaren Bereich und absorbiert nach Anregung einen bestimmten Wellenlängenbereich. Um Absorption in diesem Wellenlängenbereich zu detektieren und von breitbandiger Absorption zu unterscheiden, werden mittels eines Beam-Splitters zwei Bilder aufgenommen. Eines dieser zwei Bilder wird hinter einem Farbfilter aufgenommen, welcher den Absorptionsbereich des aktivierten Farbstoffs nicht transmittiert.

Das direkt aufgenommene Bild ohne Farbfilter enthält die Information aller Absorptionen wie beispielsweise durch den gefärbten Farbstoff, aber auch durch Geometrien oder Transmissionskurven des Fensters oder des ungefärbten Öls. Das andere Bild enthält alle diese Informationen bis auf die Absorption des aktivierten Farbstoffs. Vereinfacht zusammengefasst kann über die Bildung der Differenz der zwei Bilder die Information der Absorption des aktivierten Farbstoffs isoliert und auch quantifiziert werden. Abbildung 28 zeigt den Aufbau des Systems am optisch zugänglichen Motor für den Aufbau des Photochromie-Systems

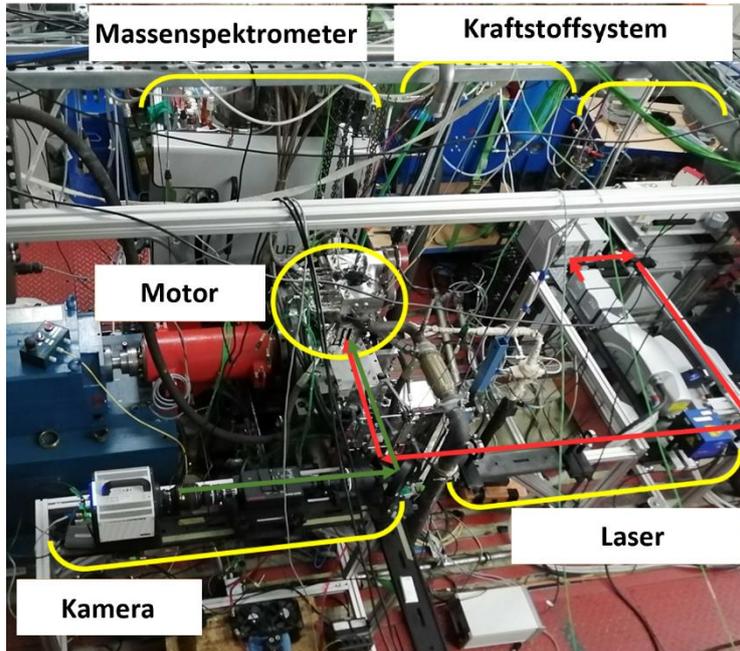


Abbildung 28: Bild des Motors mit Photochromie-Versuchsaufbau

4 Untersuchungen zur Ölströmung im Serienzustand

In diesem Kapitel wird eine Reihe an Untersuchungen durchgeführt, um darauf aufbauend eine Methode zur Reduktion von Schmierölverbrauch abzuleiten. Zuerst erfolgt der Leistungsnachweis über die Lastfähigkeit des Versuchsaufbaus sowie eine Bewertung dessen Dauerhaltbarkeit in Versuchen. Danach werden instationäre Versuche beschrieben, welche mit LIF- und Photochromie-Technik aufgenommen wurden. Das anschließende Zwischenfazit liefert die Basis für die Entwicklung der Zugänge im Zylindergehäuse im darauffolgenden Kapitel.

4.1 Vorversuche zur Belastbarkeit des Messsystems

Bereits nach kurzen Tests zeigte sich eine deutliche Verbesserung des Verbunds zwischen optischem Fenster und Zylindergehäuse. Die Motorbetriebszeit im Rahmen der für diese Arbeit entstandenen Untersuchungen beläuft sich in der Größenordnung 300-400 Stunden, von denen etwa 50% im gefeuerten Modus absolviert wurden. Das Ziel einer erhöhten Zuverlässigkeit des Zylindergehäuses mit optischem Fenster konnte somit erreicht werden.

Als Nachweis der höheren Lastfähigkeit des neuen Systems wird hier kurz auf Messungen eingegangen, die einen Vergleich der Wandbenetzung der Einspritzung zwischen Methanol und Benzin aufzeigen zur Veröffentlichung eingereicht sind [110]. Optische Messdaten, gewonnen vom hier vorgestellten Motor werden verglichen mit Emissionsmessungen eines nahezu baugleichen Motors, ohne optischem Zugang. Da vor allem ein Betrieb höherer Mitteldrücken von Interesse ist, wird ein Betriebspunkt bei 1200 U/min und 11 bar P_{mi} ausgewählt. Der optische Motor zeigte auch hier keine Probleme. Betriebspunkte mit höheren Mitteldrücken konnten aufgrund der Auslegung des Motors ohne Ladeluftstrecke nicht getestet werden. Abbildung 29 zeigt einen Vergleich der Zylinderdrücke beider Motoren bei diesem Betriebspunkt.

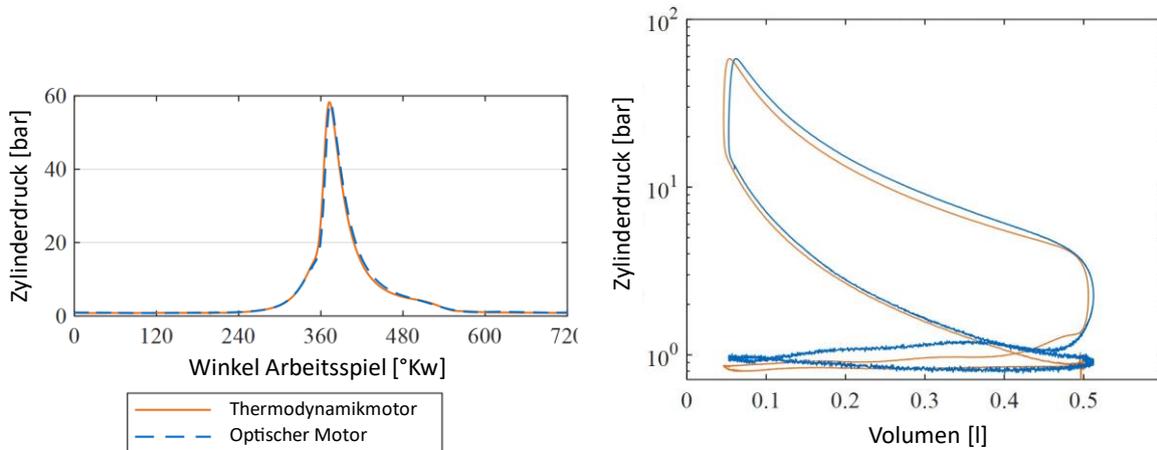


Abbildung 29: Vergleich des Brennraumdrucks zwischen optischem und thermodynamischem Motor bei 12 bar indiziertem Mitteldruck [110]

Aus stationären Messungen zeigt sich eine starke Betriebspunktabhängigkeit der Vorgänge der Ölströmung in der Kolbengruppe [29, 99, 100]. Außerdem ist besonders der Übergang von ge- feuerten in geschleppte Betriebspunkte von Interesse [85]. Dieses Verhalten findet statt, sobald der Fahrer eines Fahrzeuges des Fuß vom Gaspedal nimmt und das Motorsteuergerät die Schubabschaltung aktiviert. Zusätzlich soll der leerlaufnahe Bereich untersucht werden. Ein erster Schritt ist die Auswahl von repräsentativen Betriebspunkten, welche aus einem Fahrzyklus abgeleitet werden sollen.

Auswahl geeigneter Betriebsparameter

Um für spätere Versuche geeignete Betriebspunkte auszuwählen, wird der WLTP-Zyklus her- angezogen, welcher in Abbildung 30 dargestellt ist. Gelb markiert sind zusätzlich die Stellen, in denen sich das Fahrzeug nicht bewegt und damit der Motor im Leerlauf ist. Rot markiert sind die Bereiche, in denen der Motor in der Schubabschaltung im geschleppten Modus läuft. Die Zeit- dauern der jeweiligen Betriebszustände sind geschätzt und von der Antriebsart, Gewicht und Leistung sowie der Applikation des Steuergerätes abhängig. Moderne Motoren verfügen außer- dem über eine Start-Stopp-Automatik, welche im Falle des Fahrzeugstillstandes den Motor abstellt, sodass dieser nicht mehr im Leerlauf läuft. Diese Start-Stopp-Automatik kann jedoch einfach vom Kunden per Knopfdruck deaktiviert werden, außerdem gibt es eine Reihe an Vor- zugsschaltungen, durch die der Motor wieder im Stand gestartet wird und dieser trotzdem im Leerlauf läuft. Dazu zählen beispielsweise tiefe Außentemperaturen, Katalysatorheizprogramme,

Heiz- oder Kühlwunsch des Fahrers oder auch ein niedriger Ladezustand der Batterie nach einer gewissen Standzeit.

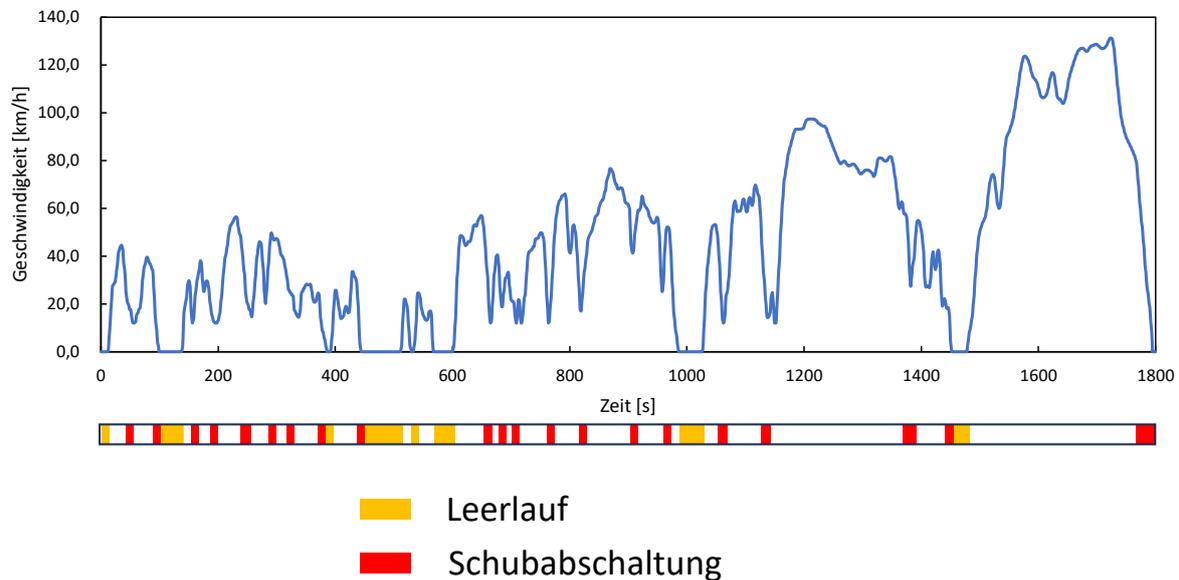


Abbildung 30: Fahrprofil WLTP Zyklus mit markierten Leerlauf- und Schleppphasen [111]

Es ist zu erkennen, dass häufig geschleppte Unterbrechungen von kurzer Zeitdauer vorhanden sind. Diese entstehen durch Geschwindigkeitsanpassungen des Fahrers im fließenden Verkehr. Weiterhin zeigt sich eine Dauer der geschleppten Unterbrechung von bis zu 10 Sekunden, bei langen simulierten Bergabfahrten auch im Bereich um 30 Sekunden. Hohe Geschwindigkeiten über 130 km/h werden nicht erreicht, sodass die meiste Fahrzeit innerhalb der Schaltdrehzahlen des Automatikgetriebes absolviert wird.

4.2 Transiente Messungen mit LIF und Abgasmesstechnik

Daraus abgeleitet werden Versuche unternommen, die dieses Betriebsverhalten nachstellen sollen. Für eine höhere Aussagekraft der Ergebnisse kommt hier eine simultane optische- und Abgasmesstechnik zum Einsatz. Als optische Messtechnik wird hier das LIF-Verfahren angewendet, welches die Verteilung des Schmieröls im Bereich der Kolbenringe aufzeichnet. Die Abgasmesstechnik mit Aerosolmessgeräten und einem Massenspektrometer zeichnet die Ölemission des Motors auf. Die hier vorgestellten Ergebnisse sind bereits teilveröffentlicht [99]. Der hier untersuchte Betriebspunkt hat die in Tabelle 2 gezeigten Betriebsparameter. Der Motor wird 90 Sekunden gefeuert betrieben, sodass von einem stationären Zustand der Ölströmung ausgegangen werden kann. Danach folgt die Aufzeichnung bestehend aus weiteren 50 Sekunden

gefeuerten Zustand, gefolgt von einer Unterbrechung im geschleppten Zustand für 20 Sekunden, wiederum gefolgt von einer gefeuerten Phase für weitere 20 Sekunden. Anschließend wird dem Motor eine Kühlphase von 90 Sekunden gewährt, sodass dieser für die nächste Wiederholung der Messung bereit ist. Ein Schema des zeitlichen Ablaufs ist in Abbildung 31 dargestellt.

Tabelle 2: Betriebsdaten für instationäre Messungen - LIF

Betriebsmodus	gefeuert, geschleppt, gefeuert
Drehzahl	2700 U/min
Ind. Mitteldruck der gefeuerten Phase	6 bar
Drosselklappenstellung während dem Schleppen	Vollständig geschlossen
Dauer der geschleppten Unterbrechung	20 s
Einspritzsystem	Saugrohreinspritzung
Modus der Kolbenkühlöse	Aktiviert (Wdh 1) und deaktiviert (Wdh 2 und 3)
Kurbelwinkel der Bildaufnahme	35 °KW nach ZOT

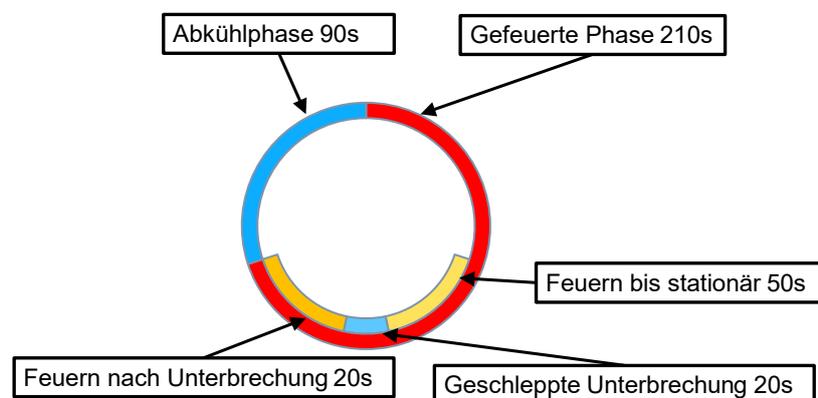


Abbildung 31: Zeitlicher Ablauf der instationären Messungen - LIF

Der Aufbau der Versuchsauswertung ist in mehrere Diagramme unterteilt. Das oberste Diagramm zeigt den Verlauf von Drehzahl und Drosselklappe. Die Drehzahl bleibt für den Versuch konstant, die Drosselklappe wird für die Zeit der geschleppten Unterbrechung geschlossen. Das zweite Diagramm zeigt die Konzentration der Ölemission gemessen im Abgas, welche mit dem nach der Hochpassfiltermethode auf das Schmieröl kalibrierte Massenspektrometer aufgezeichnet wird. Das dritte Diagramm zeigt die gesamte Bandbreite der durch das Massenspektrometer aufgezeichneten Ionen sortiert nach deren Masse zu Ladungs-Verhältnis (m/z). Diese Daten können dazu genutzt werden, die Ölemissionen in einen Anteil an Ölverdunstung und Öltröpfchen zu unterteilen, welche im vierten Diagramm dargestellt sind. Während bei Öltröpfchen das gesamte Spektrum an Ölbestandteilen erkannt wird, zeichnet sich die Ölverdunstung dadurch aus, dass vor allem kurzkettige Bestandteile des Öls gemessen werden.

Die ausgewerteten Bilddaten der LIF-Messung, gezeigt im fünften Diagramm, werden in diesem Fall an zwei Bereichen ausgewertet und verglichen. Diese sind der Bereich des oberen Feuerstegs und die Frontfläche des ersten Kolbenrings. Beide Bereiche sind zum besseren Verständnis in Abbildung 32 markiert. Es wird für den gezeigten Bereich ein Mittelwert gebildet und im Diagramm dargestellt.

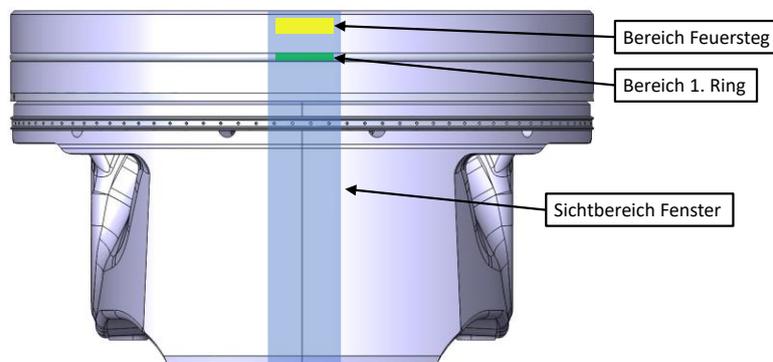


Abbildung 32: Ausgewertete Bereiche der instationären Messungen

Der Wechsel von gefeuertem zu geschlepptem Betrieb ist im Diagramm erkennbar durch das Schließen der Drosselklappe. In diesem Moment gibt es einen charakteristischen Anstieg der Konzentration an Ölemission im Abgas, markiert durch Nummer (1). Dieser Anstieg ist einerseits hervorgerufen durch den geringeren Massefluss und somit steigender Konzentration bei geschlossener Drosselklappe. Andererseits ist durch ein höheres Druckgefälle während dem Ansaugtakt und zusätzlich fehlendem Verbrennungsdruck von höherem negativen Blow-By auszugehen, welcher Öl in den Verbrennungsraum transportiert. Gezeigt werden kann dies

optisch durch Evaluation der gemessenen LIF-Intensität im Frontbereich des ersten Kolbenrings, welcher durch fehlende Anpresskraft deutlich stärker von Schmieröl überspült wird. Der Anstieg im Bereich (A) geschieht nahezu gleichzeitig mit der Messung der Ölemission im Abgas.

Typisch ist weiterhin der Peak am Ende des Anstiegs und danach die etwas fallenden Ölemissionen im Abgas im Bereich (2). Dabei bleibt die LIF-Intensität auf dem ersten Kolbenring identisch, was zuerst einmal nicht für eine Reduktion der aus dem Kolbenringpaket geförderten Ölmenge spricht. Erklärt werden kann das durch absinken der Bauteiltemperaturen im Brennraum im geschleppten Betrieb und somit reduzierter Verdunstung des Öls von den Zylinderflächen und eventueller Rückkondensation im Brennraum oder Auslasskanal.

Im Bereich um Punkt (3) ist ein neuer Anstieg der Ölemissionen im Abgas messbar. Ein Blick auf die optischen Messungen zeigt ein akkumulieren von Schmieröl im Bereich des Feuerstegs zwischen den Punkten (2) und (3). Diese Akkumulation steigt vom unteren Bereich des Feuerstegs, vom ersten Kolbenring kommend nach oben an und erreicht im Punkt (B) das obere Ende des Kolbens. Sobald das Öl die Oberkante des Kolbens erreicht hat wird Schmieröl abgeschleudert und in den Brennraum gefördert und gelangt somit ins Abgas.

Beim erneuten Wechsel zum gefeuerten Betrieb im Bereich (4) ist ein starker Anstieg der Ölemission im Abgas messbar, diesmal auch mit einem deutlichen Anstieg von Aerosolpartikeln. Gleichzeitig sinkt die Ölschicht am ersten Kolbenring erneut schlagartig. Durch die wieder stattfindende Verbrennung wird im Brennraum angelagertes Öl innerhalb kurzer Zeit aus dem Brennraum transportiert. In den darauffolgenden Arbeitsspielen sinkt sowohl die Ölemission im Abgas, als auch die Menge an akkumulierten Öls im Bereich des Feuerstegs auf das Niveau von zu Beginn der Messung.

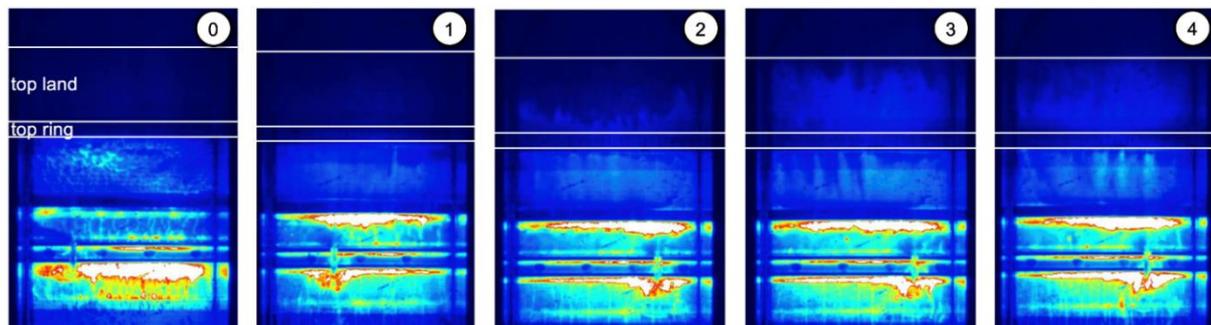
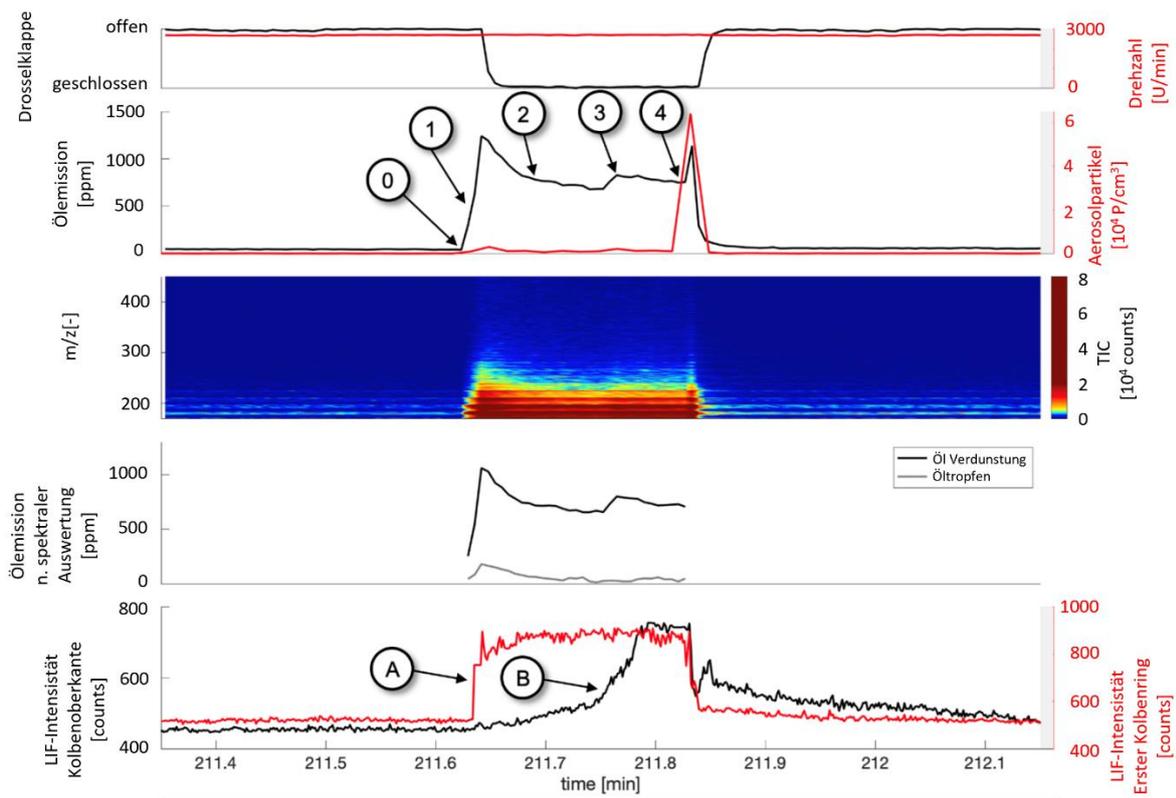


Abbildung 33: Transiente Messung bei 2700 U/min und 6 bar P_{mi} , Wdh. 1, Kolbenkühlöse aktiviert

Wiederholungen der gleichen Messungen zeigen neben den erwarteten Effekten auch teilweise abweichendes Verhalten. So auch die zwei Messungen für Wdh. 2 und 3 gezeigt in Abbildung 34 und Abbildung 35. Der Unterschied zur Wdh. 1 Abbildung 33 ist, dass für Wdh. 2 und 3 die Kolbenkühlöse deaktiviert ist. Das generelle Verhalten zeigt sich analog zwischen Wdh. 1 und Wdh. 2 mit den gleichen relevanten Punkten in Ölemission und LIF-Intensität.

Ein markanter Unterschied ist hier jedoch im Bereich des erneuten Anstiegs der Abgasemissionen bei Punkt (2) zu erkennen, welcher bei Wdh 2 ausgeprägt ist, bei Wdh 3 jedoch nicht. Bei Wdh. 3 fallen die Ölemissionen im Abgas nach anfänglichem Anstieg kontinuierlich ab bis wieder in den gefeuerten Betrieb übergegangen wird. Eine Untersuchung im LIF-Signal zeigt, dass die gemessene Schichtdicke auf der Frontfläche des ersten Kolbenrings an den Punkten (A) und (B) zwar in beiden Fällen auf ähnlichem Niveau ist, jedoch einen signifikanten Unterschied in der Ölmenge im oberen Bereich des Feuerstegs an Punkt (C) feststellbar ist. Ein Blick auf die LIF-Aufnahmen bestätigt die Beobachtungen intuitiv. Während der Bereich des Kolbenrings in beiden Bildern von Abbildung 36 deutlich Ölauftrag zeigt, ist die im Bereich des Feuerstegs akkumulierte Ölmenge deutlich niedriger. Durch die weitflächige und zweidimensionale Aufnahme durch das optische Fenster lässt sich weiterhin beobachten, dass auch der Bereich unterhalb des ersten Kolbenrings über die gesamte Breite des optischen Fensters einen deutlichen Unterschied in der LIF-Intensität aufweist. Es scheint so, dass durch die geringere Ölmenge im Volumen unterhalb des ersten Kolbenrings bei Wdh. 3 bei nahezu gleicher Schichtdicke am ersten Kolbenring weniger Öl in Richtung Brennraum gefördert wird oder einfacher wieder zurückströmt. Der geringere Zufluss in Richtung des Feuerstegs verhindert besser ein aufakkumulieren des Schmieröls an der Kolbenoberkante und somit auch das Abschleudern der Öltröpfchen, was zu geringeren Ölemissionen führt. Für eine detailliertere Untersuchung der Ölströmung innerhalb des Kolbenringpakets werden ähnliche Versuche mit der erweiterten Messtechnik basierend auf dem Effekt des Photochromismus unternommen.

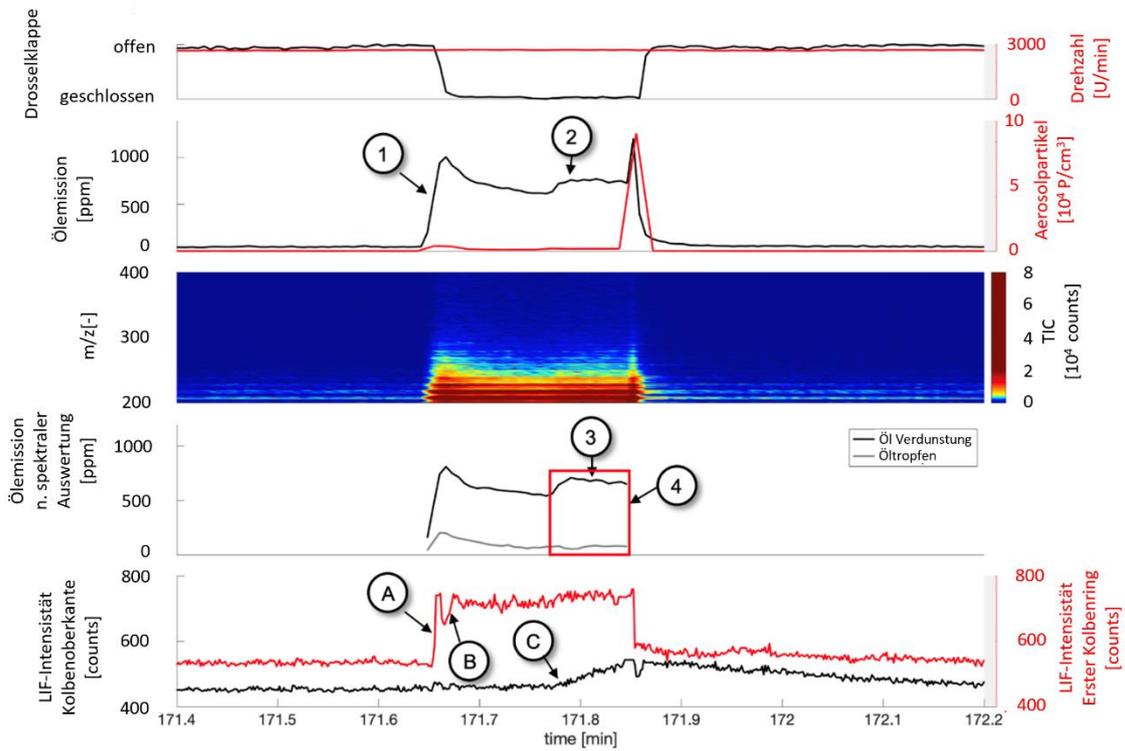


Abbildung 34: Transiente Messung bei 2700 U/min und 6 bar P_{mi} , Wdh. 2 Kolbenkühl Düse deaktiviert

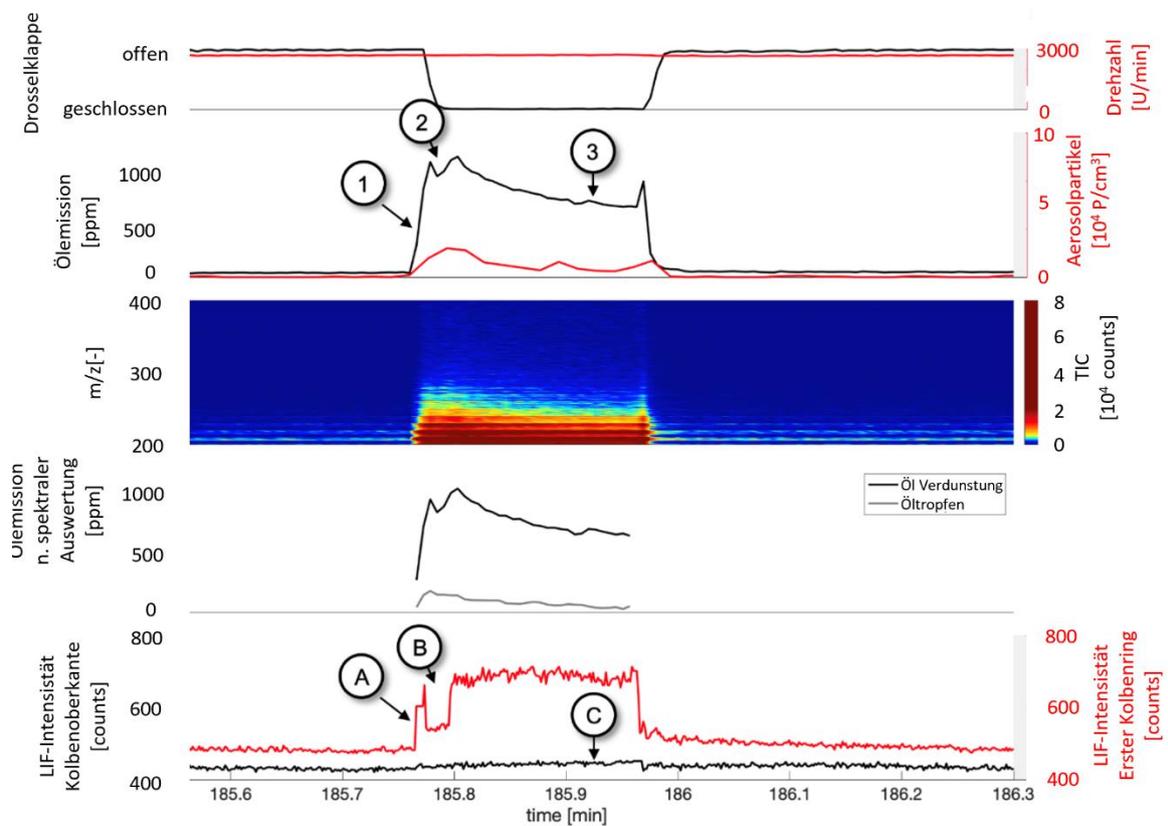


Abbildung 35: Transiente Messung bei 2700 U/min und 6 bar P_{mi} , Wdh. 3 Kolbenkühl Düse deaktiviert

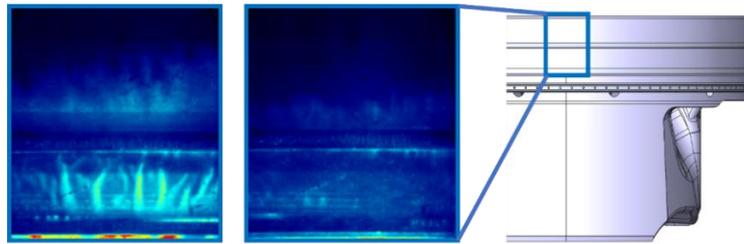


Abbildung 36: Vergleich des oberen Kolbenbereichs für Wdh. 2 (links) und Wdh. 3 (rechts)

4.3 Transiente Messungen Photochromie

Für weitere Verifizierungen der mittels LIF-Methodik getätigten Messungen, wird in einem weiteren Schritt eine neuartige optische Messmethode angewendet, die nach dem Prinzip der Photochromie arbeitet [95–98]. Der Vorteil dieser Technik besteht darin, dass über eine Laserlichtquelle ein definiertes Volumen an Schmieröl umgefärbt wird und somit als Kontrollvolumen in seiner Strömung nachverfolgt werden kann. Zusätzlich sind wie in den LIF-Versuchen die Ölemissionen über das gleiche Emissionsmesssystem aufgezeichnet worden. Diese Versuche sind vorveröffentlicht in [100]. Die Betriebsart des Motors ist dabei sehr ähnlich wie bei den vorangegangenen Versuchen, jedoch wird aufgrund von Einschränkungen in der Messtechnik abweichend eine Drehzahl von 1200 U/min verwendet. Für eine längere Untersuchung der geschleppten Phase wird sie für diese Versuche auf 30 Sekunden Länge ausgeweitet. Die Betriebsdaten des Motors sind in Tabelle 3 und der zeitliche Ablauf der Messungen in Abbildung 37 zusammengefasst.

Tabelle 3: Betriebsdaten für instationäre Messungen - Photochromie

Betriebsmodus	gefeuert, geschleppt, gefeuert
Drehzahl	1200 U/min
Ind. Mitteldruck der gefeuerten Phase	6 bar
Drosselklappenstellung während dem Schleppen	Vollständig geschlossen
Dauer der geschleppten Unterbrechung	30 s
Einspritzsystem	Saugrohreinspritzung
Modus der Kolbenkühlöse	Deaktiviert
Kurbelwinkel der Markierung	88,7° vOT jede Umdrehung
Ort der Markierung	Knapp oberhalb des 2. Kolbenrings
Kurbelwinkel der Bildaufnahme	84° vOT jede Umdrehung

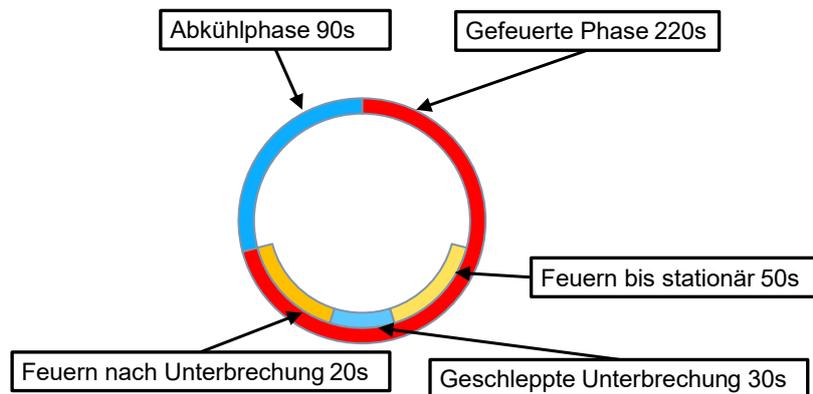


Abbildung 37: Zeitlicher Ablauf der instationären Messungen – Photochromie

Die Beleuchtung im unteren Ende des Zwischenringbereichs oberhalb des zweiten Kolbenrings ist absichtlich so gewählt, dass nach Möglichkeit kein Öl im Bereich der Ringnut des ersten Kolbenrings markiert wird. Das markierte Ölvolumen ist in Abbildung 38 in gelber Farbe dargestellt. Im weiteren Verlauf werden zwei Bereiche von erhöhtem Interesse definiert und miteinander verglichen. Der Erste umfasst den gesamten Bereich um den Feuersteg, der Zweite den Zwischenringbereich unterhalb des ersten Kolbenrings. Beide Bereiche sind rot markiert in Abbildung 38 dargestellt.

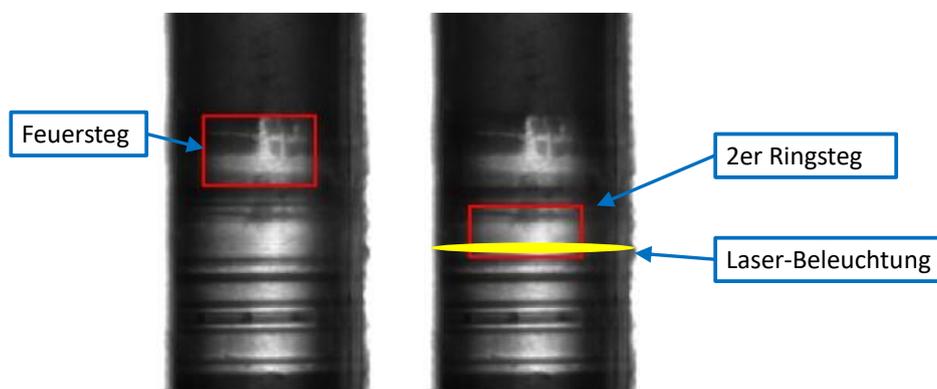


Abbildung 38: Ort der Umfärbung (gelb) und untersuchte Bereiche (rot)

Die Markierung des Öls erfolgt bei $88,7^\circ$ vOT, die Bilder werden kurz nach erfolgter Markierung bei 84° vOT aufgenommen. Sowohl Markierung als auch Aufnahme der Bilder werden bei jeder Umdrehung, also im Kompressions- und Ausschietakt durchgeführt. Ausgewertet wird eine einzelne Pixelreihe in der Mitte des Bildes, diese ist in Abbildung 39 als rote vertikale Linie dargestellt. Diese Bildinformation wird für jedes Arbeitsspiel und ist für die Dauer der Messung aneinander aufgereiht dargestellt, so lässt sich der zeitliche Verlauf des aus dem Kontrollvolumen stammenden Öls verfolgen.

In der Aufzeichnung des Abgasmesssystems zeigt sich ein ähnlicher Verlauf wie er in den LIF-Messungen entstanden ist. Dies legt eine grundsätzliche Vergleichbarkeit der beiden Betriebspunkte zwischen LIF- und Photochromie-Messungen nahe. Im zeitlichen Verlauf der optischen Messungen erkennt man erneut ein Akkumulieren von Schmieröl im Bereich des Feuerstegs während der geschleppten Phase. Während in diesem Fall kein Anstieg der gesamten Ölemissionen mittels des Massenspektrometers gemessen wird, steigt die Anzahl der gemessenen Aerosolpartikel an. Dieser Anstieg korreliert zeitlich mit dem Erreichen der oberen Kolbenkante des Schmieröls und bestätigt somit wieder den mit den LIF-Messungen bereits untersuchten Mechanismus. Bemerkenswert ist, dass kein markiertes Öl unterhalb des zweiten Kolbenrings detektiert wird. Das bedeutet, dass kein nennenswerter Transport und Austausch von Schmieröl von oberhalb nach unterhalb des zweiten Kolbenrings beobachtet werden kann. Ein Anstieg der Ölmenge oberhalb des zweiten Kolbenrings durch dessen Überspülung führt weiter zu einem Überlaufen des ersten Kolbenrings mit den beschriebenen Effekten der Ölakkumulation im Bereich des Feuerstegs.

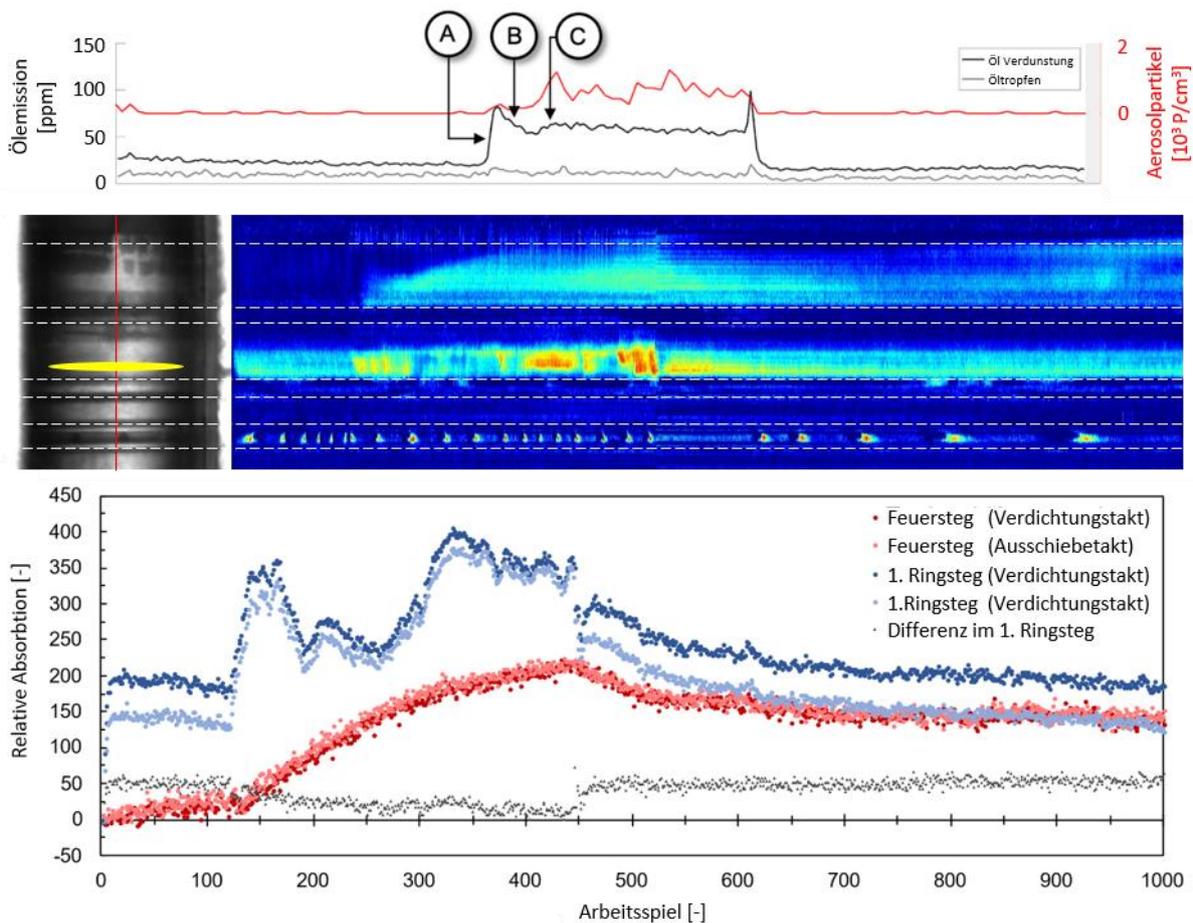


Abbildung 39: Transiente Messung bei 1200 U/min und 6 bar P_{mi} , 30s Unterbrechung, Photochromie

4.4 Zwischenfazit zu Ölemissionen in transientem Betrieb

Für die Untersuchung der Ölströmung und der daraus resultierenden Abgasemissionen können sich die hier gezeigten Messmethoden systematisch ergänzen und so bereits ein klareres Bild der Vorgänge und Einflüsse zeichnen.

[!] hier noch etwas über die tatsächlich gemachten Versuche schreiben

Zentrale Herausforderung, um die Ölemission auf ein Mindestmaß zu senken, sind Ausgleichsbereiche, die verhindern, dass die Ansammlung von Schmieröl vor der Lauffläche der Kolbenringe stattfindet und diese dann von Öl überspült werden. Die klassischen Ansätze sind, die Ausgleichsbereiche zwischen den Ringen zu vergrößern, damit die Akkumulation von Schmieröl länger andauern kann, ohne dass es zum überspülen der Ringe kommt [69, 70]. Dies hat jedoch den Nachteil, dass auch hier Betriebsbereiche, in denen das Schmieröl im Kolbenringpaket akkumuliert, begrenzte Laufzeiten haben, bevor die Emission von Schmieröl erneut zunimmt.

Auch die Änderung der Balligkeit der Kolbenringe kann das Aufschwimmverhalten der Ringe reduzieren. Dies hat allerdings Nachteile in den Bereichen um die Totpunkte, in denen die Mischreibung dominiert [21].

Notwendig wäre also eine erhöhte Abflussmöglichkeit von Schmieröl in diesen kritischen Betriebspunkten. Eine generelle Vergrößerung der Ablaufbohrungen beispielsweise um den Ölabstreifring ist jedoch nicht ideal, da es sonst in Betriebsbereichen mit geringer Ölmenge im Kolbenringpaket zur Mangelschmierung und langer Phase der Mischreibung kommen kann.

Idealerweise muss diese Abflussmöglichkeit also schaltbar ausgeführt werden, sodass deren Funktion auf den aktuellen Betriebsmodus angepasst werden kann. Die Umsetzung einer solchen Methode ist nachfolgend beschrieben.

5 Zylindergehäuse mit aktiven Kanälen

Auf Basis von vorangegangenen Messungen, soll eine technische Maßnahme abgeleitet werden, die es ermöglicht situationsabhängig während dem Motorbetrieb Einfluss auf die im Kolbenringpaket verfügbare Menge Öl zu nehmen.

Die transienten Messungen haben gezeigt, dass in Situationen wie beispielsweise geschleppten Phasen das Ringpaket mit Schmieröl angereichert wird. In diesem Fall geschieht das durch den fehlenden Verbrennungsdruck und die somit reduzierte Ringtangentialkraft. Es sind aber auch weitere Betriebspunkte denkbar, beispielsweise bei Einschalten der Kolbenkühlöse oder bei sehr niedrigen Drehzahlen. Ein gesamtheitliches Absenken des verfügbaren Öls ist technisch nicht sinnvoll, da es sonst in anderen Kennfeldbereichen zu einer Mangelschmierung kommt.

Mit einer schaltbaren Einrichtung, die das Schmieröl im Kolbenringpaket betriebspunktabhängig gesteuert entweder abführen oder verdrängen kann, ließen sich so die aus dem Schmieröl entstehenden Schadstoffemissionen reduzieren. Somit kann das gesamte Kolbenringpaket noch weiter für einen Bereich optimiert werden, ohne dass eine massive Erhöhung der Ölemissionen in den Randbereichen des Kennfeldes befürchtet werden muss.

5.1 Konzeptionierung

Grundsätzliche Idee ist dabei, Öl entweder aus dem Ringpaket abzusaugen oder Luft einzubringen, um Öl zu verdrängen. Da sich eine am Kolben befestigte und damit mitbewegende Absaugmöglichkeit nur schwer realisieren lässt, wird eine zylinderfeste Position bevorzugt.

Um eine Kontamination mit Brennraumgasen und hohe Druckbelastungen im Kanal während der Verbrennung zu vermeiden, wird eine Position gewählt, die zu keinem Zeitpunkt im Arbeitspiel von einem der beiden Kompressionsringe überfahren wird. Zusätzlich ist es wichtig, dass bereits kleine Arbeitsdrücke ein ausreichendes Spülgefälle für einen Medientransport durch die Kanäle ermöglichen. Als geeignete Position wird die Stelle gewählt, an der sich der Zwischenringbereich zwischen zweitem Kolbenring und Ölabstreifring befindet, wenn der Kolben im unteren Totpunkt steht.

5.1.1 Umsetzung für den optischen Motor

Zuerst erfolgt die Integration der Zugänge für den Aufbau des optischen Motors mit einteiligem Zylindergehäuse. Abbildung 40 zeigt die Lage und den Schnitt durch diese Ebene. Man erkennt die sechs Zugangskanäle in Relation zum optischen Fenster und zum Zylindergehäuse. In Abbildung 41 ist ein Schnitt durch die Zylinderhochachse gezeigt. Der Zylinder befindet sich im linken Bild im unteren Totpunkt und zeigt somit die oberste Position am Kolben, den die Zugänge erreichen können. Auf dem rechten Bild ist der gleiche Ausschnitt gezeigt, jedoch befindet sich dort der Kolben in der Stellung von 30° nach dem unteren Totpunkt. Diese Position entspricht etwa der Höhe, ab dem die Zugangslöcher den Bereich der Kolbenringe verlassen und somit keinen nennenswerten Auswirkungen auf die Ölmenge im Kolbenringpaket haben können. Vier der sechs Bohrungen laufen danach über die Kolbenhemdfläche, zwei sind parallel zur Achse des Kolbenbolzens und stehen somit ab diesem Zeitpunkt frei im Kurbelgehäuse.

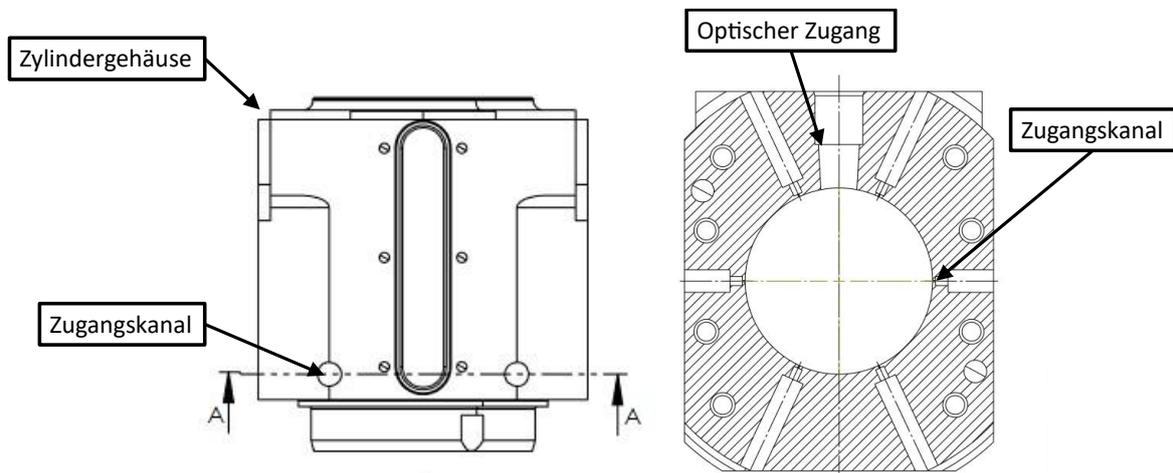


Abbildung 40: Seitenriss und Schnittbild des Zylindergehäuses mit Zugangskanälen für den optischen Motor

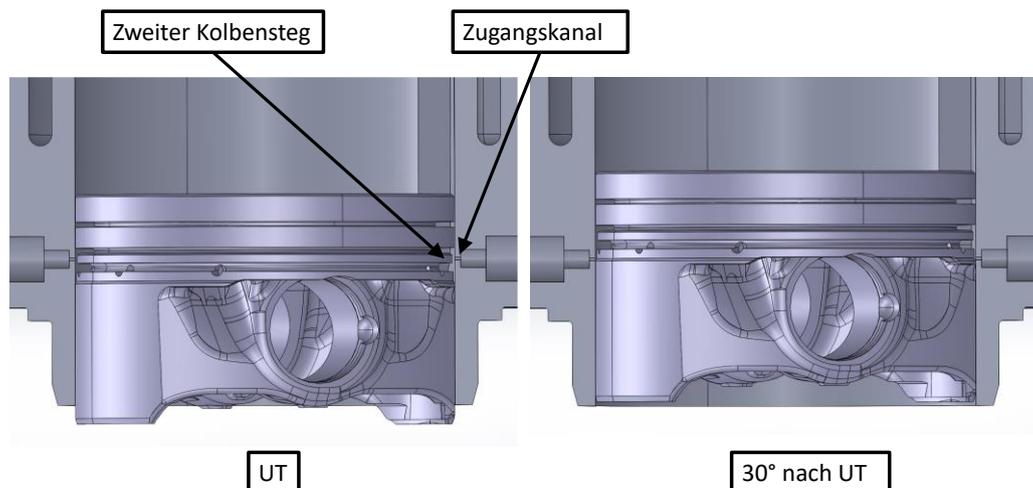


Abbildung 41: Lage des Luftzugangs in Relation zur Kolbenposition im UT und 30° nach UT

Der gezeigte Aufbau ermöglicht die Verklebung von Anschlussschläuchen am Versuchsmotor. Durch die einzelne Herausführung der Anschlüsse können diese mit verschiedenen Spülgefällen angesteuert werden, um weitere Freiheitsgrade zur Manipulation des Schmieröls zu erreichen. Die Bohrungen sind in mehreren Stufen dimensioniert. Die in Abbildung 42 gezeigte Anordnung der gestuften Bohrung besteht aus einem Teil mit Durchmesser 5mm für den Zuführschlauch. Dieser endet im eigentlichen Kanal zum Zylindergehäuse. Dieser weist in diesem Fall einen Bohrungsdurchmesser von 0,7 mm auf. Durch diese gezielte Engstelle ist sichergestellt, dass der an der Durchführbohrung angelegte Unterdruck möglichst wenig von der Befüllung des Anschlussschlauchs abhängt. Grundsätzlich ist der Durchmesser, die radiale und axiale Position und die Anzahl dieser Zugänge von entscheidender Bedeutung für die Wirkung. Größere Bohrungen erhöhen den möglichen Durchfluss, erhöhen jedoch gleichzeitig die benötigte Menge an geförderter Einblase- oder Absaugleistung. Vor allem zu Zeitpunkten, wenn der Kolben sich in Bereichen um den oberen Totpunkt befindet, liegen diese Zugangsbohrungen frei im Kurbelgehäuse. Wenn die Bohrungen frei im Kurbelgehäuse stehen, ist bei größerem Durchmesser das Transportvolumen durch die Kanäle deutlich erhöht, ohne dass in diesem Moment ein Effekt im Kolbenringpaket erreicht werden kann. Die korrekte Auslegung dieser Bohrungen verlangt nach einem weitreichenden Auslegungsprozess. Im Rahmen dieser Untersuchungen soll ein erster Funktionstest mit der genannten Dimensionierung durchgeführt werden.

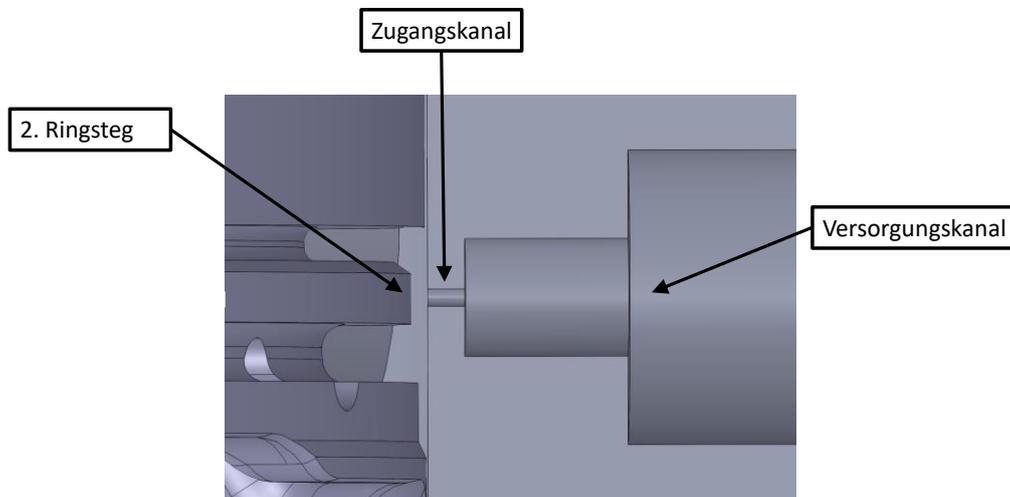


Abbildung 42: Aufbau und Lage des Luftzugangs in Relation zum Kolben im UT

5.1.2 Umsetzung am Thermodynamikmotor

Der gezeigte Aufbau im optischen Versuchsmotor mit mehreren von außen zugänglichen Bohrungen ist bei Serien- und speziell für Mehrzylindermotoren schwer konstruktiv umsetzbar. Für den Versuchsaufbau der thermodynamischen Messungen mit Emissionsanalyse wird eine

Konstruktion verwendet, die sich für die Mehrheit von Motoren mit eingesetzter Zylinderbuchse verwenden lässt. Der Versuchsmotor für die thermodynamischen Messungen besitzt eine nasse Buchse, die über drei O-Ringe das Öl des Kurbelgehäuses vom Bereich des Kühlwassers trennt. Die konstruktive Änderung ist eine Einbringung einer weiteren Kammer, die somit konzentrisch um den gesamten Zylinder läuft. Diese ringförmige Versorgungskanal kann eine beliebige Anzahl radiale Zugangskanäle mit Ober- oder Unterdruck versorgen. Über einen zentralen Versorgungskanal wird dieser dann aus dem Motor transportiert. Abbildung 43 zeigt den Schnitt durch das Zylindergehäuse mit den eingezeichneten Zugangskanälen. Eine ähnliche Umsetzung wäre in Serienmotoren mit eingesetzter Laufbuchse denkbar.

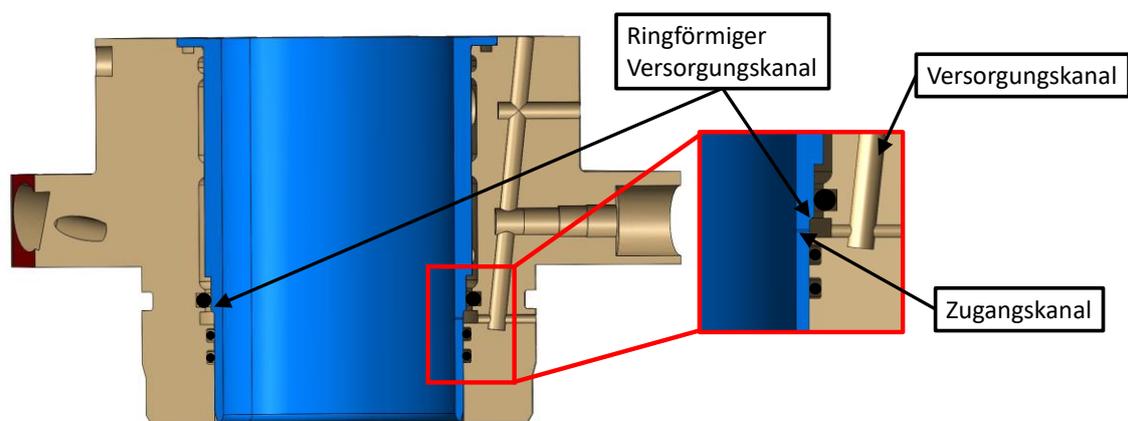


Abbildung 43: Aufbau des Luftzugangs für den Thermodynamikmotor

Zwei mögliche Ansteuerungen der Zylinder-Kanäle werden getestet. Eine Beaufschlagung mit Unterdruck soll gezielt im Ringpaket vorhandenes Öl durch die Kanäle absaugen. Im Vollmotor würde dieser Luftbedarf über den Ansaugunterdruck erreicht werden. Um jedoch für den Versuchsmotor konstante Absaugströme zu erreichen, wurde eine Vakuumpumpe gewählt, die im Betrieb etwa 0,54 bar Luftdruck absolut an den Bohrungen erreicht.

Einbringen von Ölfreiem Gas soll das im Ringpaket vorhandene Öl in Richtung Kurbelgehäuse verdrängen. Das dafür nötige positive Spülgefälle durch die Kanäle ließe sich beispielsweise über den Abgasdruck vor Turbolader oder unter Verwendung eines Verdichters wie einer Sekundärluftpumpe erzeugen. Auch hier wurde für die bessere Vergleichbarkeit eine externe Luftquelle gewählt. Zwei Stufen sind dabei untersucht worden, einerseits eine Einblasung mit 1,45 bar absolut, um die gleiche Druckdifferenz relativ zur Umgebung wie bei angelegtem Vakuum untersuchen zu können und zusätzlich mit 1,80 bar absolut für eine Untersuchung höherer Durchflüsse durch die Kanäle.

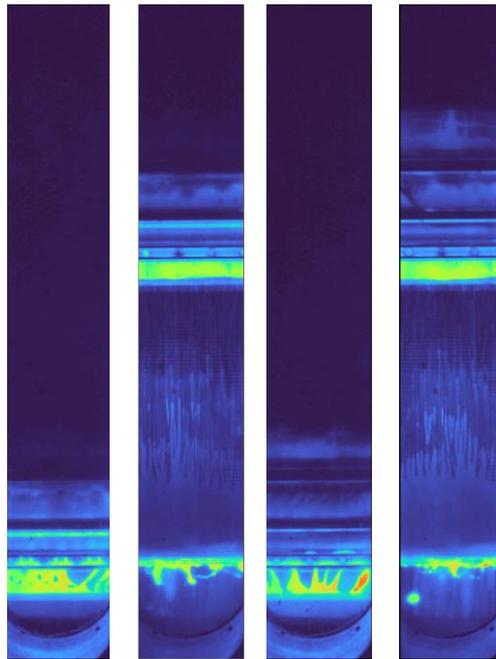
5.2 Untersuchungen zur Funktionsfähigkeit

Die nachfolgenden Messungen sollen die Auswirkungen der ins Zylindergehäuse eingebrachten Kanäle auf den Ölhaushalt der Kolbengruppe untersuchen. Dies geschieht in drei Schritten, wobei der erste Schritt eine Messreihe den geschleppten Betrieb im optischen Motor betrachtet. Der Fokus des zweiten Schritts liegt auf gefeuerten Messungen im optischen Motor. Der dritte Schritt untersucht die Effekte auf die Abgasemissionen im thermodynamischen Betrieb.

5.2.1 Optische Untersuchungen im geschleppten Betrieb

Die Auswahl des Motorbetriebspunktes orientiert sich an den in Kapitel 4.1 vorgestellten Fahrdaten des WLTP. Teile der geschleppten Messungen sind zur Veröffentlichung eingereicht [112]. Im geschleppten Betrieb ist oft eine niedrige Drehzahl relevant. In diesem Fall werden dafür 1100 U/min gewählt, die ebenfalls gut mit der optischen Messtechnik harmoniert. Der geschleppte Betrieb erfolgt im Kraftfahrzeug mit geschlossener Drosselklappe. Die prinzipbedingt bei geringer Motorlast gewünschten niedrigen Ansaugdrücke sorgen wie in Kapitel 4.2 gezeigt für einen erhöhten Öleintrag in den Brennraum. Um diesen Einfluss auf die Funktionsfähigkeit der Kanäle zu untersuchen, werden zusätzliche Messungen mit vollständig geöffneter Drosselklappe unternommen. Die Ansteuerung der Luftzugänge wird entweder über eine Vakuumpumpe oder durch Luftüberdruck aus einem separaten Kompressor einstellbar mittels Druckminderer übernommen. Die Druckverhältnisse in den Zuleitungen der Luftzugänge sind über einen Drucksensor aufgezeichnet.

Für eine aussagekräftige Auswertung werden zwei Kurbelwinkel für die Bildaufnahme gewählt. Eines der Bilder wird 30° Kurbelwinkel nach dem unteren Totpunkt im Ausschietakt aufgenommen. Zu diesem Zeitpunkt kann der Zustand des Ölfilms nach einer sonst stattfindenden Verbrennung aufgenommen werden, welcher für die Ölemission durch Verdunstung relevant ist. Ein weiteres Bild wird bei halbem Hub, also bei 90° nach oberem Totpunkt im Ansaugtakt aufgenommen. Die Kolbengeschwindigkeit ist dabei hoch, was ebenfalls ein Überlaufen der Ringe in Richtung Brennraum begünstigt. Eine Aufstellung dazu ist in Abbildung 44 gezeigt. Für die dort gezeigten Aufnahmen sind die Kanäle im Kurbelgehäuse deaktiviert. Es sind jeweils die vier Bilder für eine geöffnete und geschlossene Drosselklappe gezeigt.



ASP-Takt	Ausschieben	Ansaugen	Ausschieben	Ansaugen
Bewegung	Aufwärts	Abwärts	Aufwärts	Abwärts
Winkel °KW	30 n. UT.	90 n. OT.	30 n. UT.	90 aTDC
Drosselklappe	Geöffnet	Geöffnet	Geschlossen	Geschlossen

Abbildung 44: Übersicht der aufgenommenen Bilder im Schleppversuch mit deaktivierten Kanälen

Wie erwartet, weist der Betriebspunkt mit geschlossener Drosselklappe eine erhöhte LIF-Intensität im Bereich des Feuerstegs auf. Eine vergrößerte Darstellung dieses Bereiches ist in Abbildung 45 gezeigt. Weitergehende Untersuchungen haben ein dazu passendes Muster von Verbrennungsrückständen und Rußablagerungen gezeigt. Die Unterschiedlichen Reflexionsgrade zwischen dem Aluminium des Kolbens und der Rußschicht erwirkt vor allem bei höheren Tracer-Mengen eine überproportionale Darstellung in diesem Bereich. Dieser Effekt soll bei nachfolgenden Messungen berücksichtigt werden.

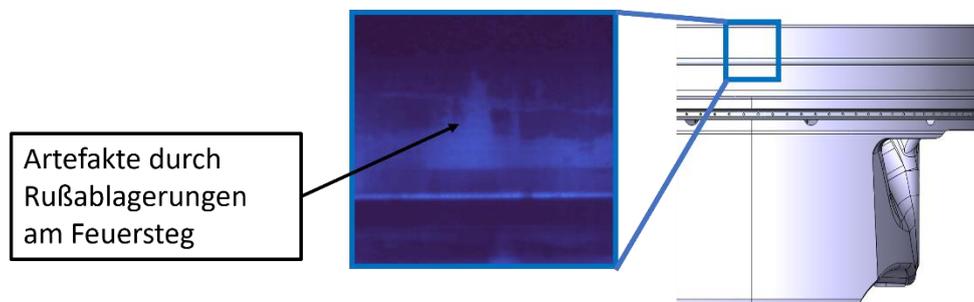


Abbildung 45: Artefakte aufgrund unterschiedlicher Reflexionsgrade durch Rußablagerungen

Untersuchung der Ölmenge im Ansaugtakt – geschleppte Versuche

Für eine erste Evaluation des Einflusses der Kanäle auf den Ölhaushalt der Kolbengruppe werden die während des Ansaugtakts bei 90° nach Ladungswechsel-OT aufgenommenen Bilder für einen Betriebspunkt bei 1100 U/min und geschlossener Drosselklappe in Abbildung 46 gegenübergestellt. Dieser Betriebspunkt bei geschlossener Drosselklappe wird gewählt, da sich in den vorangegangenen instationären Versuchen gezeigt hat, dass ein hoher Unterdruck während der Ansaugphase einen Anstieg des Schmieröleintrags in den Brennraum fördert. Es ist eine deutliche Veränderung des Verhaltens erkennbar. Besonders prominent ist der Unterschied, wenn ein positives Spülgefälle Frischluft über die Kanäle im Zylindergehäuse einbringt. Man erkennt insgesamt eine deutliche Reduktion der LIF-Intensität besonders über dem ersten Kolbenring. Ein negatives Spülgefälle durch Unterdruck zeigt hier keine auf den ersten Blick erkennbare Veränderung.

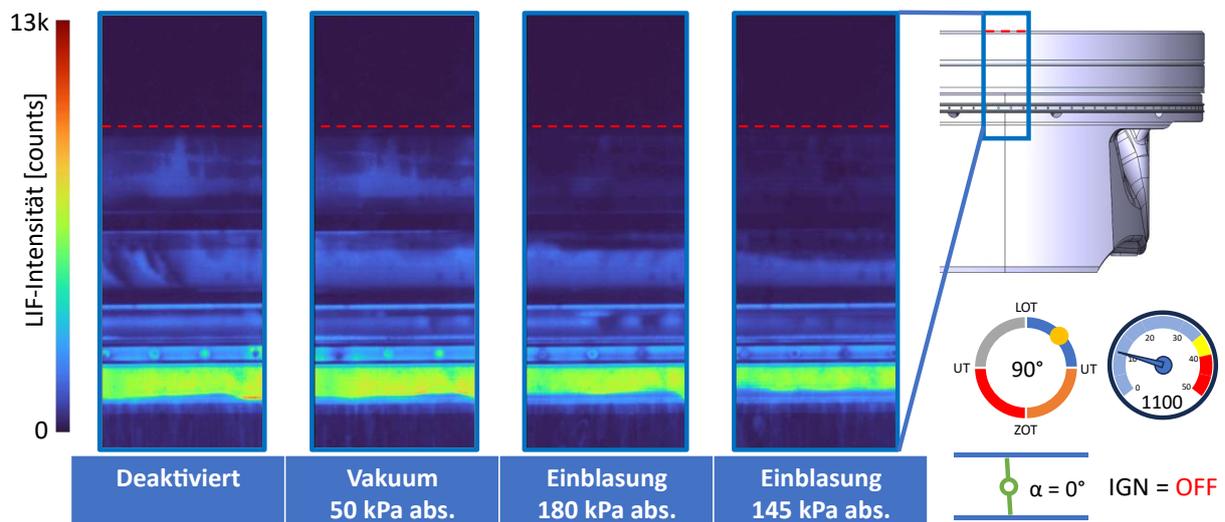


Abbildung 46: Einfluss der Kanäle bei geschlossener Drosselklappe

Eine erweiterte Auswertung der LIF-Intensitäten verschiedener Bereiche des Kolbens über 300 Arbeitsspiele, welche in Abbildung 47 dargestellt ist, stützt diese Beobachtung. Deutlich zu erkennen ist das niedrigere Niveau der beiden Betriebsmodi mit Einblasung durch die Zugangskanäle. Die messbare Reduktion liegt bei etwa 50 % über alle Arbeitsspiele. Anlegen von Vakuum liefert hier leicht schlechtere Ergebnisse als ein Deaktivieren dieser. Im Bereich des ersten Kolbenrings und des ersten Ringstegs ist dieser Effekt auch messbar, wobei der Unterscheid geringer ausfällt. Die Frontfläche des zweiten Kolbenrings zeigt keine signifikanten Unterschiede.

LIF Intensität bei 90° im Ansaugtakt, geschlossene Drosselklappe

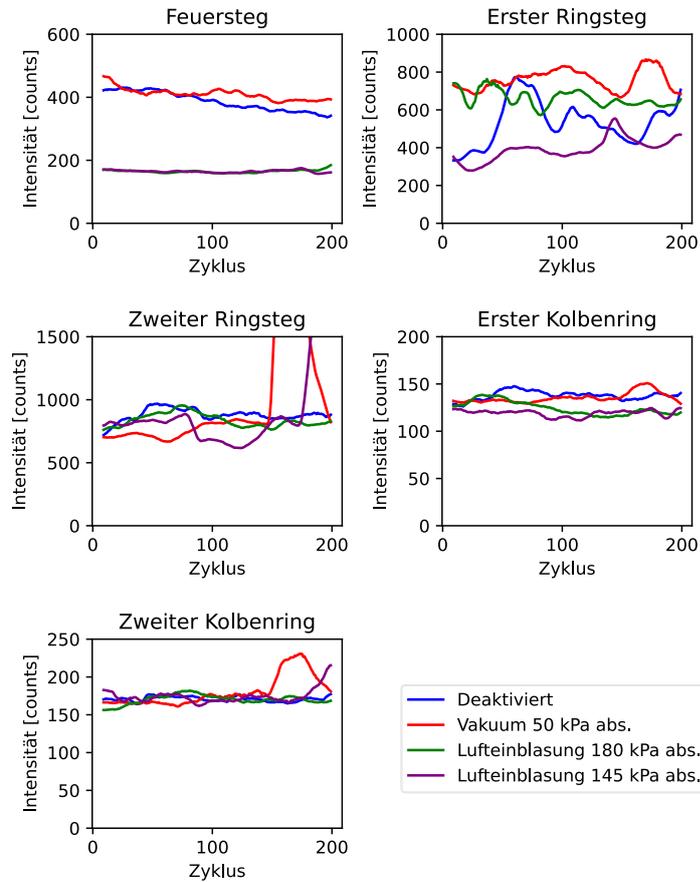


Abbildung 47: Auswertung des Einflusses der Kanäle bei geschlossener Drosselklappe

Die gleiche Untersuchung wird nun mit geöffneter Drosselklappe und ansonsten gleichen Parametern durchgeführt. Die entsprechenden Aufnahmen sind in Abbildung 48 zusammengestellt. Bei geöffneter Drosselklappe erkennt man bereits eine deutlich gesunkene LIF-Intensität oberhalb des ersten Rings. Die niedrigste Intensität zeigt hierbei die Betriebsstrategie mit deaktivierten Kanälen. Für alle Ansteuerungen ist ein deutlicher Anstieg zu erkennen, wobei ein starkes Einströmen und ein Absaugen die schlechtesten Ergebnisse liefern. Zu bemerken ist hier der oben genannte Effekt, der die LIF-Intensität im Bereich des in Abbildung 45 gezeigten Musters erscheinen lässt. Bei diesem Betriebspunkt fällt das deutlich höher ins Gewicht, da der gesamte Ölfluss in den Brennraum niedriger erwartet wird und Ölakkumulationen am Feuersteg lange Zeit dort verweilen können und ein hohes LIF-Signal dort erzeugt.

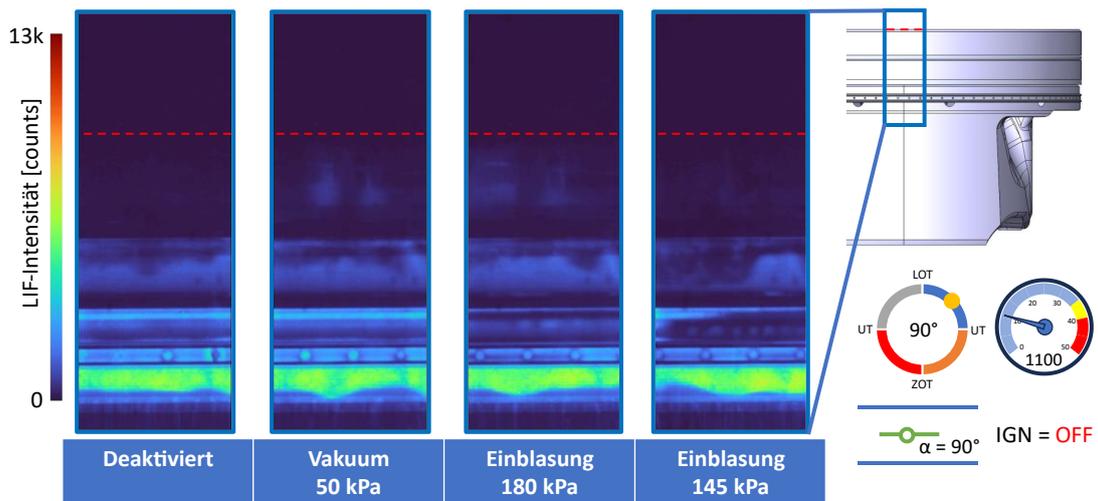


Abbildung 48: Einfluss der Kanäle bei geöffneter Drosselklappe

Die Auswertung über 300 Arbeitsspiele in Abbildung 49 zeigt, dass deutlich mehr Öl durch die Lufteinblasung mit hohem Spülgefälle in den Brennraum eingebracht wird. Auch die Absaugung mit Vakuum zeigt schlechtere Ergebnisse. Einzig die Einblasung mit niedrigem Spülgefälle kann ähnliche LIF-Intensitäten auf dem Feuersteg wie bei deaktivierten Kanälen zeigen.

LIF Intensität bei 90° im Ansaugtakt, geöffnete Drosselklappe

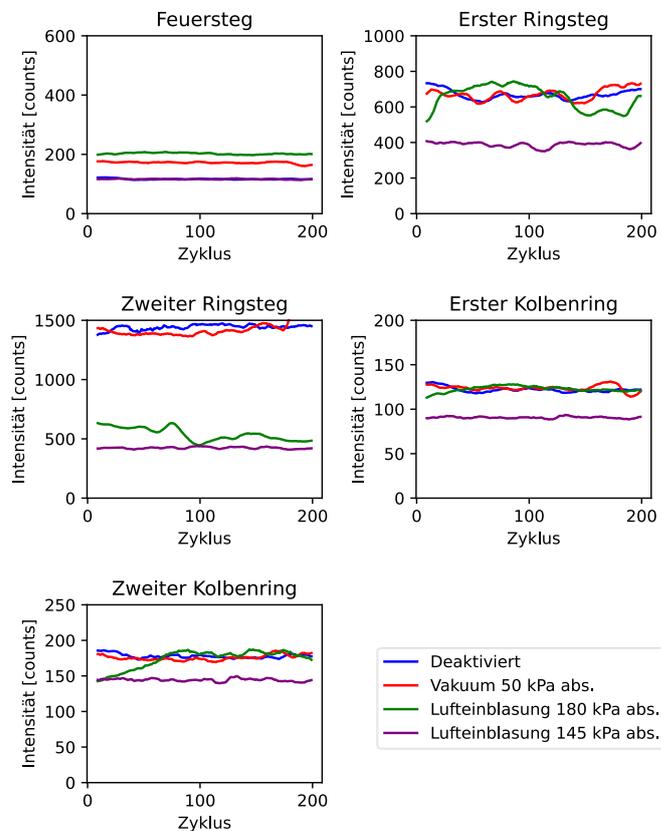


Abbildung 49: Auswertung des Einflusses der Kanäle bei geöffneter Drosselklappe

Im Bereich des zweiten Ringstegs, also in dem Bereich zwischen zweiten und dritten Kolbenring, in welchem die Kanäle im unteren Totpunkt wirken, ist für beide Betriebsmodi mit Einblasung deutlich weniger Schmieröl messbar. Die gemessene LIF-Intensität ist hier nur etwa ein Drittel verglichen mit den Modi der deaktivierten Kanäle und angelegtem Vakuum. Es scheint so, als drückt die Lufteinblasung mit hohem Spülgefälle das Schmieröl über die Kolbenringe in Richtung Brennraum, wo sie im Bereich des Feuerstegs akkumulieren.

Für den Betriebsmodus mit Einblasung bei niedrigem Spülgefälle zeigt sich in diesem Betriebspunkt bemerkenswertes Verhalten, die LIF-Intensitäten auf der Frontfläche der Kolbenringe sind deutlich niedriger als bei den anderen Modi. Hierbei handelt es sich um ein innerhalb der gleichen Messkampagne reproduzierbares Verhalten, dessen Ursprung in weiteren Messungen untersucht werden sollte.

Einfluss des Ringstoßes

In vorangegangenen Untersuchungen [85] ist aufgefallen, dass der Ringstoß des Ölabstreifings einen hohen Einfluss auf den Ölhaushalt hat. Die bereits im Stand der Technik vorgestellten Untersuchungen von Li et al. [61] verstärken die Aussage, dass die durch den Ringstoß des Ölabstreifings erzeugten Ölsammlungen während der Abwärtsbewegung die oberen Kolbenringe überlaufen und dadurch eine hohe Menge Schmieröl konzentriert in den Brennraum gelangen kann. Um die Auswirkung der Kanäle auf dieses Phänomen zu untersuchen, werden Bilder ausgewählt, in denen der Ringstoß den Bereich des optischen Fensters durchläuft.

Abbildung 50 zeigt diese Aufnahmen für den Betriebspunkt bei geöffneter Drosselklappe. Die erste Aufnahme links ist als Referenz ohne Ringstoß eingefügt und besitzt die gleichen Aufnahmeparameter wie die zweite von links. Auf dieser ist der Ringstoß deutlich erkennbar, ebenso zeigt sich ein Einlaufbereich zum Ringstoß hin im Öl der Ölkammer unterhalb dem Ölabstreifring. Auch die vorherrschenden Ölströmungen oberhalb des Ölabstreifings sind gut sichtbar. Bei genauer Beobachtung erkennt man bereits das Überlaufen des ersten und zweiten Kolbenrings, auf das später noch gezielter eingegangen wird. Die Messung der Betriebsstrategie mit niedrigem Überdruck in den Kanälen führte bei geöffneter Drosselklappe zu einem stehenden Ölabstreifring. Das hat zur Folge, dass der Ring zu keinem Zeitpunkt der Messung den Bereich des Fensters durchlaufen hat, sodass hierfür keine Messung gezeigt werden kann.

Für alle Betriebsstrategien der Kanäle zeigt sich ein starker Einfluss dieser. Sowohl für positives als auch negatives Spülgefälle ist das LIF-Signal im Randbereich oberhalb des Ringstoßes gleichmäßiger, was auf geringere Ausprägungen der dort existierenden Strömungen hindeuten kann. Besonders bei positivem Spülgefälle reduziert sich die Höhe des LIF-Signals im Bereich unterhalb des zweiten Kolbenrings und des Ölabstreifings deutlich.

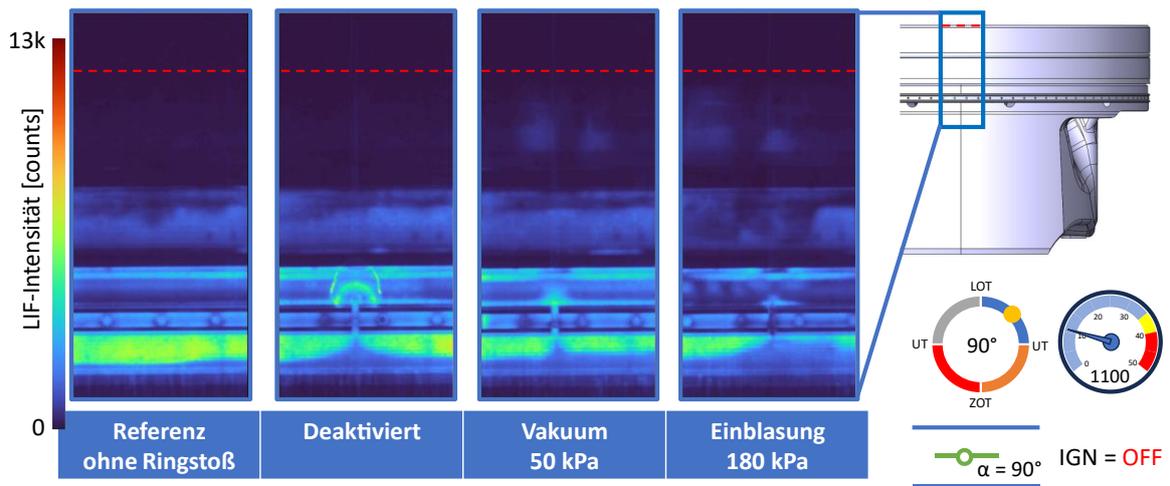


Abbildung 50: Auswirkungen durch den Ringsteg des OCR bei geöffneter Drosselklappe

Analog dazu wird die gleiche Untersuchung mit geschlossener Drosselklappe durchgeführt. Die Bilder dazu sind in Abbildung 51 gezeigt. Für diesen Betriebspunkt konnten wieder Bilder aller Betriebsstrategien der Kanäle untersucht werden. Wie erwartet ist die Strömung im Bereich um den Ringstoß deutlich stärker ausgeprägt. Der Randbereich um den Ringstoß zeigt im Bereich unter dem 2. Kolbenring wieder eine Erhöhte der Ölmenge. Die von Li et al. [61] untersuchten Wirbel der Ölströmung sind für die Betriebsstrategie der deaktivierten Kanäle deutlich zu erkennen. Die Betriebsstrategien mit aktivierten Kanälen zeigen diese Strömung erkennbar schwächer ausgeprägt. Die stärkste Reduktion der LIF-Intensität insgesamt zeigt die Betriebsstrategie mit hohem positiven Spülgefälle. Mit geringerem Spülgefälledruck sinkt auch wieder der Effekt der Kanäle. Den kleinsten Effekt zeigt das negative Spülgefälle, hier ist besonders die Ölmenge unterhalb des Ölabstreifrings ähnlich wie bei deaktivierten Kanälen. Auch bei negativem Spülgefälle zeigt der Bereich unterhalb des zweiten Kolbenrings weniger Ölakкумуляtion.

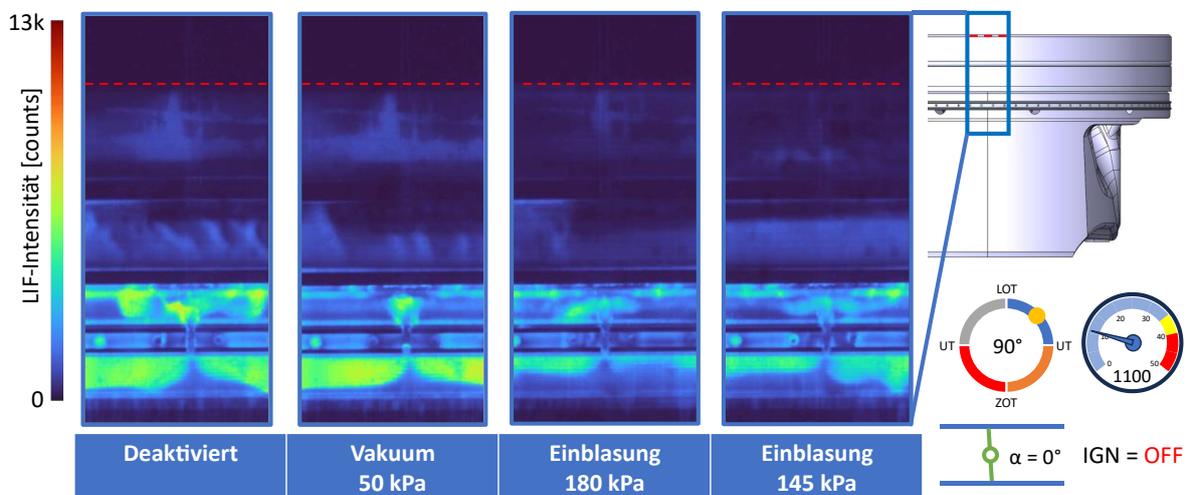


Abbildung 51: Auswirkungen durch den Ringsteg des OCR bei geschlossener Drosselklappe

Erstes Zwischenfazit zur Funktionsfähigkeit

Zu diesem Zeitpunkt kann ein erstes Zwischenfazit zur Funktionsfähigkeit der Kanäle im Zylinder gezogen werden. Für einen geschleppten Betriebspunkt mit geschlossener Drosselklappe zeigen die beiden Betriebsstrategien mit positivem Spülgefälle eine Reduktion der oberhalb des ersten Kolbenrings erkannten LIF-Intensität. Der Betriebspunkt zeigt dort eine geringe Verringerung der LIF-Intensität. Die untersuchten instationären Betriebspunkte haben gezeigt, dass in diesem Betriebspunkt durch den hohen Unterdruck im Ansaugtakt bei geschlossener Drosselklappe ein stetiger Ölfluss über den ersten Kolbenring in den Brennraum gelangt, der im Abgas nachweisbar ist. Durch die niedrigere LIF-Intensität am Feuersteg wird für diesen Betriebspunkt der Schluss gezogen, dass eine Verringerung des Öleintrags durch die Ansteuerung der Kanäle erreicht wird. Dadurch ist eine Reduktion der von Schmieröl im Brennraum ausgelösten Abgasemissionen möglich.

Ein etwas anderes Bild zeigt ein analoger Betriebspunkt mit geöffneter Drosselklappe. Hier weist der Betriebspunkt mit deaktivierten Kanälen die niedrigste LIF-Intensität auf. Das legt nach der gleichen Argumentation den Schluss nahe, dass für diesen Betriebspunkt die Ansteuerung der Kanäle zu einer Verschlechterung der Abgasemissionen führen kann. Dies steht insoweit im Gegensatz zum Betriebspunkt mit geschlossener Drosselklappe, als dass in beiden die gemessene LIF-Intensität im Bereich zwischen zweiten Ring und Ölabstreifring für die Betriebsstrategie mit hohem positivem Spülgefälle geringer ist. Eine mögliche Erklärung dafür wäre, dass ein kleiner Teil Öl von der einströmenden Frischluft über die oberen Ringe gedrückt wird. Bei hohem Fluss des Öls in Richtung Brennraum fällt dies nur gering ins Gewicht, da das Öl in Richtung Kurbelgehäuse verdrängt wird und damit die Reduktion des Ölflusses in Richtung Brennraum dominiert.

Grundsätzlich ist das Niveau der LIF-Intensität für alle Betriebsstrategien mit geschlossener Drosselklappe höher, als wenn diese geöffnet ist. Dieses niedrigere Niveau bedeutet auch einen kleineren Fluss des Schmieröls Richtung Brennraum. Akkumuliertes Öl am Feuersteg kann für viele Zyklen dort verweilen, ohne wirklich in den Brennraum zu gelangen. Es wäre somit auch denkbar, dass die gemessene Menge Öl auf der Fläche des Feuerstegs nicht die Kolbenoberfläche verlässt und somit nicht zu Abgasemissionen beiträgt. Die bisherigen Auswertungen liefern somit keine definitive Aussage, ob die Kanäle bei geschlepptem Betrieb mit offener Drosselklappe einen Vorteil liefern. Diese Information könnte jedoch erste Hinweise auf eine Wirkung im gefeuerten Betrieb liefern.

Auf der Zylinderwand zurückbleibendes Öl – geschleppte Versuche

Aus diesem Grund macht es Sinn, die Fragestellung aus einem anderen Blickwinkel weiter zu untersuchen. Der Fokus wird nun auf die auf dem Zylinder zurückbleibende Menge Öl auf der Zylinderoberfläche gelegt und miteinander verglichen. Diese ist speziell im Arbeitstakt maßgeblich für Abgasemissionen, die durch Schmieröl ausgelöst werden. Dieser Ölfilm ist den hohen Temperaturen während der Verbrennung und im nachfolgenden Ausschietakt ausgesetzt. Dabei verdunstet das Öl und wird mit dem Abgas ausgeschoben.

Deshalb werden für den Vergleich Bilder herangezogen, die 30° nach dem unteren Totpunkt im Ausschietakt aufgenommen werden. Zu diesem Zeitpunkt ist der gesamte auf der Zylinderoberfläche zurückbleibende Ölfilm sichtbar. Da die Schichtdicken des zurückbleibenden Öls und damit die emittierte LIF-Intensität sehr klein sind wird der Dynamikbereich der Bilder angepasst.

Die in Abbildung 52 dargestellte Bilderreihe zeigt den Betrieb mit offener Drosselklappe. Die Darstellung umfasst erneut den Moment, wenn der Stoß des Ölabstreifrings im optischen Fenster sichtbar ist. Das erste und das zweite Bild von links zeigen den gleichen Inhalt, wobei das Erste zum Vergleich gleichen Dynamikbereich aufweist, wie die Darstellungen der Bilder zuvor. Auch hier kann keine Darstellung für den Betriebsmodus der Lufteinblasung mit niedrigem Druck gezeigt werden, da unter diesen Bedingungen der Ölabstreifring keine Ringrotation aufweist und der Ringstoß zu keinem Zeitpunkt das optische Fenster passiert.

Der durch den Ringstoß des Ölabstreifrings zurückbleibende Streifen Schmieröl passiert die darüberliegenden Kolbenringe und ist oberhalb des Kolbens deutlich sichtbar. Im oberen Bereich der Bilder ist der Umkehrpunkt des Kolbenhemds sichtbar, hier verbleibt ein Muster auf der Zylinderwand, welche in ihrer Form von dem zurückbleibenden Streifen Öl beeinflusst wird. Dieses Muster scheint für alle Betriebsmodi über die Arbeitsspiele ähnlich ausgeprägt zu sein, eine deutliche Änderung bei Ansteuerung der Luftzugänge ist nicht erkennbar und wird eher dominiert von der statistischen Varianz der einzelnen aufeinanderfolgenden Arbeitsspiele. Auffällig ist eine deutliche Aufweitung des zurückbleibenden Ölstreifens im Bereich des unteren Totpunkts und niedriger Kolbengeschwindigkeiten und deaktivierten Luftzugängen. Dieses Muster bewegt sich mit der Ringdrehung und dem zurückbleibenden Ölstreifen radial mit und ist so fast ausschließlich bei deaktivierten Luftzugängen erkennbar.

Während die anderen Operationsmodi wie bereits vorher festgestellt höhere LIF-Intensitäten im Bereich des Feuerstegs aufweisen, bewegen sich diese nicht mit der Ringdrehung, sondern sind stationär relativ zum Kolben und daher deutlich vom beschriebenen Effekt unterscheidbar. Die Höhe der Ausbuchtung ist etwa 10 mm und auch unterhalb der Position des ersten Kolbenrings erkennbar. Die Höhe weist eher nicht darauf hin, dass die Zugangskanäle diesen Effekt auslösen,

da diese etwa erst ab einer Höhe von 6mm den untersten Teil des Kolbenringpakets erreichen. Trotz dieser Vermutung muss bei nachfolgenden Untersuchungen zur Optimierung der Luftzugänge ein möglicher Zusammenhang betrachtet werden.

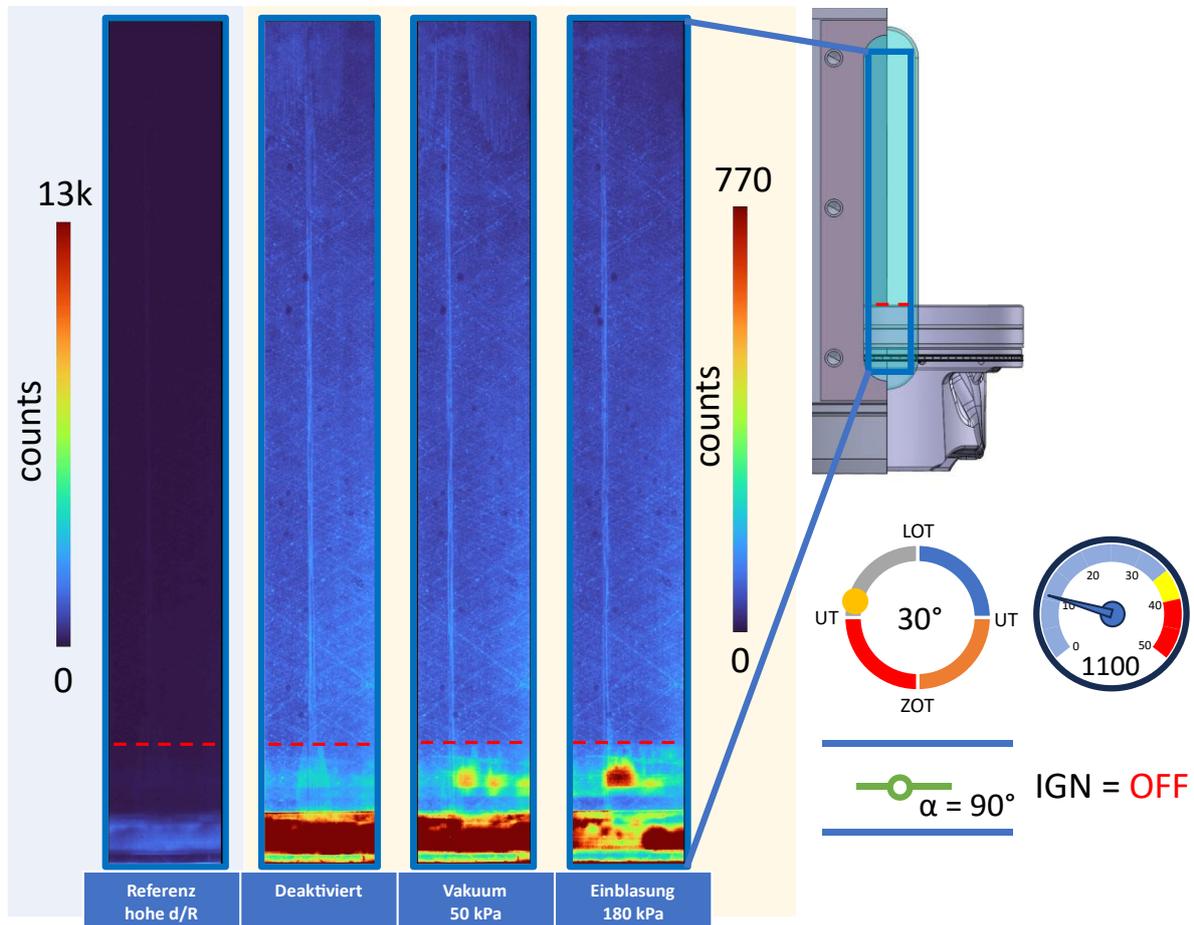


Abbildung 52: Verbleibender Ölfilm an der Zylinderwand bei geöffneter Drosselklappe

Für einen anschaulichen und fairen Vergleich der Betriebsarten untereinander, wird der Medianwert für den sichtbaren Bereich oberhalb des Kolbens berechnet und in Abbildung 53 dargestellt. Diese Werte werden über einen Bereich von 300 Arbeitsspielen ausgewertet und in Diagrammform in Abbildung 53 dargestellt. Zu beachten ist, dass aus Gründen der Anschaulichkeit ein gleitender Mittelwert über 10 Arbeitsspiele berechnet und dargestellt wird. Zyklus „0“ ist so ausgerichtet, dass sich der Ringstoß des Ölabstreifrings in der Mitte des Sichtfeldes befindet und in Abhängigkeit seiner Rotationsgeschwindigkeit aus dem Sichtfeld bewegt. Der Einfluss dieses Ringstoßes auf die Menge zurückbleibenden Öls ist für die Betriebsmodi mit deaktivierten und unter Vakuum stehenden Luftzugängen deutlich erkennbar. Die Ringrotation ist dabei bei deaktivierten Zugängen geringer als bei Anschluss von Vakuum. Der Effekt des Ringstoßes ohne Ansteuerung ist etwa nach 80 Arbeitsspielen nicht mehr erkennbar, bei Vakuum ist die Ringrotation so schnell, dass im Bereich von 240 Arbeitsspielen eine komplette Rotation des Ringes abgeschlossen ist. Dies entspricht in diesem Fall einer Rotationsgeschwindigkeit von 0,2

U/min, einem nach Literatur sehr hohen Wert [55]. Eine Betrachtung der Werte der gemessenen LIF-Intensität auf der Zylinderwand zeigt einen Einfluss der Betriebsstrategie der Zugänge. Das höchste Niveau ist bei deaktivierten Luftzugängen messbar. Anlegen eines Vakuums zeigt jedoch nur eine nicht signifikante Verringerung des Messwerts. Deutliche Unterschiede sind bei beiden Modi der Lufteinblasung messbar. Hier sinkt der gemessene Wert von 70 counts bei deaktivierten Zugängen auf 60 und 40 counts bei schwächerer beziehungsweise stärkerer Lufteinblasung. Dies entspricht einer signifikanten Reduktion um 16 und 43 Prozent.

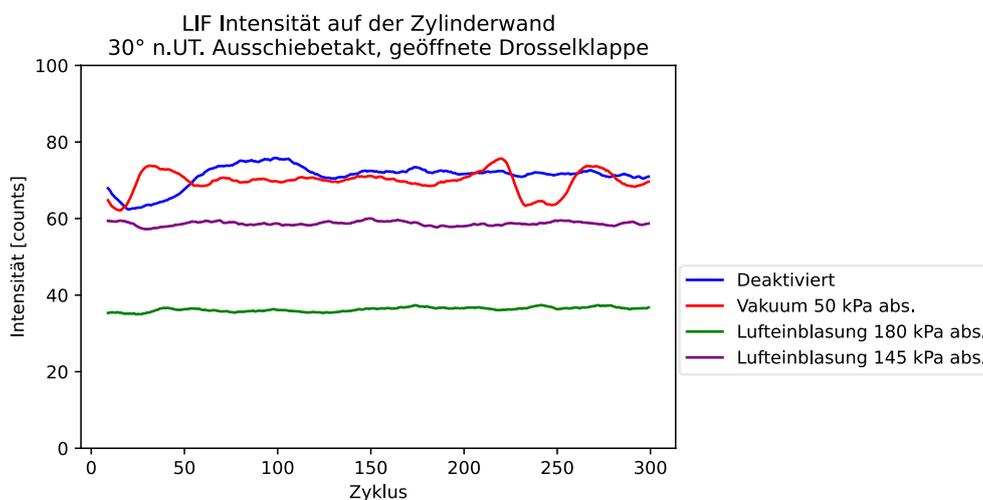


Abbildung 53: Auswertung des verbleibenden Ölfilms an der Zylinderwand bei geöffneter Drosselklappe

Analog zur Auswertung des verbleibenden Ölfilms bei geöffneter Drosselklappe, wird der Betrieb bei geschlossener Drosselklappe untersucht. Auch hier werden wieder alle Betriebsmodi optisch und rechnerisch nach den gleichen Kriterien miteinander verglichen. Abbildung 54 zeigt die vier Bilder der Betriebsmodi erneut mit dem Ringstoß des Ölabstreifrings im Sichtbereich. Es ist deutlich erkennbar, dass nicht nur, wie bereits vorher festgestellt mehr LIF-Intensität im Bereich der Kolbenringe messbar ist, sondern auch der auf der Zylinderwand zurückbleibende Ölfilm ein stärkeres Signal aufweist und somit eine höhere Schichtdicke nachgewiesen werden kann. Beispielsweise ist das Intensitätslevel des zurückbleibenden Öls bei deaktivierten Zugängen von 70 counts bei geöffneter Drosselklappe auf 140 counts bei geschlossener Drosselklappe im Mittel doppelt so hoch, wie aus einem Vergleich der Abbildungen Abbildung 53 und Abbildung 55 hervorgeht. Zusätzlich fällt auf, dass das Muster des durch den Ringstoß des Ölabstreifrings zurückgelassenen Öls im vertikalen Randbereich deutliche Verzweigungen aufweist. Darüber hinaus nimmt die Breite dieses Steifens im Verlauf der Abwärtsbewegung zu. Dieser Effekt kann bei geöffneter Drosselklappe nicht beobachtet werden. Es scheint, dass je tiefer der Kolben im Zylinder steht, das Ringpaket mehr Öl enthält und so durch die geringe Anpresskraft der Ringe

diese leicht von Schmieröl überfahren werden können. Eine Ausbuchtung dieses Steifens kurz vor dem unteren Totpunkt im Bereich sehr niedriger Kolbengeschwindigkeiten kann hier bei keinem der Betriebsarten erkannt werden.

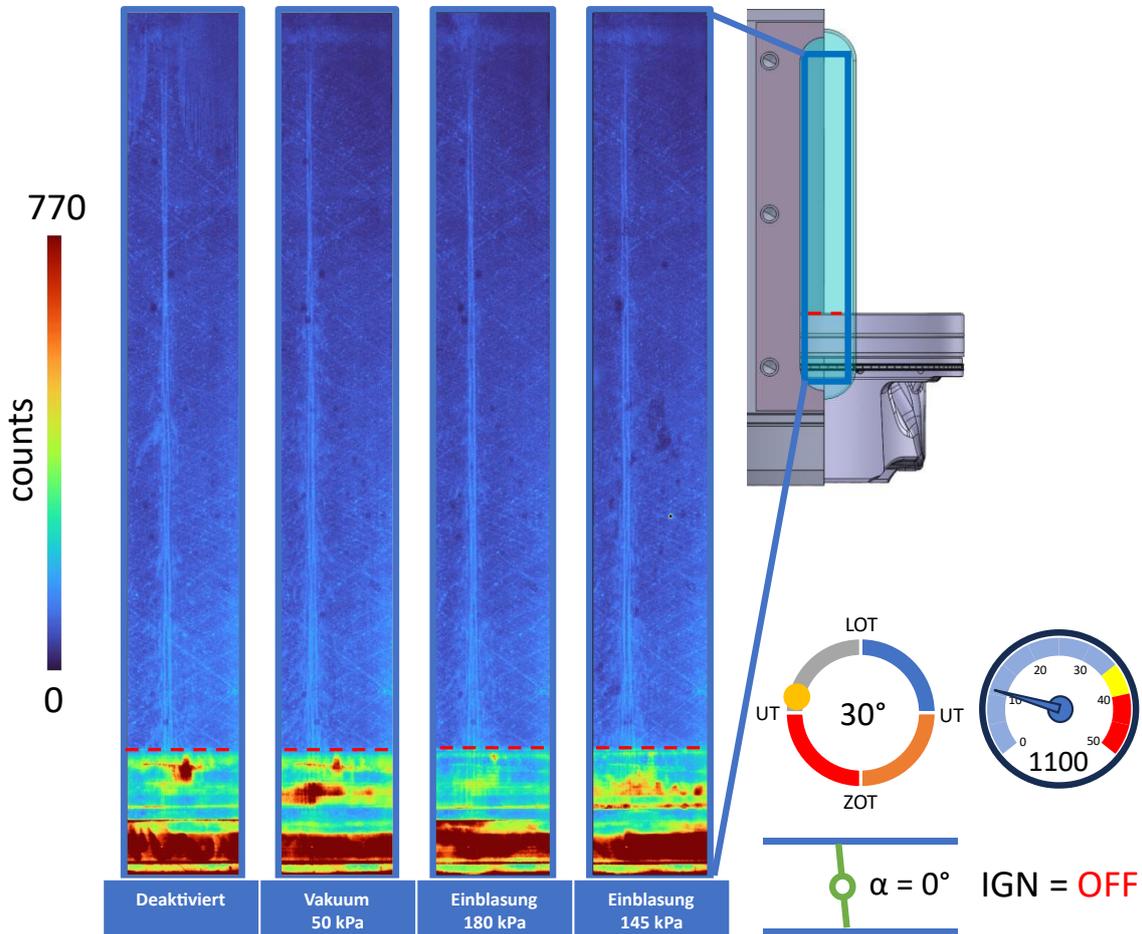


Abbildung 54: Verbleibender Ölfilm an der Zylinderwand bei geschlossener Drosselklappe

Die quantitative Auswertung des zurückbleibenden Ölfilms über den Verlauf von 200 Arbeitsspielen in Abbildung 55 zeigt nur kleine Unterschiede der einzelnen Betriebsstrategien. Auch hier ist bei Zyklus „0“ der Ringstoß des Ölabbstreifrings in der Mitte des Sichtbereichs und wandert je nach Drehgeschwindigkeit des Rings aus der Sichtfläche heraus. Für weite Teile der untersuchten Arbeitsspiele weist die Betriebsstrategie mit angelegtem Vakuum zusammen mit deaktivierten Luftzugängen das höchste LIF-Signal auf. Danach weisen die beiden Betriebsmodi mit Lufteinblasung die niedrigsten Werte auf, wobei gerade im Bereich des Ringstoßes des Ölabbstreifrings, weniger Spülgefälle einen leichten Vorteil zu haben scheint, der sich dann mit fortschreitender Ringdrehung egalisiert. Gesamtheitlich betrachtet kann eine Ansteuerung der Luftzugänge keine signifikante Reduktion des zurückbleibenden Ölfilms herbeiführen.

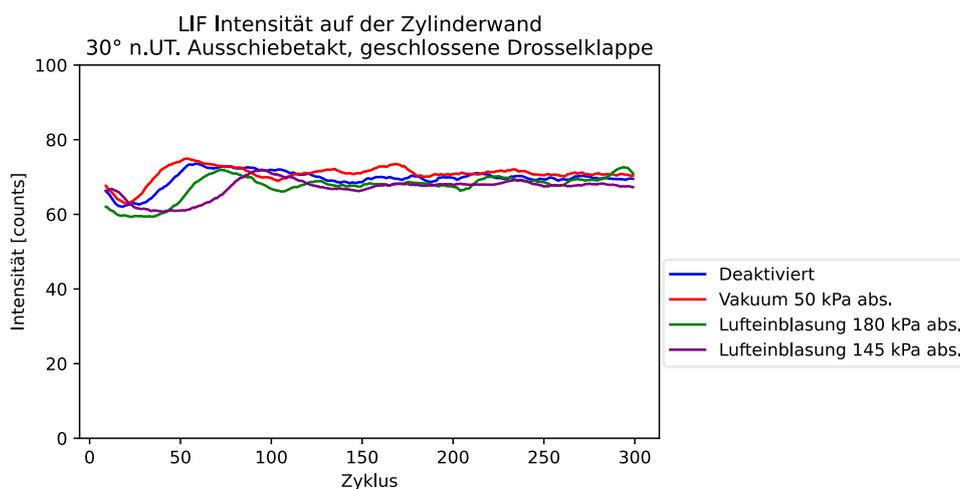


Abbildung 55: Auswertung des verbleibenden Ölfilms an der Zylinderwand bei geschlossener Drosselklappe

Die Ergebnisse der geschleppten Versuche legen bereits in manchen Betriebspunkten eine Steuerbarkeit des Ölhaushalts in der Kolbengruppe durch die Luftzugänge im Zylinder nahe. Durch passende Ansteuerung dieser Zugänge kann teilweise eine Verringerung der LIF-Signale gezeigt werden. Daraus wird geschlossen, dass betriebspunktabhängig eine Verringerung der Ölemissionen erreicht werden kann. Zusätzlich soll die Wirkungsweise im gefeuerten Betrieb untersucht werden.

5.2.2 Optische Untersuchungen im gefeuerten Betrieb

Für eine Untersuchung der Funktion der in der Zylinderwand integrierten Luftzugänge werden die gleichen Ansteuermöglichkeiten wie zuvor verwendet. Es werden drei Drehzahlstufen untersucht, wobei einen den Leerlaufbetrieb bei 650 U/min darstellt, die beiden anderen Drehzahlen von 1100 U/min und 2200 U/min richten sich nach typischen Schaltpunkten von Fahrzeugen mit Automatikgetriebe. Generell werden zwei Laststufen von 4 bar und 8 bar indiziertem Mitteldruck untersucht, wobei im Leerlauf auf die höhere Laststufe verzichtet wird. Es wird darüber hinaus der Betriebspunkt von 2200 U/min und 8 bar indiziertem Mitteldruck jeweils mit und ohne die Verwendung der Kolbenkühlöse untersucht. Für alle anderen Betriebspunkte ist diese deaktiviert. Die Betriebsparameter sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4: Übersicht der untersuchten Betriebspunkte im gefeuerten Betrieb

Drehzahl	Last	Kolbenkühlöse
650 U/min	4 bar	Deaktiviert
1100 U/min	4bar	Deaktiviert
	8bar	Deaktiviert
2200 U/min	4bar	Deaktiviert
	8bar	Deaktiviert
	8bar	Aktiviert

Die aufgenommenen Bilder werden analog zu den geschleppten Messungen quantitativ ausgewertet. Die Auswertung der gefeuerten Messungen birgt eine zusätzliche Herausforderung, auf die kurz eingegangen wird. Für die Auswertung ist es unbedingt nötig, eine Unterscheidung zwischen lokalen und globalen Phänomenen zu machen. Als lokale Phänomene werden in diesem Fall solche bezeichnet, welche sich im Aufnahmebereich der optischen Messtechnik abspielen. Globale sind diese, wie sie innerhalb des gesamten Motors stattfinden. Ein typisches Beispiel sind die Kolbenringstöße, welche deutlich lokal abgegrenzte Effekte erzeugen. Ein Motor, wie der hier verwendete mit optischem Fenster ermöglicht bereits eine zweidimensionale Beobachtung der Vorgänge und vereinfacht deshalb eine Prüfung der Plausibilität der Messwerte durch manuelle Untersuchung der Bilderreihen auf etwaige Fehlerquellen und Gegebenheiten. Dennoch ist gerade in Umfangsrichtung nur ein kleiner Teil des Zylinders sichtbar, sodass lokale Phänomene außerhalb des Sichtfensters nicht aufgenommen werden. Während bei geschlepptem Betrieb das Verhalten der Kolbenringe und die Ölmenge in den einzelnen Teilbereichen über die gemessenen Arbeitsspiele im Versuchszeitraum eine gewisse Kontinuität aufweist, so wird im gefeuerten Modus durch höhere Druckniveaus im Arbeitstakt gekoppelt mit Zyklus-schwankungen die Dynamik der Fluide im Kolbenringpaket erhöht. Das Ausschauen aussagekräftiger Messdaten und das Ableiten gültiger Aussagen ist dadurch erschwert. Aus diesem Grund werden zuerst alle Messdaten quantitativ ausgewertet, sodass ein Überblick gewonnen werden kann, welche Arbeitsspiele für eine qualitative Untersuchung in Frage kommen. Für alle gefeuerten Untersuchungen wird deshalb der Graph der errechneten Mittelwerte der ausgewerteten Bereiche gezeigt.

Untersuchung der Ölmenge im Ansaugtakt – gefeuerte Versuche

Eine Betrachtung des Feuerstegbereichs während dem Ansaugtakt über alle Betriebspunkte, dargestellt in Abbildung 56, zeigt auch im gefeuerten Betrieb einen Einfluss der Luftzugänge im Zylindergehäuse.

LIF-Intensität im Bereich des Feuerstegs, 90° n.OT, Ansaugtakt

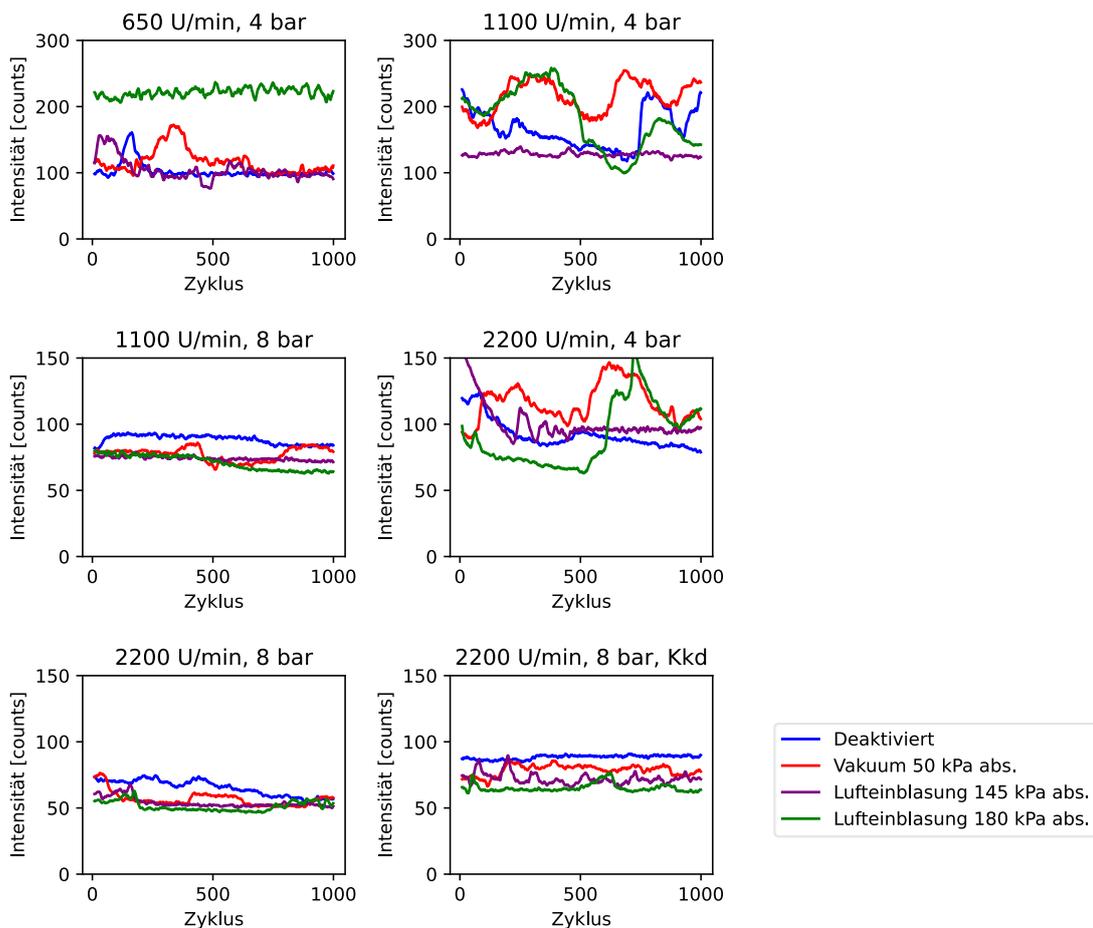


Abbildung 56: Übersicht über die LIF-Intensitäten im Bereich des Feuerstegs im Ansaugtakt

Insgesamt ist zu beobachten, dass die Wirkung der einzelnen Ansteuerungsmodi der Kanäle abhängig vom Betriebspunkt unterschiedlich stark ins Gewicht fällt, wobei in keinem der untersuchten Betriebspunkte die Deaktivierung der Kanäle alleine zur niedrigsten LIF-Intensität im Bereich des Feuerstegs führt. Im an den Leerlaufbetrieb des Motors angelehnten liegen die drei Ansteuerungsmodi „Deaktiviert“, „Vakuum“ und „Lufterinblasung 145 kPa“ auf einem ähnlichen Niveau. Allein die Lufterinblasung bei höherem Spülgefälle zeigt eine deutliche Verschlechterung. Hier ist die auf dem Feuersteg gemessene LIF-Intensität etwa doppelt so hoch verglichen mit den anderen Betriebsmodi. Für die anderen Betriebspunkte wie beispielsweise bei 2200 U/Min, 8 bar indiziertem Mitteldruck und aktivierter Kolbenkühlöse weist erneut die Einblasung mit

hohem Spülgefälle die niedrigsten Werte auf. Reduktion der gemessenen LIF-Intensität im Bereich 10-20 % sind dadurch möglich.

Eine Betrachtung der Aufnahme in Abbildung 57 für den leerlaufnahen Betriebspunkt in Abbildung 57 zeigt deutlich die Akkumulation des Schmieröls im Bereich des Feuerstegs bei Einblasung. Eine mögliche Erklärung wäre, dass in diesem Betriebspunkt durch die hohe eingebrachte Menge Gas, die oberen Ringe anfangen zu flattern, sich also innerhalb der Ringnut auf- und abzubewegen und dabei das Öl in Richtung Brennraum zu transportieren. Die Kanäle benötigen jedoch die Abdichtung der Kolbenringe in Richtung Brennraum, damit das Öl in Richtung Kurbelgehäuse verdrängt werden kann.

Im oberen Bereich des Zylinders ist ein ausgeprägtes Muster im Schmierölfilm erkennbar. Dieses entsteht im Bereich der korrespondierenden Fläche auf dem Zylinder, in der sich das Kolbenhemd im oberen Totpunkt befindet. Im Ansaugtakt fehlt dem Kolben die Druckkraft des Brennraums, sodass der Kolben durch das Pleuel in Richtung der Gegendruckseite gezogen wird. Daraufhin bleibt dieses Muster auf der Zylinderwand sichtbar. Da dieses Muster in seiner Form stark variiert, kann mit den aktuellen Messreihen keine signifikante Aussage zum Einfluss der Kanäle auf die Ausprägung des Musters gegeben werden. In Anhang A sind entsprechende Darstellungen für die Betriebspunkte von 1100 U/min, 8 bar p_{mi} und 2200 U/min, 8 bar p_{mi} und aktivierter Kolbenkühl Düse gezeigt.

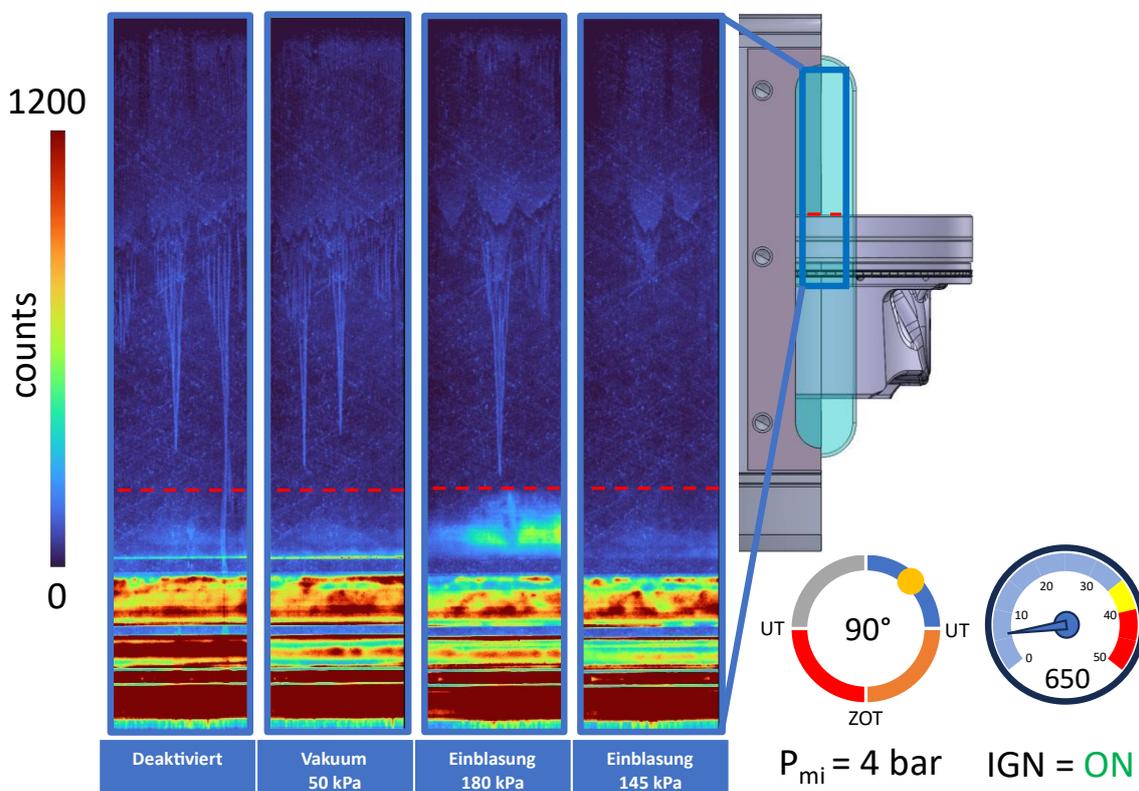


Abbildung 57: LIF-Aufnahmen im Ansaugtakt mit Zugangskanälen im gefeuerten Betrieb

Auf der Zylinderwand zurückbleibendes Öl – gefeuerte Versuche

Erneut wird die auf der Zylinderwand zurückbleibende Menge an Schmieröl betrachtet, da das in diesem Fall beobachtete Schmieröl der Flamme während der Verbrennung ausgesetzt ist und deshalb maßgeblich für den Anteil an Verdunstung verantwortlich ist. Die Auswertung ist in Abbildung 58 gezeigt.

LIF-Intensität auf der Zylinderwand, 90° n.OT, Arbeitstakt

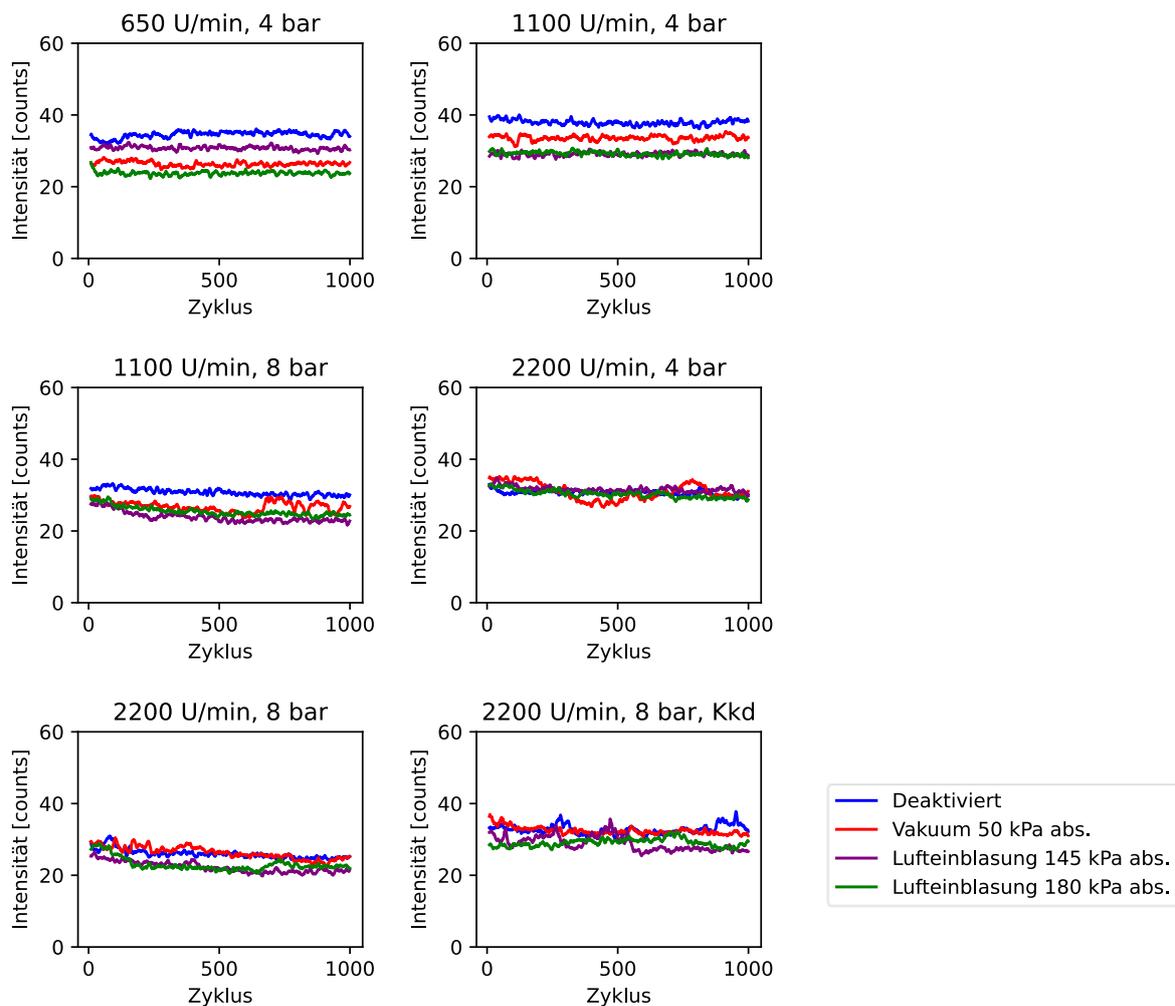


Abbildung 58: Übersicht über die LIF-Intensitäten im Bereich der Zylinderoberfläche im Arbeitstakt

Die quantitative Auswertung des zurückbleibenden Ölfilms zeigt auch hier Unterschiede der einzelnen Betriebsstrategien. Welche Betriebsstrategie der Zugangskanäle die höchsten Vorteile bietet, ist bei dieser Betrachtung erneut abhängig von den Betriebsbedingungen. Insgesamt zeigen die Ansteuerungsmodi der Luft einblasung die größten Vorteile. In keinem der untersuchten Betriebspunkte weisen deaktivierte Kanäle die niedrigsten LIF-Intensitätswerte auf.

Dies ist besonders bemerkenswert, da sich in der Auswertung des Bereichs des Feuerstegs ein umgekehrtes Verhältnis gezeigt hat, wo sich durch die Einblasung mit hohem Spülgefälle ein deutlicher Nachteil gezeigt hat. Der Betriebsmodus mit angelegtem Vakuum erreicht im leerlaufnahen Betriebspunkt ähnlich niedrige Intensitätswerte auf der Zylinderoberfläche wie die Einblasung mit hohem Spülgefälle, ohne jedoch die Nachteile im Bereich des Feuerstegs aufzuweisen. Für alle Betriebsmodi zeigt sich eine Drehzahlanhängigkeit der Wirkung der Kanäle, welche im leerlaufnahen Bereich den größten Effekt aufweisen, bevor der Unterschied mit höherer Drehzahl zwar noch signifikant ist, jedoch mit deutlich geringerer Ausprägung.

Ein Vergleich der entsprechenden Aufnahmen sind in Abbildung 59 für einen Betriebspunkt bei 1000 U/min und 8 bar p_{mi} dargestellt. Weitere Aufnahmen für 650 U/min und 4 bar p_{mi} finden sich im Anhang B. Auf eine Anpassung der dynamischen Reichweite wird in diesem Fall verzichtet, das keine besonderen Muster erkennbar sind.

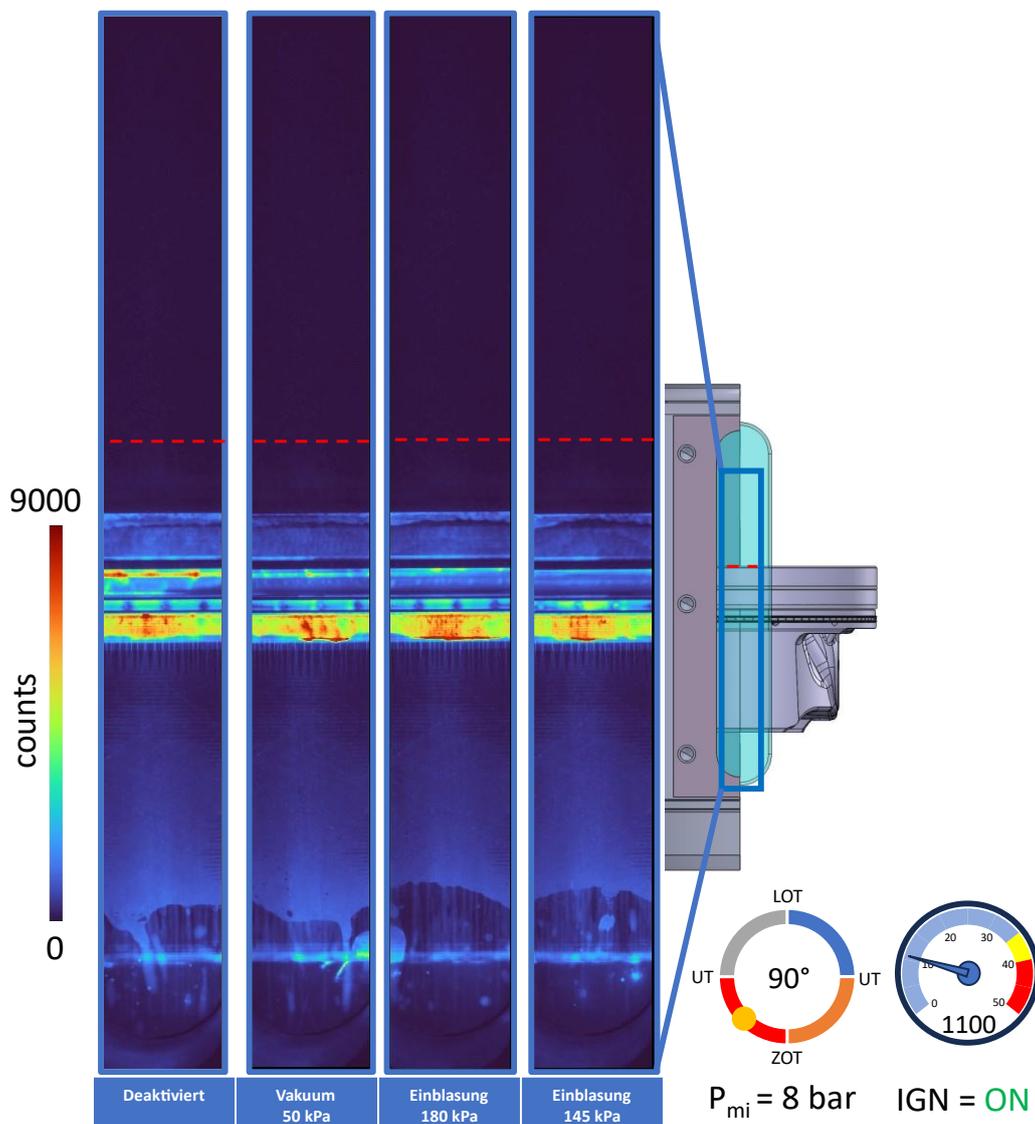


Abbildung 59: LIF-Aufnahmen im Arbeitstakt mit Zugangskanälen im gefeuerten Betrieb

Durch Beibehalten der gewählten dynamischen Reichweite lässt sich jedoch einfacher der Bereich des Ringpakets und Kolbenhemds betrachten. Auch hier lassen sich die Auswirkungen der Kanäle im Bereich zwischen zweitem und drittem Kolbenring erkennen. Für alle aktivierten Kanäle ist in diesem Bereich die LIF-Intensität signifikant reduziert und auch die vorherrschenden Gaswirbel sind scheinbar schwächer ausgeprägt, wobei nur die Ölbestandteile dieser Strömung sichtbar mit der LIF-Technik gemacht werden können.

Die Ausprägung des Ölfilms des Kolbenhemds ist gerade im Arbeitstakt von zentraler Bedeutung. Für die untersuchten Betriebspunkte lässt sich kein unerwartetes Verhalten erkennen, welches Bauteilschäden hervorrufen könnte. Der Vorteil der Kanäle hier ist, dass im Falle der Betriebsmodi mit Lufteinblasung, das Öl aus dem Kolbenringpaket in Richtung des Kolbenhemds verdrängt wird und somit nur dort selektiv reduziert werden kann.

5.2.3 Thermodynamische Untersuchungen

Die Ergebnisse der optischen Untersuchung zeigen einen steuerbaren Einfluss der Zugangskanäle, welcher den Erwartungen entsprechend die optisch gemessene Menge Öl in verschiedenen Bereichen im Brennraum senken kann. Um abzusichern, dass dies keine unerwarteten Einflüsse auf andere Abgasemissionen hat, werden baugleichen Zugangskanäle an einem thermodynamischen Motor untersucht. Die Abgasmesstechnik besteht aus einer MEXA ONE und einem um einen Catalytic Stripper erweitertes Partikelmessgerät MEXA 2300. Da durch die Zylinderkanäle Gas aus dem Kurbelgehäuse transportiert werden muss, entsteht eine höhere Belastung für die Kurbelgehäuseentlüftung. Um diese zusätzliche Belastung zu quantifizieren, wird dieser Luftstrom mittels eines Blow-By-Meters gemessen und zusätzlich aufgezeichnet. Die thermodynamischen Untersuchungen sind in Abbildung 60 dargestellt.

Hervorzuheben ist, dass diese Abgasmesstechnik nicht in der Lage ist, Ölemissionen zu untersuchen. Durch die Vorrichtung zur Entfernung volatiler Abgasbestandteile, in diesem Fall ein Catalytic Stripper, wird verdunstetes Öl umgesetzt und erreicht nicht die Messstrecke. Wird dieses Bauteil umgangen, damit auch das verdunstete Öl die Messzelle erreicht, sind diese durch andere dominierende volatile Anteile wie Wasserdampf im Abgas unter der Nachweisgrenze. Die im Kapitel 4.2 verwendete Messtechnik zur Untersuchung der Ölemission stand für diese Versuche nicht zu Verfügung.

Lastschnitt bei 2200 U/min

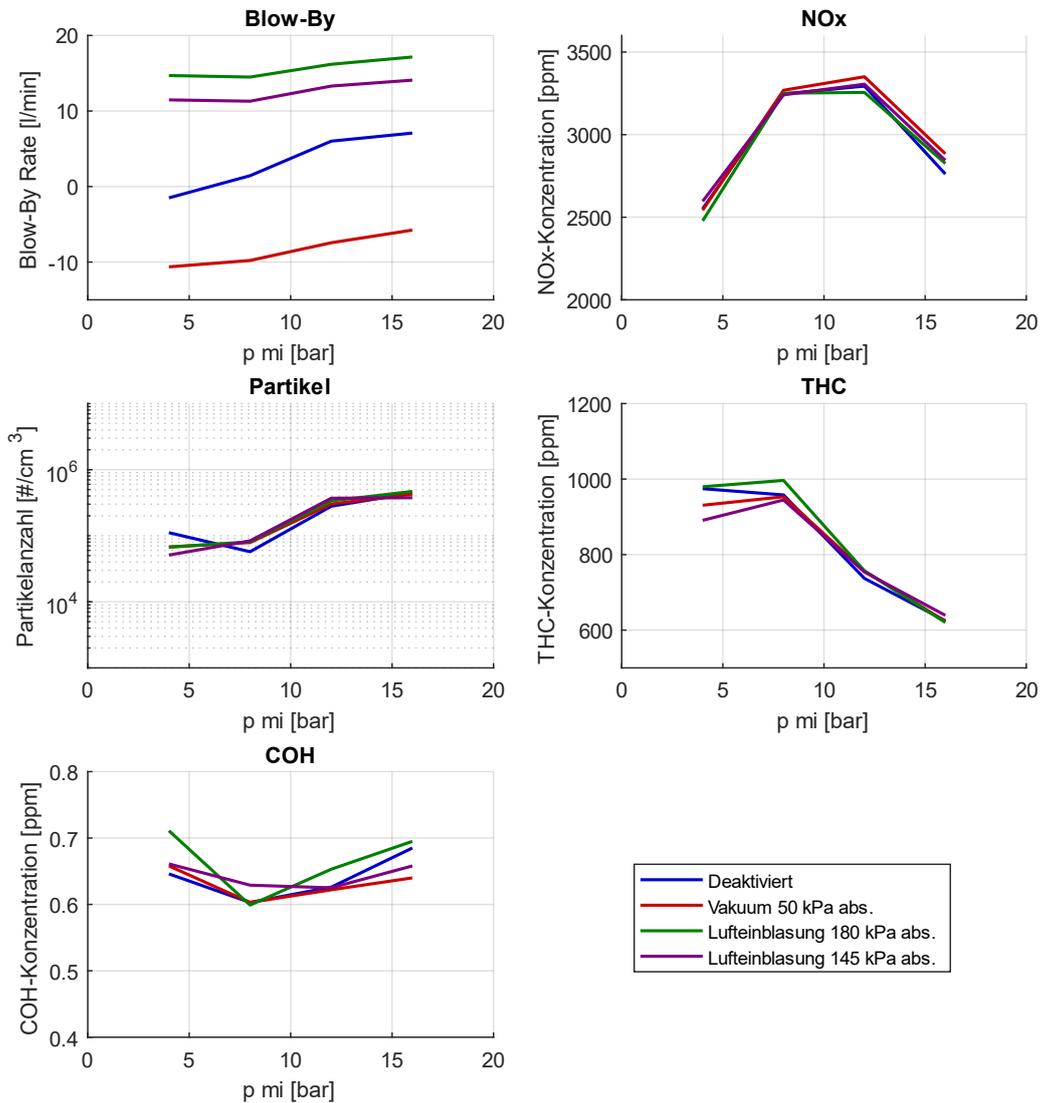


Abbildung 60: Emissionswerte der thermodynamischen Versuche mit Zugangskanälen

Die gemessenen Unterschiede in der Stickoxid-, CO- und Partikelemission sind innerhalb der Wiederholbarkeit des Prüfstandes und zeigt somit in diesem Versuch keinen negativen Einfluss der Zugangskanäle. Signifikant ist das Ergebnis der Blow-By-Messung, welches den Bedarf an Volumenstrom für die Kurbelgehäuseentlüftung pro Zylinder zeigt. So steigt im stärksten Fall der Bedarf um 15 l/min bei Einblasung mit hohem Spülgefälle. Im Falle der Absaugung wird ähnlich wie bei hohem Reverse-Blow-By Luft rückwärts über die Kurbelgehäuseentlüftung transportiert. Dieser Luftstrom muss jedoch ebenfalls von Schmieröl befreit werden, bevor dieser entweder in die Umwelt oder den Ansaugtrakt geleitet werden kann. Dafür ist ein Volumenstrom durch den Abscheider von etwa 10 l/min pro Zylinder notwendig.

6 Diskussion

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung einer technischen Einrichtung zur Reduktion von betriebspunktabhängig gestiegenen Ölemissionen. Die Versuche zeigen ein Überlaufen der Kolbenringe, sobald sich die im Kolbenringpaket vorhandene Menge Öl erhöht. Aus der These, hier manipulativ durch eine Reduktion der Ölmenge eingreifen zu können, werden Luftzugänge im unteren Bereich des Zylinders getestet. Diese Zugänge werden dazu verwendet entweder Medium aus dem Zylinder abzusaugen, oder Luft einzublasen. Sowohl geschleppte, als auch gefeuerte Versuche zeigen die gewünschte Wirkung in den optischen Messungen.

Ein erster optischer Nachweis einer generellen Funktion solcher Zugangskanäle kann somit bestätigt werden. Im Folgenden stellen sich jedoch mehrere Fragen:

- Kann aus den im Rahmen der Arbeit entstandenen Untersuchungen eine Reduktion des Öleintrags in den Brennraum durch die Zugangskanäle abgeleitet werden?
- Kann die durch die Zylinderbohrungen hervorgerufene Reduktion negative Auswirkungen auf den Schmierfilm und auf die Haltbarkeit der Bauteile haben?
- Hat der Eingriff in das Kolbenringpaket negative Auswirkungen auf andere Emissionen oder das Betriebsverhalten des Motors?
- Welche Herausforderungen entstehen beim Einsatz dieser Bohrungen in Serienmotoren?
 - Wie können die Kanäle integriert werden?
 - Welcher Ansteuerungsmodus ist idealerweise zu verwenden?
 - Wie werden die Kanäle versorgt?
 - Wie sieht die ideale Geometrie der Zugänge aus?
 - Wo liegen die Grenzen des Systems?

6.1 Nachweis der Funktionsfähigkeit

Nachdem eine Reihe an Messungen mit Verwendung der Zugangskanäle vorgestellt wurden, soll nun erörtert werden, welche Aussagen sich davon ableiten lassen und was von zukünftigen Untersuchungen beleuchtet werden soll, um eine Funktion der Kanäle weiter zu klären. Durch diese Untersuchungen kann gefolgert werden, dass die Menge an Schmieröl im Bereich des Feuerstegs und auf der Oberfläche der Zylinderwand durch passende Ansteuerung der Zugangskanäle reduziert werden kann. Aus vorherigen Untersuchungen wird eine Korrelation zwischen gleichen optischen Messungen und Ölemissionsmessungen im Abgas unter Verwendung eines Massenspektrometers mit time-of-flight Messung hergestellt. Dies legt nahe, dass es zu einer tatsächlichen Reduktion des Öleintrags vom Kurbelgehäuse durch das Kolbenringpaket in den Brennraum kommt. Eine theoretische Überlegung, ob ein dünnerer Schmierfilm an der Zylinderwand oberhalb des Kolbens automatisch auch zu niedrigeren Emissionen führt, ist allerdings nicht nachgewiesen.

Eine nachfolgende Untersuchung der Abgaszusammensetzung, um Reduktionen in der Ölemission nachzuweisen ist aufgrund fehlender Abgasmesstechnik nicht mehr erfolgt. Ein Versuch mit herkömmlicher Abgasmesstechnik mittels einer MEXA 2300 SPCS konnte keinen Effekt nachweisen, alle Ansteuerungsmodi der Zugangskanäle zeigen ein im Rahmen der Messungengenauigkeit gleiches Emissionsverhalten. Die Frage, die sich hierbei stellt, ist, ob dies als Beweis dafür gewertet werden kann, dass die Zugangskanäle keinen signifikanten Einfluss auf die aus dem Öl stammenden Emissionen haben. Dies kann verneint werden, da die verwendete Partikelmessstechnik einen Catalytic-Stripper zur Entfernung aller volatilen Bestandteile wie z.B. Wassertröpfchen besitzt. Dieser Catalytic Stripper entfernt jedoch auch alle Aerosolpartikel und verdunsteten Ölemissionen, sodass diese nicht mehr in der Partikelmessstrecke gezählt werden. Die verwendete Messtechnik ist also nicht ausreichend geeignet, einen Unterschied in den Ölemissionen zu messen. Deshalb wird empfohlen in weiterführenden Arbeiten mit geeigneter Abgasmesstechnik die Funktionsfähigkeit der Zugangskanäle zu untersuchen.

6.2 Auswirkungen auf Abgasemissionen

Eine Auswirkung der Zugangskanäle auf andere Abgasemissionen des Motors wird als unwahrscheinlich eingestuft, muss jedoch überprüft werden. Die Untersuchungen an einem Thermodynamikmotor und herkömmlicher Abgasmesstechnik, zeigen keine Anstiege in den Emissionen COH, THC, NOX und PN.

6.3 Auswirkungen auf den Schmierfilm

In den gezeigten Versuchen ist der zentrale Fokus auf die Reduktion von Schmieröl auf die Bereiche gelegt, die zu Ölemission führen können. Unbeachtet davon ist jedoch die Fragestellung, ob eine Verringerung der im Kolbenringpaket verfügbaren Menge Öl negative Auswirkungen auf das Tribologiesystem haben könnte. Generell kann durch die Bauform der Zugänge eine Schaltbarkeit einfach realisiert werden, sodass man das System in Bereichen deaktivieren kann, in denen Probleme zu erwarten sind. Die daraus abgeleitete Fragestellung lautet also unter welchen Betriebsbedingungen eine Verringerung des Schmieröls Sinn macht und in welchem Zustand der vorhandene Schmierölfilm zwingend nötig ist, um Schäden im Motor zu vermeiden.

Eine pauschale Aussage ist nur schwer möglich, da die Gegebenheiten, die zu Motorschäden führen, von vielen konstruktiven Merkmalen der beteiligten Komponenten abhängen. Aus eigenen Messungen und Untersuchungen anderer Forschungsgruppen geht hervor, dass der Ölfilm mit steigender Drehzahl und steigendem Mitteldruck abnimmt [58, 59, 61, 85]. In diesen Bereichen kann auf den Einsatz des Systems verzichtet werden, sollten sich Schäden zeigen. Ein Vergleich der gemessenen Ölfilmstärke auf dem Kolbenhemd bei aktivierten und deaktivierten Zugangskanälen zeigt keinen signifikanten Unterschied in Ausprägung oder Schichtdicke.

Darüber hinaus deuten die Messungen darauf hin, dass das System beispielsweise dazu genutzt werden kann, eine Erhöhung der Ölemission nach aktivieren der Kolbenkühldüse auszugleichen. Die Kolbenkühldüse, die dazu eingesetzt wird, den Kolben in Betriebspunkten hoher Mitteldrücke und Drehzahlen zu kühlen und den dort erhöhten Schmierölbedarf zu decken, erhöht auch den auf der Zylinderwand zurückbleibenden Ölfilm. Es kann gezeigt werden, dass durch Einsatz der Zugangskanäle, der zurückbleibende Ölfilm auf der Zylinderwand bei aktivierter Kolbenkühldüse vergleichbar ist mit dem bei deaktivierten Kanälen und deaktivierter Kolbenkühldüse. Somit kann aus Sicht der Ölemission bereits bei niedrigeren Mitteldrücken auf die Kolbenkühldüse zurückgegriffen werden, was beispielsweise bei niedrigeren Viskositäten zukünftiger Schmieröle nötig sein kann.

6.4 Einsatz in Serienmotoren

Zentral im Fokus für eine Umsetzung der hier gezeigten Technologie in Serienmotoren steht die Fragestellung, ob der Einsatz der hier vorgestellten Zugangskanäle im Zylindergehäuse darstellbar ist. Neben der physischen Integration der Versorgungskanäle und deren Schaltelementen in das Motorengehäuse stellt sich die Frage, wie die Kanäle mit dem nötigen Druckgefälle versorgt werden können. Außerdem sollten für einen erfolgreichen Einsatz der Kanäle, der Luft- oder Vakuumbedarf optimiert werden.

6.4.1 Integration in bestehende Baugruppen

Damit die hier vorgestellten Zugangskanäle in zukünftigen Serienmotoren verwendet werden können, müssen neben den Bohrungen in der Zylinderwand auch die zusätzlich nötigen Versorgungskanäle in die Motorblöcke integriert und herausgeführt werden. Während der Entwicklung der Kanäle ist bereits diese Integration im Fokus gestanden. Generell sind zwei Arten der Integration denkbar, abhängig von der Konstruktion des Motors. Bei Motoren mit Buchsen, welche entweder in das Kühlwasser (nass) oder direkt in das Metall des Motorblocks (trocken) eingesetzt sind, wird wie in Abbildung 43: Aufbau des Luftzugangs für den Thermodynamikmotor gezeigt über einen weiteren O-Ring ein radialer Kanal um die Buchse herum geschaffen, welcher die Kanäle eines Zylinders versorgen kann. Diese radialen Kanäle der Zylinder einer Reihe können dann ihrerseits über eine eingegossene Leitung im Motorblock ähnlich einer Ölgalerie versorgt werden. In Motoren, die keine eingesetzte Buchse besitzen, ist diese Integration deutlich schwieriger, da der nötige radiale Hohlraum zu keinem Zeitpunkt zugänglich ist. Zwar ist denkbar mit geschäumten Guss-positiven nach dem Lost-Foam Verfahren diese Hohlräume einzubringen, dieser kann jedoch im Gussprozess leicht verschoben werden. Die daraus resultierende ungleichmäßige Wandstärke würde zu Kapillarbohrungen mit unterschiedlicher Länge führen, welche dann radial ungleichmäßig Luft oder Vakuum liefern würden. Eine mögliche Lösung wäre der Einsatz eines Metallrings, ähnlich einer kurzen eingesetzten Laubuchse im unteren Bereich der Zylinder. Diese Buchse kann entweder eingegossen oder von unten eingeschoben ausgeführt sein. Die vorgestellten Möglichkeiten sind jedoch nur Beispiele, für eine Integration ist immer noch eine Einzelfallbetrachtung nach der besten und kostengünstigsten Integrationsart nötig.

6.4.2 Versorgung und Ansteuerungsmodi

Im Verlauf der Messungen sind drei Ansteuerungsmodi getestet worden. Diese sind eine Vakuumstufe und zwei Stufen der Lufteinblasung. Die Energie zum Aufbau des nötigen Spülgefälles muss im späteren Einsatz vom Verbrennungsmotor selbst bereitgestellt werden. Während der Einsatz einer zusätzlichen Pumpeneinheit denkbar wäre, die die Kanäle mit Luftdruck oder Vakuum versorgt, sorgt die dafür nötige Pumpleistung für eine Reduktion des Gesamtwirkungsgrades des Motors. Idealerweise können bestehende Pumparbeiten des Motors genutzt werden. Der benötigte Volumenstrom ist für den hier getesteten Stand der Kanäle aus den Daten der Blow-By-Messungen der thermodynamischen Versuche abgeleitet. Für die getesteten Betriebsmodi der Kanäle wird pro Zylinder ein Volumenstrom von 10-15 Litern pro Minute benötigt.

Für eine Versorgung der Kanäle mit Vakuum wäre eine Abnahmeleitung im Ansaugtrakt des Motors möglich. Diese liefert betriebspunktabhängig hohe Spülgefälle. Gerade im geschleppten Betrieb mit geschlossener Drosselklappe, in dem der Einsatz der Kanäle gute Ergebnisse liefert, könnte die Versorgung damit sichergestellt werden. Jedoch zeigen die Kanäle für anliegendes Vakuum über die meisten getesteten Betriebspunkte die geringsten Reduktionen, deutlich besser wäre eine Einblasung von Luft. Substituiert werden könnte die Versorgung mit Luft durch eine Versorgung mit Abgas. Voraussetzung dafür ist jedoch ein entsprechend hoher Abgasdruck, welcher jedoch in geschleppten Betriebspunkten zu gering ist. Für diese Betriebspunkte wäre der Einsatz der Sekundärluftpumpe denkbar. Ein Sekundärluftsystem liefert etwa 160 l/min bei 300 mbar Überdruck, was für die Versorgung von etwa 8 Zylindern ausreichend ist [113].

Für gefeuerte Betriebspunkte mit mittleren bis hohen Mitteldrücken ist eine Abnahme vor der Turbine eines Abgasturboladers denkbar. Für höhere Spülgefälle könnte dies mit dem Einsatz einer Drosselklappe im Abgastrakt kombiniert werden, wie sie auch zur Erhöhung der Katalysatortemperatur zum Einsatz kommt.

Die verschiedenen denkbaren Ansteuerungsmodi richten sich also stark nach den Gegebenheiten der Betriebspunkte und der Verfügbarkeit von Druckgas oder Unterdruck. Generell wird die geforderte Menge an Volumenstrom durch die Zugangskanäle in einem für den Einsatz realistischen Bereich zugeordnet, dessen Bereitstellung zwar eine weitere Herausforderung, jedoch kein unlösbares Hindernis darstellt.

6.4.3 Optimierung der Kanalposition und -geometrie

Die getesteten Querschnitte, Positionen und Anzahl der Zugangsbohrungen sind ein erster Versuch, welcher zwar bereits die generelle Wirkung demonstrieren kann, aber noch viel Potential für Optimierungen zulässt. Die bei dieser Optimierung zu berücksichtigenden Zielgrößen sind die Höhe der Reduzierung des Öls bei gleichzeitiger Reduktion des Volumenstrombedarfs. Zum einen muss dieser aus Teilsystemen des Motors mit den unter 6.4.2 angesprochenen Randbedingungen erzeugt werden, zum anderen läuft der Volumenstrom durch das Kurbelgehäuse und muss somit von einem Ölabscheider von Öl befreit werden, bevor es über die Kurbelgehäuseentlüftung zurück in den Ansaugtrakt geleitet wird. Dieser Volumenstrom liegt wie in Kapitel 6.4.2 erwähnt im Moment zwischen 10-15 Litern pro Minute und Zylinder und nimmt damit eine dominante Rolle bei der Ölabscheidung ein. Die Überlegungen in Kapitel 5.1 legen nahe, dass bei der aktuellen Position der Bohrung rein geometrisch nur etwa ein Bereich von 60° Kurbelwinkel effektiv von den Kanälen genutzt werden kann. Dazu kommt die Gasdynamik, sodass drehzahlabhängig ein Teil dieses Winkels nicht genutzt werden kann. Sichtbar wird das durch einen sinkenden Effekt der Kanäle bei steigenden Drehzahlen. Für den Rest des Arbeitsspiels stehen die Kanäle direkt im Kurbelgehäuse, sodass der weiterhin fließende Volumenstrom keine Wirkung entfalten kann. Für die Reduktion des Volumenstroms stehen vier Möglichkeiten zur Verfügung. Diese werden anhand der Luftereinblasung erklärt, gelten jedoch grundsätzlich auch für ein Absaugen mittels Unterdrucks:

- Die vertikale Position der Bohrungen kann geändert werden. Wenn die Bohrungen etwas weiter oben im Zylinder platziert werden, sind diese länger im Bereich des Kolbenringpakets, sodass ein höherer Anteil des Volumenstroms dort platziert wird. Diese Positionierung birgt allerdings gewisse Risiken. Bei höherer Platzierung der Kanäle überläuft auch der zweite Kolbenring die Kanäle, sodass diese im Zwischenringbereich zwischen ersten und zweiten Kolbenring wirken. Das kann Vorteile haben, da hier noch direkter dieser Bereich vom Öl entleert werden könnte, allerdings steigt dadurch auch die Gefahr, dass Öl durch die Kanäle über den verbleibenden ersten Kolbenring gedrückt wird. Dazu kommt, dass die Kolbengeschwindigkeit bei weiterer Entfernung zum unteren Totpunkt deutlich zunimmt und damit das Fenster für einen Einfluss der Kanäle nur gering erweitert wird.
- Das treibende Druckgefälle kann geändert werden. Mit gesunkenem Druck sinkt auch der Durchfluss durch die Drosselstellen der Kanäle. Je nach Art der Erzeugung des Druckgefälles, ist dies nicht immer einfach steuerbar oder erfordert hohe Antriebsleistungen für dessen Erzeugung.

- Die Kanalgeometrie kann geändert werden. Durch Reduktion des Durchmessers der Bohrung wird deren Durchflusswiderstand erhöht. Befindet sich der Kolben im unteren Totpunkt und die Kanäle damit im Zwischenringbereich, so ist ab einer gewissen Zeitspanne der Durchmesser der Kanalbohrungen nicht mehr die kleinste Engstelle, sondern die Kolbenringe und deren Ringstöße. Dadurch nimmt deren Einfluss auf die aktuelle Durchflussrate durch die Kanäle in den Zwischenringbereich ab. Der Druck dort steigt, sodass der Durchfluss abnimmt. In diesem Moment könnte auch ein kleinerer Kanaldurchmesser mit ähnlicher Wirkung eingesetzt werden. Dies hätte den Vorteil, dass bei freistehenden Kanälen der Durchfluss geringer ist. Allerdings ist es in der bei höheren Drehzahlen kürzeren zur Verfügung stehenden Zeit wichtig, möglichst viel Luft durch die Kanäle zu transportieren, was wiederum durch größere Kanäle begünstigt wird.
- Die Anzahl der Kanäle kann geändert werden. Dieser Aspekt umfasst ähnliche Gesichtspunkte, wie eine Änderung der Kanalgeometrie, allerdings sind auch zusätzliche Eigenschaften zu beachten. Generell ist ein gleichmäßiges Einbringen des Spülgefälles in das Kolbenringpaket über möglichst viele Stellen vorteilhaft. So kann vermieden werden, dass es im nahen Bereich um die einzelnen Bohrungen zu einem überblasen von Schmieröl über den zweiten Kolbenring in Richtung Brennraum kommt. Durch einen bei einer höheren Anzahl an Zugangsbohrungen für den gleichen Durchfluss kleineren benötigten Durchmesser, kann die Position der Bohrungen in der Zylinderwand noch besser eingestellt werden. So könnte es Sinn machen, die Entfernung innerhalb des Zwischenringbereichs und damit zu den anliegenden Kolbenringen einzustellen. Allerdings bilden zusätzliche Bohrungen weitere Fehlstellen in der Zylinderoberfläche, welche dauerhaft durch den Ölabstreifring überfahren werden, was zusätzlichen Verschleiß erzeugen kann.

Die Fragestellung, welche im Rahmen weiterer Simulationen und Versuchsreihen geklärt werden muss, ist, ob der anliegende Druck oder der mögliche Durchfluss einen stärkeren Einfluss auf das Verhalten der Kanäle besitzt. Daraus abgeleitet lässt sich die Geometrie und Ansteuerung der Kanäle optimieren und somit die Wirkung maximieren bei gleichzeitiger Minimierung des benötigten Volumenstroms durch die Kanäle.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der Arbeit wurde die Reduktion von Öleintrag in den Brennraum untersucht, die im Zusammenhang mit dem Schmieröl stehen. Die Feststellung, dass Schmieröl über verschiedene, nicht perfekt abdichtende Stellen in den Brennraum eindringt, wo es entweder direkt oder indirekt durch Verbrennungsanomalien zu Emissionen führt, zeigt, dass besonders im Bereich des Kolbenringpakets ein erheblicher Forschungsbedarf besteht.

Durch die Verwendung eines sogenannten Glasliner-Motors, der sich durch ein längliches, vertikales Sichtfenster in der Zylinderwand auszeichnet, lassen sich Vorgänge des Öltransports im Bereich des Kolbenringpakets visualisieren. Durch eine Weiterentwicklung der Befestigungstechnik dieses Saphirfensters in das Zylindergehäuse wird der Betriebsbereich des optischen Motors erweitert und dessen Zuverlässigkeit weiter erhöht, sodass nun umfangreiche Messreihen zur Visualisierung des Öltransports unternommen werden können.

Eine Untersuchung in Kollaboration mit anderen Instituten, im Rahmen derer umfangreiche Abgasmesstechnik mit bestehenden und neuartigen optischen Messsystemen zur simultanen Untersuchung des Öltransports und der Ölemission kombiniert werden, legt einen Fokus auf das betriebspunktabhängige Verhalten und im speziellen auf den transienten Übergang zwischen geschleppten und gefeuerten Betrieb. Die dazu vorgestellten Ergebnisse verdeutlichen die stark geänderten Bedingungen, unter denen herkömmliche Kolbenringpakete zu starken Ölemissionen neigen. Die Messungen zeigen jedoch auch einen teilweise zeitlich verzögerten Anstieg der Ölemissionen. Als grundsätzliches Problem in diesen Betriebsbereichen mit hohem Öleintrag in den Brennraum wird ein aufakkumulieren von Schmieröl in den oberen Bereichen des Kolbenringpakets identifiziert.

Daraus folgt der Ansatz, die im Kolbenringpaket vorhandene Menge an Öl in bestimmten Betriebspunkten zu reduzieren. Abgeleitet davon wurde ein System entworfen und vorgestellt, mit dem über einen ortsfesten Zugang über kleine Bohrungen in der Zylinderwand in das Kolbenringpaket im Bereich zwischen dem zweiten und dem dritten Kolbenring eingegriffen werden kann. Durch diese Zugänge kann entweder Öl-/Gasmedium über das Anlegen eines Unterdrucks aus diesem Bereich entfernt, oder über Lufteinblasung aus diesem verdrängt werden.

Nach technischer Umsetzung dieser Zugänge für den optisch zugänglichen Motor und einen bauähnlichen Thermodynamik-Motor, konnte in Messreihen die Funktionsweise überprüft werden. Drei getestete Ansteuerungsmodi, aufgeteilt in eine Absaugung und zwei

Luftleinblasungen verschiedener Druckstufen zeigten betriebspunktabhängig deutliche Reduktionen der detektierten LIF-Intensität über den Kolbenringen im Bereich des Feuerstegs und an der Zylinderwand nach der Kolbenabwärtsbewegung. Daraus lässt sich folgern, dass das System einen steuerbaren Einfluss auf den Öltransport hat. Dieser in geschleppten und gefeuerten Versuchen optisch ermittelte Effekt kann kontrolliert zu einer Verbesserung des Öleintrags im Brennraum führen. Die Höhe der Verbesserung, sowie der optimale Betriebsmodus ist dabei betriebspunktabhängig. Generell zeigen die Betriebsmodi mit Luftleinblasung deutlichere Reduktionen als beim Anlegen von Unterdruck. Der Effekt nimmt mit steigender Drehzahl ab. Ebenso ist der Effekt am deutlichsten, wenn viel Öl im Kolbenringpaket vorhanden ist. Dies ist beispielsweise bei niedrigen Drehzahlen und Lasten, aber auch in Betriebspunkten höherer Drehzahl und Last bei aktivierter Kolbenkühlöse der Fall.

Festzuhalten ist, dass die im Rahmen dieser Arbeit unternommenen Untersuchungen nur einem ersten Funktionsbeweis dienen. Um die Einsatzfähigkeit und die Übertragbarkeit der Kanäle in der Zylinderwand zu testen sind umfangreiche weitere Tests nötig. Analog zu den vorgestellten insationären Messungen sollten weitere Untersuchungen über geeignete Abgasmessstechnik zum Nachweis von aus dem Schmieröl stammenden Emissionen verfügen.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Jacob, E. and Maus, W., "Oxymethylenether als potenziell CO₂-neutraler Kraftstoff für saubere Dieselmotoren Teil 2: Erfüllung des Nachhaltigkeitsanspruchs," *Motorentechnische Zeitschrift*(3), 2017.
- [2] Backhaus, R., "Alternative Kraftstoffe CO₂-Neutral in die Zukunft," *Motorentechnische Zeitschrift*(6), 2017.
- [3] Gschiel, K., Wilfling, K., and Schneider, M., "Development of a method to investigate the influence of engine oil and its additives on combustion anomalies in hydrogen engines," 2024.
- [4] Miller, A.L., Stipe, C.B., Habjan, M.C., and Ahlstrand, G.G., "Role of lubrication oil in particulate emissions from a hydrogen-powered internal combustion engine," *Environmental science & technology* 41(19):6828–6835, 2007, doi:[10.1021/es070999r](https://doi.org/10.1021/es070999r).
- [5] West, B. and Sluder, C.S., "Lubricating Oil Consumption on the Standard Road Cycle," *SAE Technical Paper*(2013-01-0884), 2013, doi:[10.4271/2013-01-0884](https://doi.org/10.4271/2013-01-0884).
- [6] Xu, L., McCabe, R.W., Hubbard, C.P., Dennis, R.M. et al., "Impact of Oil Consumption Modes and Pathways on Oil-Derived Catalyst Deposits," *SAE Technical Paper*(2007-01-1072), 2007, doi:[10.4271/2007-01-1072](https://doi.org/10.4271/2007-01-1072).
- [7] Dingle, S., Cairns, A., Zhao, H., Williams, J. et al., "Lubricant Induced Pre-Ignition in an Optical SI Engine," *SAE Technical Paper*(2014-01-1222), 2014, doi:[10.4271/2014-01-1222](https://doi.org/10.4271/2014-01-1222).
- [8] Kar, A., Huisjen, A., Aradi, A., Reitz, J. et al., "Assessing the Impact of Lubricant and Fuel Composition on LSPI and Emissions in a Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine," *SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobility* 2(5):2568–2580, 2020, doi:[10.4271/2020-01-0610](https://doi.org/10.4271/2020-01-0610).
- [9] Kassai, M., Torii, K., Shiraishi, T., Noda, T. et al., "Research on the Effect of Lubricant Oil and Fuel Properties on LSPI Occurrence in Boosted S. I. Engines," *SAE Technical Paper*(2016-01-2292), 2016, doi:[10.4271/2016-01-2292](https://doi.org/10.4271/2016-01-2292).
- [10] Welling, O., Moss, J., Williams, J., and Collings, N., "Measuring the Impact of Engine Oils and Fuels on Low-Speed Pre-Ignition in Downsized Engines," *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 7(1):1–8, 2014, doi:[10.4271/2014-01-1219](https://doi.org/10.4271/2014-01-1219).
- [11] Matsuoka, M. and et al, "Analysis of Oil Dilution Mechanism due to Post-injection for Diesel Particulate Filter (DPF) Regen-eration," *Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan*, 2016.
- [12] Ito, T. and et al, "Prediction of Oil Dilution by Post-injection in DPF Regeneration Mode," *Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan*, 2019.
- [13] Nakanishi, S. and et al, "Analysis of Post Fuel Spray Behavior on the Cylinder Wall and Oil Dilution by Fuel," *Proceedings of the 29th Internal Combustion Symposium*, 2018.

- [14] Song, B. and Choi, Y.I.o., "Investigation of variations of lubricating oil diluted by post-injected fuel for the regeneration of CDPF and its effects on engine wear," *Journal of Mechanical Science and Technology*(22), 2008.
- [15] Holmberg, K., Andersson, P., and Erdemir, A., "Global energy consumption due to friction in passenger cars," *Tribology International* 47:221–234, 2012, doi:[10.1016/j.triboint.2011.11.022](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.11.022).
- [16] Umweltbundesamt, "Treibhausgas Emissionen in Deutschland," <https://www.umweltbundesamt.de/daten/klima/treibhausgas-emissionen-in-deutschland/kohlendioxid-emissionen#kohlendioxid-emissionen-im-vergleich-zu-anderen-treibhausgasen>, January 8, 2024.
- [17] Gesellschaft Für Tribologie e.V., Mathias Woydt, Thomas Gradt, Tim Hosenfeldt et al., "Tribology in Germany: Interdisciplinary technology for the reduction of CO₂ -emissions and the conservation of resources," 2019, doi:[10.13140/RG.2.2.29560.21768](https://doi.org/10.13140/RG.2.2.29560.21768).
- [18] Gohl Marcus, Matz, G., Preuss, A.-C., Pischinger, S. et al., "Investigation of Oil Sources in the Combustion Chamber of Direct Injection Gasoline Engines," *SAE Technical Paper*(2018-01-1811), 2018, doi:[10.4271/2018-01-1811](https://doi.org/10.4271/2018-01-1811).
- [19] Gunkel, M., Frensch, M., Robota, A., and Gelhausen, R., "Innere motorische Emissionsreduzierung Zusammenhang zwischen Partikelemissionen und Ölverbrauch," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 79(7):46–51, 2018, doi:[10.1007/s35146-018-0044-4](https://doi.org/10.1007/s35146-018-0044-4).
- [20] Kurbet, S.N. and Malagi, R.R., "Review On Effects of Piston and Piston Ring Dynamics Emphasis with Oil Consumption and Frictional Losses in Internal Combustion Engines," *SAE Technical Paper*(2007-24-0059), 2007, doi:[10.4271/2007-24-0059](https://doi.org/10.4271/2007-24-0059).
- [21] Binder, J.P., "Bewertung von Maßnahmen zur Optimierung der Tribologie an Kolben und Zylinderlaufbahn im Kontext realer Betriebsbedingungen," 1st ed., TU München - Lehrstuhl Nachhaltige Antriebe, München, ISBN 978-3-943813-37-1, 2022.
- [22] Papadopoulos, I., Becker, S., Ehnis, H., and Künzel, R., "Ölemissionsmessungen am Ottomotor Einfluss konstruktiver Maßnahmen an der Ölringnut," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78(6):54–61, 2017, doi:[10.1007/s35146-017-0043-x](https://doi.org/10.1007/s35146-017-0043-x).
- [23] Frommer, A., Beeckmann, A., Freier, R., and Künzel, R., "Analysis of Lube Oil Consumption in Transient Engine Operation," *MTZ Worldw* 74(1):26–33, 2013, doi:[10.1007/s38313-013-0005-8](https://doi.org/10.1007/s38313-013-0005-8).
- [24] Frommer, A., Deuß, T., Ehnis, H., and Künzel, R., "Auslegung der Tangentialkraft des Ölabstreifings — Ölemission versus Reibung," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77(1):50–55, 2016, doi:[10.1007/s35146-015-0153-2](https://doi.org/10.1007/s35146-015-0153-2).
- [25] Lensch-Franzen, C., Gohl, M., Scholl, P., and Paoloni, F., "Impact of Engine Lubricant Volatility on Oil and Particle Emissions," *MTZ Worldw* 80(9):44–53, 2019, doi:[10.1007/s38313-019-0087-z](https://doi.org/10.1007/s38313-019-0087-z).
- [26] Bastuck, T., Böhnke, F., Hoppe, S., and Mittler, R., "Systemic Approach for Piston Ring Designs to Reduce Raw Particle Emissions," *MTZ Worldw* 81(10):50–55, 2020, doi:[10.1007/s38313-020-0271-1](https://doi.org/10.1007/s38313-020-0271-1).

- [27] Berthome, V., Chalet, D., and Hetet, J.-F., "Consequence of Blowby Flow and Idling Time on Oil Consumption and Particulate Emissions in Gasoline Engine," *Energies* 15(22):8772, 2022, doi:[10.3390/en15228772](https://doi.org/10.3390/en15228772).
- [28] Welling, O., Collings, N., Williams, J., and Moss, J., "Impact of Lubricant Composition on Low-speed Pre-Ignition," *SAE Technical Paper*(2014-01-1213), 2014, doi:[10.4271/2014-01-1213](https://doi.org/10.4271/2014-01-1213).
- [29] Schäffer, J., "Optische Analyse des Ölfilms zwischen Kolbengruppen und Zylinderlaufbahn eines Ottomotors," 1st ed., LVK Lehrstuhl f. Verbrennungskraftmaschinen, München, ISBN 978-3-943813-34-0, 2022.
- [30] Fujimoto, K., Yamashita, M., Hirano, S., Kato, K. et al., "Engine Oil Development for Preventing Pre-Ignition in Turbocharged Gasoline Engine," *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 7(3):869–874, 2014, doi:[10.4271/2014-01-2785](https://doi.org/10.4271/2014-01-2785).
- [31] Takeuchi, K., Fujimoto, K., Hirano, S., and Yamashita, M., "Investigation of Engine Oil Effect on Abnormal Combustion in Turbocharged Direct Injection - Spark Ignition Engines," *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 5(3):1017–1024, 2012, doi:[10.4271/2012-01-1615](https://doi.org/10.4271/2012-01-1615).
- [32] Hirano, S., Yamashita, M., Fujimoto, K., and Kato, K., "Investigation of Engine Oil Effect on Abnormal Combustion in Turbocharged Direct Injection - Spark Ignition Engines (Part 2)," *SAE Technical Paper*(2013-01-2569), 2013, doi:[10.4271/2013-01-2569](https://doi.org/10.4271/2013-01-2569).
- [33] D02 Committee, "Test Method for Oxidation Induction Time of Lubricating Oils by Pressure Differential Scanning Calorimetry (PDSC)," ASTM International.
- [34] Kaneko, T., Yamamori, K., Suzuki, H., Onodera, K. et al., "Friction Reduction Technology for Low Viscosity Engine Oil Compatible with LSPI Prevention Performance," *SAE Technical Paper*(2016-01-2276), 2016, doi:[10.4271/2016-01-2276](https://doi.org/10.4271/2016-01-2276).
- [35] Arnault, N. and Bonne, S., "Engine Lube-Oil Consumption Stakes and Benefits from Significant Blow-by Oil Mist Reduction," *SAE Technical Paper*(2012-01-1617), 2012, doi:[10.4271/2012-01-1617](https://doi.org/10.4271/2012-01-1617).
- [36] Golkarfard, V., Subramaniam, R., Broughton, J., King, A. et al., "Comparative Performance of 12 Crankcase Oil Mist Separators," *SAE Int. J. Engines* 12(1):5–14, 2019, doi:[10.4271/03-12-01-0001](https://doi.org/10.4271/03-12-01-0001).
- [37] Meinig, U., Pietschner, S., and May, T., "Crankcase ventilation in current and future vehicle engines," *MTZ Worldw* 65(11):19–22, 2004, doi:[10.1007/BF03227713](https://doi.org/10.1007/BF03227713).
- [38] Nowak, N., Sirtl, C., Rymann, O., Flynn, P. et al., "Aerosol Separation and Pressure Control of a Smart Crankcase Ventilation System," *ASME 2022 ICE Forward Conference*.
- [39] Hirabayashi, H., Kawahara, Y., Muto, Y., and Iida, S., "A Study of Lubrication Characteristics on Valve Stem Seals for Automobile Engines," *SAE Transactions* 88:1187–1195, 1979.
- [40] Nishimura, N., Takeno, K., and Yamane, I., "Functional Improvement on Valve Stem Seal," *SAE Technical Paper*(2002-01-0660), 2002, doi:[10.4271/2002-01-0660](https://doi.org/10.4271/2002-01-0660).
- [41] Novotný, P., Kudláček, P., and Vacula, J., "Explanation of the mechanisms of unsteady gas flow through the turbocharger seal system, including thermal and structural interactions," *Propulsion and Power Research* 12(2):180–198, 2023, doi:[10.1016/j.jprr.2023.05.003](https://doi.org/10.1016/j.jprr.2023.05.003).

- [42] Simon, C., Lang, K., Feigl, P., and Bock, E., "Turboladerdichtung für Null-Ölverbrauch und Minimiertes Blow-By," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 71(4):266–271, 2010, doi:[10.1007/BF03225564](https://doi.org/10.1007/BF03225564).
- [43] Nelson, D.A., "Development of a Noncontacting Mechanical Seal for High Performance Turbocharger Applications," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 141(3), 2019, doi:[10.1115/1.4041244](https://doi.org/10.1115/1.4041244).
- [44] Cankar, M. and Koch, U., "Neue Radialwellendichtringe für Turboanwendungen," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77(11):60–65, 2016, doi:[10.1007/s35146-016-0116-2](https://doi.org/10.1007/s35146-016-0116-2).
- [45] Yilmaz, E., Tian, T., Wong, V.W., and Heywood, J.B., "The Contribution of Different Oil Consumption Sources to Total Oil Consumption in a Spark Ignition Engine," *SAE Technical Paper*(2004-01-2909), 2004, doi:[10.4271/2004-01-2909](https://doi.org/10.4271/2004-01-2909).
- [46] Edara, R., "Reciprocating Engine Piston Secondary Motion - Literature Review," *SAE Technical Paper*(2008-01-1045), 2008, doi:[10.4271/2008-01-1045](https://doi.org/10.4271/2008-01-1045).
- [47] Tan, Y.-C. and Ripin, Z.M., "Analysis of piston secondary motion," *Journal of Sound and Vibration* 332(20):5162–5176, 2013, doi:[10.1016/j.jsv.2013.04.042](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.04.042).
- [48] Kirner, C., Uhlig, B., Behn, A., and Feindt, M., "Kolbenring-Öltransport, Öltransport durch die Kolbenringe," Final report for FVV project No. 1124, 2015.
- [49] Uhlig, B., Kirner, C., Behn, A., and Feindt, M., "Investigation of the Lubricating Oil Management on the Piston Assembly," *MTZ Worldw* 77(4):62–69, 2016, doi:[10.1007/s38313-016-0019-0](https://doi.org/10.1007/s38313-016-0019-0).
- [50] DIN-Normenausschuss Auto und Mobilität, "DIN ISO 6625 Verbrennungsmotoren; Kolbenringe; Ölabstreifringe; Identisch mit ISO 6625:1986: DIN-Regelwerk," Deutsche Normen, 1990th ed., Beuth Verlag, Berlin, Wien, Zürich, 1990, http://slubdd.de/katalog?TN_libero_mab2 ER -.
- [51] "Zylinderkomponenten," Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-09545-1, 2015.
- [52] Kennedy, M., Hoppe, S., and Esser, J., "Kolbenringbeschichtung zur Reibungssenkung im Ottomotor," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 73(5):400–403, 2012, doi:[10.1007/s35146-012-0325-2](https://doi.org/10.1007/s35146-012-0325-2).
- [53] Li, M., Zhong, X., Ahling, S., and Tian, T., "An Investigation of Oil Supply Mechanisms to the Top of the Liner in Internal Combustion Engines," *SAE Technical Paper*(2023-32-0031), 2023, doi:[10.4271/2023-32-0031](https://doi.org/10.4271/2023-32-0031).
- [54] Lensch-Franzen, C., Gohl Marcus, Friedmann, M., and Müller, G., "Methoden zur Analyse der HC- und Partikelemission," *Motorentechnische Zeitschrift*(11), 2018.
- [55] Uhlig, B.P., Kirner, C., Preuss, A.-C., and Wachtmeister, G., "Real-Time Measurement of the Piston Ring Gap Positions and Their Effect on Exhaust Engine Oil Emission," *SAE Technical Paper*(2018-01-5006), 2018, doi:[10.4271/2018-01-5006](https://doi.org/10.4271/2018-01-5006).
- [56] Uhlig, B., Kirner, C., Preuß, A.C., Graf, J. et al., "Kolbenring-Öltransport: Öltransport durch die Kolbenringe : Abschlussbericht;," Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V, 2017.

- [57] Ebert, T., Preuß, A.-C., Pischinger, S., and Matz, G., "Öleintrag über den Kolbenfeuersteg," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 82(7-8):66–70, 2021, doi:[10.1007/s35146-021-0680-y](https://doi.org/10.1007/s35146-021-0680-y).
- [58] Schaeffer Julian, "Öltransport durch die Kolbenringe – Visualisierung mittels Glasliner – II," Final report for FVV project No. 1302, 2019.
- [59] Schaeffer Julian, "Kolbenring-Öltransport - Glasliner," Final report for FVV project No. 1210, 2017.
- [60] Ebert, T. and Preuss, A.-C., "Fuel in Oil II – Sources of Oil in Combustion Chamber of SI Engines," Final report for FVV project No. 1225, Frankfurt am Main, 2019.
- [61] Li, M. and Tian, T., "Experimental Investigation of Oil Transport during Low Load to High Load Transient in Internal Combustion Engines," *Lubricants* 11(2):76, 2023, doi:[10.3390/lubricants11020076](https://doi.org/10.3390/lubricants11020076).
- [62] S. Wigger, "Charakterisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe mittels laserinduzierter Fluoreszenz," Dissertation, Universität Duisburg-Essen.
- [63] Söderfjäll, M., Herbst, H.M., Larsson, R., and Almqvist, A., "Influence on friction from piston ring design, cylinder liner roughness and lubricant properties," *Tribology International* 116:272–284, 2017, doi:[10.1016/j.triboint.2017.07.015](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.07.015).
- [64] Pawlus, P., Cieslak, T., and Mathia, T., "The study of cylinder liner plateau honing process," *Journal of Materials Processing Technology* 209(20):6078–6086, 2009, doi:[10.1016/j.jmatprotec.2009.04.025](https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2009.04.025).
- [65] Alshwawra, A., Pohlmann-Tasche, F., Stelljes, F., and Dinkelacker, F., "Effect of Freeform Honing on the Geometrical Performance of the Cylinder Liner—Numerical Study," *SAE Int. J. Engines* 16(4), 2023, doi:[10.4271/03-16-04-0027](https://doi.org/10.4271/03-16-04-0027).
- [66] Chittenden, R.J. and Priest, M., "Analysis of the Piston Assembly, Bore Distortion and Future Developments," in: *Engine Tribology*, Tribology Series, Elsevier, ISBN 9780444897558:241–270, 1993.
- [67] Shu, G., Dong, L., and Liang, X., "A study on the influence of cylinder liner distortion on piston ring kinetic characteristic and lubricating oil consumption," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 225(5):255–262, 2011, doi:[10.1177/1350650110395861](https://doi.org/10.1177/1350650110395861).
- [68] Kagnici, F. and Akalin, O., "The Effect of Cylinder Bore Distortion on Lube Oil Consumption and Blow-By," ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Nantes, France, American Society of Mechanical Engineers, ISBN 978-0-7918-4487-8:665–674, 2012.
- [69] Zhao, X.D., Liu, S.Y., Song, S.F., and Xiong, P.Y., "Optimization of Piston Structure Aimed at Reducing Oil Consumption," *AMR* 146-147:522–525, 2010, doi:[10.4028/www.scientific.net/AMR.146-147.522](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.146-147.522).
- [70] Lehnen, A., "Untersuchung von Öltransportphänomenen an der Kolbengruppe mit Hilfe gekoppelter CFD- und FEM-Simulationen," Dissertation, Technische Universität Braunschweig and Shaker Verlag.

- [71] Hoen, T., Schmid, J., and Stumpf, W., "Weniger Verschleiß und Ölverbrauch durch Spiraleithonung bei Deutz-Motoren," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 70(4):324–329, 2009, doi:[10.1007/BF03225485](https://doi.org/10.1007/BF03225485).
- [72] Özdemir, Ö., Huttinger, K., Rienäcker, A., and Bargende, M., "Reibleistungsoptimierung durch lokales Öl-Thermomanagement," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 79(11):64–69, 2018, doi:[10.1007/s35146-018-0089-4](https://doi.org/10.1007/s35146-018-0089-4).
- [73] Rossegger, B., Schneider, M., Leis, A., Engelmayer, M. et al., "New Approaches to Lube Oil Consumption Measurement Based on the Tracer Method," *SAE Technical Paper*(2019-01-0077), 2019, doi:[10.4271/2019-01-0077](https://doi.org/10.4271/2019-01-0077).
- [74] Rossegger, B., Engelmayer, M., and Wimmer, A., "Challenges in Measuring Lube Oil Consumption of Internal Combustion Engines Using Deuterium As a Tracer," ASME 2019 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, American Society of Mechanical Engineers, ISBN 978-0-7918-5934-6.
- [75] Starkman, E.S., "A Radioactive Tracer Study of Lubricating Oil Consumption," *SAE Transactions* 69:86–100, 1961.
- [76] Mayer, W.J., Moore, C.P., Krause, D.P., Lange, W.H. et al., "Rapid, Precise Measurement of Engine Oil Economy by a Radiometric Method," *SAE Transactions* 75:258–270, 1967.
- [77] Kawamoto, J.-I., Yamamoto, M., and Ito, Y., "Continuous Measurement of Engine Oil Consumption Rate by the Use of ³⁵S Tracer," *SAE Technical Paper*(740543), 1974, doi:[10.4271/740543](https://doi.org/10.4271/740543).
- [78] Hanaoka, M., Ise, A., Nagasaka, N., Osawa, H. et al., "New Method for Measurement of Engine Oil Consumption (S-Trace Method)," *SAE Transactions* 88:3154–3161, 1979.
- [79] Iizumi, S. and Koyama, T., "Measurement of Oil Consumption of Diesel Engine by S-Trace Method," *SAE Transactions* 95:166–174, 1986.
- [80] Artmann, C. and Rabl, H.-P., "Continuous Online Oil Consumption Measurement with the SO₂ Tracer Method," *SAE Technical Paper*(2011-01-2404), 2011, doi:[10.4271/2011-01-2404](https://doi.org/10.4271/2011-01-2404).
- [81] Hase, Y., Nakajima, Y., Nanbu, S., and Murase, I., "Nissan Oil Econometer Permits the Measurement of Engine Oil Consumption," *SAE Transactions* 90:2310–2320, 1981.
- [82] Maeda, Y., Inoue, T., Nakada, M., and Hamada, Y., "Investigation of the Transient Oil Consumption of Engine by the Newly Developed Oil Consumption Meter," *SAE Transactions* 95:160–165, 1986.
- [83] ACEA - Association des Constructeurs Européens d'Automobiles, "ACEA Oil Sequences - Light-duty engines 2023,"
- [84] Gohl Marcus, "Massenspektrometrisches Verfahren zur dynamischen Online-Messung der Ölemission von Verbrennungsmotoren," Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, Hamburg, 2004.
- [85] Stark, M., Preuss, A.-C., Pryymak, K., Azetsu, A. et al., "Fuel Oil Flow Measurement: Öltransport in der Kolbengruppe von Verbrennungsmotoren mit Glasliner: neue optische Verfahren und Ölemission," Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 1318, 2022.

- [86] Takiguchi, M., Sasaki, R., Takahashi, I., Ishibashi, F. et al., "Oil Film Thickness Measurement and Analysis of a Three Ring Pack in an Operating Diesel Engine," SAE Technical Paper 2000-01-1787, 2000, doi:[10.4271/2000-01-1787](https://doi.org/10.4271/2000-01-1787).
- [87] Shaw, B.T., Houlst, D.P., and Wong, V.W., "Development of Engine Lubricant Film Thickness Diagnostics Using Fiber Optics and Laser Fluorescence," SAE Technical Paper 920651, 1992, doi:[10.4271/920651](https://doi.org/10.4271/920651).
- [88] Schäffer, J., Kirner, C., Härtl, M., and Wachtmeister, G., "Development of a Measuring System for the Visualization of the Oil Film between the Piston and Cylinder Liner of a Gasoline Engine," *SAE Int. J. Engines* 13(2):175–190, 2020, doi:[10.4271/03-13-02-0013](https://doi.org/10.4271/03-13-02-0013).
- [89] Torben Müller, Stefan Wigger, Hans-Jürgen Fütter, and Sebastian Kaiser, "Optische Untersuchung der Schmierungsverhältnisse im Reibkontakt Kolbenhemd/Zylinderlaufbahn mittels laserinduzierter Fluoreszenz an einem optisch zugänglichen Einzylindermotor," *Tribologie und Schmierungstechnik* 64(6), 2017.
- [90] Schöler, J., Schiefer, S., Wigger, S., Fütter, H.-J. et al., "Imaging and Simulation of Oil Transport Phenomena in the Upper Piston Skirt Region," *SAE Technical Paper*(2019-01-2359), 2019, doi:[10.4271/2019-01-2359](https://doi.org/10.4271/2019-01-2359).
- [91] Sherrington, I. and Smith, E.H., "Experimental methods for measuring the oil-film thickness between the piston-rings and cylinder-wall of internal combustion engines," *Tribology International* 18(6):315–320, 1985, doi:[10.1016/0301-679X\(85\)90077-5](https://doi.org/10.1016/0301-679X(85)90077-5).
- [92] Thirouard, B., Tian, T., and Hart, D.P., "Investigation of Oil Transport Mechanisms in the Piston Ring Pack of a Single Cylinder Diesel Engine, Using Two Dimensional Laser Induced Fluorescence," *SAE Technical Paper*(982658), 1998, doi:[10.4271/982658](https://doi.org/10.4271/982658).
- [93] Thirouard, B. and Tian, T., "Oil Transport in the Piston Ring Pack (Part I): Identification and Characterization of the Main Oil Transport Routes and Mechanisms," *SAE Technical Paper*(2003-01-1952), 2003, doi:[10.4271/2003-01-1952](https://doi.org/10.4271/2003-01-1952).
- [94] Thirouard, B. and Tian, T., "Oil Transport in the Piston Ring Pack (Part II): Zone Analysis and Macro Oil Transport Model," *SAE Technical Paper*(2003-01-1953), 2003, doi:[10.4271/2003-01-1953](https://doi.org/10.4271/2003-01-1953).
- [95] Inoue, N. and et al, "Observation of Behavior of Post-injected Fuel Film Using Photochromism Visualization Technique," *Trans. JSAE* 53-3(20224205):466–471, 2022.
- [96] Kuratsuji, K. and et al, "Measurement of Oil Behavior around Piston Using Photochromic Visualization Technique," *Trans. JSAE* 50-1(20194031):5560, 2019.
- [97] Azetsu, A. and et al, "Fluid Measurement Method, Fluid Measurement Device, and Measurement System," PCT/JP2018/ 019417.
- [98] Azetsu, A. and et al, "Development of a new visualization technique using photochromism for transport process of lubricating oil around the engine piston," *International Journal of Engine Research* 20(2019):777–787, 7.
- [99] Stark, M., Härtl, M., Jaensch, M., Preuss, A.-C. et al., "Clarification of Fuel and Oil Flow Behavior Around the Piston Rings of Internal Combustion Engines – Simultaneous analysis of oil flow behavior and oil emissions during transient operation," *SAE Technical Paper*(2023-32-0045), 2023, doi:[10.4271/2023-32-0045](https://doi.org/10.4271/2023-32-0045).

- [100] KAWAMOTO, Y., Inoue, N., Ito, Y., Azetsu, A. et al., “Clarification of Fuel and Oil Flow Behaviour Around the Piston Rings of Internal Combustion Engines: Visualization of Oil and Fuel Behaviour by Photochromism in Gasoline Engine Under Transient Operating Conditions,” *SAE Technical Paper*(2023-32-0046), 2023, doi:[10.4271/2023-32-0046](https://doi.org/10.4271/2023-32-0046).
- [101] “Kirner, C., Uhlig, B., Behn, A., and Feindt, M., “Kolbenring-Öltransport: Öltransport durch die Kolbenringe,” Vorhaben Nr. 1124, FVV Abschlussberichte Heft 1072, 2015,” 1124.
- [102] Uhlig, B., Preuß, A.-C., Graf, J., and Neben, M., “Messtechnische und simulative Untersuchung des Ölhaushalts an der Kolbengruppe,” *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78(2):76–81, 2017, doi:[10.1007/s35146-016-0175-4](https://doi.org/10.1007/s35146-016-0175-4).
- [103] Kirner, C., Halbhuber, J., Uhlig, B., Oliva, A. et al., “Experimental and simulative research advances in the piston assembly of an internal combustion engine,” *Tribology International* 99:159–168, 2016, doi:[10.1016/j.triboint.2016.03.005](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.03.005).
- [104] Valeur, B., “Molecular fluorescence: Principles and applications,” *Wiley InterScience*, 2001, doi:[10.1002/3527600248](https://doi.org/10.1002/3527600248).
- [105] “Rhodamine 640 Perchlorate 72102-91-1 | TCI Deutschland GmbH,” <https://www.tci-chemicals.com/DE/de/p/R0188>, January 29, 2023.
- [106] Harris, C.R., Millman, K.J., van der Walt, S.J., Gommers, R. et al., “Array programming with NumPy,” *Nature* 585(7825):357–362, 2020, doi:[10.1038/s41586-020-2649-2](https://doi.org/10.1038/s41586-020-2649-2).
- [107] Hoyer, S., Roos, M., Joseph, H., Magin, J. et al., xarray, Zenodo, 2024.
- [108] F. Loizides, B. Schmidt, Thomas Kluyver, Benjamin Ragan-Kelley et al. (eds.), “Jupyter Notebooks - a publishing format for reproducible computational workflows,” 2016.
- [109] Tritt, A.J., Rübel, O., Dichter, B., Ly, R. et al., “HDMF: Hierarchical Data Modeling Framework for Modern Science Data Standards,” *Proceedings : ... IEEE International Conference on Big Data. IEEE International Conference on Big Data* 2019:165–179, 2019, doi:[10.1109/bigdata47090.2019.9005648](https://doi.org/10.1109/bigdata47090.2019.9005648).
- [110] Stark, M., Kraus, C., Fellner, F., Härtl, M. et al., “Combined exhaust gas and optical investigation of methanol DI-engine with focus on the fuel spray-wall interaction,” unveröffentlicht - akzeptiert.
- [111] Schmidt, H., “Worldwide Harmonized Light-Vehicles Test Procedure (WLTP) und Real Driving Emissions (RDE) – aktueller Stand der Diskussion und erste Messergebnisse,” in: *15. Internationales Stuttgarter Symposium*, Proceedings, Springer Fachmedien, ISBN 978-3-658-08843-9:1403–1411, 2015.
- [112] Stark, M., Fellner, F., Härtl, M., and Jaensch, M., “Method for externally controlled availability of lubricating oil in internal combustion engines.”
- [113] Paffrath, H. and Panhans, S., “Sekundärlufteinblasung ein Bestandteil Verbrauchsarmer Niedrigemissionskonzepte,” *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 71(12):878–885, 2010, doi:[10.1007/BF03225632](https://doi.org/10.1007/BF03225632).

Anhang

Anhang A	LIF-Aufnahmen – Ansaugtakt im gefeuerten Betrieb	100
Anhang B	LIF-Aufnahmen – Arbeitstakt im gefeuerten Betrieb	102

Anhang A LIF-Aufnahmen – Ansaugtakt im gefeuerten Betrieb

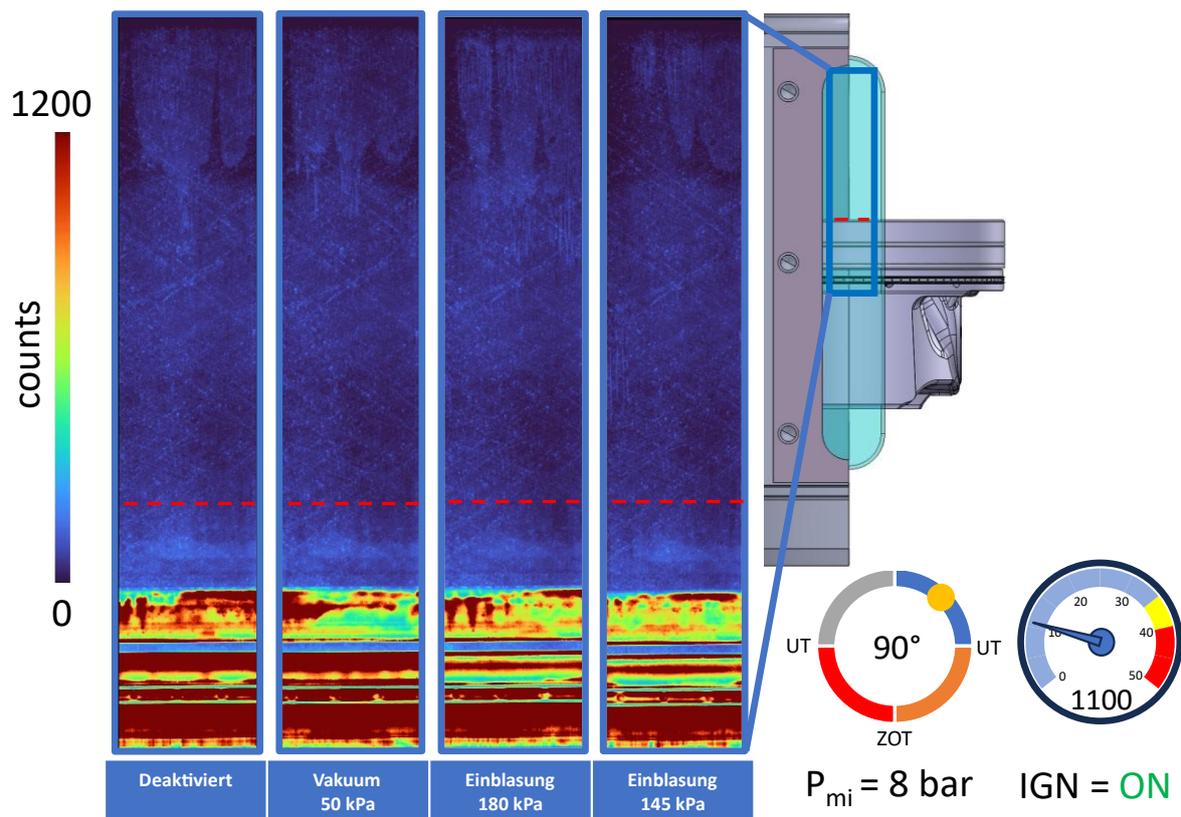


Abbildung 61: LIF-Aufnahmen im Ansaugtakt im gefeuerten Betrieb bei 1100 U/min und 8 bar pmf

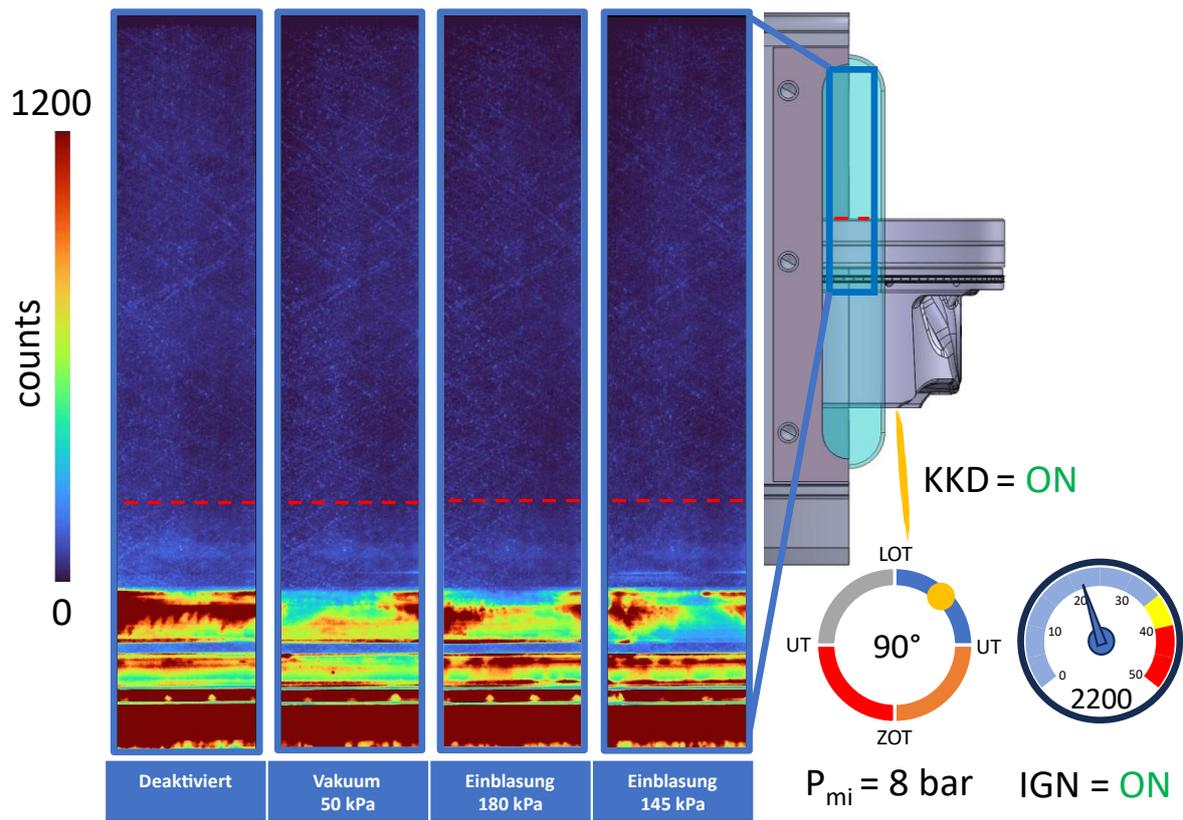


Abbildung 62: LIF-Aufnahmen im Ansaugtakt im gefeuerten Betrieb bei 2200 U/min, 8 bar pmi und Kolbenkühldüse

Anhang B LIF-Aufnahmen – Arbeitstakt im gefeuerten Betrieb

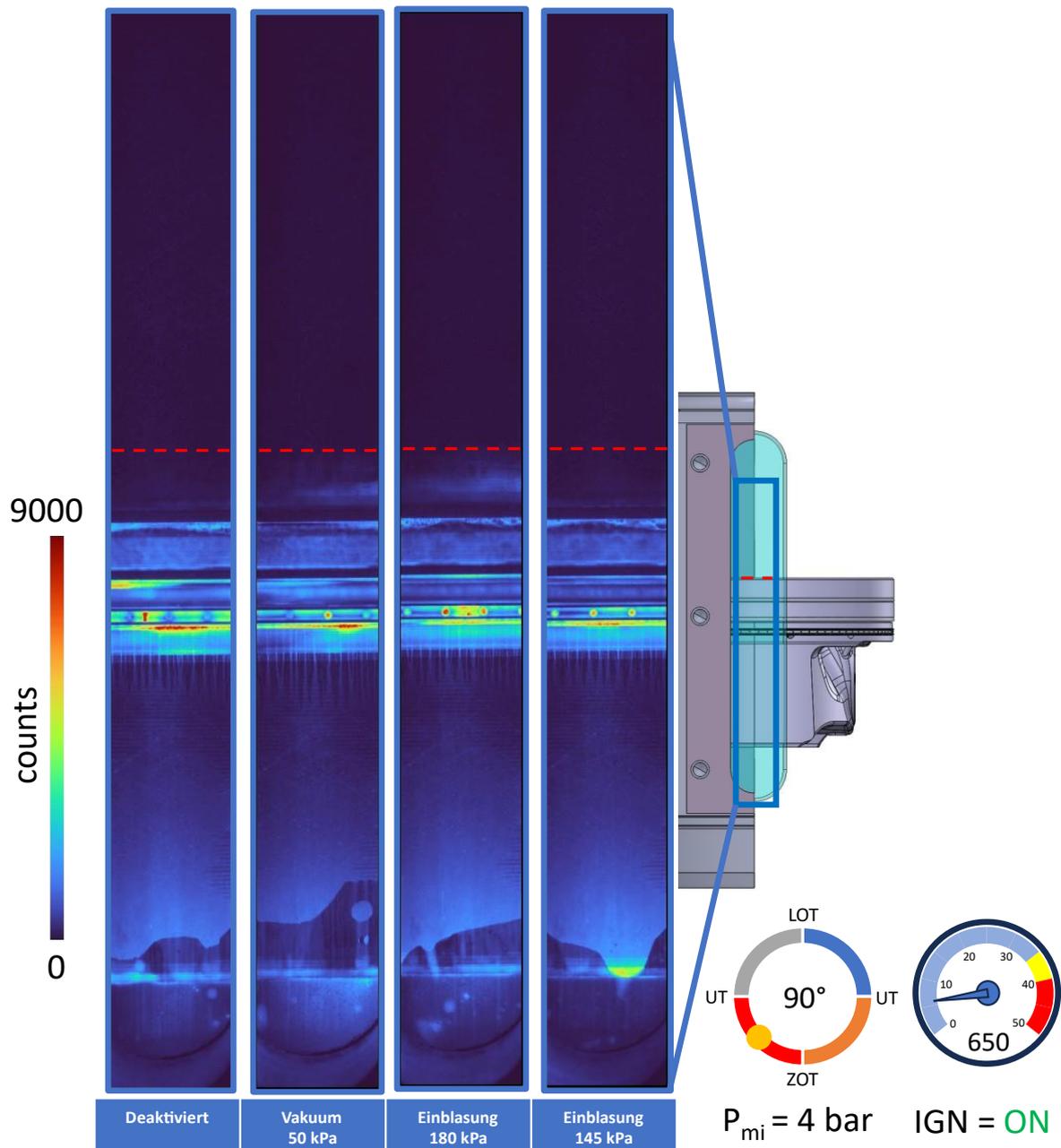


Abbildung 63: LIF-Aufnahmen im Arbeitstakt im gefeuerten Betrieb bei 1100 U/min und 8 bar p_{mi}

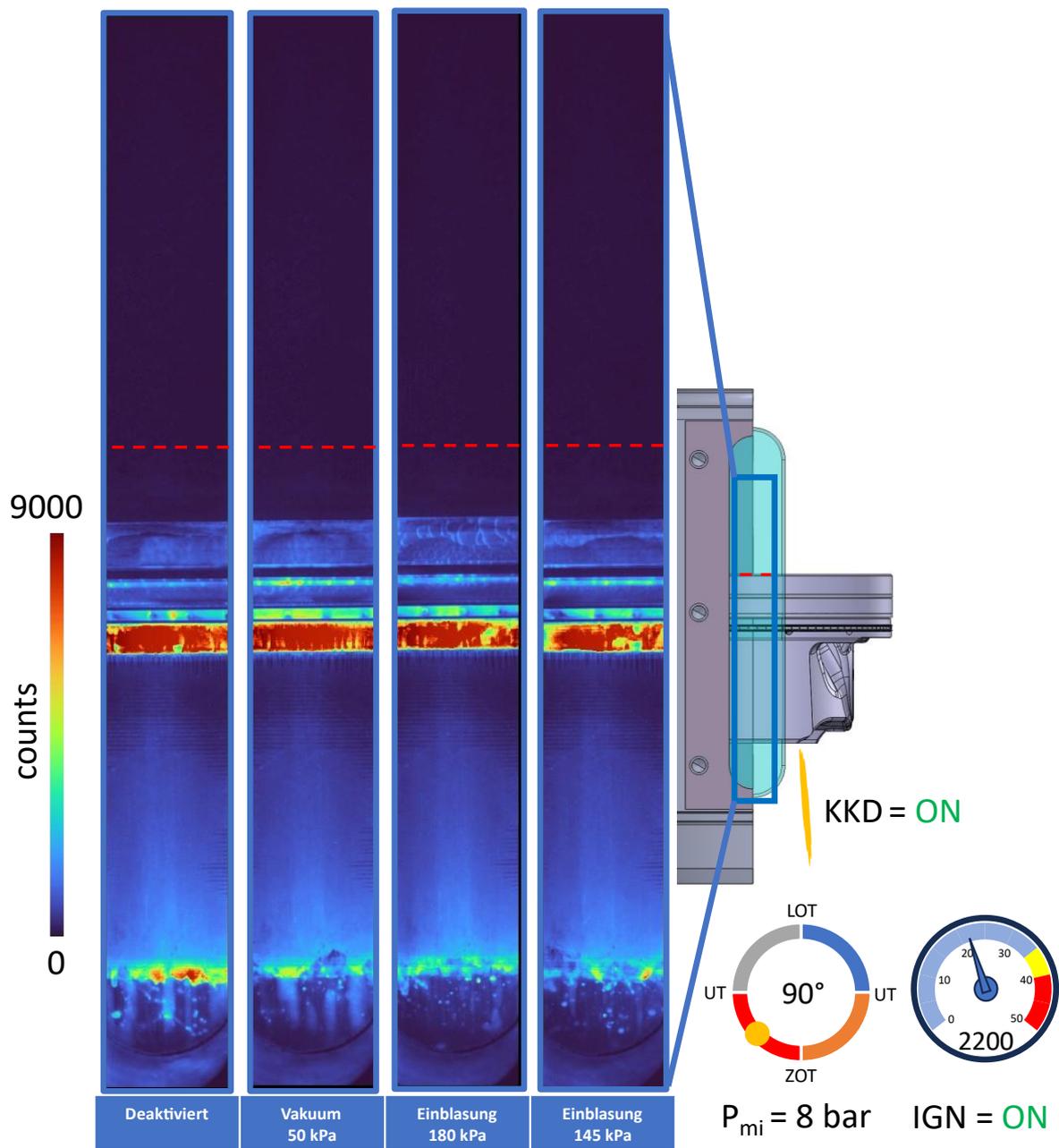


Abbildung 64: LIF-Aufnahmen im Arbeitstakt im gefeuerten Betrieb bei 2200 U/min, 8 bar pmi und Kolbenkühlöse