

Untersuchung der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Gerrit Suck

geb. am 20.02.1970 in Hamburg

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

Gutachter: Prof.Dr.-Ing. Helmut Tschöke
Prof.Dr.-Ing. Eckart Müller

Promotionskolloquium am 24.04.2001

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Aggregateforschung der Volkswagen AG. Ich bedanke mich herzlich bei Herrn Dr.-Ing. Oberg dafür, daß er es mir ermöglicht hat, diese interessante Arbeit in seiner Abteilung durchführen zu können.

Für die wissenschaftliche Betreuung und Förderung der Arbeit, sowie für die Übernahme des Hauptreferates, danke ich besonders dem Leiter des Institutes für Maschinenmeßtechnik und Kolbenmaschinen, Herrn Prof.-Dr.-Ing. Tschöke.

Mein herzlicher Dank gilt Herrn Prof.-Dr.-Ing. Müller für sein Interesse an dieser Dissertation und der Übernahme des Koreferates.

Herrn Dipl.-Ing. Meyer danke ich für die hervorragende Betreuung und die Begleitung der Arbeit bei Volkswagen. Die zahlreichen fachlichen Diskussionen und Anregungen haben den Fortschritt der Arbeit ebenso entscheidend vorangetrieben, wie das produktive und sehr angenehme Arbeitsklima.

Für die breite Unterstützung bedanke ich mich bei allen Kollegen der Abteilung K-EFAM. Namentlich möchte ich hier Herrn Dr.-Ing. Grote, Herrn Dr.-Ing. Manz und Herrn Dipl.-Ing. Schulz erwähnen, die sich stets für fachliche Anregungen Zeit genommen haben.

Herrn Dr.-Ing. Krebs, Herrn Dr.-Ing. Spiegel und Herrn Dr.-Ing. Stiebels, sowie allen anderen beteiligten Kollegen der Abteilung EAOV danke ich für die Unterstützung und die hilfreichen Anregungen.

Bei Herrn Hanke und Herrn Georg bedanke ich mich für die sehr angenehme Zusammenarbeit am Motorenprüfstand und in der Motorenwerkstatt und für ihren Einsatz, der auch entscheidend zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat.

Lehrte, im Juli 2000

Gerrit Suck

Abstract

Modern direct injection gasoline engines are based on stratified and homogeneous charge operating conditions. Until recently, the primary causes for high level hydrocarbon (HC) emissions have not been sufficiently investigated. In this study, the sources of HC-emissions occurring in a homogeneous charge 1,4l VW FSI engine were analysed using special measurement techniques. By the combination of in-cylinder gas sampling and time resolved HC-measurements using a FFID in the exhaust system, sources of HC in the combustion chamber could be located. Additional measurements using LIF in a transparent engine, further verified the presence of localized pockets of HC. Through a comparison of a standard MPI engine and the VW FSI engine, it was found that the primary cause of HC-emissions was correlated to the piston form. By hard coating the surface of the piston, the structure of the combustion deposits was modified and allowed a reduction in HC-emissions up to 30% at part-load operating conditions. Furthermore, by increasing the piston crevice volume, a significant reduction of HC-emissions was achieved. An increase in the tumble-motion in the combustion chamber provided better fuel-air mixing; however, the tumble-motion also caused increased HC-emissions by forcing the fuel to wet the cylinder wall on the inlet port side of the engine. Further engine measurements under stationary operating conditions showed that residual fuel is stored in the form of a wallfilm in the combustion chamber and was found to be approximately equal to the mass of fuel resulting from a single injection. For lean homogeneous charge operating conditions, flame-quenching is the dominant effect for HC-emissions. A combination of all the HC reduction methods investigated by the study, resulted in a total decrease of up to 80% of the HC-emissions compared to the reference FSI engine at 5000rpm with a mean effective pressure of 2bar.

Kurzfassung

Moderne Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung arbeiten kennfeldabhängig mit Ladungsschichtung oder mit homogenem Gemisch. Bisher sind die Ursachen für die erhöhten HC-Rohemissionen dieses Brennverfahrens und geeignete Gegenmaßnahmen nicht zufriedenstellend erforscht. In der vorliegenden Arbeit wurden HC-Quellen im Brennraum eines Benzin-DI-Motors am Beispiel des 1,4l-FSI-Motors von Volkswagen im Homogenbetrieb durch den Einsatz spezieller Meßtechniken separiert. Durch die Kombination von Inzylinder-Gasentnahme und mittels FFID im Abgas gemessenen, zeitlich aufgelösten HC-Verläufen, konnten HC-Quellen im Brennraum des Vollmotors lokalisiert und durch ergänzende LIF-Messungen an Transparentmotoren bestätigt werden. Bereits der Vergleich zwischen Saugrohr- und Direkteinspritzung ergab, daß die Kolbenform beim DI-Motor eine maßgebliche Ursache für die erhöhten HC-Rohemissionen darstellt. Durch Hartstoff-Beschichtungen der Kolbenoberfläche konnte die Struktur der Verbrennungsrückstände auf dem Kolben verfeinert werden, wodurch eine Reduzierung der HC-Rohemissionen um bis zu 30% in der Teillast erreicht wurde. Eine Vergrößerung des Feuerstegvolumens führte ebenfalls zu einer deutlichen HC-Emissionssenkung. Der durch die Ladungsbewegungsklappe erzeugte Lufttumble bedingt zwar höhere Turbulenz und verbesserte Durchmischung, jedoch werden Teile des eingespritzten Kraftstoffes an die einlaßseitige Zylinderlaufbuchse gedrückt, was sich negativ auf die HC-Rohemissionen auswirkt. Die Kraftstoffmasse, die in Form von Wandfilm stationär im Brennraum des Versuchsmotors zwischengespeichert wird, entspricht etwa der Kraftstoffmasse einer Einzelein-spritzung. Im homogen-mager-Betrieb ist „Flamequenching“ der dominierende Effekt für die HC-Rohemissionen. Eine Kombination aller HC-emissionssenkenden Maßnahmen erbrachte bis zu 80% HC-Rohemissions-Verminderung gegenüber dem Basiszustand bei $n=5000\text{U/min}$ und $p_{me}=2\text{bar}$.

Inhalt

1. Einleitung und Aufgabenstellung	1
2. Stand der Forschung	3
2.1 Benzin-DI-Brennverfahren	3
2.2 FSI-Brennverfahren	6
2.3 Effekte bei der homogenen Gemischbildung bei Benzin-Direkteinspritzung	9
2.3.1 Einspritzung	10
2.3.2 Gemischbildung	13
2.4 HC-Emissionen	18
2.4.1 Mögliche HC-Quellen im Brennraum des Versuchsmotors	27
3. Versuchsträger und Meßverfahren	31
3.1 Vierzylinder-Vollmotor	31
3.1.1 FFID – Arbeitsspielanalyse	33
3.1.2 Schnell getaktete Gasentnahme	40
3.1.3 Lichtleiterzündkerze	46
3.2 Glasringmotor und Glaszylindermotor	48
3.2.1 Laser-Induzierte-Fluoreszenz	49
3.2.2 Hochgeschwindigkeits-Filmtechnik	51
3.3 Einspritzdruckkammer	52
3.3.1 Videostroboskopie	53
4. Versuchsprogramm und Parameter	55
4.1 Motorbetriebspunkte	55
4.2 Motorische Einstellgrößen	56
4.3 Basismotor mit Saugrohreinspritzung	57
4.4 Kolbenbeschichtungen	57
4.5 Feuersteg	60
4.6 Ladungsbewegung	62
4.7 Öl-, Kühlmittel- und Kraftstofftemperatur	63

5. Experimentelle Untersuchungen	64
5.1 Einflußparameter und Zielgrößen	64
5.2 Vergleich zwischen Direkt- und Saugrohreinspritzung	70
5.3 Kolben mit beschichteter Oberfläche	73
5.3.1 Kraftstoff – Wand - Interaktion auf der Kolbenoberfläche	82
5.4 Einfluß des Kraftstoff – Luftverhältnisses	87
5.5 Einfluß der Ladungsbewegung	92
5.6 Kraftstoff – Wandfilm	99
5.6.1 Quantifizierung der Wandfilmmasse des Versuchsmotors	103
5.6.2 Einfluß der Wandtemperaturen auf die HC-Emissionen	108
5.7 Kraftstoff - Wandanlagerung am Brennraumdach	112
5.7.1 Untersuchungen am Vollmotor	112
5.7.2 Untersuchungen in der Einspritzdruckkammer	115
5.8 Untersuchung von Rückströmvorgängen in der Einlaßphase	120
5.9 Einfluß des Feuersteiges	127
5.10 HC–optimaler Motor	129
6. Zusammenfassung	132
7. Ausblick	134
8. Formelzeichen und Abkürzungen	136
9. Literaturverzeichnis	140
10. Anhang	147

1. Einleitung und Aufgabenstellung

Die Benzin-Direkteinspritzung (BDE) bietet die Möglichkeit, den niedrigen spezifischen Kraftstoffverbrauch eines Dieselmotors speziell in der Teillast mit der hohen spezifischen Vollastleistung eines konventionellen Ottomotors zu vereinen. Die Schlüsseltechnologie liegt in der drosselfreien Laststeuerung im Teillastgebiet. Obwohl die Anfänge dieser Technologie bis in die dreißiger Jahre zurückreichen, war sie, bedingt durch den hohen technischen Aufwand und den damit verbundenen Kosten, der Saugrohreinspritzung unterlegen. Nur in Sonderfällen, z.B. im DB601-Flugtriebwerk, wurde die Benzin-Direkteinspritzung realisiert, jedoch arbeiteten diese Verfahren ohne Ladungsschichtung und wurden nicht unter Verbrauchs- und Emissionsgesichtspunkten konzipiert. Rein mechanische Varianten der Benzin-Direkteinspritzung wurden emissionsbedingt wieder aufgegeben. Erst die Entwicklung elektronisch regelbarer Einspritzsysteme hat es ermöglicht, daß Brennverfahren mit Benzin-Direkteinspritzung den heutigen Ansprüchen hinsichtlich Leistung, Verbrauch und Emissionen gerecht werden können. Zur Zeit wird bei der überwiegenden Zahl der Automobilhersteller an der Entwicklung von Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung gearbeitet. Die meisten Verfahren ermöglichen in der Teillast eine starke Gemischabmagerung durch Ladungsschichtung, während im oberen Drehzahl- und Lastbereich mit homogenem, stöchiometrischem Gemisch gearbeitet wird. Eine darüber hinausgehende Kraftstoffanreicherung ist möglich. Für die Realisierung der Ladungsschichtung gibt es verschiedene Möglichkeiten, die sich im Wesentlichen durch die Anordnung von Einspritzdüse und Zündkerze, sowie durch die Ladungsbewegung im Brennraum und der Brennraumform selbst unterscheiden. Das wandgeführte Benzin-Direkteinspritz-Brennverfahren, bei dem der eingespritzte Kraftstoff über die Kolbenmulde zur Zündkerze geführt wird, weist derzeit die größte Verbrennungsstabilität auf. Der Nachteil dieses Verfahrens ist in den erhöhten HC-Rohemissionen zu sehen. Im Motorbetrieb mit homogener Gemischbildung sind diese u. U. doppelt so hoch, wie bei vergleichbaren Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung. Eine wesentliche Ursache dieser erhöhten HC-Rohemissionen liegt in den unterschiedlichen Gemischbildungszeiten. Beim Ottomotor mit Saugrohreinspritzung mischen sich Kraftstoff und Luft bereits im Saugrohr, bevor die Einlaßventile öffnen. Untersuchungen haben ergeben, daß der im Wandfilm zwischengespeicherte Kraftstoff dem Bedarf von drei bis sechs Arbeitsspielen entspricht [1]. Da die Vermischung

von Kraftstoff und Luft beim Ottomotor mit Direkteinspritzung ausschließlich im Brennraum stattfindet, ist eine solche Vormischung nicht möglich. Daher ist die Kenntnis von Details der inneren Gemischbildung und der Verbrennung für das Entdecken der innermotorischen HC-Quellen unerlässlich. Die wenigen Veröffentlichungen [31, 34, 41, 42,] zu dieser Thematik bei Benzin-Direkteinspritzung decken bisher die zahlreichen Effekte, die zu den hohen HC-Rohemissionen beitragen, nur unvollständig auf. Für eine wirksame Absenkung dieser Emissionen sind jedoch wesentlich umfassendere Kenntnisse über die innermotorischen Wirkmechanismen nötig. Auf diesem Gebiet besteht noch erheblicher Forschungsbedarf.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die HC-Entstehungsmechanismen an einem überwiegend wandgeführten Benzin-Direkteinspritzverfahren untersucht. Der Schwerpunkt der Untersuchungen liegt dabei auf dem stationären Motorbetrieb mit homogener Gemischbildung. Dazu muß die gesamte Wirkkette, beginnend mit der Einspritzung, Gemischbildung, Gemischhomogenisierung und -verteilung, bis zur anschließenden Verbrennung und den Nachreaktionen untersucht werden. Zunächst werden mögliche Gründe für die unterschiedlichen HC-Emissionen bei Direkteinspritzung und Saugrohreinspritzung durch einen direkten Vergleich beider Verfahren aufgezeigt. Durch gezielte Parametervariationen sollen im Anschluß HC-Quellen im Brennraum des Versuchsmotors separiert und deren Gewichtung an den Gesamt-HC-Rohemissionen aufgezeigt werden. Die innermotorische Kraftstoff-Wandfilmmasse soll auf Basis von Meßergebnissen berechnet werden. Zusammenhänge zwischen Wandfilmmasse und motorischen Größen sind aufzuzeigen.

Die Durchführung der Arbeit erfolgt im wesentlichen an einem Vierzylinder-Vollmotor. Für Sonderuntersuchungen stehen zusätzlich zwei Motoren mit optischen Zugängen und eine konditionierbare Einspritzdruckkammer zur Verfügung. Ein Abgleich der experimentellen Untersuchungsergebnisse mit vorhandenen Ergebnissen der Strömungssimulationsrechnung trägt zum besseren Verständnis der Phänomene bei.

2. Stand der Forschung

2.1 Benzin-DI-Brennverfahren

Die Zusage der deutschen Automobilindustrie, den Ausstoß des Treibhausgases CO₂ und damit verbunden den Kraftstoff-Flottenverbrauch bis zum Jahre 2005 um 25% gegenüber dem Stand von 1990 zu reduzieren [86], ist ohne den Einsatz neuer Motorkonzepte nicht möglich. Dem Ottomotor kommt hierbei die größte Bedeutung zu, da er zur Zeit den am häufigsten verwendeten Antrieb aller Automobile darstellt. Einen wesentlichen Beitrag zur Lösung dieses Problems bietet die Benzin-Direkteinspritzung. Sie bezieht ihre Wirkungsgradvorteile gegenüber der konventionellen Saugrohreinspritzung aus der Vermeidung der wirkungsgradungünstigen Drosselung und der Reduzierung der Wandwärmeverluste in der Teillast. Die angestrebte Qualitätsregelung ist aber durch die Zündwilligkeit des Kraftstoffes begrenzt, da sich das Kraftstoff-Luftgemisch bei hohen Luftverhältniszahlen, d.h. extrem magerem Betrieb, nicht mehr entzünden läßt, bzw. die Flamme nicht mehr vollständig durchbrennt. Um aber dennoch den Motor mit Luftverhältniszahlen $\lambda > 1,5$ zu betreiben, muß deshalb in einem genügend großen Bereich um die Zündkerze ein homogenes, nahezu stöchiometrisches Gemisch bereitgestellt werden. Im übrigen Teil des Brennraumes können sich idealerweise ausschließlich Luft und Restgas befinden. Diese sogenannte Ladungsschichtung bringt zusätzliche Vorteile im thermischen Wirkungsgrad des Motors, da die Wandwärmeverluste durch die zentral im Brennraum ablaufende Verbrennung reduziert werden. Ein mögliches Kennfeld eines Ottomotors mit Benzin-Direkteinspritzung zeigt **Bild 2-1**. Der Schichtladungsbetrieb ist drehzahl- und lastbegrenzt. Bei hohen Drehzahlen reicht auch bei niedrigen Lasten die zur Verfügung stehende Zeit zur Gemischbildung nicht mehr aus. Zum Erreichen einer hohen Motorlast ist ein stöchiometrisches, bzw. in der Vollast unter Umständen ein unterstöchiometrisches Gemisch nötig. In diesen Betriebsbereichen wird der Benzin-Direkteinspritz-

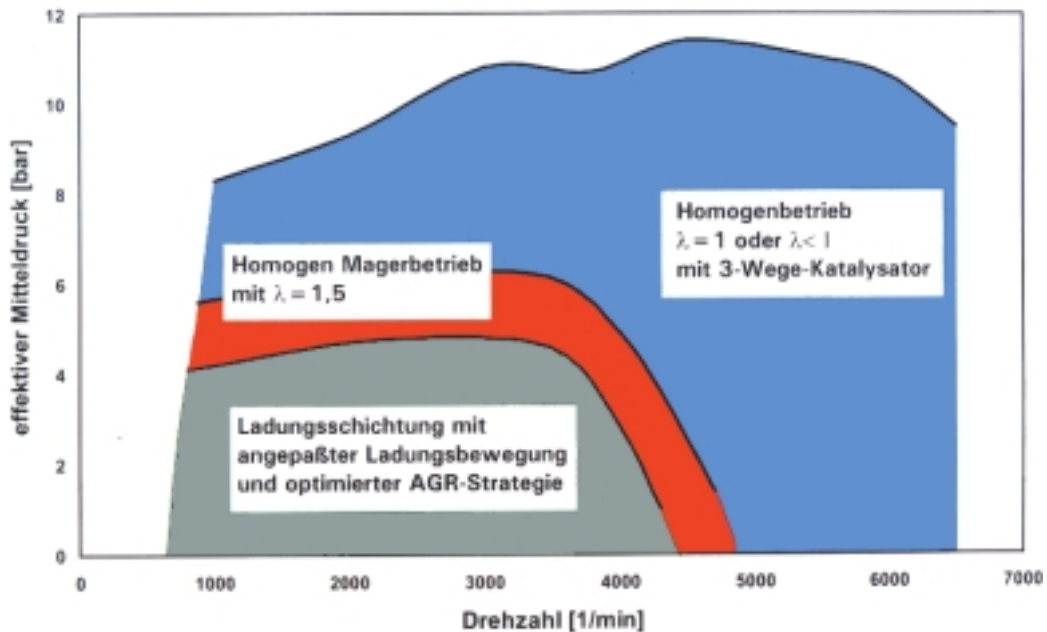


Bild 2-1: Beispielhaftes Motorkennfeld eines Ottomotors mit Direkteinspritzung [2]

motor ähnlich wie ein konventioneller Ottomotor mit Saugrohreinspritzung betrieben. Dies wird durch eine sehr frühe Einspritzung in den Einlaßtakt erreicht, wodurch ein hoher Homogenisierungsgrad des Kraftstoff-Luft-Gemisches zum Zündzeitpunkt gewährleistet wird. Die Vorteile des Brennverfahrens liegen in dieser Betriebsart in einem um mindestens 15% höheren Verdichtungsverhältnis gegenüber dem Verfahren mit überwiegend äußerer Gemischbildung. Dieses wird durch die der Zylinderladung entnommenen Verdampfungsenthalpie des direkt eingespritzten Kraftstoffes möglich, wodurch eine um bis zu 50K niedrigere Verdichtungsendtemperatur¹ gegenüber Kompression reiner Luft erreicht wird. Da statt Gemisch nur Luft angesaugt wird, weist der Motor mit Benzin-Direkteinspritzung eine verbesserte Zylinderfüllung gegenüber dem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung auf, was zusätzlich eine höhere Leistungsausbeute ermöglicht. Um in einigen Kennfeldbereichen, wo eine Ladungsschichtung aus den o.g. Gründen nicht möglich ist, trotzdem einen niedrigen Verbrauch zu erzielen, wird der Motor mit homogen-magerem Gemisch betrieben. Für die Realisierung der Ladungsschichtung gibt es verschiedene Möglichkeiten. **Bild 2-2** zeigt eine Gegenüberstellung von sogenannten strahlgeführten, luftgeführten und wandgeführten Verfahren.

¹ Berechnung der polytropen Kompression für den Fall ohne Kraftstoffeinspritzung und mit Vollast-Einspritzmenge, vergleiche auch [87]

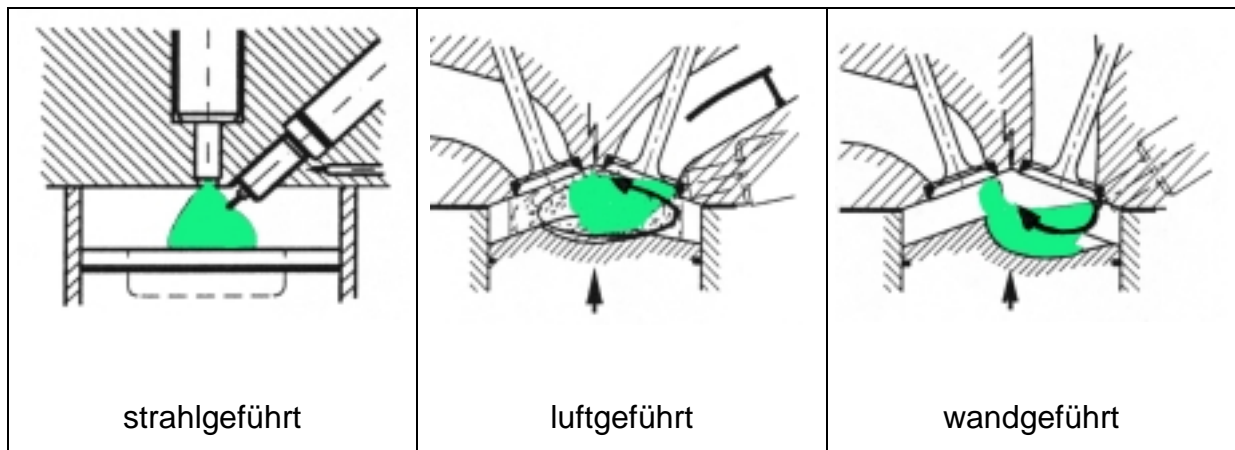


Bild 2-2: Mögliche Brennvorgänge mit Benzin-Direkteinspritzung [3]

Bei den **strahlgeführten** Verfahren ist die Zündkerze am Einspritzstrahlrand angeordnet. Einspritzdüse und Zündkerze liegen sehr dicht beieinander. Dadurch lässt sich eine räumlich sehr begrenzte zündfähige Zone und ein sehr mageres Global-Kraftstoff-Luftgemisch (bis zu $\lambda=8$) im Brennraum realisieren [77]. Da der räumliche λ -Gradient sehr hoch ist, ist der Bereich des zündfähigen Gemisches sehr klein. Diese Brennvorgänge stellen daher hohe Ansprüche an die Einspritzanlage bezüglich Strahlqualität und -geometrie und an die Zündkerze. Daher wirkt sich eine Verkokung der Einspritzdüse noch stärker als bei den übrigen Brennvorgängen auf das Motorverhalten aus. Die Einspritzdüse muß immer eine sehr gute Zerstäubung des Kraftstoffes gewährleisten. Die Zündkerze muß sehr thermoschockbeständig sein, da sie im gesamten Betriebsbereich durch den Kontakt mit flüssigem Kraftstoff stark abkühlt und durch die anschließende Verbrennung stark aufgeheizt wird. Zündkerzen, die diesen Anforderungen entsprechen, sind zur Zeit nicht serienmäßig verfügbar.

Bei den **luftgeführten** Verfahren wird der eingespritzte Kraftstoff durch eine gezielte Luftbewegung im Brennraum zur Zündkerze transportiert. Die Luftbewegung muß so ausgelegt sein, daß sie die Gemischbildung unterstützt, die Ladungsschichtung aber nicht negativ beeinflusst. Hinsichtlich der HC-Emissionen stellen diese Verfahren die günstigste Variante dar, da idealerweise keine direkte Kraftstoffbenetzung brennraumbegrenzender Wände erfolgt. Die starke Abhängigkeit der Motorlaufqualität von der Stabilität der Luftströmung macht diese Brennvorgänge zur Zeit noch unattraktiv für den Serieneinsatz, da zyklische Schwankungen in der Luftbewegung derzeit nicht beherrschbar sind. Zukünftige Benzin-Direkteinspritzentwicklungen werden aber sicher auch diese Verfahren einbeziehen.

Die **wandgeführten** Verfahren nutzen eine Mulde im Kolben, in die der Kraftstoff bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens eingespritzt wird. Durch die Form der Mulde wird der Kraftstoff in Richtung Zündkerze umgelenkt. Die im Vergleich zu den strahlgeführten Verfahren lange Gemischbildungszeit ermöglicht die Sicherstellung eines größeren Bereiches mit zündfähigem Gemisch um die Zündkerze. Die Bereitstellung dieses Gemisches ist recht stabil, da dieser Vorgang nicht allein von der Luftströmung abhängt. Dies ist der ausschlaggebende Grund dafür, daß die bis heute realisierten Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung mit diesen Verfahren arbeiten [79]-[84]. Allerdings weisen diese Brennverfahren wegen der direkten Kolbenbenetzung mit Kraftstoff prinzipbedingt die größten HC-Emissions-Nachteile auf.

2.2 FSI-Brennverfahren

Bei dem untersuchten Versuchsmotor handelt es sich um den FSI¹-Motor einer frühen Entwicklungsstufe von Volkswagen. Wegen der oben genannten Stabilitätsgründe arbeitet dieses Brennverfahren überwiegend wandgeführt mit unterstützender Luftströmung. **Bild 2-3** zeigt den Querschnitt durch den Brennraum. Die Einlaßkanäle im Zylinderkopf sind durch ein eingegossenes Blech in eine obere und eine untere Hälfte geteilt. Durch Schließung der am Ende des Saugrohres befindlichen Ladungsbewegungsklappe (LBK) besteht die Möglichkeit, die angesaugte Luft nur durch den oberen Kanalteil in den Zylinder einströmen zu lassen.

¹ FSI=Fuel Stratified Injection

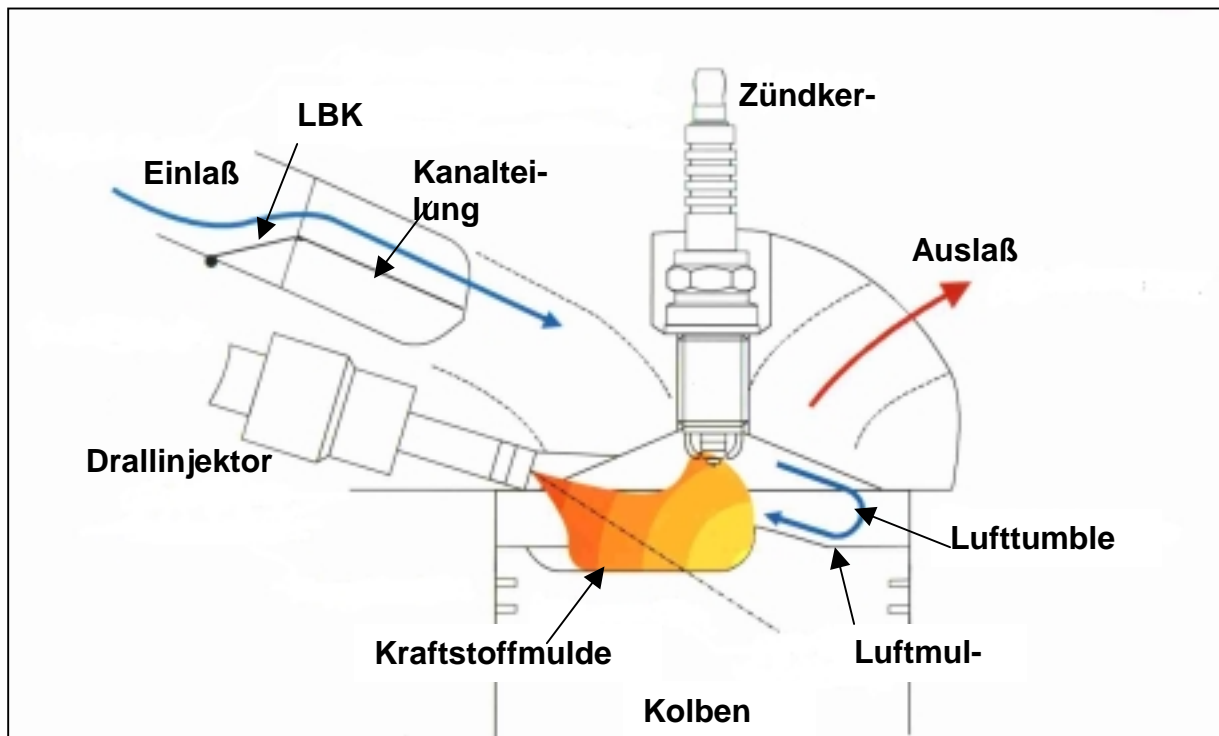


Bild 2-3: FSI-Brennverfahren im Schichtbetrieb [2]

Dadurch erhöht sich auf Grund der Kanaleinschnürung die Strömungsgeschwindigkeit der einströmenden Luft. Die sogenannte Luftmulde fördert die Ausbildung einer stabilen Tumbleströmung im Brennraum, die den Kraftstofftransport zur Zündkerze unterstützt. Im Motorbetrieb mit homogenem Gemisch sind beide Stellungen der LBK möglich.

Zwischen den beiden Einlaßventilen befindet sich der Drallinjektor, der ein mittig angeordnetes Düsenloch hat. Die Einspritzung erfolgt über einen zur Einspritzdüsenmittellachse um 20° nach unten geneigten Winkel (Bentwinkel). Der einzuspritzende Kraftstoff wird in der Düse mit einem Drall versehen, wodurch sich der Kraftstoffzerstäubungsgrad erhöht. Bei einer Einspritzung unter Umgebungsbedingungen hat der Einspritzstrahl die Form eines Hohlkegels mit einem geometrischen Öffnungswinkel von 70° . Im Schichtladungsbetrieb stellt die Form der sogenannten Kraftstoffmulde die Umlenkung des Kraftstoffstrahles zur Zündkerze sicher.

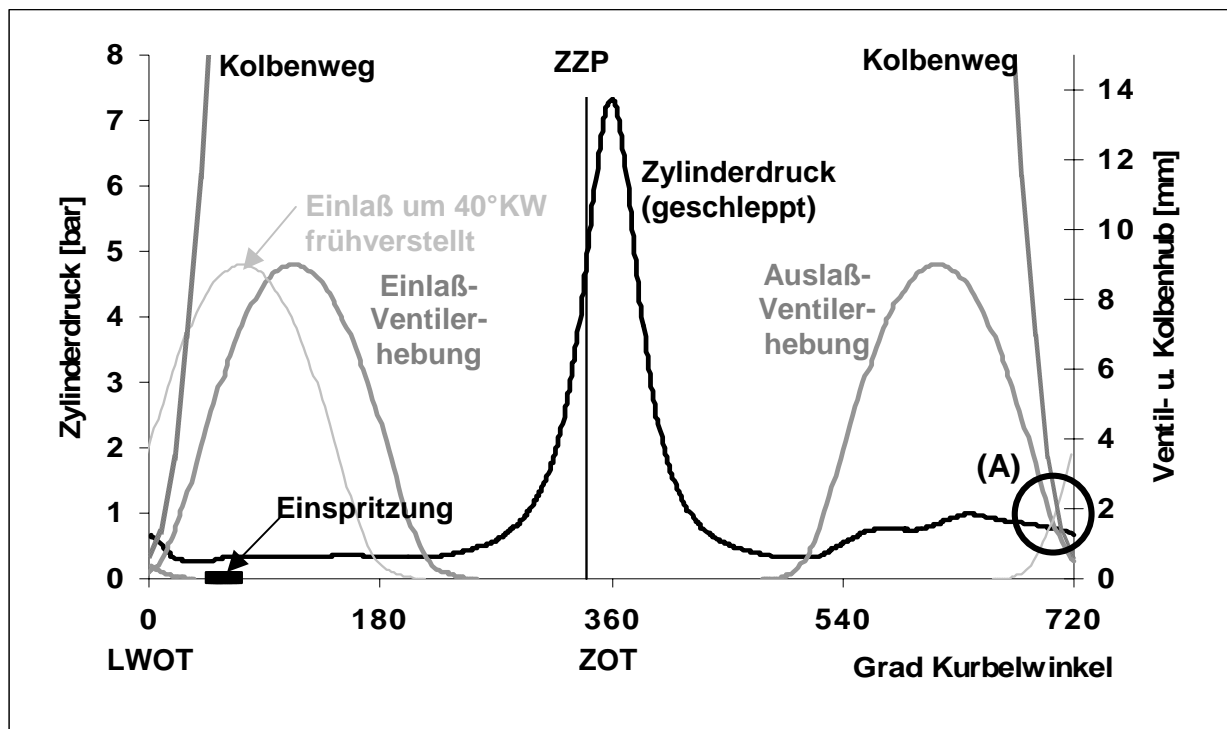


Bild 2-4: Lage von Einspritzung, Ventilerhebungskurven, Kolbenweg und Kompressionskurve bei $n=2000\text{U}/\text{min}$ im Arbeitsspiel des Versuchsmotors

In **Bild 2-4** ist die zeitliche Abfolge eines Arbeitsspiels für $n=2000\text{U}/\text{min}$ exemplarisch dargestellt. Die Gemischbildungszeit zwischen Einspritzung und Zündzeitpunkt (ZZP) ist für den Homogenbetrieb ersichtlich. Die eingezeichnete Einspritzdauer entspricht der des Standard-Betriebspunktes in der vorliegenden Arbeit mit $n=2000\text{U}/\text{min}$ und $p_{me}=2\text{bar}$.

Die Ventilerhebungskurven der Einlaß- und Auslaßventile sind identisch. Um die Ventilüberschneidungsfläche zu vergrößern, ist die Einlaßnockenwelle stufenlos um bis zu 40°KW nach früh verstellbar. Dadurch ist die interne Abgasrückführrate variabel einstellbar. Wie die Kurve des Kolbenweges zeigt, werden tiefe Ventiltaschen auf dem Kolben benötigt, um eine Kollision zwischen Einlaßventilen und Kolben zu verhindern, siehe (A) in Bild 2-4. Die hierdurch hervorgerufene Zerklüftung der Kolbenoberfläche stellt eine „HC-Quelle“ im Brennraum dar.

2.3 Effekte bei der homogenen Gemischbildung bei Benzin-Direkteinspritzung

Um eine möglichst gute Homogenisierung des Kraftstoff–Luftgemisches zu erreichen, erfolgt die Kraftstoffeinspritzung in den Ansaugtakt des Motors. Neben der langen Gemischbildungszeit begünstigt die starke Turbulenz der in den Brennraum einströmenden Luft die Gemischbildung, die durch den Einspritzvorgang noch erhöht wird [40]. Die für die Gemischbildung und die HC-Emissionen relevanten Mechanismen und Phänomene bei der Kraftstoffeinspritzung, sind durch Untersuchungen an Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung bereits weitestgehend bekannt [1], [4]. Teilweise stimmen diese Effekte mit denen bei Direkteinspritzung überein. **Bild 2-5** zeigt eine abstrahierte Darstellung möglicher Phänomene in einem Ottomotor mit Direkteinspritzung. Der eingespritzte Kraftstoff wird durch den hohen Einspritzdruck und das kleine Düsenloch überwiegend fein zerstäubt werden, jedoch wird er teilweise die Brennraumwände benetzen und dort

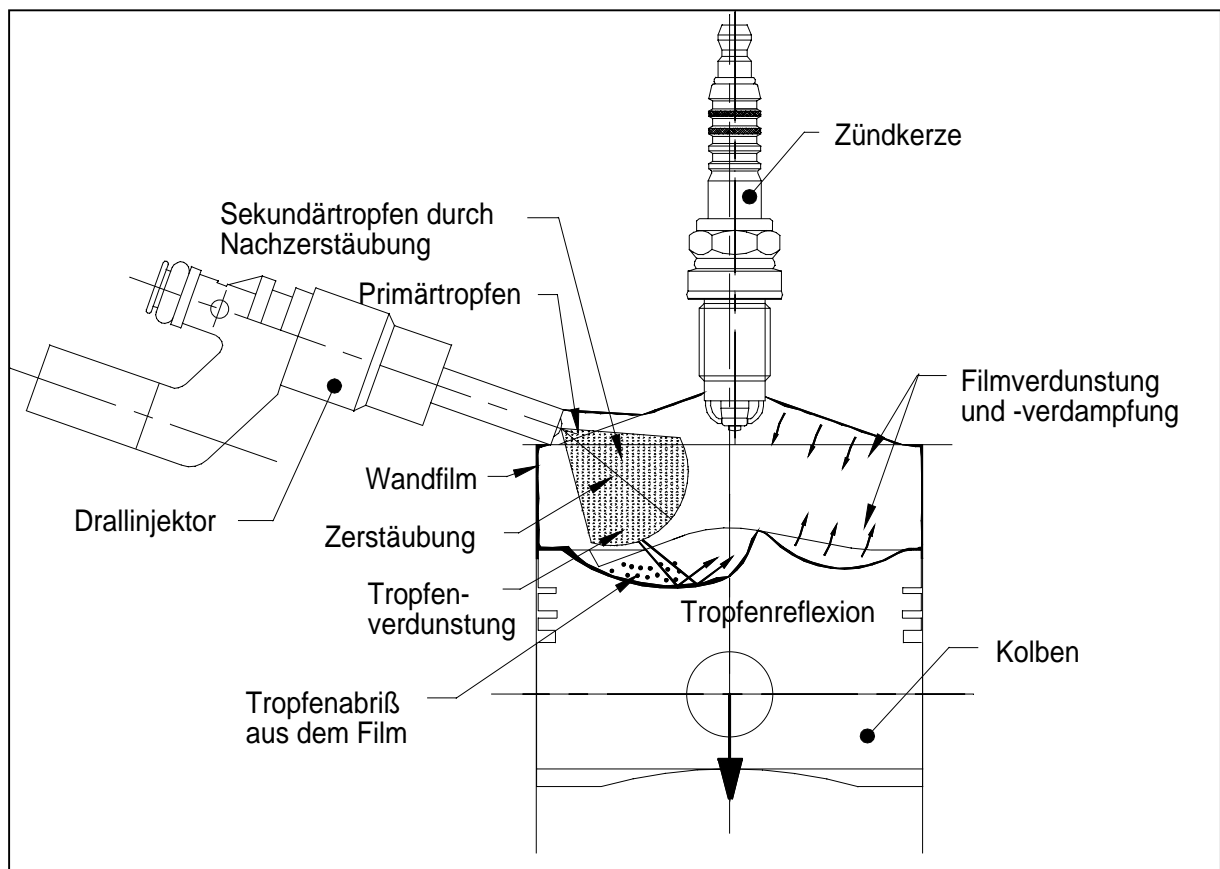


Bild 2-5: Mögliche Mechanismen und Phänomene der Kraftstoffverteilung und -verdampfung während der Gemischbildung bei BDE

einen innermotorischen Wandfilm ausbilden. Sowohl die Tropfen, als auch der Wandfilm können verdunsten und verdampfen. Verdunstung basiert auf Diffusion, ist also abhängig von Konzentrationsunterschieden. Verdampfung ist ein temperatur- und druckabhängiger Vorgang [85]. Da der Kraftstoff aus vielen Komponenten mit unterschiedlichen Siedepunkten besteht, weist er eine temperatur- und druckabhängige Siedelinie auf. Beide Effekte treten im Brennraum auf. Tropfenabriß aus dem Wandfilm heraus ist ein strömungsmechanischer Vorgang, der z.B. im Saugrohr eines Ottomotors mit überwiegend äußerer Gemischbildung aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten auftritt [1]. Falls dieser Effekt im Brennraum des Ottomotors mit Direkteinspritzung auftritt, dann wird dies auf der Kolbenoberfläche in den Mulden sein, da hier die größten Strömungsgeschwindigkeiten herrschen. Wenn es zu Sekundärtropfenbildung durch Nachzerstäubung kommt, wird dies nur am Ende der Einspritzung stattfinden, da dann größere Tröpfchen vorliegen, vgl. **Kapitel 5.7.2**.

2.3.1 Einspritzung

Eisfeld [5] hat die Grundlagen der Gemischaufbereitung in Abhängigkeit von Einspritzparametern, sowie die Filmverdampfung- und verbrennung untersucht. Bei allen Brennverfahren mit Direkteinspritzung ist die Wahrscheinlichkeit für Interaktionen zwischen Kraftstofftröpfchen und Brennraumwänden sehr hoch. Daher haben Renz et.al. [6] Untersuchungen zur Mechanik und Wärmeübertragung von Tropfen und Sprays auf heiße Brennraumwände durchgeführt. Die genannten Arbeiten und Untersuchungen sowie die daraus gewonnenen Erkenntnisse dienen als Grundlage für die folgenden Ausführungen.

Durch den Einspritzvorgang gelangen Tröpfchen von unterschiedlicher Größe, Geschwindigkeit und Bewegungsrichtung in den Brennraum. Ziel der Einspritzung ist eine möglichst feine Zerstäubung des Kraftstoffes, um eine schnelle Verdampfung zu erreichen. **Bild 2-6** zeigt eine typische Tropfendurchmesser-Verteilung im Einspritzstrahl des im Versuchsmotor eingesetzten Drallinjektors.

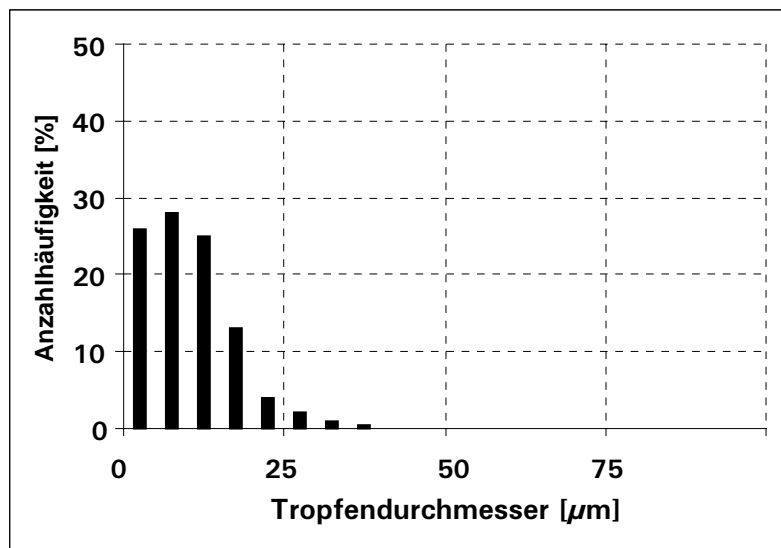


Bild 2-6: Exemplarische Tropfendurchmesser-Verteilung im Einspritzstrahl eines Drallinjektors des Versuchsmotors in 30mm Abstand von der Düsen- spitze des Drallinjektors [7]

Es zeigt sich, daß die größte Häufung bei Tropfendurchmessern von $10\mu\text{m}$ liegt und daß Durchmesser von ca. $30\mu\text{m}$ das Ende des Tropfenspektrums repräsentieren. Angestrebt wird die vollständige Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes, so daß zum Zündzeitpunkt ein möglichst homogenes Gemisch im gesamten Brennraum vorliegt. Für den Einspritzzeitpunkt ergibt sich der folgende Zielkonflikt: Eine sehr frühe Einspritzung zwischen 350°KW und 310°KW vor ZOT

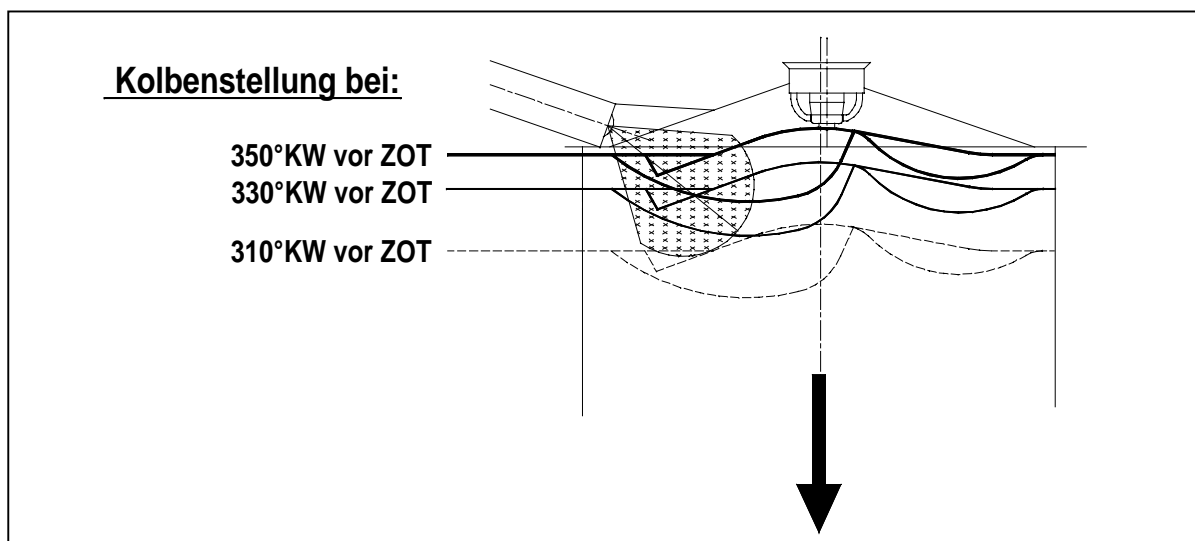


Bild 2-7: Kolbenstellung zu unterschiedlichen Zeitpunkten im Arbeitsspiel (Ansaugtakt)

wirkt sich ungünstig auf die HC-Emissionen aus, da der Einspritzstrahl direkt auf die Kolbenoberfläche trifft, siehe **Bild 2-7**. Dies führt zu einer intensiven Kolbenbodenbenetzung, es bildet sich also auf dem Kolben ein Wandfilm aus. Hier wird ersichtlich, daß der für den Schichtladungsbetrieb notwendige Bentwinkel der Einspritzdüse im Homogenbetrieb zur unerwünschten Kolbenbenetzung beiträgt. Mit zunehmender Verlagerung der Einspritzung zu späteren Zeitpunkten im Zyklus wird zwar die direkte Kolbenbenetzung vermieden, die zur Verfügung stehende Gemischbildungszeit verkürzt sich jedoch. Dadurch ergeben sich vermehrt inhomogene Gemischzonen, die ebenso erhöhte HC-Emissionen bewirken. Bei der Wahl des Einspritzzeitpunktes muß also ein geeigneter Kompromiß gefunden werden.

Bild 2-8 zeigt beispielhaft für den Motorbetriebspunkt $n=2000\text{U}/\text{min}$ und $p_{\text{me}}=2\text{bar}$, daß der beste Kompromiß hinsichtlich der HC-Emissionen trotzdem beim Einspritzbeginn von 310°KW vor ZOT liegt. In diesem Betriebspunkt beträgt die Einspritzdauer 1ms und es gelangen $8,6\text{mg}$ Kraftstoff während dieser Einspritzzeit in jeden Zylinder. Die Gemischbildungsverhältnisse im Zylinder lassen sich wie folgt charakterisieren: Während der Einspritzung bewegt sich der Kolben mit zunehmender Geschwindigkeit nach unten. Durch die Abwärtsbewegung des Kolbens und durch das damit verbundene Einströmen der Frischluft durch die geöffneten Einlaßventile herrscht ein Unterdruck im Zylinder von ca. 320mbar und das für die Gemischbildung zur Verfügung stehende Brennraumvolumen vergrößert sich von ca. 110cm^3 bei Einspritzbeginn bis auf ca. 143cm^3 bei Einspritzende¹.

¹ Für die geometrischen Randbedingungen des Versuchsmotors gemäß Tabelle 3-1 auf Seite 32 berechnet

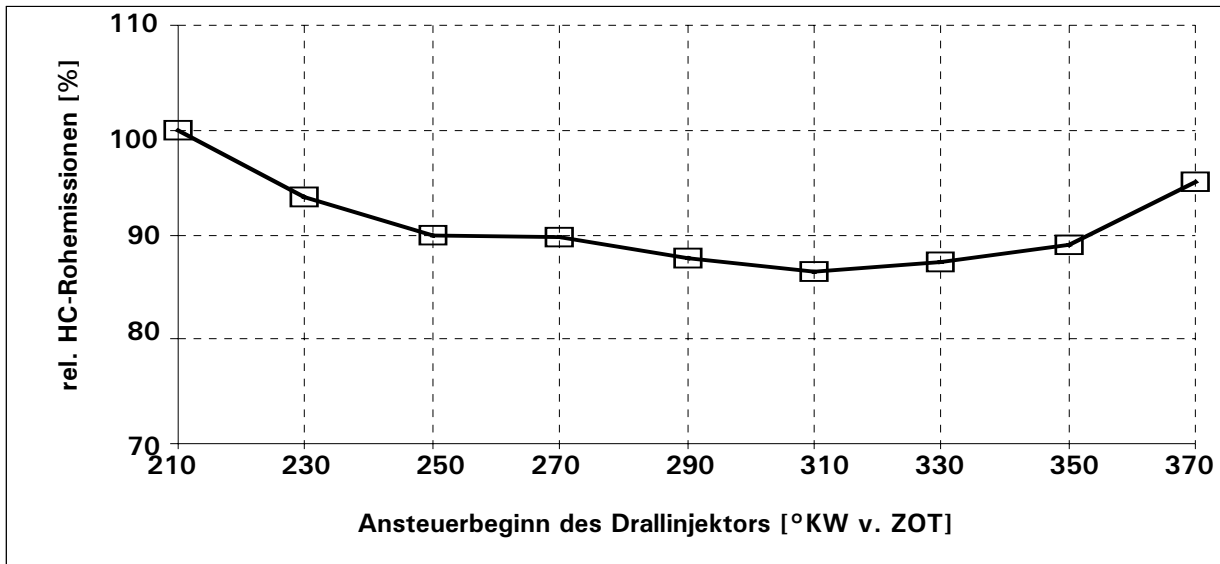


Bild 2-8: Einfluß des Einspritzzeitpunktes auf die HC-Emissionen im homogenem Betrieb, $n = 2000\text{U}/\text{min}$, $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$, $\lambda = 1$, normiert auf 210°KW

2.3.2 Gemischbildung

Der Ansaugtakt nach Beginn der Einspritzung und der anschließende Kompressionsonstakt stehen als Zeit für die Gemischbildung zur Verfügung. Bei dem im Rahmen dieser Arbeit schwerpunktmäßig untersuchten Betriebspunkt mit der Drehzahl $n = 2000\text{U}/\text{min}$ beträgt die Zeit zwischen **Ansteuerbeginn des Drallinjektors** ($\text{ASB} = 310^\circ\text{KW v. ZOT}$) und **Zündzeitpunkt** ($\text{ZZP} = 20^\circ\text{KW v. ZOT}$) 24ms . Diese Zeitspanne ist offensichtlich zu kurz, um das Gemisch vollständig zu homogenisieren. Der Beleg dafür sind die um bis zu 50% erhöhten HC-Emissionen des Versuchsmotors gegenüber vergleichbaren Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung, vgl. Bild 5-4, Seite 71. Auch Eisfeld [5] konstatiert als Ergebnis seiner Untersuchungen, daß bei direkter Kraftstoffeinspritzung eine vollständige Gemischhomogenisierung nicht möglich ist. In [8] wurde die Gemischbildung eines direkt einspritzenden Ottomotors der eines Motors mit Saugrohreinspritzung gegenübergestellt. Die Durchführung thermodynamischer Indizierdatenauswertung, in Verbindung mit PLIF-Messungen (**Planare Laser Induzierte Fluoreszenz**) und Messungen der Flammenausbreitung führte zu der Erkenntnis, daß es beim Ottomotor mit Direkteinspritzung lokal fette Zonen gibt und daher das Gemisch nicht den Homogenisierungsgrad des Ottomotors mit Saugrohreinspritzung erreicht. Auch Noda et al. [9] belegen anhand von Meß- und Simulationsergebnissen, daß bei dem untersuchten BDE-Motor keine vollständige Gemischhomogenisierung

zustande kommt. Sie stellten fest, daß der einlaßseitige Bereich im Brennraum zum Zündzeitpunkt fetteres Gemisch enthält, als der auslaßseitige Bereich. Dies wird dadurch begründet, daß der Steg zwischen Kraftstoff- und Luftmulde im Kolben wie eine Barriere während der Einspritzung wirkt. Die dadurch bedingte, relativ starke Ungleichverteilung des Kraftstoffes kann bis zum Ende der Gemischbildung nicht vollständig abgebaut werden.

Die Wechselwirkungen zwischen Luftströmung und Kraftstoffspray sind von sehr vielen, im folgenden beschriebenen, Randbedingungen abhängig:

- Das Dichteverhältnis von flüssigem Kraftstoff zu Luft verhält sich etwa 1:700. Der stöchiometrische Luftbedarf für die Verbrennung von 1kg Kraftstoff liegt bei etwa 14,6 kg Luft, so daß sich ein Verhältnis der Volumina von flüssigem Kraftstoff und Luft von ca. 1:10.000 ergibt.
- Die Luftströmung im Brennraum beeinflusst die Geschwindigkeitsvektoren der einzelnen Tropfen in Betrag und Richtung. Große Tropfen können ihren Impuls etwas länger erhalten, während die kleineren Tropfen durch das umgebende Gas schneller abgebremst werden. Es handelt sich hierbei also um eine Kopplung der flüssigen Phase mit der Gasphase durch den gegenseitigen Austausch von Impuls, Masse und Energie. Die mittlere Tropfengeschwindigkeit liegt etwa bei 12 m/s, es gibt nur sehr wenige Tropfen mit Geschwindigkeiten über 20 m/s (**Bild 2-9**). Die Geschwindigkeit der kleinsten Tropfen ($< 10\mu\text{m}$) entspricht ungefähr der Geschwindigkeit von Luft und Restgas im Brennraum.
- Tropfentemperatur und Tropfengröße ändern sich durch Verdampfung an der Tropfenoberfläche. Der Tropfen wird kleiner, wodurch der Einfluß der Luftströmung auf die Flugbahn des Tropfens ansteigt [5].
- Zwischen den einzelnen Tropfen kommt es zu Kollisionen und in der Folge auch zu Verschmelzungen. In dichteren Teilen des Sprays liegt der Bereich mit den größten Tropfen. Hier befinden sich demzufolge auch das Temperaturminimum und das Maximum der Dampfkonzentration. Daher ist die Verdampfungsrates der Tropfen hier geringer, als in den weniger dichten Bereichen des Sprays. Die Verdunstungsrate ist hier wegen des geringen Konzen-

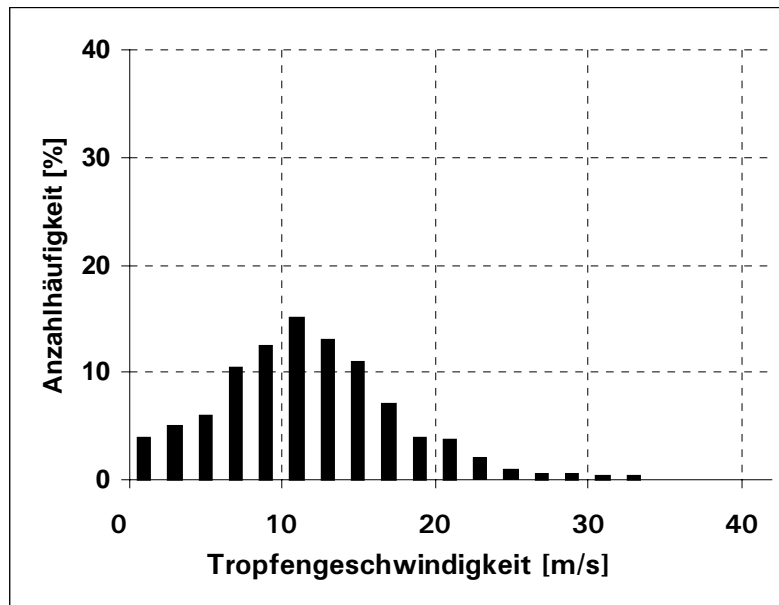


Bild 2-9: Exemplarische Tropfengeschwindigkeits-Verteilung im Einspritzstrahl im Abstand von 30mm von der Düse [7]

trationsgefälles niedrig. Dies bedingt eine langsamere Abnahme der Tropfenmasse in diesem Bereich [5].

- Bei der Verdunstung und der Verdampfung der Tropfen bildet sich eine Dampf-Luft-Zone um den Tropfen herum aus [5]. Die Dicke dieser Zone hängt ab von der Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und umgebender Luft, der Temperatur der umgebenden Luft und der Zeit, die seit der Bildung des Tropfens vergangen ist. Demgegenüber steht die Zeit, die bis zum Einsetzen der Verbrennung zur Verfügung steht. Wegen der unterschiedlichen Größe der einzelnen Tropfen sind nicht alle Tropfen zur gleichen Zeit verdunstet und verdampft. Der ideale Fall, daß alle von den einzelnen Tropfen gebildeten Dampf-Luft-Zonen beim Einsetzen der Verbrennung vollständig zusammengewachsen sind wird nicht erreichbar sein, da gerade in den Randbereichen des Sprays die Tropfen recht weit voneinander entfernt sind. Die Gemischbildungszeit wird nicht ausreichen, damit die Dampf-Luft-Zonen weit voneinander entfernter Tropfen zusammenwachsen können. Die Untersuchungen in [5] zeigen, daß die Zähigkeit der Gemischzone mit steigender Temperatur ansteigt. Damit weisen die bereits brennenden Gemischzonen eine wesentlich größere Zähigkeit auf, als die nicht brennende Umgebung. Demzufolge wird die Homogenisierung während der Verbrennung stark gebremst.

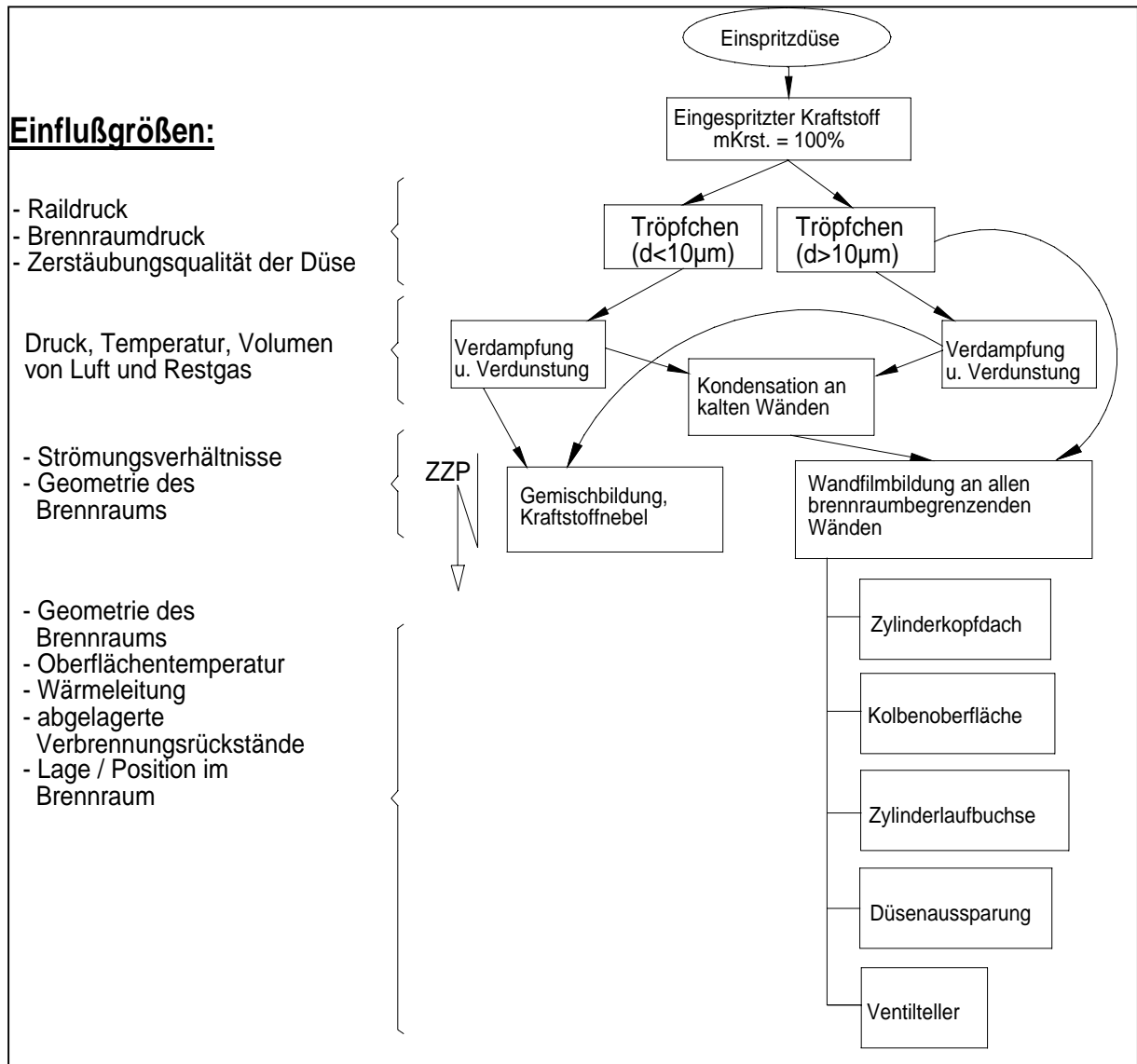


Bild 2-10: Verteilung des eingespritzten Kraftstoffes im Brennraum

- Da die Wärmekapazität der umgebenden Metallteile gegenüber der eingespritzten Kraftstoffmasse sehr groß ist und weil die Metallteile im Ansaughub vergleichsweise kalt sind, wird die Kraftstoffanlagerung und Wandfilmbildung an diesen brennraumbegrenzenden Bauteilen begünstigt. Die Brennraumwände bilden somit einen HC-Speicher bis zum Ausschubtakt. Der Wandfilm verdampft nur zu einem geringen Teil. Dieser Dampf wird von der Luftströmung mitgetragen und trägt zur Gemischbildung bei.

In **Bild 2-10** sind die oben genannten Mechanismen in Form einer Baumstruktur dargestellt. Die eingespritzte Kraftstoffmasse teilt sich im Verlauf der Gemischbildung in unterschiedliche Fraktionen auf. Der überwiegende Anteil des einge-

spritzten Kraftstoffes wird aufgrund des hohen Einspritzdruckes fein zerstäubt. Dennoch gelangen auch größere Tröpfchen bei der Einspritzung in den Brennraum, vgl. **Bild 2-6**. Als Unterscheidungskriterium wurde hier willkürlich ein Tropfendurchmesser von $10\mu\text{m}$ festgelegt. Die größeren Tröpfchen dringen auf Grund des größeren Impulses weiter in den Brennraum ein [77], wodurch eine Wandbenetzung durch diese Tropfen wahrscheinlich ist. Die leicht siedenden Komponenten des eingespritzten Kraftstoffes können zum Teil durch die im Brennraum vorherrschende Temperatur verdampfen.

Der Grad der Verdunstung ist sehr groß, da zur umgebenden Luft im Brennraum ein großes Konzentrationsgefälle und bei den Tröpfchen $>10\mu\text{m}$ ein hoher Geschwindigkeitsgradient bestehen. Ein Teil des so gebildeten Kraftstoffdampfes wird an den kalten Brennraumwänden wieder kondensieren und zur Wandfilmbildung beitragen, wenn die Wandtemperatur unterhalb der Siedetemperatur einer Kraftstoffkomponente liegt. Die dampfförmigen Kraftstoffanteile bilden einen Kraftstoffnebel, der zusammen mit der Brennraumluft das Frischgemisch bildet. Die Tröpfchen und das gebildete Kraftstoffkondensat tragen zur Wandfilmbildung im Brennraum bei. Sämtliche brennraumbegrenzende Wände kommen grundsätzlich für eine Kraftstoff-Zwischenspeicherung in Form von Wandfilm in Frage. Die auf Kolbenoberfläche und Zylinderkopfdach abgelagerten Verbrennungsrückstände begünstigen diese Zwischenspeicherung ebenso, wie der Ölfilm auf der Zylinderlaufbuchse.

2.4 HC-Emissionen

Das Abgas von Hubkolbenmotoren enthält eine Vielzahl verschiedener Kohlenwasserstoffe mit unterschiedlichen Eigenschaften. **Bild 2-11** zeigt die einzelnen Bestandteile der HC-Emissionen, die aus der unvollständigen ottomotorischen Verbrennung resultieren.

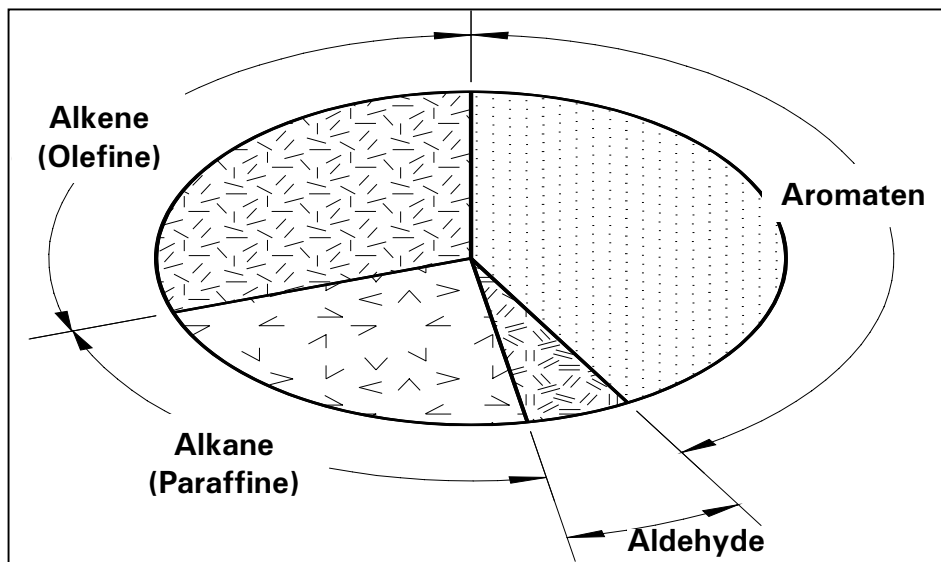


Bild 2-11: Qualitative Verteilung der Komponenten der HC-Emissionen bei der unvollständigen ottomotorischen Verbrennung (hängt stark vom individuellen Motor ab)

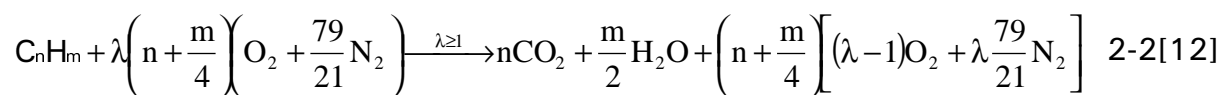
Die Aromaten, z.B. Benzol und Toluol sind mutagen, sowie karzinogen und wirken narkotisierend. Die Paraffine wirken auf den Menschen ebenfalls narkotisierend und verursachen, genau wie die Aldehyde, eine Reizung der Schleimhäute. Bei intensiver Sonneneinstrahlung und geringer Luftbewegung, sowie bei Vorhandensein von Stickoxiden sind die Olefine an der Smogbildung wesentlich beteiligt. Durch Reaktionen zwischen Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden wird außerdem Ozon gebildet. Daher zählen unverbrannte und teilverbrannte Kohlenwasserstoffe zu den gesetzlich limitierten Schadstoffen im Abgas von Hubkolbenmotoren.

Kohlenwasserstoffemissionen entstehen im Motor immer dann, wenn lokal im Brennraum die chemischen und physikalischen Randbedingungen für eine voll-

ständige Kraftstoffverbrennung nicht gegeben sind. In verschiedenen Arbeiten wurden bereits die chemischen Reaktionsmechanismen bei der Kraftstoffverbrennung dargestellt [10], [11]. Resultat der darin beschriebenen Untersuchungen ist die Auflistung sehr vieler komplexer Zwischenreaktionen und Zwischenprodukte. Bei idealisierter, vollständiger Verbrennung reagieren die im folgenden durch C_nH_m charakterisierten Kohlenwasserstoffe gemäß Gleichung (2-1) zu Kohlendioxid und Wasser:



In Wirklichkeit handelt es sich bei der ottomotorischen Verbrennung jedoch um eine unvollständige Verbrennung, die vereinfacht dargestellt wie folgt verläuft:



Die Entflammung des Frischgemisches im Ottomotor geschieht im Funkenbereich der Zündkerze durch thermische Strahlung und Wärmeleitung. Die Diffusion nicht stabiler, sehr reaktionsfähiger Zwischenprodukte aus der Flammenfront bringt die Kohlenwasserstoffe dann weiter zur Reaktion [13].

An Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung gibt es bereits zahlreiche Untersuchungen über die Quellen der Kohlenwasserstoff-Emissionen [13], [14], [15], [16], [17]. Außerdem beschäftigen sich viele Arbeiten mit der Kraftstoff-Wandfilmbildung im Saugrohr z.B. [18], [19], [20], vgl. auch **Kapitel 5.6**. An Ottomotoren mit Direkteinspritzung gibt es bisher jedoch nur wenige Untersuchungen zu den Ursachen der HC-Emissionen. Allgemein können die Untersuchungen zu motorischen HC-Emissionen in die folgenden drei Kategorien eingeteilt werden:

Untersuchungen zu bekannten HC-Quellen

In [14], [17], [21], [22], [23] und [24] wurde der Feuersteg hinsichtlich minimaler HC-Emissionen optimiert, vgl. **Kapitel 4.5**. Ein sehr kleiner Feuersteg verhinderte, daß sich größere Mengen Kohlenwasserstoffe in diesem Bereich sammeln.

Ein sehr großer Feuersteg in Verbindung mit einer Fase am oberen Kolbenrand hingegen ermöglichte der Flamme ein verbessertes Eindringen in diesen Bereich. Durch beide Maßnahmen ließen sich die HC-Rohemissionen eines Hubkolbenmotors senken.

Tabaczynski et al. [25] haben bereits 1972 den Einfluß verschiedener Quetschspalte im Brennraum auf die HC-Emissionen untersucht. Sie unterschieden dabei zwischen Quetschbereichen im Zylinderkopf, im Zylinderbereich, am Kolben und zwischen Kolben und Laufbuchse. Der Ausstoß der Kohlenwasserstoffe in den Abgastrakt war durch zwei charakteristische Spitzenwerte gekennzeichnet. Der erste Spitzenwert kam durch unverbranntes Frischgemisch und Kohlenwasserstoffe aus dem Zylinderkopfbereich zustande, während der zweite Spitzenwert durch das „Abschälen“ der Kohlenwasserstoffe von der Laufbuchse durch den sich aufwärtsbewegenden Kolben verursacht wurde. Beide Effekte waren etwa gleichermaßen an den Gesamt-HC-Emissionen beteiligt.

Auch Weiss und Keck [26] haben festgestellt, daß sich die HC-Emissionen durch eine Reduzierung der Spalträume im Brennraum signifikant verringern lassen. Sie untersuchten den Einfluß von Kolbenringspalt, Zündkerzengewinde, Ventilsitzringen und Zylinderkopfdichtung.

Liu und Wallace [27] gingen davon aus, daß über 80% der HC-Emissionen ihre Ursache im Brennraumdach-Bereich hatten und untersuchten daher verschiedene Einflußfaktoren an einem Einzylinder-Forschungsmotor. Sie stellten fest, daß durch den Druckanstieg in der Kompressionsphase ein Teil des Gemisches in die Spalträume im Brennraumdach gedrückt wurden. Die Flamme erreichte diese Regionen aufgrund von wallquenching nicht und wenn der Zylinderdruck wieder absank, lösten sich diese unverbrannten Anteile wieder ab und vermischten sich mit dem Abgas. Green und Cloutman [28] haben mit der LIF¹-Meßtechnik das Ausgasen von Kohlenwasserstoffen aus den Spalträumen nachgewiesen.

¹ LIF = Laser Induzierte Fluoreszenz

Wentworth [29] fand durch eine Variation der Kolbenringpalte und der Kolbenringpositionen heraus, daß ein höher sitzender erster Ring mit verkleinertem Ringspalt die HC-Emissionen des Versuchsmotors um 24%-53% senken konnte. Durch den verkleinerten Ringspalt wurde außerdem das Eindringen von Öl in den Brennraum vermindert, was sich auch positiv auf die HC-Emissionen auswirkte. Der Einfluß von Blow-By auf die HC-Emissionen war nur bei Drehzahlen, die kleiner als $n = 2000 \text{ U/min}$ sind, meßbar.

Luftverhältnis und Energieumsetzungslage waren die Versuchsparameter von Schmidt [13] bei der Reduzierung der HC-Emissionen bei Kaltstartbedingungen und instationärer Kaltabfahrt. Er fand heraus, daß eine sehr späte Energieumsetzungslage bei diesen Bedingungen reduzierend auf die HC-Emissionen wirkte. Die verschleppte Verbrennung führte zu einer schnelleren Aufheizung der Brennraumwände und verbesserte außerdem die Nachoxidationsbedingungen im Abgastrakt. Da die Variationsmöglichkeit des Luftverhältnisses bei dem untersuchten Ottomotor mit Saugrohreinspritzung begrenzt war, wurde nur eine Verringerung der HC-Rohemissionen um 5% erreicht.

Ohyama et al. [30] setzten ein luftunterstütztes Einspritzsystem ein, um die Oberfläche des Kraftstoffsprays zu vergrößern und damit die Gemischbildung, hier insbesondere die Verdunstung und ggf. Verdampfung, bereits im Saugrohr zu verbessern. Sie erwirkten dadurch eine deutliche Verringerung der HC-Emissionen.

Stanglmaier et al. [31] untersuchten den Einfluß des Wandfilms im Brennraum auf die HC-Emissionen eines Ottomotors. Motivation dieser Untersuchungen waren die erhöhten HC-Rohemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung im homogenen Betrieb. Durch gezielte Kraftstoffbenetzung der Zylinderlaufbuchse und der Kolbenoberfläche wurde der Effekt der Brennraum-Wandbenetzung von allen anderen HC-Effekten isoliert. Der Versuchsmotor wurde mit Petroleumgas betrieben, um zusätzlichen Kraftstoffwandfilmaufbau während der Gemischbildung zu vermeiden. Die Gegenüberstellung der HC-Rohemissionen ohne Benet-

zung mit den Versuchen mit Benetzung zeigte direkt den Einfluß des lokal aufgetragenen Wandfilmes auf diese Emissionen. Es stellte sich heraus, daß die Wandbenetzung in jedem Fall zu einer signifikanten Erhöhung der HC-Emissionen beitrug. Die Ergebnisse aus [31] zeigten, daß der Einfluß bei Wandauftrag an der Zylinderlaufbuchse auf der Seite des Auslaßventiles am größten war. Ein weiteres wichtiges Ergebnis dieser Untersuchungen war, daß der innermotorische Kraftstoffwandfilm länger als 720°KW im Brennraum verblieb.

Watzdorf [32] versuchte, die wandnahe Kraftstoffumsetzung durch katalytisch wirkende Oberflächenbeschichtungen zu verbessern, um so dem Effekt der wandnahen Flammenlöschung entgegenzuwirken. Er untersuchte unterschiedliche Oberflächenbeschichtungen und kam zu dem Ergebnis, daß eine direkte Einflußnahme auf die wandnahe Kraftstoffumsetzung allein durch Beschichtung nicht möglich war. Diese Meßergebnisse sind auch plausibel, weil selbst Platin erst oberhalb 200°C die Oxidation von Kohlenwasserstoffen katalytisch fördert. Eine derart hohe Temperatur sollte aber weder an der Zylinderwand noch in Spalten erreicht werden, um Ölverkokung und thermische Überlastung der Bauteile zu vermeiden [13].

Einen Zusammenhang zwischen abgelagerten Verbrennungsrückständen im Motor und HC-Emissionen erarbeiteten Jackson et al. [33]. Sie stellten fest, daß ein Motor mit hoher Laufleistung ca. 40% mehr Kohlenwasserstoffe emittierte, als ein Motor mit gereinigtem Brennraum. Durch wiederholte Brennraumreinigung konnte das ursprüngliche HC-Niveau fast wieder erreicht werden. Durch längeren Vollastbetrieb konnten die Ablagerungen nicht vollständig abgebrannt werden.

Frank und Heywood [34] untersuchten den Einfluß zyklischer Schwankungen in der Kraftstoffeinbringung auf die HC-Emissionen eines Ottomotors mit Direkteinspritzung. Sie stellten fest, daß nicht die zyklischen Schwankungen der Einspritzungen untereinander, sondern vielmehr das Einspritzverhalten am Ende jeder Einspritzung für die HC-Emissionen kritisch war. Eine Beendigung des Einspritzvorganges durch Überschreiten des Einspritzdruckes durch den Zylinderdruck

wurde dem reinen Nadelschließen vorgezogen. Kraftstofftröpfchen, die mit sehr geringer Strömungsgeschwindigkeit den Injektor am Ende der Einspritzung verlassen, setzten sich aufgrund des geringeren Impulses von der Hauptkraftstoffwolke im Brennraum ab und trugen zu den hohen HC-Emissionen bei. Kleinere Düsenlöcher in Verbindung mit höherem Einspritzdruck bewirkten dazu kleinere Kraftstofftropfen, die schneller im Brennraum verdampfen.

Grundlegende physikalisch-chemische Effekte bekannter HC-Quellen wurden in zahlreichen Untersuchungen erforscht.

Untersuchungen grundlegender physikalisch-chemischer Effekte

Spicher et al. [35], [36] haben den Effekt des „Flamequenching“ als Ursache für Kohlenwasserstoff-Emissionen untersucht. „Flamequenching“ ist das Erlöschen der Flamme auf Grund lokal zu magerer oder zu fetter Gemischzonen. Sie fanden heraus, daß dem Kraftstoff-Luftverhältnis im Brennraum eine entscheidende Rolle für die Mechanismen der Flammenlöschung zukommt. Sehr mageres Kraftstoff-Luftgemisch bedingte eine Absenkung der Flammenfrontgeschwindigkeit und der Brenngeschwindigkeit und wegen des niedrigeren Heizwertes des Gemisches auch niedrigere Brennraumtemperaturen. Dies führte dazu, daß die Flamme dem sich nach unten bewegenden Kolben nicht mehr folgen konnte und sich so eine Restgemischzone oberhalb des Kolbens der Verbrennung entzog.

Panduranga [15] beschäftigte sich mit den Mechanismen und den Einflußfaktoren auf die Flammenlöschung an Brennraumwänden. Er führte diese Untersuchungen an einer Verbrennungsbombe durch und stellte fest, daß die Wandtemperatur und der Druck innerhalb der Bombe einen erheblichen Einfluß auf die Konzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe ausübten. Wandnahe, induzierte Turbulenzen unterstützten eine intensive Verbrennung und verringerten so die HC-Emissionen. Die durch die Verbrennung gebildeten Ablagerungen erhöhten den Gehalt an unverbrannten Kohlenwasserstoffen.

Die Bedeutung der Verbrennung und Verdampfung von Kraftstoffwandfilmen für Motoren und Feuerungen erkannte Kuck bereits 1972 [37]. Er untersuchte die Mechanismen und Einflußfaktoren hierauf in einer zylindrischen Modellbrennkammer und fand heraus, daß die Verbrennung bei hoher Drallintensität aufgrund der Drehströmungen eigenen Rezirkulation heißer Abgase eine beträchtliche Reduzierung der zur Verdampfung nötigen Kraftstofffilmlänge verursachte.

Gegenstand anderer Untersuchungen war das generelle Auffinden von HC-Quellen im Brennraum. Hierbei werden Kohlenwasserstoffe meist mit einem FFID¹ oder mittels getakteter Gasentnahme innerhalb des Brennraumes und im Abgastrakt detektiert. Über die auf diese Weise ermittelten, zyklusaufgelösten HC-Verläufe werden dann die Bereiche im Brennraum lokalisiert, die als HC-Quellen in Frage kommen.

Untersuchungen zum generellen Auffinden von HC-Quellen

Eine wichtige Grundlage für einige der im folgenden beschriebenen Untersuchungen sind die Ausführungen von Finlay et al. [38]. An einem Einzylinder-Forschungsmotor mit Saugrohreinspritzung detektierten sie Kohlenwasserstoffe mittels eines FFID an unterschiedlichen Positionen im Abgastrakt. Sie stellten dabei fest, daß der gemessene HC-Verlauf entscheidend von der Meßposition im Abgastrakt abhing. Diese Abhängigkeit wurde zum Teil durch die schwankenden Gassäulen im Abgastrakt und durch die Nachoxidation der Kohlenwasserstoffe auf dem Weg zur Meßstelle begründet.

Peckham und Collings [39] konnten durch Messungen mit einem FFID an einem Einzylinder-Forschungsmotor mit Saugrohreinspritzung die im Abgastrakt detektierten Kohlenwasserstoffe einzelnen Bereichen im Brennraum zuordnen. Die Meßorte wurden entlang des Weges der Abgase im Auslaßtakt angeordnet. Zwei Meßpositionen waren im auslaßventilnahen Bereich innerhalb des Brennraumes und zwei Meßpositionen hinter dem Auslaßventil gewählt. Peckham und Collings kamen zu dem Ergebnis, daß Kohlenwasserstoffe aus Spalträumen und unver-

¹ FFID = Fast Response Flame Ionisation Detector

branntes Frischgemisch durch Strömungsvorgänge im Brennraum nach erfolgter Verbrennung an die Zylinderkopfoberfläche transportiert wurden. Der auf diese Weise aufgebaute Wandfilm entzog sich einer Nachoxidation und trug so im erheblichem Maße zu den HC-Rohemissionen bei.

Weiss und Keck [26] konnten durch getaktete Gasentnahme im Brennraum und im Abgastrakt feststellen, daß die maßgeblichen Kohlenwasserstoff-Quellen an ihrem Versuchsmotor die Spalträume im Brennraum waren. Dazu zählen der Feuerstegbereich, die Zylinderkopfdichtung, das Zündkerzengewinde und die Ventil-sitzringe.

Die zuvor beschriebene Vorgehensweise, zunächst HC-Quellen im Motor aufzufinden, ist bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung besonders sinnvoll, da es zu diesem Brennverfahren bisher nur sehr wenige Untersuchungen über innermotorische HC-Quellen gibt:

Giovanetti et al. [41] verglichen sieben verschiedene Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung untereinander. Dabei stellten sie fest, daß die Kohlenwasserstoffemissionen aller untersuchten Direkteinspritzkonzepte, insbesondere in der Teillast, besonders hoch waren. Die verursachenden innermotorischen Effekte wurden experimentell und zum Teil auch durch Simulationsrechnungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor untersucht. Ergebnis dieser Untersuchungen waren drei Mechanismen, die für die erhöhten HC-Emissionen in der Teillast verantwortlich sind:

- Die Kraftstoffbenetzung des Zylinderkopfes führte dazu, daß diese Kraftstoffanteile nicht an der Verbrennung teilnahmen.
- Der zweite Mechanismus besagte das gleiche für die Benetzung der Kolbenmulde mit flüssigem Kraftstoff.
- Der dritte Mechanismus beruhte auf „Flamequenching“ durch lokal zu mageres Gemisch.

Diese Veröffentlichung ist die früheste und zugleich ausführlichste Abhandlung über die innermotorischen Mechanismen, die für die erhöhten HC-Rohemissionen von Benzin-Direkteinspritzmotoren verantwortlich sind.

Sandquist und Denbratt [42] haben die HC-Quellen im geschichteten Betrieb eines Einzylinder-Forschungsmotors mit Direkteinspritzung mittels eines FFID im Abgastrakt untersucht. Grundsätzlich machten sie drei Mechanismen für die HC-Emissionen ihres Versuchsmotors verantwortlich:

- Bei zu langer Gemischbildungszeit wurde die Gemischwolke zu mager, wodurch die Flammenfrontgeschwindigkeit sank und das „Flamequenching“ sich erhöhte. Dieser Mechanismus wurde als der dominierende für die HC-Rohemissionen herausgearbeitet.
- Bei zu kurzer Gemischbildungszeit war keine ausreichende Lufteinbringung in die Gemischwolke gewährleistet, wodurch die Flamme Bereiche durchquerte, in denen noch Tropfen vorlagen. Dies führte zwangsweise zu einer unvollständigen Verbrennung.
- Der dritte Mechanismus beschreibt die Zwischenspeicherung von Kraftstoff auf der Kolbenoberfläche.

Zusammenfassung der Literaturlauswertung

Die Allgemeingültigkeit der in den benannten Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse kann nicht erwartet werden, da die brennverfahrensspezifischen und geometrischen Besonderheiten des Versuchsmotors entscheidend sind und fast alle Untersuchungen an Einzylindermotoren durchgeführt wurden. Bei dem Versuchsmotor, der im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurde, handelt es sich um einen Vierzylinder-Vollmotor, bei dem jede der oben beschriebenen Vorgehensweisen angewendet wird. So werden zunächst HC-Quellen im Brennraum sowohl mit getakteter Inzylinder-Gasentnahme, als auch mit einem FFID im Abgastrakt lokalisiert. Die Grundlagen der beim DI-Brennverfahren nicht vermeidbaren Interaktion von flüssigem Kraftstoff mit heißen Brennraumwänden werden mittels Infrarotthermografie untersucht. Desweiteren wird eine Feuerstegvariation durchgeführt, um diesen Einfluß auf die HC-Emissionen zu quantifizieren.

2.4.1 Mögliche HC-Quellen im Brennraum des Versuchsmotors

Im Brennraum des Versuchsmotors sind verschiedene Ursachen für die unvollständige Kraftstoffverbrennung denkbar. In **Bild 2-12** sind die möglichen HC-Quellen dargestellt.

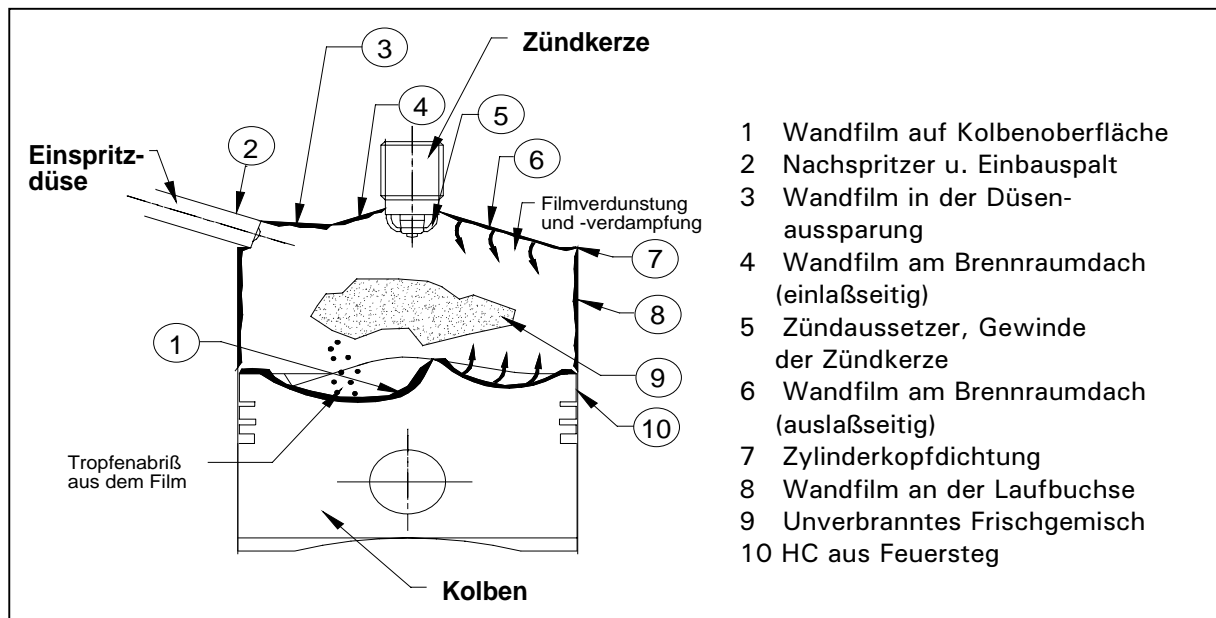


Bild 2-12: Mögliche HC-Quellen im Brennraum des Versuchsmotors

Die Wärmeableitung an die brennraumbegrenzenden Wände führt zu einer Abkühlung dieser Reaktionszonen. Dadurch werden reaktive Zwischenprodukte, z.B. Radikale zerstört und Reaktionen an der Wand eingefroren [11]. Dies führt zu der Bildung eines innermotorischen Kraftstoff-Wandfilmes aus dem leicht siedende Kraftstoffkomponenten noch während der Gemischbildung zurück ins Frischgemisch hinein verdunsten und verdampfen können. Die höher siedenden Kraftstoffkomponenten verbleiben jedoch im Film und entziehen sich der Verbrennung.

Für eine parallel zur Wand verlaufende Flammenfront konnte nachgewiesen werden, daß Wärmeableitungs- und Diffusionsprozesse eine Verbreiterung und damit eine Änderung der Flammenposition bewirken, nachdem die Flamme am dichtesten an der Wand war [11]. Erst nach erfolgter Verbrennung diffundieren Teile des Wandfilmes auf Grund des Konzentrationsgefälles zurück in den Brennraum. Da dieser Mechanismus recht träge abläuft, kann nur ein sehr kleiner Teil dieser

Kohlenwasserstoffe noch nachoxidiert werden. Diese Zwischenspeicherung von Kraftstoffmolekülen wird durch abgelagerte Verbrennungsrückstände auf den Oberflächen der Bereiche (3), (4) und (6) in Bild 2-12 und dem Ölfilm auf der Zylinderlaufbuchse (8) begünstigt. Bereits 1971 stellte Panduranga anhand von Bombenversuchen fest, daß unsaubere, mit Verbrennungsrückständen belegte Oberflächen wie ein Schwamm einen Teil des Frischgases unverbrannt absorbieren [16]. Besonders Wände im Brennraum, die durch die Einspritzung direkt mit flüssigem Kraftstoff beaufschlagt werden, sind potentielle HC-Emissionsquellen. Zu diesen Wänden zählt die Kolbenoberfläche (1) und der auslaßseitige Teil der Zylinderlaufbuchse (8) in Bild 2-12. Da das Brennverfahren des Versuchsmotors überwiegend wandgeführt ist, kommt diesem Effekt eine ganz besondere Bedeutung bei der HC-Emissionsproblematik zu.

Weitere mögliche HC-Quellen sind Spalte, in denen Kraftstoff gespeichert ist und in die die Flamme nicht eindringen kann. Der bedeutendste Spalt im Brennraum ist zwischen Feuersteg und Zylinderwand (10). Ventiltaschen auf der Kolbenoberfläche, die Gewindegänge der Zündkerze (5), Ventilsitzringe (4), (6), Einbauspalt des Drallinjektors (2) und der Zwischenraum zwischen Zylinderkopf und Motorblock, bedingt durch die Zylinderkopfdichtung (7), sind weitere Spalträume, in die die Flamme kaum eindringen kann. Ein großes Oberflächen-Volumenverhältnis des Brennraumes wirkt sich nach diesen Überlegungen daher negativ auf die HC-Rohemissionen aus. Das erhöhte Verdichtungsverhältnis gegenüber einem vergleichbarem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung bedingt für den Motor mit Direkteinspritzung ein für die HC-Emissionen ungünstigeres Oberflächen-Volumenverhältnis, da die Spalte nahezu unverändert bleiben. Außerdem folgen aus dem durch das höhere Verdichtungsverhältnis resultierenden, verbesserten thermischen Wirkungsgrad niedrigere Abgastemperaturen, wodurch die Nachreaktionen der Kohlenwasserstoffe im Abgas reduziert werden. Allerdings bedingt ein erhöhtes Verdichtungsverhältnis bessere Entflammungs- und Brennbedingungen. Die dadurch verbesserte, sicherere Abmagerungsfähigkeit führt zu weniger HC-Emissionen.

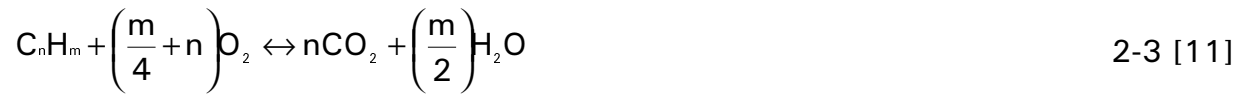
Bei magerem Kraftstoff-Luftverhältnis bedingt die niedrige Flammengeschwindigkeit eine verlängerte Brenndauer. Dies kann unter Umständen dazu führen, daß zum Zeitpunkt „Auslaß öffnet“ der Kraftstoff im Brennraum noch nicht vollständig verbrannt ist, da es zu lokalen „Flamequenching“-Effekten kam, siehe Bereich (9) in Bild 2-12. So kann ein Teil des unverbrannten Kraftstoffes in den Auslaßtrakt gelangen. Außerdem ist ein Erlöschen der Flamme zu späteren Zeitpunkten der Expansion immer wahrscheinlicher, da niedrigere Temperaturen und Brennraumdrücke vorliegen. In [11] wird „Flammenlöschung durch Streckung“ als eine lokale Löschung der Flamme z.B. durch intensive Turbulenz beschrieben. Wegen der hohen Luft-Tumble-Intensität in dem Versuchsmotor (vgl. **Kapitel 4.6**), ist dieser Effekt von Bedeutung.

Wenn das Gemisch gar nicht entzündet wird, es also zu Zündaussetzern (Bereich (5) in Bild 2-12) kommt, gelangen die eingespritzten Kohlenwasserstoffe fast zu hundert Prozent ins Abgas. Da in der vorliegenden Arbeit ausschließlich der homogene Motorbetrieb betrachtet wird, wird von einer sicheren Entflammung des Kraftstoff-Luftgemisches ausgegangen.

Undichte und defekte Einspritzventile können nach erfolgter Einspritzung nachtropfen (Bereich (2) in Bild 2-12) und diese Kohlenwasserstoffe nehmen dann nicht mehr oder nur sehr eingeschränkt an der Verbrennung teil. Die Dichtigkeit der im hier benutzten Versuchsmotor eingesetzten Einspritzventile wurde vor jeder Versuchsreihe überprüft. Daher wird auch dieser Effekt in der vorliegenden Arbeit nicht betrachtet.

Während der Ventilüberschneidungsphase könnte ein geringer Teil der Zylinderladung direkt in die Auslaßkanäle überströmen, sofern die Einspritzung innerhalb dieses Zeitraumes liegt.

Die durch den Motor emittierten Kohlenwasserstoffe werden zum Teil im Abgasstrakt nachoxidiert. Diese HC-Konvertierung durch Oxidationsvorgänge im Abgasstrakt wird durch Gleichung (2-3) beschrieben:



Für die Oxidation werden Sauerstoff und Wärme benötigt. Die Oxidation mit Wasser folgt der Gleichung (2-4):



Für diese Reaktion wird Wasser benötigt. Die Nachoxidation friert bei ca. 900°C ein.

3. Versuchsträger und Meßverfahren

3.1 Vierzylinder - Vollmotor

Der 1,4l-FSI-Versuchsmotor basiert auf der VW-Motorenbaureihe EA111. Es handelt sich um den FSI-Motor einer frühen Entwicklungsstufe, die nicht dem aktuellen Serienstand entspricht. Der Zylinderkopf ist modular aufgebaut. Die beiden Nockenwellen sind in ein Nockenwellengehäuse eingeschoben, das gleichzeitig als Ventilhaube dient. Die vier Ventile jedes Zylinders werden über Rollenschlepphebel betätigt. Diese stützen sich auf hydraulischen Abstützelementen ab, die zum Ventilspielausgleich dienen. Der synchrone Antrieb der beiden Nockenwellen erfolgt über zwei Zahnriemen. Einlaß- und Auslaßnockenwelle sind über einen Koppelzahnriemen miteinander verbunden. Der Hauptzahnriemen sorgt für die drehsynchrone Kraftübertragung von der Kurbelwelle zur Einlaßnockenwelle. In das Zahnriemenrad der Einlaßnockenwelle ist ein Versteller integriert, der eine Frühverstellung der Nockenwelle um bis zu 40°KW ermöglicht.

Der Drallinjektor liegt mittig zwischen den beiden Einlaßventilen. Das Common-Rail-System besteht aus einem Niederdruckkreislauf und einem Hochdruckkreislauf, mit dem Raildrücke von bis zu 120bar erreichbar sind. Die Luft gelangt durch den Luftfilter, die Vorsaugstrecke und die Drosselklappe in das Saugrohr, wo die Ladungsbewegungsklappen gelagert sind. Die Zündkerzenposition ist mittig im Dachbrennraum. Das Zylinderkurbelgehäuse des Reihen-Vierzylindermotors besteht aus Aluminium-Druckguß mit eingegossenen Grauguß-Laufbuchsen. Die Kurbelwelle ist aus Grauguß gefertigt und besitzt vier Ausgleichsgewichte.

Das Abgas gelangt durch die Auslaßkanäle in den Fächerkrümmer, hinter dem sich der motornahe Vorkatalysator befindet. Der NO_x-Speicherkatalysator befindet sich am Ende des Abgasstranges.

In **Tabelle 3-1** sind die technischen Daten des Versuchsmotors zusammengestellt.

Motortyp	VW EA111 - DI
Bauart	4-Zylinder-Reihe, 16 Ventile
Hubraum	1390 cm ³
Verdichtungsverhältnis	11,5 : 1
Bohrung	76,5 mm
Hub	75,6 mm
Hub - Bohrungs - Verhältnis	0,988
Pleuellänge	144 mm
Kurbelradius	37,8 mm
Zylinderabstand	82 mm
Zündung	4 x 1 Block
Ventildurchmesser EV / AV	29,5 mm / 26,0 mm
Steuerzeiten Eö / Es	16°KW / 210°KW nach Ladungswechsel-OT (bei 1mm Ventilhub)
Steuerzeiten Aö / As	203°KW / 11°KW vor Ladungswechsel-OT (bei 1mm Ventilhub)
Einspritzsystem	Common - Rail

Tabelle 3-1: Technische Daten des Versuchsmotors

3.1.1 FFID – Arbeitsspielanalyse

Die Grad-Kurbelwinkel-aufgelöste Messung der HC-Emissionen im Abgas eines Zylinders kurz hinter den Auslaßventilen soll Hinweise darüber geben, aus welchen Bereichen im Brennraum die auf diese Art detektierten Kohlenwasserstoffe kommen. Zur Messung der Kohlenwasserstoffkonzentration im Abgas wurde der FFID HFR400 der Firma Cambustion verwendet [44]. Das Meßprinzip basiert auf der Ionisation von oxidierbaren Kohlenstoffverbindungen in einer Wasserstoffflamme. Hierbei handelt es sich um eine Summenmessung. Dies bedeutet, daß jeder individuelle Kohlenwasserstoff entsprechend der Anzahl der in den jeweiligen Molekülen enthaltenen Kohlenstoffatome zum Gesamtmeßergebnis beiträgt [45]. Der FFID wurde bei allen Messungen mit C_3H_8 (Propan) kalibriert.

Die FFID-Meßstelle ist ca. 100mm hinter den Auslaßventilen im Abgaskrümmen installiert. Da Finlay et al. [38] experimentell gezeigt haben, daß die Position der Probenentnahme signifikanten Einfluß auf die gemessenen HC-Verläufe hat, wurde bei allen FFID-Messungen die identische Meßposition gewählt. Um den Einfluß zyklischer Schwankungen auf die Meßergebnisse auszuschließen, wird im Folgenden stets der gemittelte Kurvenverlauf aus 50 Zyklen dargestellt. **Bild 3-1** zeigt einen qualitativen Kurvenverlauf, der sich aus einer FFID-Messung ergibt.

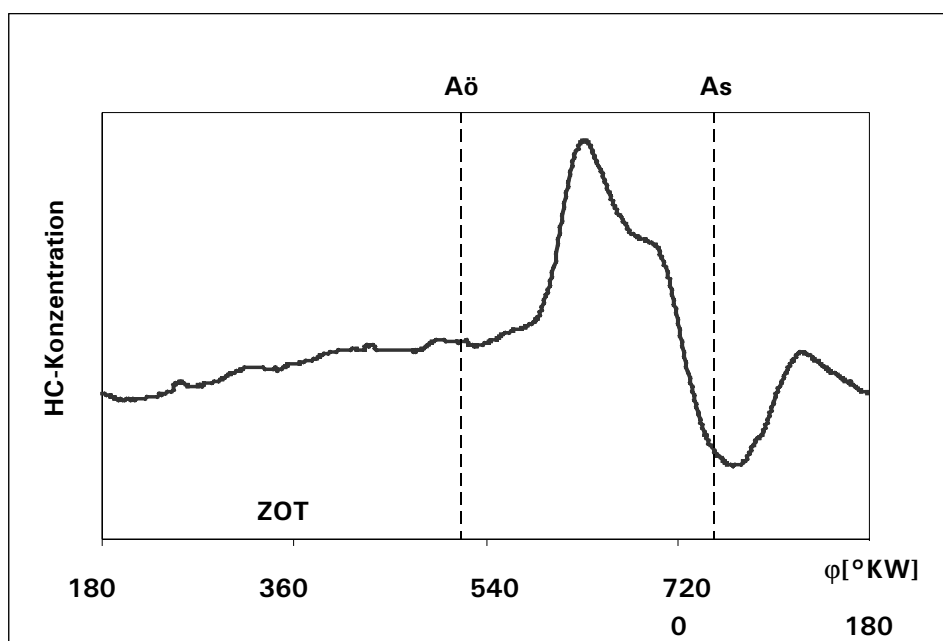


Bild 3-1: Prinzipieller HC-Kurvenverlauf als FFID-Meßergebnis

Der Zünd-OT liegt bei allen Diagrammen dieser Art bei 360°KW und der Ladungswechsel-OT bei 720°KW . Die Steuerzeiten der Auslaßventile sind eingezeichnet. Das ständig vorhandene HC-Grundniveau in dem betrachteten Abgaskrümmmerarm ist auf das Abgas, das von der Meßstelle nicht wegströmt und Abgas der benachbarten Zylinder zurückzuführen, die durch strömungsdynamische Vorgänge an der Meßstelle vorbeiziehen.

Der erste signifikante Anstieg der HC-Konzentration wird durch die Kohlenwasserstoffe verursacht, die zuerst die Meßstelle im Abgaskrümmmer erreichen, nachdem die Auslaßventile dieses Zylinders geöffnet haben. Diese Kohlenwasserstoffe stammen aus dem auslaßventilnahen Bereich und können außerdem im Brennraum sowohl als Wandfilm im Zylinderkopfdachbereich, als auch als eine freischwebende Gemischwolke in Nähe der Auslaßventile vorgelegen haben. Die Totzeit zwischen dem Ereignis „Auslaßventile öffnen“ und diesem Signalanstieg setzt sich aus der Laufzeit des Abgases vom Brennraum bis zur Meßstelle und der Ansprechzeit des Meßgerätes zusammen.

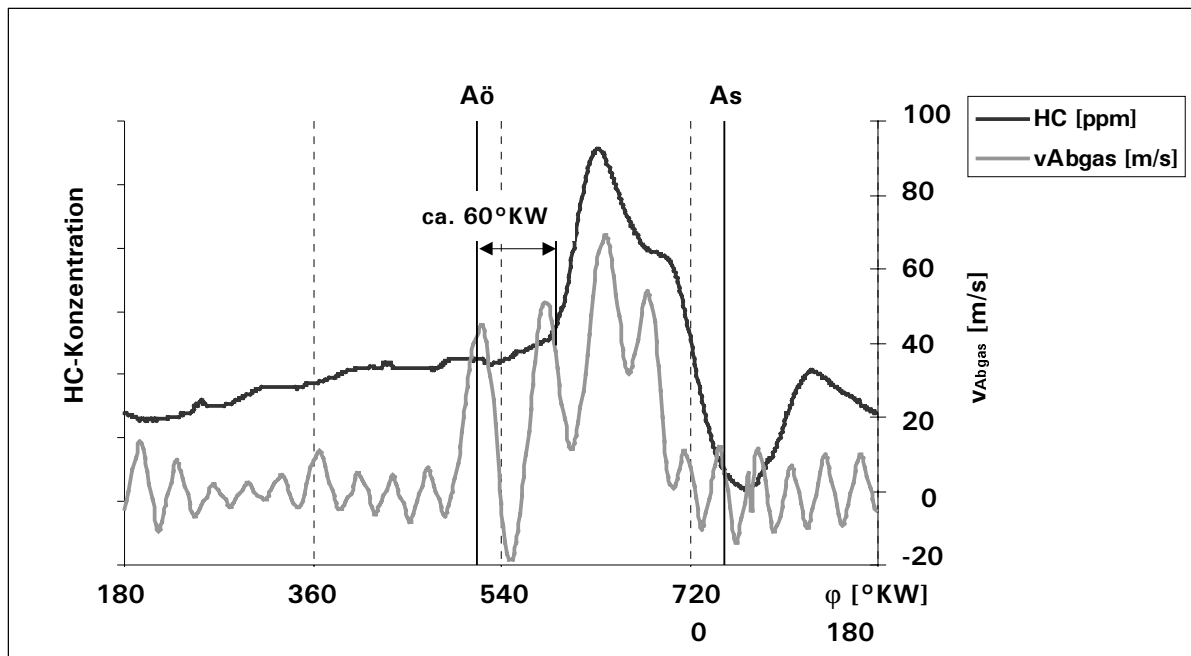


Bild 3-2: Abgleich von FFID-Signal und Abgasgeschwindigkeit an der Meßstelle zur Überprüfung der Totzeit des Meßsystems im Betriebspunkt $n = 2000\text{U}/\text{min}$, $p_{me} = 2\text{bar}$, $\lambda = 1$, LBK = auf

Bild 3-2 zeigt den mit WAVE [74], [88]-[90] berechneten Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit an der Meßstelle. Während der Auslaßphase liegt das mittlere Niveau der Strömungsgeschwindigkeit bei etwa 25m/s. Da das Abgas von den Auslaßventilen bis zur Meßstelle einen Weg von 100mm zurücklegen muß, dreht sich die Kurbelwelle in dieser Zeit bei $n=2000\text{U}/\text{min}$ etwa um 48°KW . Die Ansprechzeit des FFID wird gemäß [38], [46] mit 1ms angesetzt, was einer Kurbelwellendrehung von 12°KW bei dieser Drehzahl entspricht. Insgesamt ist der erste Anstieg im Meßsignal also etwa 60°KW nach Öffnen der Auslaßventile zu erwarten. **Bild 3-2** zeigt, daß diese Abschätzung der Totzeit für die Messung zutrifft. Eine Zeitkorrektur des Meßsignales ist in den Diagrammen nicht erfolgt. Der tiefe Einbruch der HC-Konzentration bei ca. 60°KW und der anschließende steile Anstieg bei ca. 120°KW deuten auf eine hin- und herschwingende Abgassäule an der Meßstelle hin. Der Geschwindigkeitsverlauf in **Bild 3-2** pendelt in diesem Bereich genau um den Wert Null; die Gassäule scheint sich dort also tatsächlich hin- und herzubewegen. Um sicherzustellen, daß das lokale Kurvenmaximum bei 120°KW nicht doch HC-Quellen im Brennraum zuzuordnen ist, wurde eine Absaugvorrichtung im Abgaskrümmen hin-

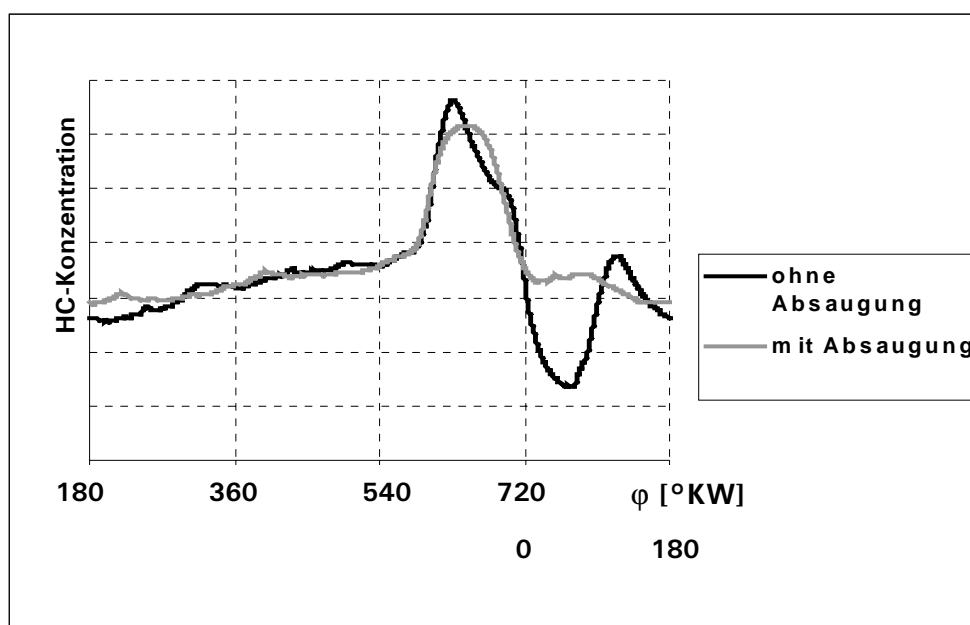


Bild 3-3: FFID-Messung mit installierter Absaugung hinter der Meßstelle bei $n = 2000\text{U}/\text{min}$, $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$, $\lambda = 1$

ter der FFID-Meßstelle installiert. Dadurch wird ein Weiterströmen des Abgases in Richtung Katalysator erzwungen. In **Bild 3-3** sind die beiden Fälle mit- und ohne Absaugung gegenübergestellt. Das Meßergebnis zeigt, daß sich ab ca. 720°KW ein nahezu konstantes HC-Grundniveau an der Meßstelle einstellt. Der Signal-Peak bei ca. 120°KW ist also auf das Schwingungsverhalten der Gassäule im Abgastrakt und nicht auf Kohlenwasserstoffe aus bestimmten Brennraumbereichen zurückzuführen.

Da der FFID nur Kohlenwasserstoff-Konzentrationen mißt, sind alle Meßergebnisse nur relative Angaben, bezogen auf die jeweilige Abgasmasse an der Meßstelle. Daher zeichnet sich jeder der untersuchten Betriebspunkte durch einen charakteristischen FFID-Kurvenverlauf aus, wie in **Bild 3-4** dargestellt. Hier läßt sich auch sehr gut die Auswirkung der Totzeit der Meßkette bei verschiedenen Drehzahlen erkennen.

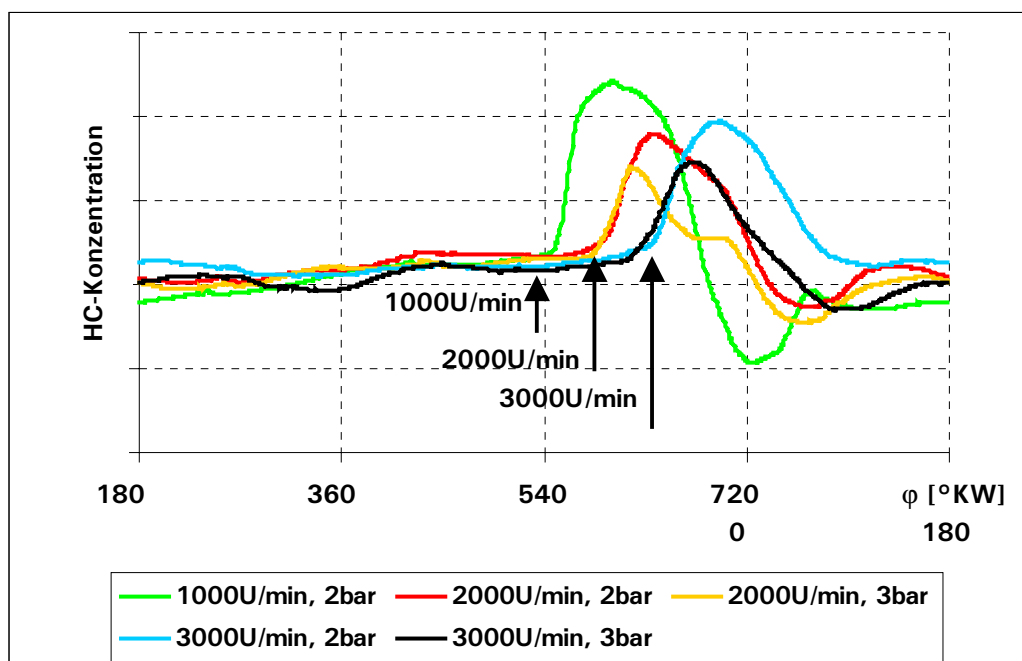


Bild 3-4: FFID-Arbeitsspielanalyse für unterschiedliche Betriebspunkte, Angaben für n/p_{me}

Es ist deswegen nicht sinnvoll, FFID-Kurvenverläufe von zwei unterschiedlichen Drehzahl- oder Lastpunkten miteinander zu vergleichen. Wenn jedoch nur ein Motorparameter geändert wird, welcher keinen Einfluß auf die

Strömungsverhältnisse an der Meßstelle im Abgasstrang hat, können die FFID-Arbeitsspielanalysen direkt gegenübergestellt werden. Es ist anzunehmen, daß z.B. dünne Beschichtungen auf der Kolbenoberfläche oder auch Veränderungen der Feuersteggeometrie keinen Einfluß auf die Abgasströmung haben.

Beispielhaft belegt **Bild 3-5** die statistische Sicherheit dieses Meßverfahrens. Neben der gemittelten Kurve sind die Standardabweichung und die einhüllenden Kurven für eine Messung dargestellt.

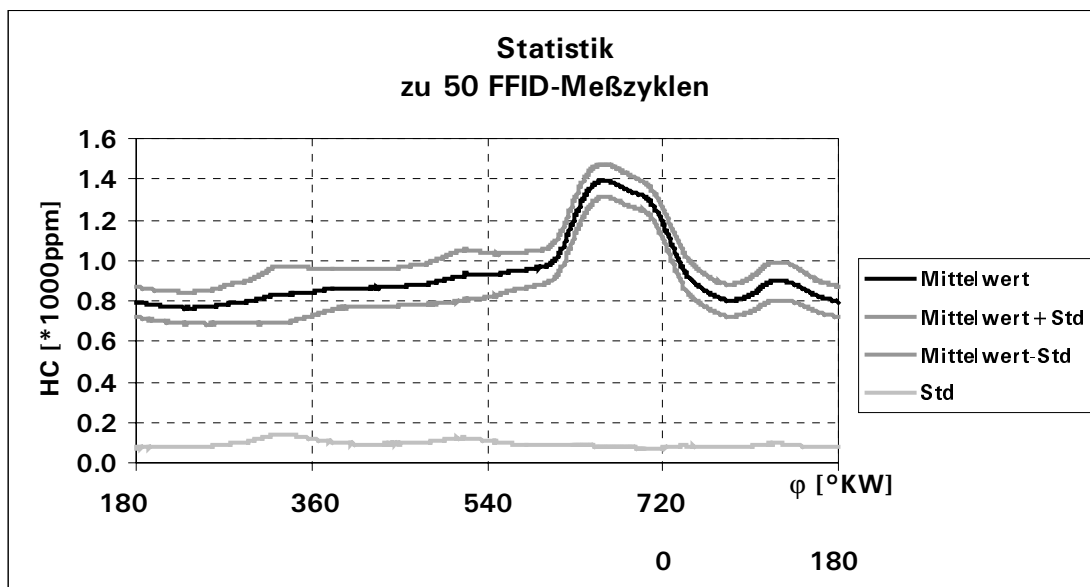


Bild 3-5: Exemplarische Statistik eines FFID-Kurvenverlaufes bei $n = 2000\text{U}/\text{min}$, $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$, $\lambda = 1$, LBK = auf, 50 Meßzyklen (Std bezeichnet die Standardabweichung des Mittelwertes)

Die Standardabweichung liegt über dem gesamten Arbeitsspiel bei etwa 100ppm.

Da die FFID-Meßkapillare und auch das anschließende T-Stück im FFID einen sehr kleinen Durchmesser aufweisen, hängt das Meßsignalniveau sehr stark von der Sauberkeit dieser Bauteile ab. Da es während des Motorbetriebes zu Rußbildung kommt und in der Folge kleinste Rußpartikel in die Meßkapillare eindringen, ist eine Beeinflussung des Meßwertniveaus trotz regelmäßiger Kapillarreinigung nicht auszuschließen. Daher werden bei der FFID-Arbeitsspielanalyse nur relative Vergleiche gezogen. Um dennoch eine korrekte Aussage über das Meßwertniveau der FFID-Arbeitsspielanalyse zu bekommen,

wurde ein spezielles Verfahren entwickelt. Dazu ist zunächst eine Umrechnung des reinen HC-Konzentrationsverlaufes auf einen modellierten Abgasmassenstromverlauf an der Meßstelle in einen kurbelwinkel-abhängigen HC-Massenstrom notwendig. Der so berechnete HC-Massenstromverlauf in [g/h] läßt sich, unter Berücksichtigung der jeweiligen Motordrehzahl, in [$\mu\text{g}/^\circ\text{KW}$] umrechnen. Das anschließende „Aufsummieren“ der Einzelwerte ergibt dann die emittierte HC-Masse eines Arbeitsspieles des Zylinders. Dieser Wert wird mit dem Meßergebnis des Prüfstands-FID (Modell HB FIDAS 2T, Hersteller Hartmann&Braun) verglichen, das hierbei als Kalibriernormal dient und aus dem mit Kenntnis der Drehzahl auch die mittlere HC-Masse je Arbeitsspiel und Zylinder berechnet wird. Die HC-Konzentrations-Meßwerte der FFID-Arbeitsspielanalyse werden anschließend in Ordinaten-Richtung solange verschoben, bis die Werte für die emittierte HC-Masse eines Arbeitsspieles übereinstimmen. Dieses Verfahren ist iterativ und weist schon nach wenigen Rechenschleifen eine zufriedenstellende Genauigkeit auf. Das Verfahren ist mit den Abläufen in **Bild 3-6** beschrieben.

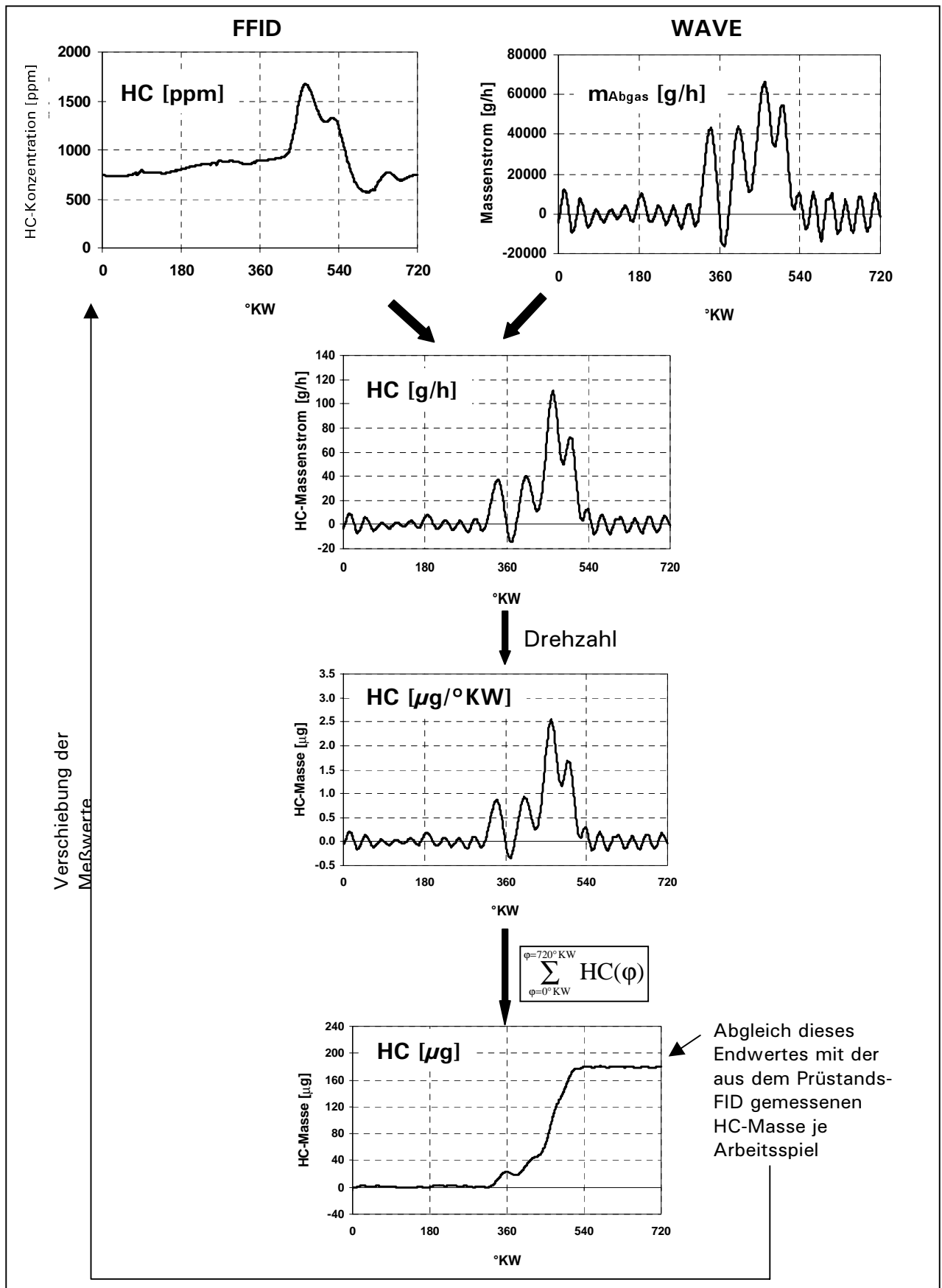


Bild 3-6: Berechnungsverfahren zum Abgleich der gemessenen FFID-HC-Konzentrationen mit den gemessenen HC-Konzentrationen der konventionellen Abgasmeßtechnik

3.1.2 Schnell getaktete Gasentnahme

Für die Untersuchungen zur Gasanalyse im Zylinder des befeuerten Vollmotors kommen schnell getaktete Gasentnahmeventile zum Einsatz [91]. Diese Technik ermöglicht die Entnahme einer sehr kleinen Gasprobe aus dem Brennraum zu einem vorwählbaren Zeitpunkt im Arbeitsspiel des Motors. Die Meßorte im Versuchsmotor sind zwischen den Auslaß- und zwischen den Einlaßventilen im Zylinderkopf. Die Gasentnahmeventile wurden wandbündig eingebaut. Auf der Auslaßseite bestand die Möglichkeit, das Gasentnahmeventil 3mm tief in den Brennraum einragen zu lassen. **Bild 3-7** zeigt die Meßpositionen im Brennraumdach.

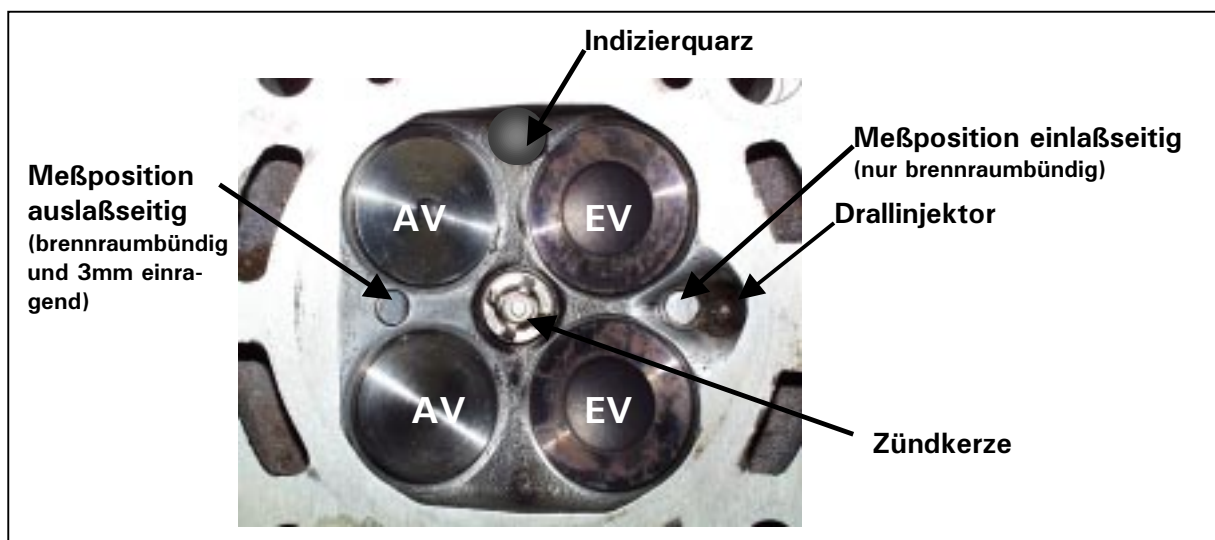


Bild 3-7: Meßpositionen der Gasentnahmeventile im Brennraumdach

Der Entnahmeventilkopf hat einen Durchmesser von 6mm auf einer Länge von 14mm und vergrößert sich am Schaft auf 13mm. Der Ventilhub kann zwischen 0,4 und 3mm eingestellt werden. Die Öffnungsdauer beträgt dabei 0,6 bis 3ms. Über einen integrierten Wegsensor wird das Weg/Zeit-Verhalten der Stößelstange erfaßt. Die Ansteuerung des GEV erfolgt über einen Controller. Der Controller ermöglicht etwa jedes vierte Motor-Arbeitsspiel eine Gasentnahme. Zu einem eingestellten Zeitpunkt (in°KW) wird der Elektromagnet in der Entnahmesonde mit Spannung versorgt und beschleunigt den Magnetanker. Dieser trifft auf den Stößelfuß und verursacht die Öffnung des sich am Sondenende befindlichen Tellerventils, das nach außen öffnet. Bei geöffnetem Ventil und einem positiven Druckgefälle strömt Gas aus dem Brennraum in die Probenkammer und in die Kapillarröhren, die sich im Schaft befinden. Die

Entnahmemasse ist also abhängig vom jeweiligen Zylinderdruck und der Ventilöffnungsdauer. Um das Kondensieren der Bestandteile der Probe zu unterbinden, ist das GEV bis auf 200°C beheizbar [91].

Bild 3-8 zeigt den Versuchsaufbau. Mit Spülgas wird die entnommene Gasprobe aus dem GEV zum Flammenionisationsdetektor (FID) transportiert, der die Kohlenwasserstoff-Konzentration des entnommenen Gases mißt. Alle Untersuchun-

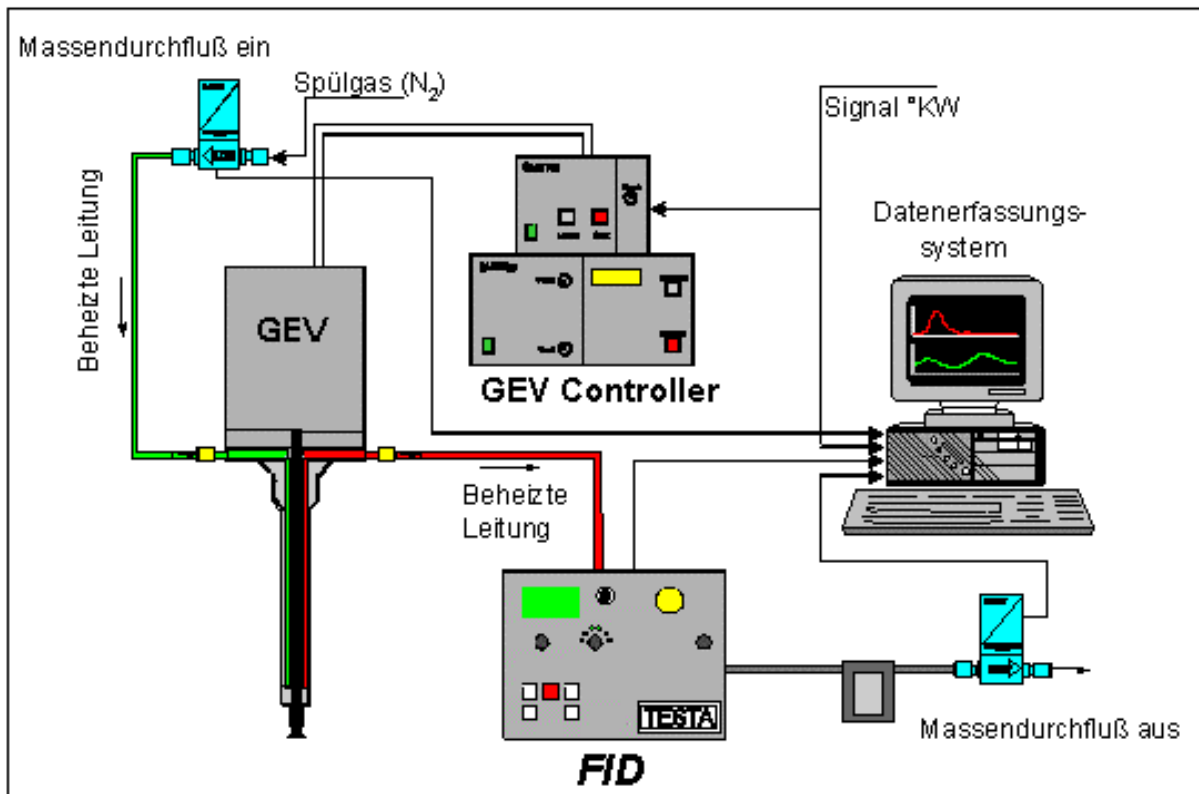


Bild 3-8: Versuchsaufbau zur Bestimmung der HC-Konzentration mittels Gasentnahmeventil und FID [47]

gen mit der Gasentnahmetechnik wurden in der vorliegenden Arbeit bei $n=2000\text{U}/\text{min}$ durchgeführt. Die Öffnungsdauer des Gasentnahmeventils betrug immer $0,9\text{ms}$, also 10°KW bei dieser Drehzahl. Zu jedem Entnahmezeitpunkt wurden 50 Gasproben entnommen, um für die HC-Messung eine ausreichend große Probenmasse zu erhalten. In **Bild 3-9** sind die typischen Signalverläufe der Massendurchflußmesser und des FIDs dargestellt. Wegen der sehr geringen Masse der aus dem Brennraum entnommenen Gasproben kommt es zu den angegebenen Einstellzeiten von Ausgangsmassendurchfluß TZ_{maus} und FID TZ_{FID} .

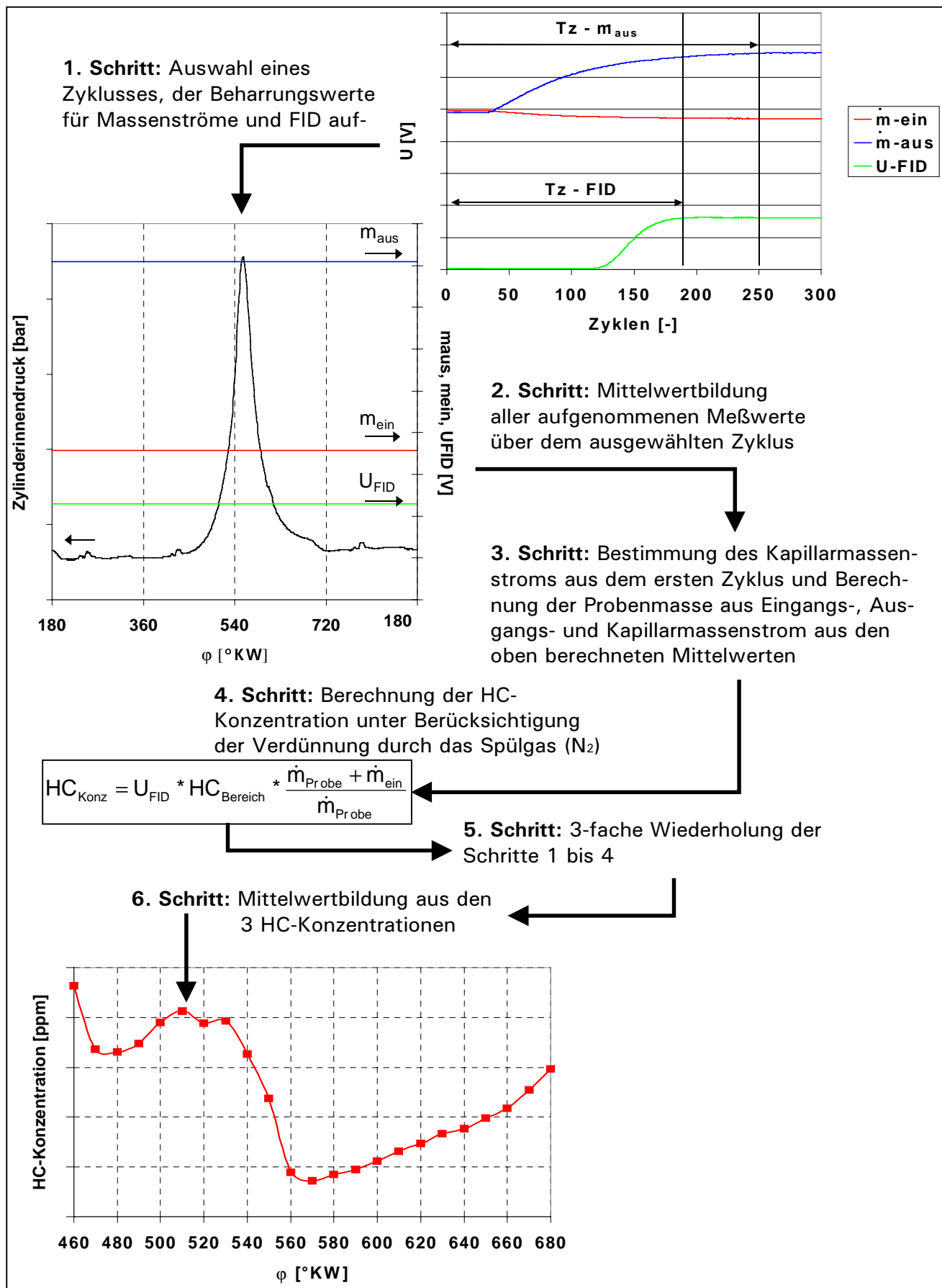


Bild 3-9: Vorgehensweise bei der Auswertung der Meßdaten von der GEV-Meßkette

Aus dem Bereich, in dem Ausgangsmassendurchflußmesser und FID konstante Werte angenommen haben, wird ein repräsentativer Zyklus ausgewählt, in dem anschließend eine Mittelwertbildung der Meßgrößen erfolgt. Der Kapillarmassenstrom \dot{m}_{Kap} des FID wurde aus dem ersten Zyklus jeder Meßreihe als Differenz der gemessenen Massenströme ermittelt. Die errechneten Mittelwerte sind die Eingangsgrößen für die HC-Konzentrationsbestimmung gemäß Gleichung (3-1):

$$HC_{\text{Konz}} = U_{\text{FID}} * HC_{\text{Bereich}} * \frac{\dot{m}_{\text{Probe}} + \dot{m}_{\text{ein}}}{\dot{m}_{\text{Probe}}} \quad 3-1$$

mit:

U_{FID} = Anzeigewert des FID [V]

HC_{Bereich} = HC-Meßbereichswert des FID [ppm/V]

$\frac{\dot{m}_{\text{ein}} + \dot{m}_{\text{Probe}}}{\dot{m}_{\text{Probe}}}$ = Faktor für die Probenverdünnung mit Stickstoff.

Der Gasprobenmassenstrom \dot{m}_{Probe} wird aus der Differenz der Massenströme vor GEV und nach FID und unter Berücksichtigung des FID-Kapillarmassenstroms gemäß Gleichung (3-2) ermittelt:

$$\dot{m}_{\text{Probe}} = \dot{m}_{\text{aus}} + \dot{m}_{\text{Kap}} - \dot{m}_{\text{ein}} \quad 3-2 [47]$$

mit:

\dot{m}_{Probe} Probenmassenstrom

\dot{m}_{aus} Ausgangsmassenstrom

\dot{m}_{ein} Eingangsmassenstrom Spülgas (N₂).

Diese Vorgehensweise wurde an jedem Meßpunkt dreimal durchgeführt mit anschließender Mittelwertbildung der Ergebniswerte. Durch Verschieben des Entnahmezeitpunktes in kleinen Inkrementen wird so der zeitliche Verlauf der HC-Konzentrationen im Brennraum an der Meßstelle ermittelt.

Für die Beurteilung der Gemischbildungsgüte ist die Kenntnis der HC-Konzentration wichtig, die mit der Brennaumluft ein stöchiometrisches Gemisch ergibt. Das Luftverhältnis λ berechnet sich aus dem Verhältnis von Luftmasse m_L zum Produkt aus Kraftstoffmasse m_K und stöchiometrischem Luftbedarf $L_{\text{Stöch}}$, der für den verwendeten Kraftstoff $L_{\text{Stöch}} = 14,6$ kg Luft/kg Kraftstoff beträgt.

$$\lambda = \frac{m_L}{m_K \cdot L_{\text{Stöch}}} \quad 3-3$$

Die HC-Konzentration für $\lambda = 1$ steht in den Gleichungen für die Kraftstoffteilchenmenge N_{PK} [mol] und für die Luftteilchenmenge N_{PL} [mol] der jeweils entnommenen Gasprobe. Mit den Molmassen von:

Kraftstoff ($\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,8}$) ¹ :	$M_{\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,8}} = 98,2$ g/mol
Propan (C_3H_8):	$M_{\text{C}_3\text{H}_8} = 44,1$ g/mol
Luft im Normzustand:	$M_{\text{Luft}} = 28,95$ g/mol

ergibt sich für den Kraftstoff-Molmassenbruch $w_{\text{Kraftstoff}}$:

$$w_{\text{Kraftstoff}} = \frac{M_{\text{C}_3\text{H}_8}}{M_{\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,8}}} = 0,449 \quad 3-4$$

Da der FID mit C_3H_8 als repräsentative Kohlenwasserstoffkomponente des Abgases kalibriert wurde, der verwendete Kraftstoff jedoch der Zusammensetzung $\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,8}$ entspricht, ist die Einbeziehung des Molmassenbruches $w_{\text{Kraftstoff}}$ in den folgenden Berechnungen notwendig. Mit Kenntnis von $w_{\text{Kraftstoff}}$ lässt sich die Kraftstoffteilchenmenge N_{PK} der entnommenen Probe gemäß Gleichung (3-5) und die Luftteilchenmenge N_{PL} des Luftanteils der entnommenen Probe gemäß Gleichung (3-6) berechnen:

¹ Ermittelt aus Kraftstoffanalyse

$$N_{PK} = \frac{HC_{Konz} * w}{N} = \frac{m_K}{M_{C7,1H12,8}} \quad 3-5$$

$$N_{PL} = \frac{10^6 - HC_{Konz}}{N} = \frac{m_L}{M_{Luft}} \quad 3-6$$

$N = \text{Teilchenmenge} = 6,0225 * 10^{23} \text{ Teilchen/mol.}$

Durch Umformung der Gleichungen (3-5) und (3-6) ergibt sich für die in der Probe enthaltene Kraftstoffmasse m_K und die Luftmasse m_L :

$$m_K = \frac{M_{C7,1H12,8} * w}{N} * HC_{Konz} \quad 3-7$$

$$m_L = \frac{M_{Luft}}{N} * (10^6 - HC_{Konz}) \quad 3-8$$

Nach Einsetzen dieser Größen in Gleichung (3-3) ergibt sich nach anschließender Umformung:

$$HC_{Konz} = \frac{10^6 * M_{Luft}}{M_{C7,1H12,8} * w_{Kraftstoff} * L_{Stöch} + M_{Luft}} \quad 3-9$$

Für ein stöchiometrisches Gemisch ergibt sich eine HC-Konzentration von 43045ppm C_3 .

Der im Versuchsaufbau verwendete FID der Marke TESTA ist für einen Meßbereich von Konzentrationen bis zu 100.000 ppm ausgelegt. Der Hersteller gibt einen möglichen Fehler von $\pm 1\%$ an. Bei den durchgeführten Messungen wurde die Kalibriergaskonzentration an den jeweils erforderlichen Meßbereich angepaßt. So konnte gewährleistet werden, daß die Kalibrierung des FID für die betreffende Messung hinreichend genau war. Der zu erwartende Meßfehler der Massenstrommesser wird mit $\pm 1\%$ der Durchflußmenge angegeben. Der Fehler der gesamten Meßkette liegt, wenn die verwendeten Meßgeräte bei 10% bis 90% der jeweiligen angegebenen Meßbereiche betrieben werden, bei etwa $\pm 4\%$. In den Grenzbereichen nimmt der Fehler zu.

3.1.3 Lichtleiterzündkerze

Für die Untersuchung des Entflammungsverhaltens wird in der vorliegenden Arbeit die Vielfach-Lichtleitmeßtechnik in einer Zündkerze eingesetzt. Sechs flexible Lichtleiter, die dazu dienen, das Licht aus dem Motor auszukoppeln, wurden kreisförmig im Abstand von 5,3mm von der Mittelelektrode angeordnet. In das Zündkerzengehäuse eingefasste Saphirgläser dienen dem Schutz der Lichtleiter gegen die hohen Brennraumtemperaturen. Der Beobachtungswinkel jedes Lichtleiters beträgt 7° . Der Versuchsaufbau ist in **Bild 3-10** dargestellt.

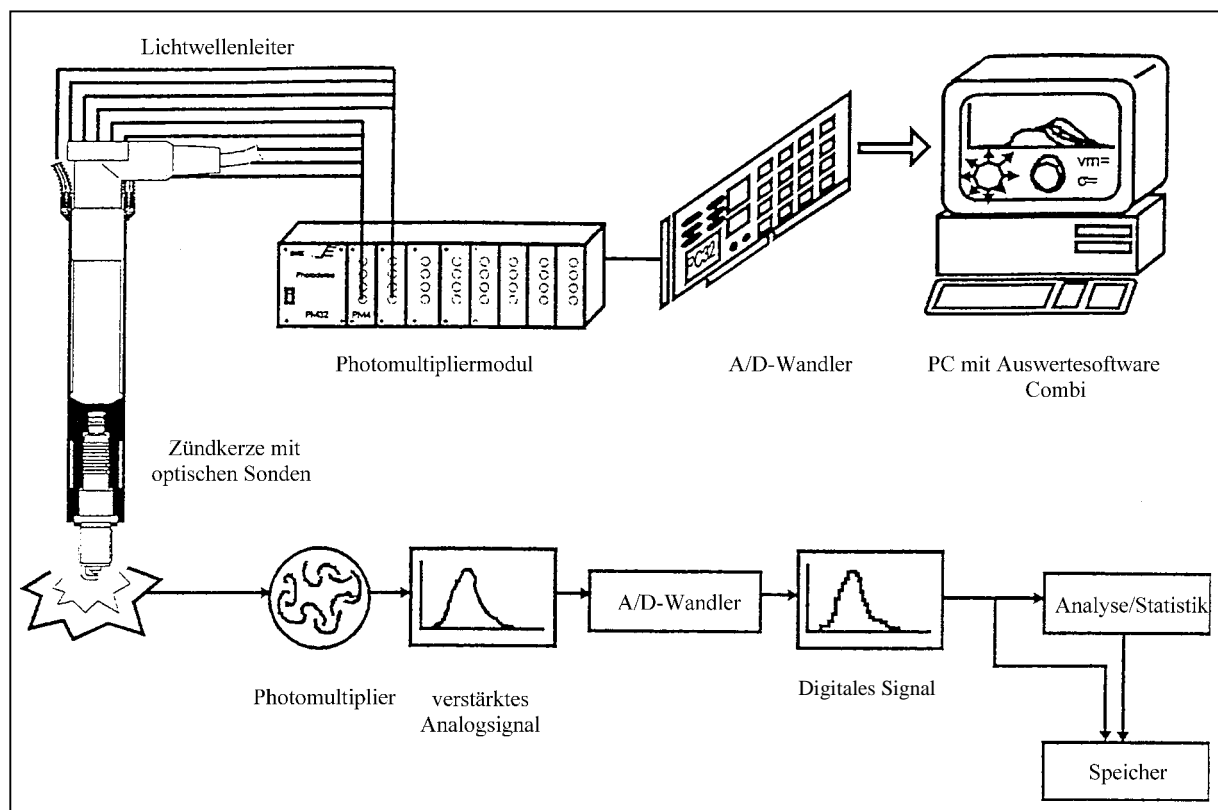


Bild 3-10: Versuchsaufbau und Signalfluß der Lichtleiterzündkerze [48]

Gelangt die Flamme in den Beobachtungskegel eines Lichtleiters, wird ihre elektromagnetische Strahlung vom Lichtleiter aufgenommen und durch mehrfache Totalreflexion zu einem Photomultiplier geleitet [49]. Dieser besteht aus einer Photodiode mit nachgeschaltetem Dynodenverstärker und wandelt optische Signale in analoge elektrische Informationen. Über einen A/D-Wandler werden die Daten von den sechs Lichtleitern dem Auswertecomputer übergeben.

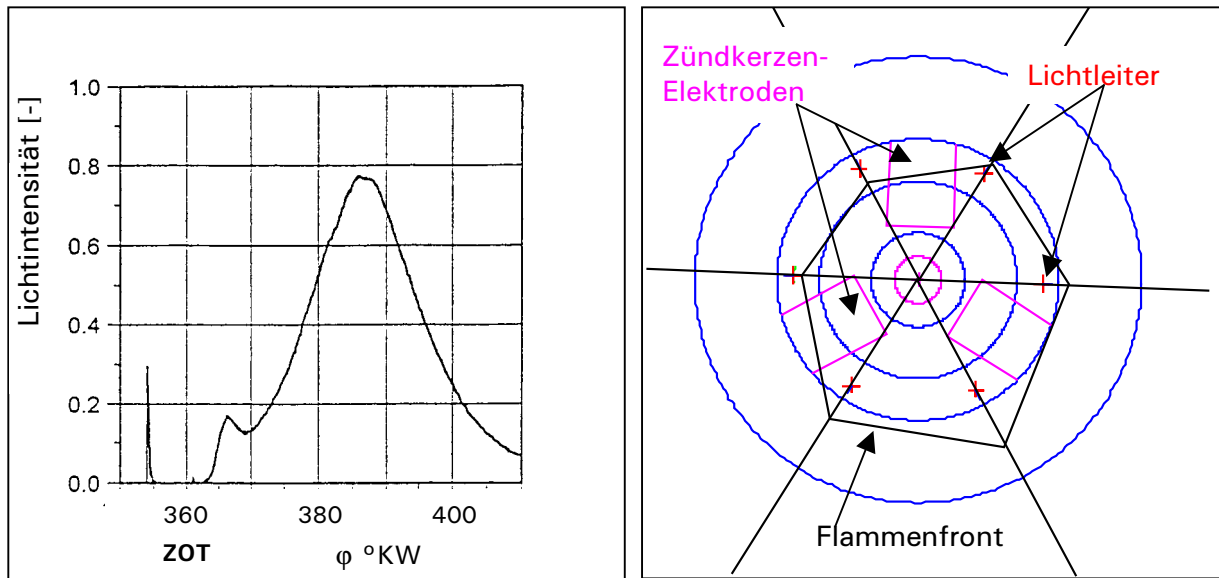


Bild 3-11: Links: Beispielhafter Lichtsignalverlauf eines Lichtleiters über °KW
Rechts: Draufsicht auf Meßzündkerze mit Position der Lichtleiter und beispielhaftem Verlauf der Flammenfront zu einem Zeitpunkt

Ein typischer Signalverlauf der Lichtintensität ist in **Bild 3-11** dargestellt. Der Signalpeak bei 5°KW vor ZOT zeigt den Zündfunken. Die Überschreitung eines festgelegten Schwellwertes im folgenden Signalverlauf gibt die Flammenankunft an dieser Stelle zu diesem Zeitpunkt an. Der Schwellwert wurde so gelegt, daß ein deutlicher Unterschied zum Signalauschen erkennbar ist. Mit Kenntnis der geometrischen Lage der Lichtleiter wird zusammen mit dem Kurbelwinkelsignal des Winkelmarkengebers nach verschiedenen Zwischenschritten eine bildliche Flammenfrontdarstellung möglich, wie im rechten Teil von **Bild 3-11** dargestellt.

3.2 Glasringmotor und Glaszylindermotor

Die Durchführung optischer Untersuchungen erfolgte an Transparentmotoren. Diese Motoren zeichnen sich durch optische Zugänge zum Brennraum aus. Der Glasringmotor ermöglicht die seitliche Einsicht in den Bereich des Brennraumdaches. **Bild 3-12** zeigt den verwendeten Glasring.

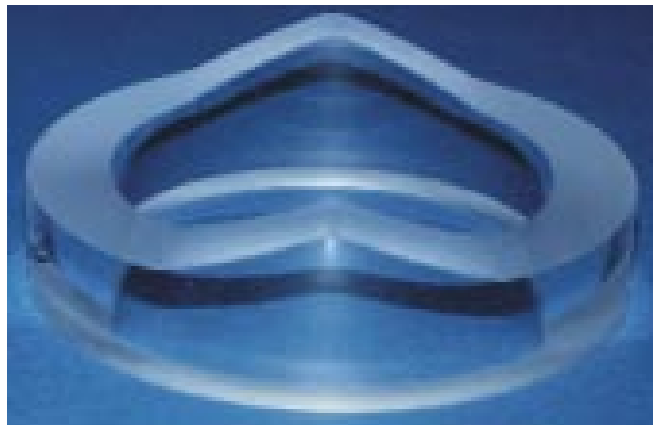


Bild 3-12: Glasring für die Einsicht in den Bereich des Brennraumdaches

Der Glasringmotor ist als Vierzylindermotor ausgeführt. Zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf befindet sich eine Zwischenplatte, die die Glasringe aufnimmt. Der erste und der vierte Zylinder sind optisch zugänglich. Die Kolben in diesen Zylindern sind um die Höhe der Zwischenplatte verlängert. Dadurch ist das realistische Verdichtungsverhältnis gewährleistet. Die Kolbenringe laufen ausschließlich in der metallischen Zylinderlaufbuchse. Bedingt durch die Stärke der Glasringe können der zweite und der dritte Zylinder nicht betrieben werden, da dort keine ausreichende Zylinderwandstärke gewährleistet werden kann.

Den optischen Zugang zwischen unterem Totpunkt und Zylinderkopfdichtung ermöglicht der Glaszylindermotor. Bei diesem, ebenfalls als Vierzylindermotor ausgeführten Versuchsträger, ist die Laufbuchse des vierten Zylinders durch einen Saphirzylinder ersetzt. Der Saphirzylinder befindet sich ebenfalls in einer Zwischenplatte, die zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf angeordnet ist. Die Kolben sind auch hier um die Höhe der Zwischenplatte verlängert. Im

Saphirzylinder ist der Kolben durch spezielle, reibungsarme Kolbenringe geführt. Da der Saphirzylinder nur eine Wandstärke von 4mm aufweist, können bei diesem Motor alle vier Zylinder betrieben werden.

Bei der Interpretation der an den Transparentmotoren gewonnenen Meßergebnisse ist zu beachten, daß diese in einigen Punkten vom Vollmotor abweichen. Der Glasringmotor hat durch die verlängerten Kolben tiefer angeordnete Kolbenringe und daher einen wesentlich größeren Feuersteg, als der Vollmotor. Die Wandwärmeverluste sind bei den optisch zugänglichen Zylindern der Transparentmotoren gänzlich anders, als an der metallischen Zylinderlaufbuchse im Vollmotor. Hinzu kommt, daß insbesondere der Glaszylindermotor wegen der eingeschränkten Belastbarkeit immer nur einige Zyklen befeuert werden durfte, wodurch trotz Vorheizung keine reale Betriebstemperatur erreicht werden konnte. Die langen Kolben im Glasringmotor weisen auf Grund ihrer größeren Massenträgheit ein anderes dynamisches Verhalten als die Kolben im Vollmotor auf, wodurch das Verdichtungsverhältnis im Motorbetrieb von dem des Vollmotors leicht abweichen kann.

3.2.1 Laser-Induzierte-Fluoreszenz

Mittels der Laser-Induzierten-Fluoreszenz (LIF) wird die Verteilung von flüssigem Kraftstoff und Kraftstoffdampf im Brennraum visualisiert¹. Das Meßverfahren basiert auf der Anregung der Kraftstoffmoleküle in einen höheren energetischen Zustand durch Absorption von Laserstrahlung. Dieser Anregungszustand steht nicht im Gleichgewicht mit der Umgebung und relaxiert innerhalb weniger Nanosekunden. Die hierbei notwendige Energieabgabe erfolgt im Allgemeinen durch Lichtemission, die sogenannte Fluoreszenz [50]. Dabei werden Lichtquanten einer bestimmten, zur Anregungswellenlänge verschobenen Wellenlänge frei. Meßgröße ist die Intensität des emittierten Lichtes, die die Kraftstoffkonzentration an

¹ Eine meßtechnische Trennung Flüssigkeit/Dampf ist bei Realkraftstoff nicht möglich, jedoch kann eine grobe Einteilung an Hand der Fluoreszenzintensitäten in Verbindung mit Erfahrungswerten erfolgen.

dieser Stelle repräsentiert. Die Anregung der Kraftstoffmoleküle erfolgt durch einen Laserlichtschnitt im ultravioletten Spektralbereich bei $\lambda_{\text{Laser}} = 248\text{nm}$, der senkrecht durch den

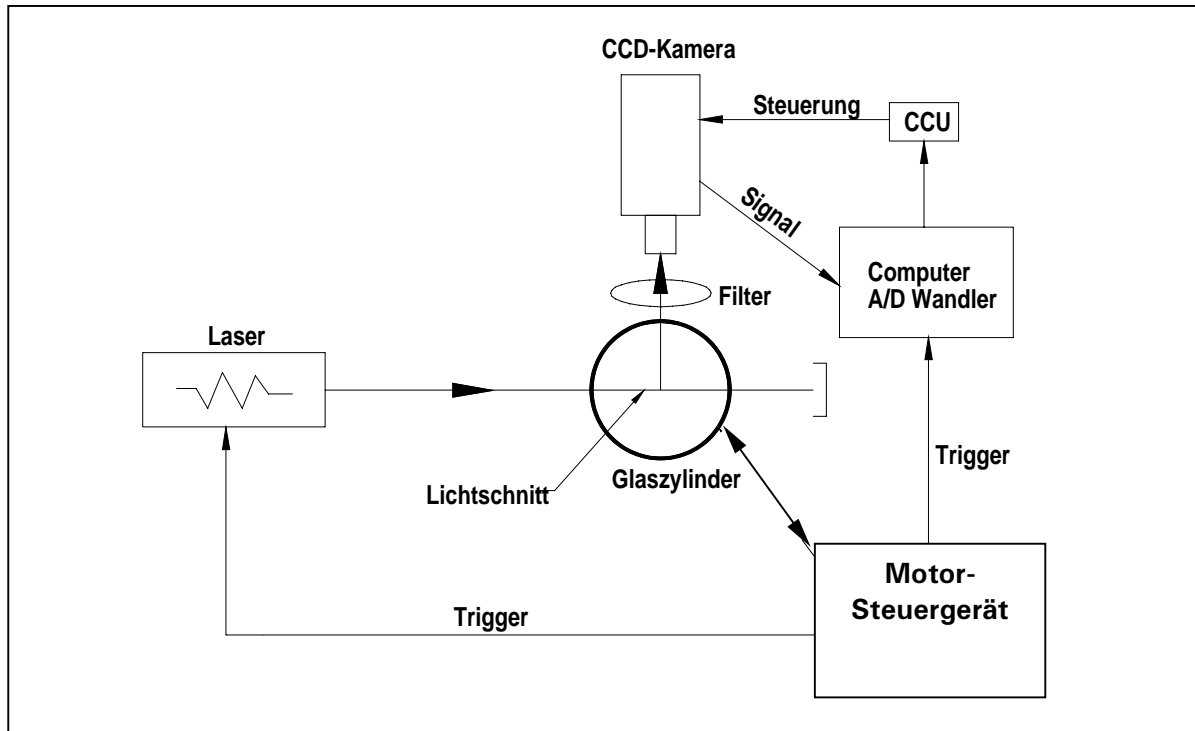


Bild 3-13: Schematische Anordnung der LIF-Meßtechnik

optisch zugänglichen Teil des Brennräume gelegt ist. In **Bild 3-13** ist der Meßaufbau der LIF-Meßtechnik schematisch dargestellt. Mit der intensivierten CCD-Kamera¹ wird die Lichtfluoreszenz über einen reflektionsunterdrückenden Filter aufgenommen und mittels spezieller Bildverarbeitungssoftware [91] nachbearbeitet, wobei den unterschiedlichen Signalintensitäten verschiedene Farben gemäß **Bild 3-14** zugeordnet werden. Gelb bis rot dargestellte Bereiche repräsentieren eine hohe Kraftstoffkonzentration, in dunkelblauen Bereichen ist kein Kraftstoff vorhanden. Alle Versuche wurden mit Eurosuper-Kraftstoff durchgeführt. Die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Meßergebnisse sind immer Mittelwerte aus 20 Meßzyklen. Dieser Erfahrungswert ist einen Kompromiß zwischen der entstehenden Datenmenge und statistischer Sicherheit.

¹ CCD = **C**harged **C**oupled **D**eVICES

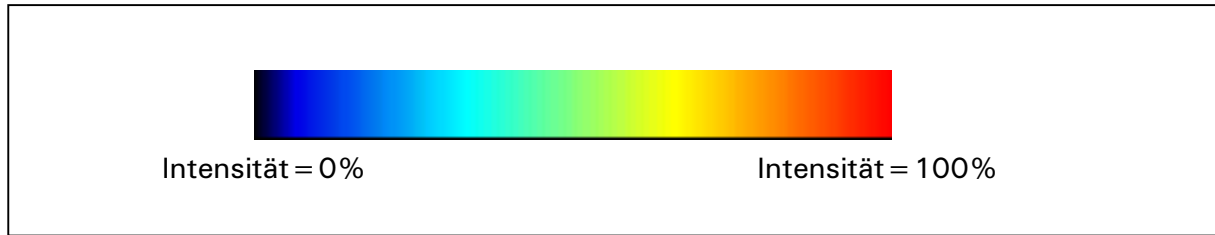


Bild 3-14: Farbskala als Maß für die Signalintensität bei der LIF-Meßtechnik

3.2.2 Hochgeschwindigkeits-Filmtechnik

Um Einspritz- und Verbrennungsvorgänge ganzer Motorzyklen im Brennraum des optisch zugänglichen Motors zu visualisieren, wurde die Auflicht-Hochgeschwindigkeitsfilmtechnik (HS-Film) eingesetzt. Dabei werden diese Vorgänge mit Hilfe einer 16-mm-High-Speed-Kamera aufgezeichnet. Die Kamera wird dabei mit einer Bildrate von bis zu 8.000 Bildern/Sekunde betrieben [51]. Das so erlangte 16-mm-Filmmaterial wird in einem Fotolabor entwickelt und kann dann mit Hilfe eines speziellen Projektors bildweise betrachtet werden. Ausgewählte Filmsequenzen können mit einer Scan-Vorrichtung digitalisiert und anschließend im PC bearbeitet werden. Die Beleuchtung erfolgt durch einen von der Kamera getriggerten Kupferdampf-Laser. Dadurch wird garantiert, daß pro Filmbild eine entsprechende Beleuchtung erfolgt. Nachdem der Kamerastart erfolgt ist, wird der Film in der Kamera kontinuierlich beschleunigt, bis er nach ca. 1,5s durchgelaufen ist. Die Bildfrequenz verändert sich folglich mit wachsender Filmlänge. Aus diesem Grund ist die zeitliche Auflösung zum Ende des Filmes am besten, da sich hier die Aufnahmegeschwindigkeit dem Höchstwert von 8.000 Bildern/Sekunde stetig nähert.

Durch die sehr kurze Belichtungszeit ($< 30\text{ns}$) ermöglicht die Hochgeschwindigkeitsfilmtechnik eine scharfe Darstellung sehr schneller Bewegungsabläufe. Im Gegensatz zur Video-Stroboskopie werden bei dieser Filmtechnik Einzelzyklen erfaßt. Die hohe Bildfolgefrequenz ermöglicht also Aufnahmen, die sich aus Einzelbildern eines Einspritzvorgangs zusammensetzen.

3.3 Einspritzdruckkammer

An einer konditionierten Einspritzdruckkammer wurden Strahluntersuchungen mit optischer Meßtechnik unter motornahen Bedingungen durchgeführt. Die Druckkammer zeichnet sich durch drei große optische Zugänge aus fluorenszenzfreiem Sico-Quarzglas aus, die im Abstand von 90° am Umfang angeordnet sind. Die Kammer wird kontinuierlich mit Spülluft durchströmt, die mittels eines Hochdruckkompressors verdichtet wird und so einen Kammerdruck von maximal 60bar ermöglicht. Durch einen Luftherhitzer ist die Spülluft auf bis zu 500°C erwärmbar. Die Einspritzstrahlausbreitung wird durch die Spülluft nicht gestört, da die Strömungsgeschwindigkeit weniger als 1m/s beträgt. **Bild 3-15** zeigt die Schnittdarstellung der Einspritzdruckkammer. Die Untersuchungen wurden mit einem Raildruck von $p_{\text{Rail}} = 100\text{bar}$ und einem Kammerdruck von $p_{\text{Kammer}} = 1,4\text{bar}$ bei einer Kammertemperatur von $T_{\text{Kammer}} = 50^\circ\text{C}$ durchgeführt¹.

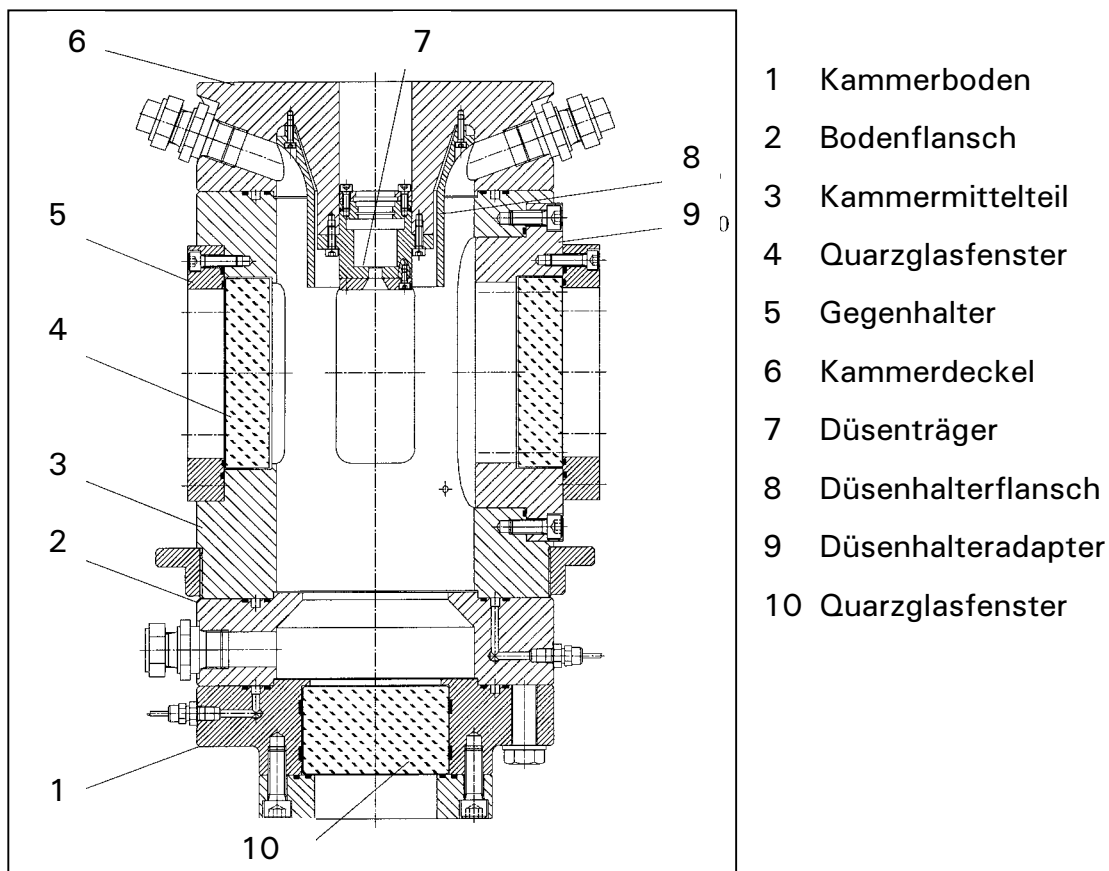


Bild 3-15: Schnittdarstellung der Einspritzdruckkammer [52]

¹ Diese Einstellungen sollen die thermodynamischen Randbedingungen im Motorbrennraum repräsentieren. Da in der Einspritzdruckkammer kein Unterdruck darstellbar ist, wurde der niedrigst mögliche Kammerdruck eingestellt.

dem Ansteuerbeginn des Drallinjektors genau zuordnen läßt. Die Einzelbilder stammen also von unterschiedlichen, nacheinander stattfindenden Einspritzvorgängen. Je nach Länge des zu visualisierenden Ereignisses wurden fünfzig bis hundert Bilder anschließend zu einem Film mit einer virtuellen, extrem hohen Bildfrequenz zusammengesetzt. So kann der Einspritzvorgang in allen Einzelheiten studiert werden [53].

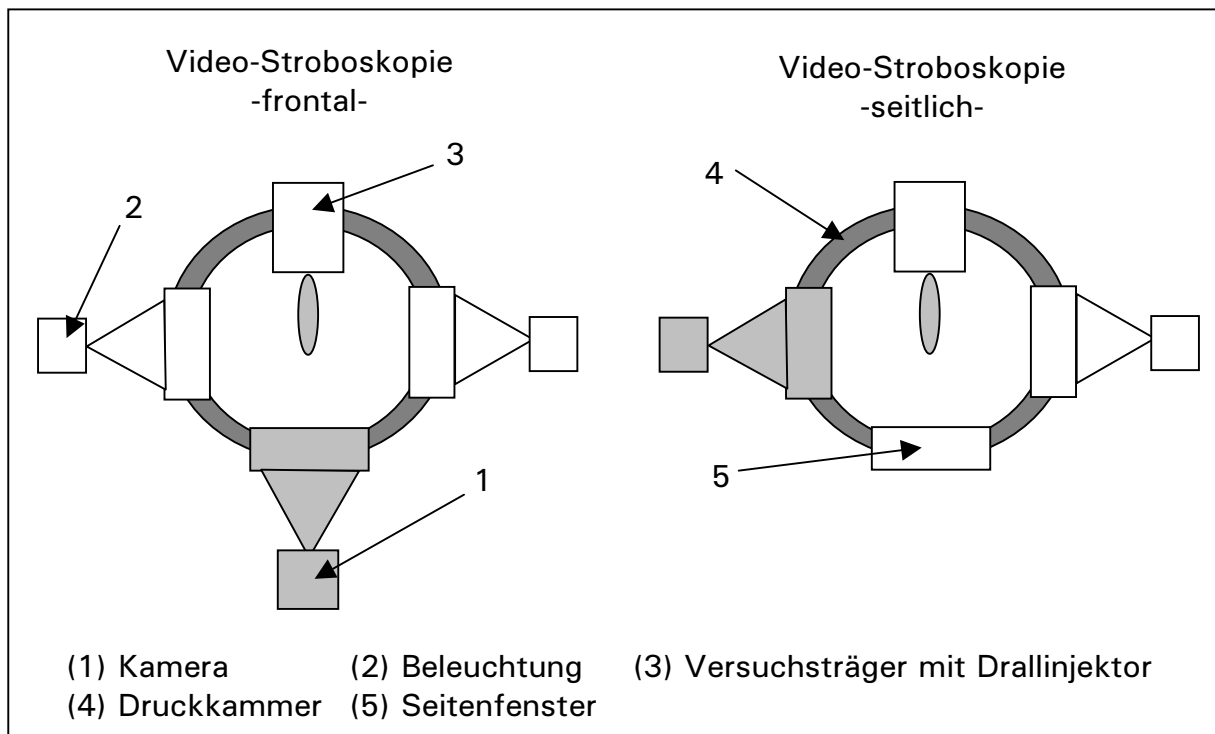


Bild 3-17: Schematische Anordnung des optischen Aufbaus an der Einspritzdruckkammer

Bild 3-17 zeigt die Anordnungsvarianten der Video-Stroboskopie-Meßtechnik an der Einspritzdruckkammer. Dieses Meßverfahren wurde auch an den optisch zugänglichen Motoren eingesetzt.

4. Versuchsprogramm und Parameter

Um die in **Kapitel 2.4.1** aufgezeigten, möglichen HC-Quellen im Brennraum zu bestätigen und gegebenenfalls ihren Einfluß auf die Gesamt-HC-Rohemissionen des Versuchsmotors zu quantifizieren, wurden unterschiedliche motorische Parameter variiert. Dabei wurden Bauteilveränderungen z.B. durch Oberflächenbeschichtungen und auch Variationen in der Prozeßsteuerung vorgenommen. Die variierten Parameter und das jeweils damit verbundene Ziel werden im folgenden erläutert.

4.1 Motorbetriebspunkte

Da der Versuchsmotor insbesondere im Teillastbereich ein relativ hohes Grundniveau an HC-Emissionen aufweist und gerade dieser Bereich im Motorkennfeld für den Abgastest von höchster Bedeutung ist, wurden alle Untersuchungen ausschließlich in Teillast-Motorbetriebspunkten durchgeführt. Der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit liegt in der Untersuchung innermotorischer Phänomene, die zu dem recht hohen HC-Emissionsgrundniveau im stationären Motorbetrieb führen. Die Drehzahl wurde in fünf Stufen, die Motorlast in maximal zwei Stufen gemäß **Bild 4-1** variiert. In jedem Motorbetriebspunkt wurde zusätzlich die Ladungsbewegung im Brennraum durch die Verstellung der LBK variiert. Die Motorlast wurde über die Einspritzdauer und die Drosselklappe eingestellt. Die Lage des Zündzeitpunktes wurde -wenn nicht anders erwähnt- immer so gewählt, daß der Verbrennungsschwerpunkt bei ca. 8° KW nach OT lag. Der Schwerpunkt der Untersuchungen wurde auf den Betriebspunkt $n = 2000 \text{ U/min}$ und $p_{me} = 2 \text{ bar}$ gelegt. Hier wurden der Einspritzzeitpunkt und auch das Kraftstoff-Luftverhältnis λ zusätzlich variiert. Weitere ergänzende Untersuchungen im dynamischen Motorbetrieb dienten der Quantifizierung der innermotorischen Wandfilmmasse.

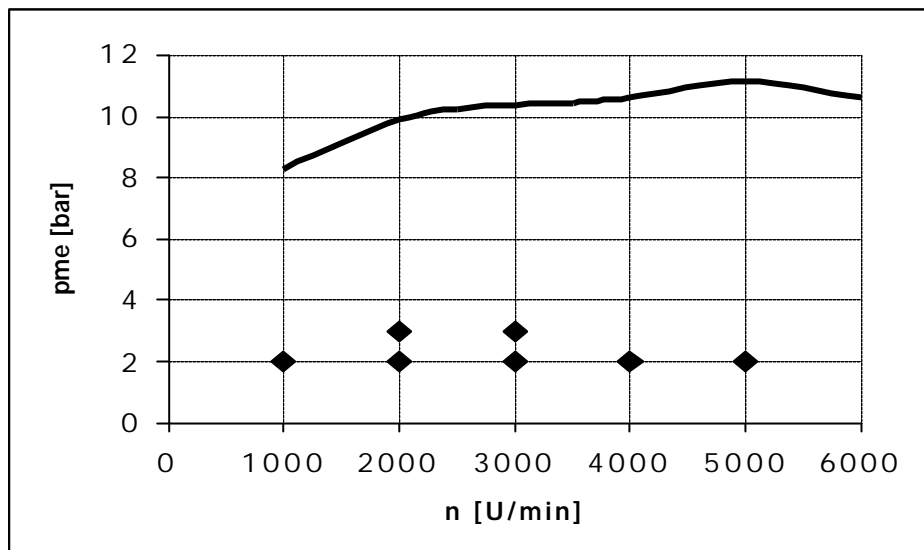


Bild 4-1: Motorbetriebspunkte

4.2 Motorische Einstellgrößen

Der Betrieb des Versuchsmotors hängt von sehr vielen Parametern ab, die über das Applikationssystem einstellbar sind. Die externe Abgasrückführrate ist über das AGR-Ventil frei wählbar. Durch eine stufenlose Verstellung der Einlaßnockenwelle um bis zu 40° Kurbelwinkel kann die Ventilüberschneidungsfläche und damit die innere Abgasrückführung vergrößert werden. Der Kraftstoffraildruck ist als direkter Einflußparameter auf die Strahleindringtiefe, den Strahlkegelwinkel und die Kraftstoffaufbereitung wählbar. Einspritzzeitpunkt, Zündzeitpunkt und Kraftstoff-Luft-Verhältnis sind ebenso einstellbar. In **Kapitel 5.1** wird der Zusammenhang zwischen diesen Einstellgrößen und den Zielgrößen HC-Emissionen, NO_x-Emissionen und Kraftstoffverbrauch ermittelt.

4.3 Basismotor mit Saugrohreinspritzung

Der 1,4l-FSI-Motor basiert auf der VW-Motorenbaureihe EA111. Von dem nahezu baugleichen MPI¹-Motor unterscheidet sich dieser nur durch die Form des Kolbenbodens, das Verdichtungsverhältnis und durch die räumliche Lage der Einspritzventile, die beim MPI-Motor im Einlaßkanal des jeweiligen Zylinders angeordnet sind. Der FSI-Motor weist durch speziell geformte Einlaßkanäle bis zu 10% mehr Lufttumble im Brennraum auf als der MPI-Motor (bei 8mm Ventilhub gemäß Strömungsmessung). Die Ladungsbewegungsklappen wurden bei den Versuchen stets geöffnet, so daß die Ansaugluft beim FSI-Motor immer analog zum MPI-Motor durch den gesamten Kanalquerschnitt einströmte. Der MPI-Motor wird im gesamten Kennfeldbereich homogen und nahezu vollständig mit stöchiometrischem Gemisch betrieben. Da der FSI-Motor bei gleicher Betriebsart höhere HC-Rohemissionen aufweist, vgl. Bild 5-4, wurde die Ursache hierfür schwerpunktmäßig mit Hilfe eines direkten Vergleichs beider Brennverfahren untersucht.

4.4 Kolbenbeschichtungen

Um die Bedeutung der Kraftstoffmulde als HC-Quelle zu untersuchen, wurde durch das Aufbringen einer sehr porösen Keramiksicht die Muldenoberfläche um ca. 50% vergrößert. Mit diesem Versuch sollte der Einfluß poröser Ablagerungen auf der Kolbenoberfläche simuliert werden. Die Erhöhung der HC-Emissionen auf Grund der auf diese Weise vergrößerten Kraftstoff-Speicherfähigkeit der Oberfläche ist dann ein Maß für den Einfluß der Ablagerungen auf die HC-Rohemissionen.

Im optisch zugänglichen Glasringmotor konnte eine stark rußende Verbrennung in der Kraftstoffmulde beobachtet werden, **Bild 4-2**. Zu diesem Phänomen kommt es dann, wenn größere Kraftstoffansammlungen unter lokalem Sauerstoffmangel verbrennen.

¹ **Multi Point Injection** = Zylinderselektive Einspritzung in das Saugrohr



Bild 4-2: Extremes Beispiel eines rußenden Kraftstoffabbrandes in der Kraftstoffmulde. Die hellgelben Flammen sind Diffusionsflammen, die eine rußende Verbrennung anzeigen.

Die grobporigen, schwammähnlichen Verbrennungsrückstände auf der Kolbenoberfläche des FSI-Motors ermöglichen eine Zwischenspeicherung des eingespritzten Kraftstoffes. Ziel ist es daher, diese Verbrennungsrückstände zu vermeiden oder zumindest zu reduzieren. Für diese Aufgabe wurden unterschiedliche Oberflächenbeschichtungen auf dem Kolbenboden durch das Magneton-Sputterverfahren, ein PVD¹-Niedertemperatur-Beschichtungsverfahren [56] aufgebracht. Diese Schichten zeichnen sich durch eine sehr geringe Schichtdicke von etwa 5µm aus. Bei dieser geringen Schichtdicke können das Verdichtungsverhältnis und das Strömungsprofil im Abgastrakt als unverändert angenommen werden.

Oberflächenbeschichtung mit amorpher Struktur

Um die Bedingungen für eine Verbindung zwischen den Verbrennungsrückständen und der Kolbenoberfläche zu verschlechtern, sollte die mikroskopische Struktur der Kolbenoberfläche verändert werden. Hierfür wurde die keramische Schicht Zirkonoxid (ZrO_2) eingesetzt, die überwiegend heteropolare Bindungen aufweist und von amorpher Struktur ist. **Bild 4-3** zeigt zwei REM-Aufnahmen von Schlibfbildern, die den Unterschied zwischen amorpher Struktur und der kristalli-

¹ physical vapour deposition = Abscheidung aus der Dampfphase

nen Struktur aller Metalle aufzeigen. Bei der amorphen Struktur sind fast keine Spalträume zwischen den einzelnen Elementen vorhanden, während die kristalline Struktur des unbeschichteten Kolbens wegen des nadelförmigen Aufbaus zahlreiche mikroskopische Spalträume aufweist. Dadurch kann es kaum zu einer Einlagerung der Verbrennungsrückstände in der amorphen Oberfläche kommen, da der Halt dieser Rückstände auf der Oberfläche deutlich vermindert ist.

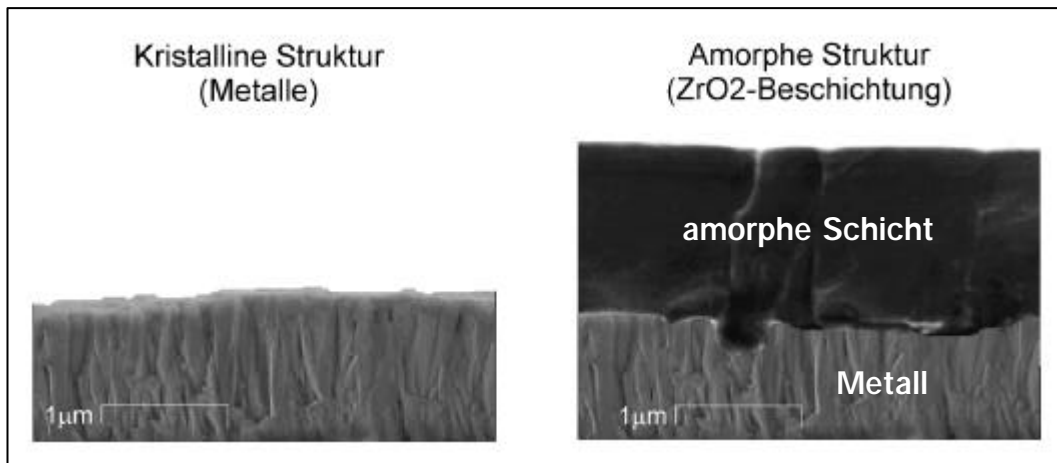


Bild 4-3: REM-Aufnahmen von Schlibfbildern kristalliner- und amorpher Struktur [78]

Chemisch inerte Oberflächenbeschichtungen

Eine andere Möglichkeit, die Anlagerung von Verbrennungsrückständen auf der Oberfläche zu vermindern ist der Einsatz chemisch inerter Schichten. Ziel dieser Schichten ist es, eine Oberfläche zu bilden, an der die in Folge der rußenden Verbrennung gecrackten Kohlenstoffatome keine Anlagerungsmöglichkeit haben, da eine chemische Bindung mit dem Oberflächenmaterial nicht möglich ist. Erprobt wurden die Schichtsysteme TiN (Titanitrid) und TiAlN (Titan-Aluminium-Nitrid). Bei diesen Schichtsystemen handelt es sich um Hartstoffschichten, die üblicherweise zum Verschleißschutz von Schneidwerkzeugen dienen. TiN ist eine einphasige Schicht mit überwiegend metallischen Bindungen und sehr hoher Duktilität [54]. Beim TiAlN-Schichtsystem ist das Titan durch ca. 50Atom% Aluminium substituiert. Die Besonderheit der TiAlN-Schicht besteht darin, daß sich auf der Schichtoberfläche eine dünne Aluminiumoxidschicht ausbildet. Diese Schicht

erneuert sich selbst und dient als zusätzlicher Schutz vor Verbrennungsrückständen.

Antihafschichten

Damit die im Brennraum als Schwebeteilchen vorliegenden Kohlenstoffpartikel nicht an der Kolbenoberfläche haften, wurden Antihafschichten eingesetzt, die die Gleitreibung zwischen den Schwebeteilchen und der Kolbenoberfläche herabsetzen. Für diese Aufgabe waren Schichtsysteme mit sehr niedrigem Reibwert nötig. Da organische Antihafbeschichtungen nicht temperaturbeständig sind, konnte der Lotusblüten-Effekt [93], der auf einer mikrorauen organischen Oberflächenstruktur beruht, nicht genutzt werden. Für die Untersuchungen wurden daher die Schichtsysteme aus Aluminium, Sauerstoff und Stickstoff, sowie aus Silizium, Kohlenstoff und Wasserstoff ausgewählt. Die im Turbinenbau häufig eingesetzte Al-O-N-Schicht dient als Diffusionsbarriere hoher chemischer und thermischer Beständigkeit. Die dunkle Si-C-H-Schicht wird auf Grund ihres niedrigen Reibwertes bereits in anderen Gebieten der Technik häufig als Antihafbeschichtung eingesetzt, vgl. [55], [56]. Der Haftreibungskoeffizient beider Schichtsysteme μ ist kleiner gleich 0,05.

4.5 Feuersteg

Der Einfluß des Feuerstegs auf die HC-Emissionen im Hubkolbenmotor ist seit langem bekannt. Dieser Brennraumbereich ist besonders kritisch, da hier die zwei dicht gegenüberliegenden Wände von Kolben und Laufbuchse den Stofftransport von Kraftstoff und Luft behindern. Eine Verkleinerung des Feuersteges führt zu einer Absenkung der HC-Emissionen, da sich so weniger Kohlenwasserstoffe der Verbrennung in diesem Spaltraum entziehen können [17]. Dies stellten auch Haskell und Legate [57] fest, als sich der Feuersteg durch Verbrennungsrückstände zusetzte, wodurch sich die HC-Emissionen verringerten. Eine Vergrößerung des Feuersteges, die der Flamme ein besseres Hineinbrennen in diesen Be-

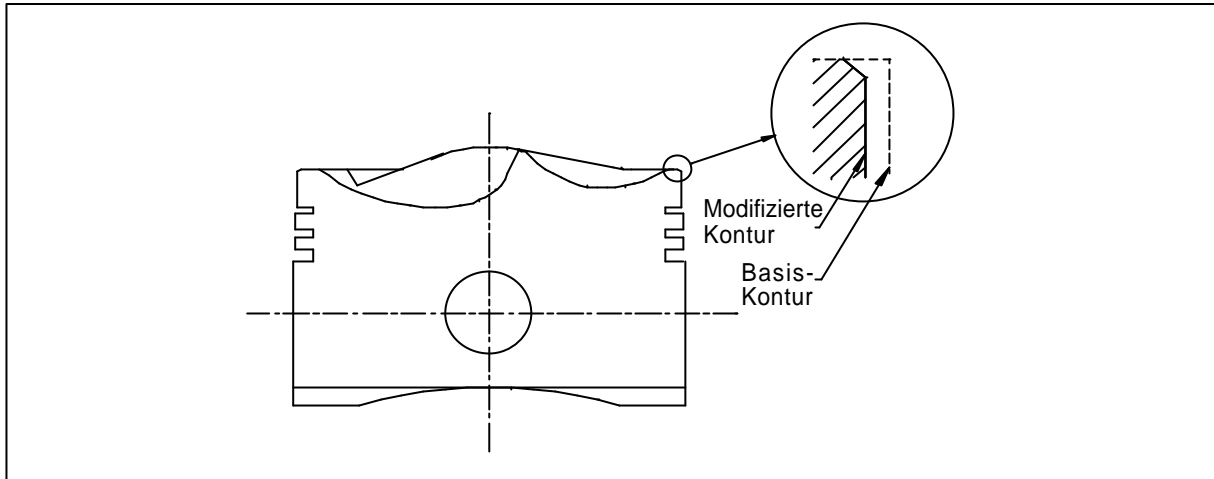


Bild 4-4: Modifikation am Feuersteg

reich ermöglicht, kann ebenso zu einer Absenkung der HC-Emissionen führen. In den Untersuchungen von Sterlepper [14] zeigte sich, daß eine Vergrößerung des Feuerstegvolumens in Verbindung mit einer 45° -Fase am oberen Kolbenrand die größte HC-Emissionsminderung bewirkte. Die Fase begünstigt das Hineinbrennen der Flamme in den Feuersteg. Die in dieser Arbeit untersuchte Feuersteggeometrie zeigt **Bild 4-4**. Vom Durchmesser des Basiskolbens wurden 1,2mm bis hinunter zur ersten Ringnut abgedreht. Zusätzlich wurde am oberen Kolbenrand eine $0,5\text{mm} \times 45^\circ$ -Fase vorgesehen. Das Feuerstegvolumen vergrößerte sich dadurch um 34% gegenüber der Basisvariante. Diese Modifikation am Kolben hat einen vernachlässigbaren Einfluß auf das Verdichtungsverhältnis des Versuchsmotors, das sich um ca. 0,5% verringert. Die Drosselwirkung des Feuersteges für die Verbrennungsgase im Brennraum wird durch die genannte Feuerstegvergrößerung herabgesetzt. Desweiteren erhöht sich durch das verbesserte Hineinbrennen der Flammenfront die Temperaturbelastung des obersten Kolbenringes und durch die Wegnahme des Kolbenmaterials wird die zur Ringführung benötigte Fläche verkleinert. Die damit verbundenen Schadensmöglichkeiten, wie Plattierungen auf dem obersten Kolbenring in Folge von Materialabbruch aus dem Kolben oder Ringträger oder brandige Ringe infolge thermischer Überlastung konnten am in der Teillast betriebenen Versuchsmotor nicht festgestellt werden. Die Untersuchungsergebnisse von Ishaq und Grunow [58] zeigen, daß geeignete Kolbenring-

Beschichtungen auch bei höheren Motorlasten den benötigten Verschleißschutz gewährleisten.

4.6 Ladungsbewegung

Durch die Stellung der Ladungsbewegungsklappe läßt sich die im Brennraum vorherrschende Tumbleströmung um ca. 45% verstärken. Wie bereits in **Kapitel 2.2** gezeigt, strömt die angesaugte Luft bei geschlossener Ladungsbewegungsklappe nur durch die obere Einlaßkanalhälfte in den Brennraum. Durch diese Querschnittsverengung im Einlaßkanal erhöht sich der Anteil an kinetischer Energie der einströmenden Luft, außerdem unterstützt die Luftmulde im Kolben die Ausbildung einer gerichteten Tumbleströmung. **Bild 4-5** zeigt die Tumbleintensität mit geschlossener und offener LBK bei jeweils größtem Durchfluß. Diese Werte wurden für den Zylinderkopf des Versuchsmotors experimentell auf einem nach dem Tippelmann-Prinzip [59] aufgebauten Prüfstand ermittelt. Dabei tritt die über die Einlaßkanäle des Zylinderkopfes eingeleitete Luft in einen Meßzylinder, an dessen unteren Ende sich eine sphärisch geformte Meßwabe befindet, die als Strömungsgleichrichter wirkt und die Strömung in eine große Anzahl „Stromfäden“ zerlegt, die alle auf den Mittelpunkt der Kugel gerichtet sind. Das durch die Strömung verursachte Kippmoment M_T der Achse, auf der die Meßwabe gelagert ist, wird über DMS-Streifen ermittelt [60]. Gemäß Gleichung (4-1) läßt sich dann die dimensionslose Tumblezahl T berechnen:

$$T = C_1 \cdot \frac{M_T \cdot R}{\rho_{\text{Luft}} \cdot \dot{V}^2} \cdot C_f = C_2 \cdot M_T \cdot C_f \quad 4-1 \text{ [60]}$$

Die Durchflußzahl c_f wurde an einer Referenzflowbox als Funktion des Ventilhubes ermittelt. Es ist in **Bild 4-5** zu erkennen, daß durch die Kanalgeometrie, auch schon bei geöffneter Ladungsbewegungsklappe, eine recht hohe Tumbleintensität vorhanden ist. Um den Einfluß der Ladungsbewegung auf die HC-Emissionen

zu untersuchen, wurden die Versuche sowohl mit geöffneter als auch mit geschlossener Ladungsbewegungsklappe durchgeführt.

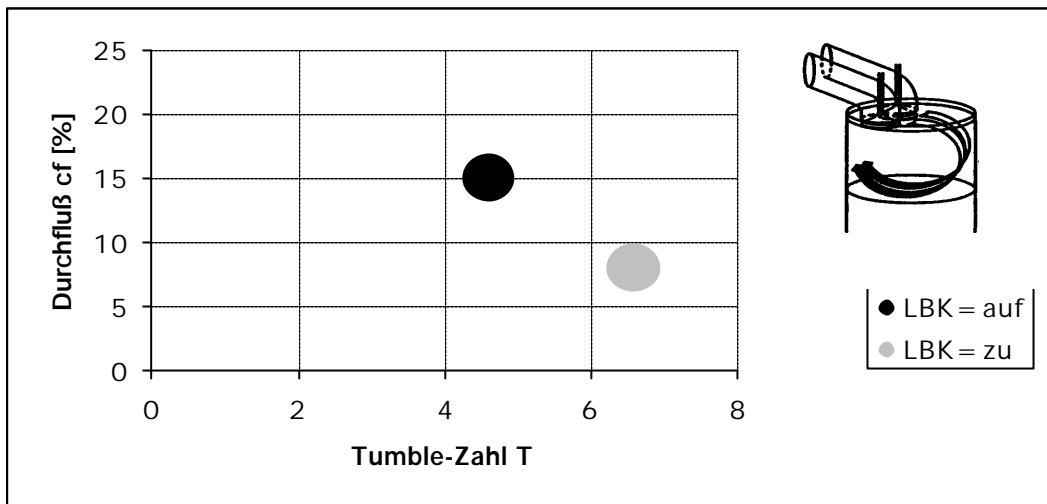


Bild 4-5: Tumble-Intensität des Versuchsmotors bei maximalem Durchfluß

4.7 Öl-, Kühlmittel- und Kraftstofftemperatur

Die Gemischbildung von Kraftstoff und Luft, die Verbrennung des Gemisches und auch die Wandanlagerung von Kraftstoff sind temperaturabhängige Prozesse, d.h. der Ablauf dieser Prozesse wird maßgeblich durch die Temperatur beeinflusst. Bei warmen Brennraumwänden und warmem Kraftstoff liegen z.B. verbesserte Gemischbildungsvoraussetzungen vor. Die Temperaturen von Zylinderlaufbuchse und Zylinderkopfdach sind überwiegend durch die Kühlmitteltemperatur beeinflussbar, während eine Veränderung der Kolbentemperatur über die Öltemperatur möglich ist. Um die Größe des Einflusses der genannten Temperaturen auf die HC-Emissionen zu ermitteln, wurden im Betriebspunkt $n=2000\text{U}/\text{min}$ und $p_{\text{me}}=2\text{bar}$ die Kraftstoffvorlauftemperatur von 15°C auf 30°C erhöht, das Motoröl von 85°C auf 37°C und das Kühlmittel von ca. 95°C auf 30°C abgekühlt. Ziel dieser Variationen war, ein möglichst großes ΔT zu realisieren.

5. Experimentelle Untersuchungen

5.1 Einflußparameter und Zielgrößen

Wie bereits in **Kapitel 4.2** erwähnt, bestehen am 1,4l-FSI-Motor zahlreiche Möglichkeiten, in die Prozeßsteuerung einzugreifen. Diese Einstellmöglichkeiten nehmen alle direkten Einfluß auf das Brennverfahren und werden daher im folgenden als Einflußparameter bezeichnet. Die Zielgrößen in der Motorenentwicklung sind neben möglichst niedrigem Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionswerten ein nicht auffälliges Verbrennungsgeräusch für das gesamte Motorkennfeld und eine Drehmomentencharakteristik an der Vollast, die dem Antriebskonzept entspricht. Um die Zusammenhänge zwischen den Einflußparametern und den Zielgrößen zu untersuchen, ist bei konventioneller Rastervermessung eine große Anzahl von Versuchen nötig. Um auch bei vergleichsweise geringem Versuchsaufwand diese Zusammenhänge darzustellen, wurde die statistische Versuchsplanung DOE¹ eingesetzt. Zunächst wurden die physikalisch möglichen und sinnvollen Motor-Einstellbereiche basierend auf Erfahrungswerten festgelegt, aus denen dann ein Versuchsplan erstellt wurde.

Statistischer Versuchsplan

Mit Hilfe des Programms RS/1 der Firma Domain Solution Corporation wurde ein Determinanten-optimaler Versuchsplan aufgestellt, in dem die Einflußparameter unabhängig voneinander variiert werden. Ziel des Versuchsplanes war ein ausreichender und gleichzeitig minimaler Versuchsaufwand [61]. Dabei wurde nicht, wie z.B. bei einem „Zündhaken“, nur ein Parameter, sondern mehrere Parameter gleichzeitig verändert, da sonst der Meßaufwand kaum zu überschauen wäre und die statistische Auswertung nicht begünstigt würde. Die Meßpunkte liegen statistisch gleichverteilt im n-dimensionalen Parameterraum. Die variierten Größen sind in **Tabelle 5-1** aufgeführt. Die Kombination aller Einstellwerte miteinander würde dem Versuchsaufwand von 43.200 Meßpunkten entsprechen. Durch den aufgestellten Versuchsplan wurde das Meßprogramm auf 163 Prüfpunkte reduziert. Wegen der zu erwartenden Streuungen in der Meßtechnik und im Motor-

¹ DOE = Design Of Experiments

verhalten wurden mehr Punkte gefahren als für die Beschreibung eines kubischen Modells notwendig wären. Da der Zündzeitpunkt stark von den meisten anderen o.g. Größen abhängt, wurde für die Einstellung des jeweiligen Prüfpunktes der Zündzeitpunkt zunächst so gewählt, daß der Verbrennungsschwerpunkt 8°KW nach dem oberen Totpunkt lag. Diese Zündzeitpunktlage stellt die Variante „Basis“ dar.

<u>Einflußparameter</u>	<u>Einstellwerte</u>
Drehzahl [U/min]:	1000, 2000, 3000
Eff. Mitteldruck [bar]:	1, 2, 3, 4
Zündzeitpunkt [°KW]:	Basis + 10°, Basis + 5°, Basis, Basis-5°, Basis-10°
AGR-Rate [%]:	0, 10, 20, 30, 40
ENW-Stellung [°KW]:	0, -10, -20, -30, -40
Raildruck [bar]:	60, 80, 100
ASB [°KW]:	305, 310, 315
λ [-]:	1; 1,1; 1,2; 1,3

Tabelle 5-1: Variation der untersuchten Einflußparameter

Modellbildung

Basierend auf den am Motorenprüfstand gewonnenen Meßergebnissen wurde mit Hilfe der multiplen Regression ein mathematisches Modell erstellt, welches das Motorverhalten in dem untersuchtem Bereich abbildet. Für jede interessierende Zielgröße wurde ein separates, kubisches Modell aufgestellt, das quantitative Zusammenhänge zwischen allen möglichen Einflußfaktorenkombinationen und der jeweiligen Zielgröße wiedergibt. Für die Modelle wurden die signifikanten Terme ausgewählt, die das Polynom ergeben, das die jeweiligen Betriebspunkte beschreibt. Neben den Hauptwirkungen (x_i, x_{i+1}, \dots) und den Termen höherer Ordnung (x_i^2, x_i^3, \dots), wurden auch die Wechselwirkungen ($x_i \cdot x_{i+1}, x_i \cdot x_{i+2}, \dots$) zwischen den Einflußparametern berücksichtigt [61]. Das HC-Modell besteht z.B. aus 35 solcher Terme. Zur Berechnung der Polynomkoeffizienten wurde die minimale Fehlerquadratsumme angesetzt. Vorab mußten aber die gewonnenen

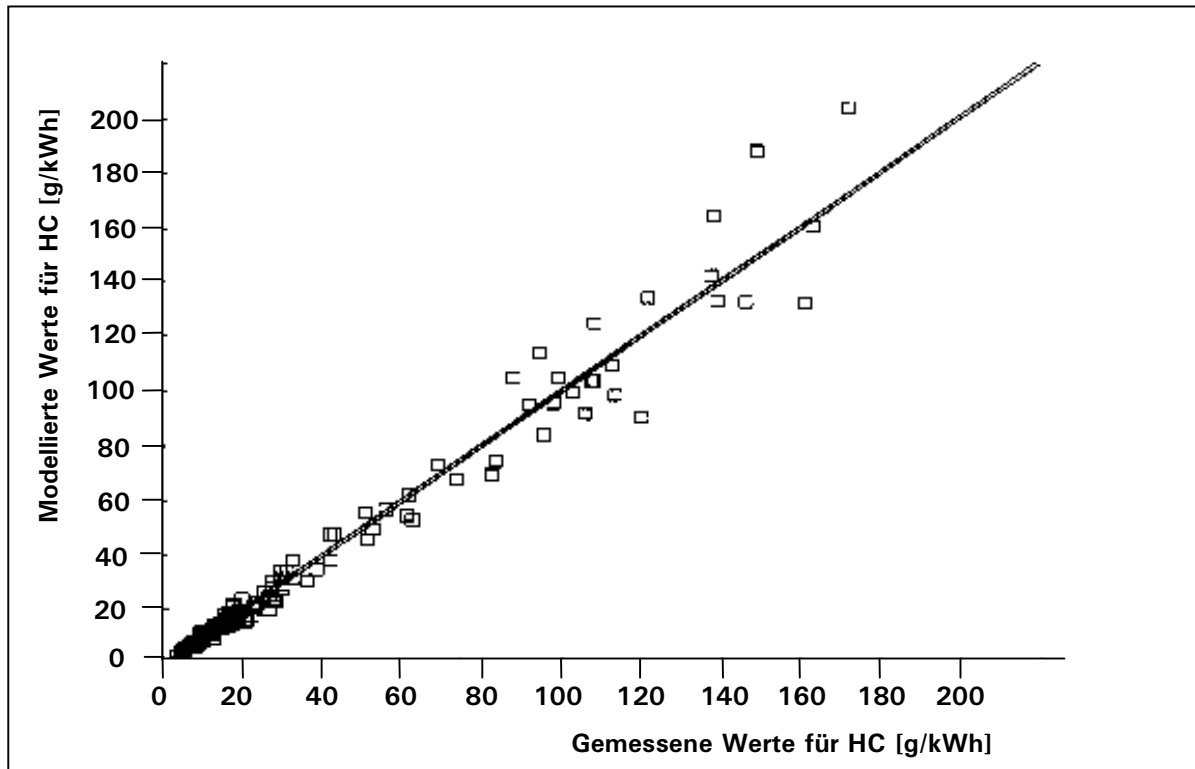


Bild 5-1: Gegenüberstellung von gemessenen und modellierten Werten zur Überprüfung des HC-Modells [62]

Meßdaten auf Plausibilität überprüft werden. Dabei wurden Ausreißer eliminiert und Unstimmigkeiten durch gezieltes Nachmessen der jeweiligen Betriebspunkte beseitigt [61]. Desweiteren wurden die Motorbetriebspunkte, in denen Extremwerte für die Zielgrößen modelliert wurden, ebenfalls durch eine Messung überprüft. Die hier betrachteten Zielgrößen sind die spezifischen HC-Emissionen, die spezifischen NO_x -Emissionen und der spezifische Kraftstoffverbrauch. Die Güte des Modells für die HC-Emissionen zeigt **Bild 5-1** durch einen Vergleich zwischen gemessenen und modellierten HC-Werten. Im Bereich niedriger Emissionen bildet das Modell die tatsächlichen Werte sehr gut ab. Die Modellgenauigkeit verschlechtert sich hin zu höheren HC-Emissionswerten.

Beispielhaft werden die ermittelten Zusammenhänge für den Betriebspunkt $n=2000\text{U/min}$ und $p_{me}=2\text{bar}$ vorgestellt und diskutiert. Die Zielgrößen sind in relativer Form dargestellt und sollten möglichst kleine Werte annehmen. Dabei wurde der jeweilige Maximalwert in jedem Diagramm zu 100% gesetzt. **Bild 5-2** zeigt den Einfluß von Abgasrückführrate (AGR) und Zündzeitpunkt auf HC-

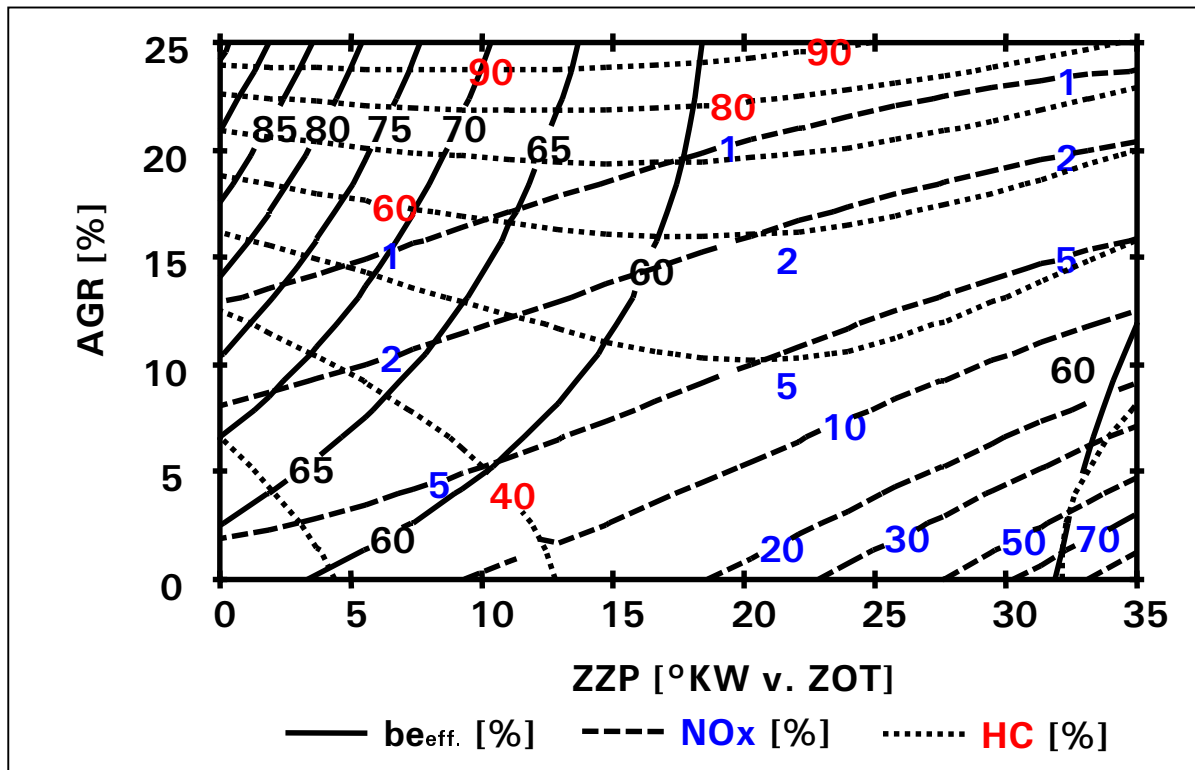


Bild 5-2: Einfluß von Abgasrückführrate und Zündzeitpunkt auf ausgewählte Zielgrößen bei $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{me} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, $p_{Rail} = 100 \text{ bar}$, $ASB = 310^\circ \text{ KW v. ZOT}$, $ENW = 0^\circ \text{ KW}$, Maximalwerte = 100% [62]

Emissionen, NO_x -Emissionen und Kraftstoffverbrauch. Es wird von folgender Überlegung ausgegangen: Mit zunehmender AGR sinken die NO_x -Emissionen, da die Verbrennungstemperatur sinkt. Die HC-Emissionen steigen mit zunehmender AGR kontinuierlich an, da das rückgeführte, inerte Abgas die Kraftstoff-Luftgemischbildung behindert. Die mit der Abgasrückführung verbundene Absenkung der Verbrennungstemperatur bewirkt eine Absenkung der Flammenfrontgeschwindigkeit und damit eine verschleppte Verbrennung. Dies führt zu einer unvollständigeren Verbrennung der Kohlenwasserstoffe. Die die HC-Rohemissionen senkenden Nachoxidationsvorgänge laufen verspätet und wegen der niedrigeren Brennraumtemperatur auch weniger intensiv ab. Die zusammen mit dem Abgas in den Brennraum zurückgeführten Kohlenwasserstoffe, die im vorigen Arbeitspiel nicht verbrannt wurden, können zum zweiten Mal an der Verbrennung teilnehmen, sofern ausreichend Sauerstoff vorhanden ist. Offensichtlich überwiegen aber die zuerst beschriebenen Effekte. Die HC-Emissionen sind bei hohen AGR-

Raten weitestgehend unabhängig vom Zündzeitpunkt. Der optimale Kraftstoffverbrauch liegt bei sehr früher Zündung mit hoher AGR-Rate. Wegen der oben beschriebenen Effekte ist bei hohen AGR-Raten eine frühe Zündung für die vollständigere Kraftstoffumsetzung nötig. Mit späterem Zündzeitpunkt erhöht sich der Kraftstoffverbrauch, da die Verbrennung dadurch immer mehr in die Expansionsphase verlagert wird. Die Stickoxidemissionen sind von Zündzeitpunkt und AGR-Rate gleichermaßen abhängig. Mit späterem Zündzeitpunkt, also verschleppter Verbrennung sinkt die Temperatur im Brennraum und damit auch die thermisch gebildeten Stickoxide.

Die beschriebenen Zusammenhänge sind bei der Verstellung der Einlaßnockenwelle ähnlich, da sich hierdurch die Ventilüberschneidung vergrößert und der Anteil innerer Abgasrückführung erhöht, vgl. **Bild 2-4**. Die Verstellung der Einlaßnockenwelle hat außerdem einen erheblichen Einfluß auf das Strömungsfeld im Brennraum. Da die Einspritzung während der Einlaßphase stattfindet, ist dieser

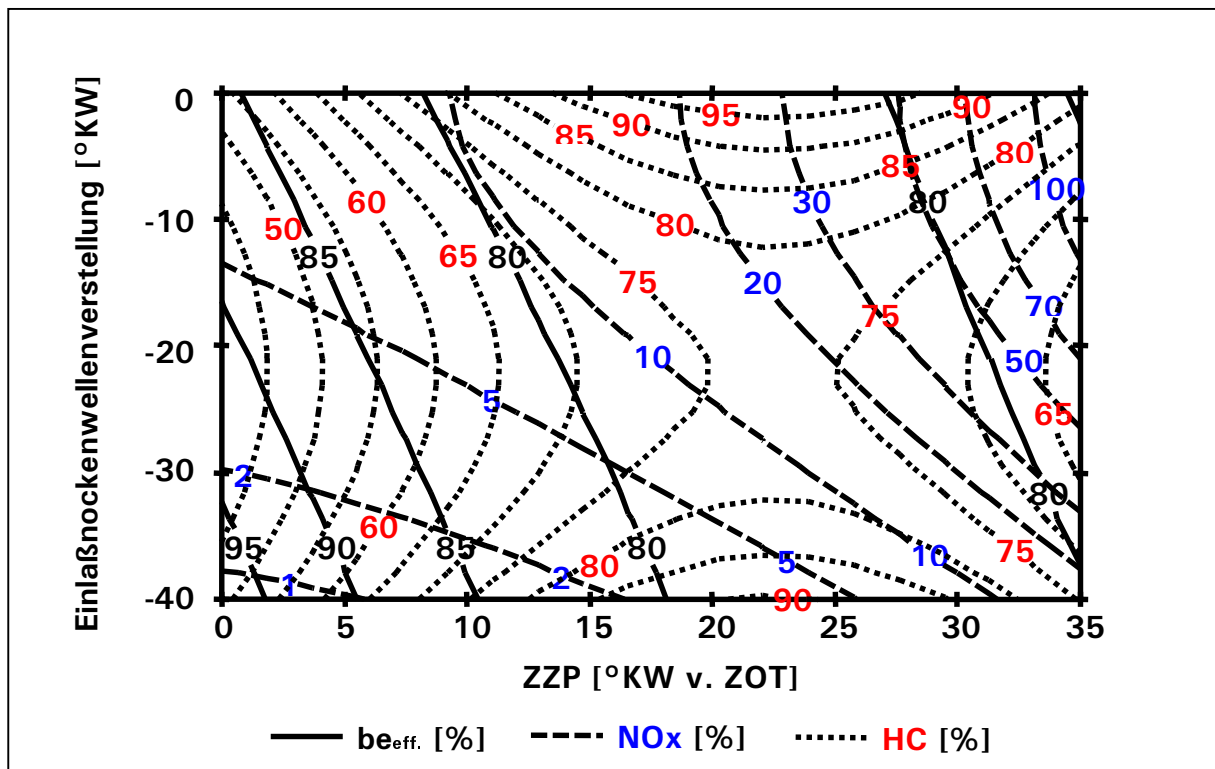


Bild 5-3: Einfluß der Einlaßnockenwellenverstellung und Zündzeitpunkt auf ausgewählte Zielgrößen bei $n = 2000\text{U}/\text{min}$, $p_{me} = 2\text{bar}$, $\lambda = 1$, $p_{Rail} = 100\text{bar}$, $ASB = 310^\circ\text{KW v.ZOT}$, $AGR = 0\%$, Maximalwerte = 100% [62]

Zeitraum besonders wichtig für eine eventuelle Kraftstoffanlagerung an Brennraumwänden. In **Bild 5-3** ist der Einfluß von Zündzeitpunkt und Nockenwellen-Frühverstellung auf HC-Emissionen, NO_x-Emissionen und Kraftstoffverbrauch dargestellt. Die HC-Emissionen sind für alle Zündzeitpunkte jeweils bei einer Nockenwellen-Frühstellung von ca. -20°KW ein Minimum. Die Stickoxidemissionen nehmen mit zunehmender Ventilüberschneidung ab, da der Restgasanteil im Brennraum ansteigt.

Die mit dem Modell gewonnenen Erkenntnisse dienen zur Planung der Versuchsparameter in **Kapitel 5-10**.

5.2 Vergleich zwischen Direkt- und Saugrohreinspritzung

Ein vergleichbarer MPI-Motor emittiert etwa nur die Hälfte unverbrannter Kohlenwasserstoffe wie der Versuchsmotor mit direkter Einspritzung in homogener, stöchiometrischer Betriebsart, siehe **Bild 5-4**. In **Kapitel 2.2** wurde bereits geschildert, daß der Versuchsmotor mit Direkteinspritzung auf der VW-Motorenbaureihe EA111 basiert. Daher ist der fast leistungsgleiche MPI-Motor in den wesentlichen Bauteilen zum Versuchsmotor identisch und stellt damit eine gute Vergleichsbasis dar. Der MPI-Motor hat keine geteilten Einlaßkanäle und auch keine Ladungsbewegungsklappen. Die Kolben sind flach und die Einspritzdüsen sind in dem jeweiligen Saugarm so positioniert, daß sie den Kraftstoff direkt in Richtung der Einlaßventile spritzen. Mit $\varepsilon = 10,5$ ist er etwas niedriger verdichtet, als der Versuchsmotor mit Direkteinspritzung.

Um diese Unterschiede hinsichtlich ihrer Einflüsse auf die vergleichsweise hohen HC-Emissionen des Versuchsmotors zu separieren, dienten die im folgenden beschriebenen Versuche. Der Einfluß der Kolbenform zeigte sich bei der Gegenüberstellung der HC-Rohemissionen des MPI-Motors mit dem serienmäßig zum Einsatz kommenden flachen Kolben und mit dem Kolben des DI-Motors. Ebenso wurden beide Kolbenvarianten im DI-Versuchsmotor betrachtet. In **Bild 5-4** sind die Ergebnisse dieser Untersuchungen zusammengestellt. Die HC-Emissionen des DI-Versuchsmotors sind in dieser Darstellung, einem Drehzahlschnitt bei $p_{me} = 2\text{bar}$, $\lambda = 1$, zu 100% gesetzt. Die HC-Emissionen des vergleichbaren MPI-Motors liegen über der gesamten Drehzahl 40% bis 50% unter denen des DI-Versuchsmotors. Durch den Einsatz flacher Kolben im DI-Motor konnten die HC-Emissionen um bis zu 23% abgesenkt werden. Dieser erhebliche Einfluß der Kolbenform zeigt sich auch beim MPI-Motor mit DI-Kolben. Die HC-Emissionen erhöhen sich in diesem Fall um bis zu 13% im Vergleich zum MPI-Motor mit flachen Kolben.

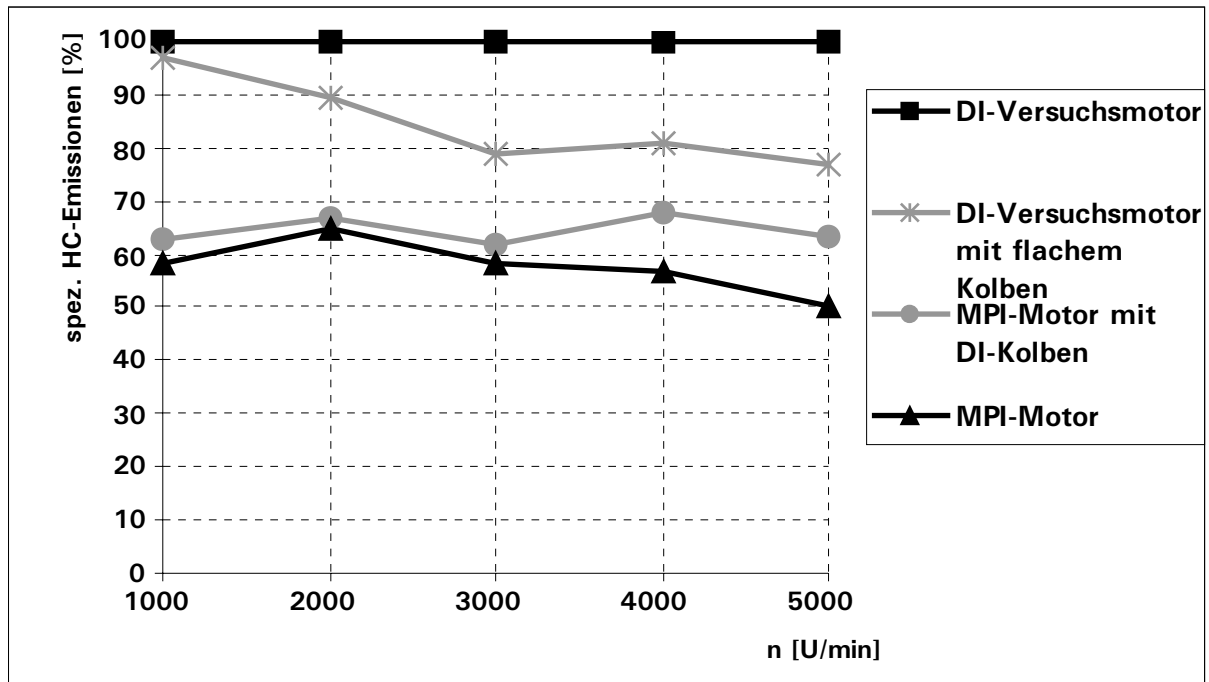


Bild 5-4: Vergleich der HC-Emissionen von DI-Versuchsmotor und MPI-Motor in der Teillast bei $p_{me} = 2\text{bar}$ und $\lambda = 1$, normiert auf den DI-Versuchsmotor

Erwartungsgemäß ist der festgestellte Kolbeneinfluß bei überwiegend äußerer Gemischbildung geringer, als bei innerer Gemischbildung, da bei der Direkteinspritzung erheblich mehr flüssiger Kraftstoff im Brennraum ist, der sich auf der Kolbenoberfläche ablagern kann. Bestätigt wird diese Aussage durch die unterschiedlichen Ablagerungen auf den flachen Kolben je nach Brennverfahren, entweder MPI- oder DI-Motor. Die Rußablagerungen auf der Oberfläche der im DI-Motor eingesetzten Kolben sind erheblich dicker und schwammiger, als bei den MPI-Kolben.

Der Einfluß des Verdichtungsverhältnisses scheint gegenüber der Kolbenform von untergeordneter Bedeutung zu sein, da sich beim Einsatz beider Kolbenvarianten im DI-Motor ein identisches Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 11,5$ ergab, während die Verdichtungsverhältnisse im MPI-Motor kolbenabhängig einen unterschiedlichen Wert aufwiesen¹.

¹ ε (MPI-Motor) = 10,5 und ε (MPI-Motor mit DI-Kolben) = 11,5

Diese Untersuchungen zeigen deutlich, daß die Kolbenform ein wesentlicher Grund für die unterschiedlich hohen HC-Emissionen von Ottomotoren mit Direkt- und Saugrohreinspritzung im Homogenbetrieb ist. Wie **Bild 5-4** zeigt, beträgt die Absenkung der HC-Rohemissionen einzig durch den Einsatz flacher Kolben im DI-Versuchsmotor bei 3000U/min bis 5000U/min ca. 20% bei $p_{me} = 2\text{bar}$. Aus diesem Grund wird der Einfluß des Kolbens im Versuchsmotor im folgenden Kapitel näher untersucht.

5.3 Kolben mit beschichteter Oberfläche

Die Ergebnisse aus **Kapitel 5.2** und die Überlegungen in **Kapitel 4.4** deuten auf eine Kraftstoffspeicherung auf der Kolbenoberfläche hin. Nur Teile des dort zwischengespeicherten Kraftstoffes werden unter lokalem Sauerstoffmangel verbrannt. Produkte dieser Diffusionsverbrennung sind Kohlenstoffteilchen, die eine schwammartige, poröse Schicht auf der Kolbenoberfläche bilden. Diese Schicht ermöglicht es wiederum, noch mehr Kraftstoff auf der Kolbenoberfläche zu speichern. Beim wandgeführten Brennverfahren des Versuchsmotors ist die ständige Kraftstoffbenetzung der Kolbenoberfläche prinzipbedingt. Aber selbst beim strahlgeführten Brennverfahren vermutet Krämer [49] einen Zusammenhang zwischen der beobachteten Diffusionsverbrennung in der Nähe der Kolbenoberfläche und den erhöhten HC-Emissionen.

Im Rahmen dieser Untersuchungen wird überprüft, ob durch Beschichtung der Kolbenoberfläche Einfluß auf die Kraftstoffwandanlagerung am Kolben genommen werden kann. Ziel dieser Oberflächenbeschichtungen ist es einerseits, den Einfluß der Kolbenoberfläche auf die HC-Emissionen näher zu untersuchen, und andererseits die Verbrennungsrückstände auf der Kolbenoberfläche zu vermeiden oder zumindest zu reduzieren, damit dort möglichst wenig Kraftstoff nach erfolgter Einspritzung verbleibt.

Die Ergebnisse in **Kapitel 5.2** haben gezeigt, daß die Kolbenform, also die Zerklüftung und die Größe der Kolbenoberfläche, entscheidend zu den erhöhten HC-Emissionen des Versuchsmotors im Vergleich zum MPI-Motor beitragen. **Bild 5-5** zeigt die Oberflächenverhältnisse im Brennraum, wenn der Kolben im oberen Totpunkt steht. Die Kolbenoberfläche ist im OT mit knapp 42% der Gesamtfläche des Brennraumes sehr groß. **Bild 5-6** zeigt, in welche Bereiche sich die Kolbenoberfläche prozentual aufteilt, die in **Bild 5-7** gekennzeichnet sind. Die Kraftstoffmulde bildet ein Drittel der Gesamtfläche des Kolbenbodens. Zusammen mit dem Muldeneintrittsbereich und der Luftmulde besteht die Kolbenoberfläche etwa zur Hälfte aus den beide Mulden.

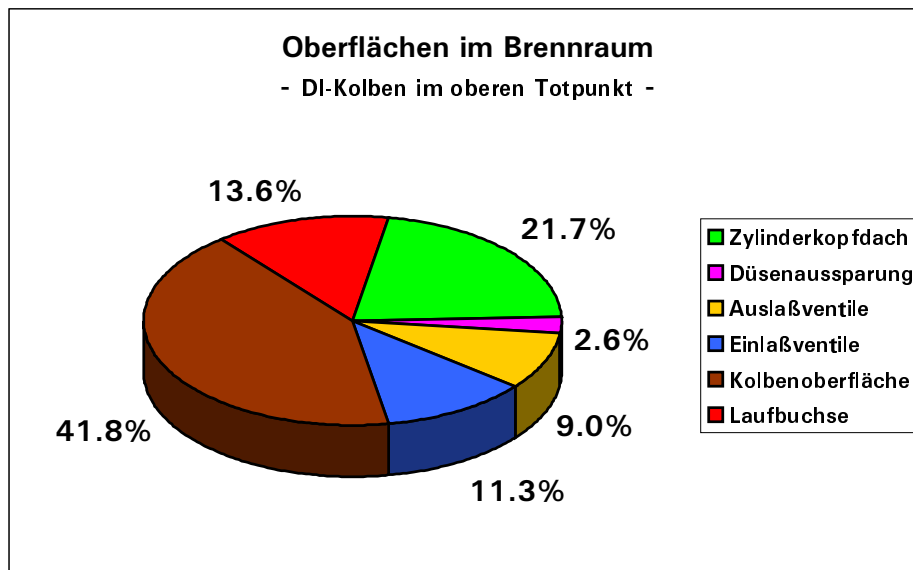


Bild 5-5: Verhältnis der Oberflächen im Brennraum des Versuchsmotors

Durch eine gezielte Oberflächenvergrößerung der Kraftstoffmulde sollte der Einfluß der Kraftstoffmuldenoberfläche mit dem Niveau der HC-Emissionen korreliert werden. Dazu wurde durch thermisches Plasmaspritzen eine sehr grobporige Keramikschicht aus Zirkonoxid auf die Kraftstoffmulde aufgebracht [55], vgl. auch **Kapitel 4.4**.

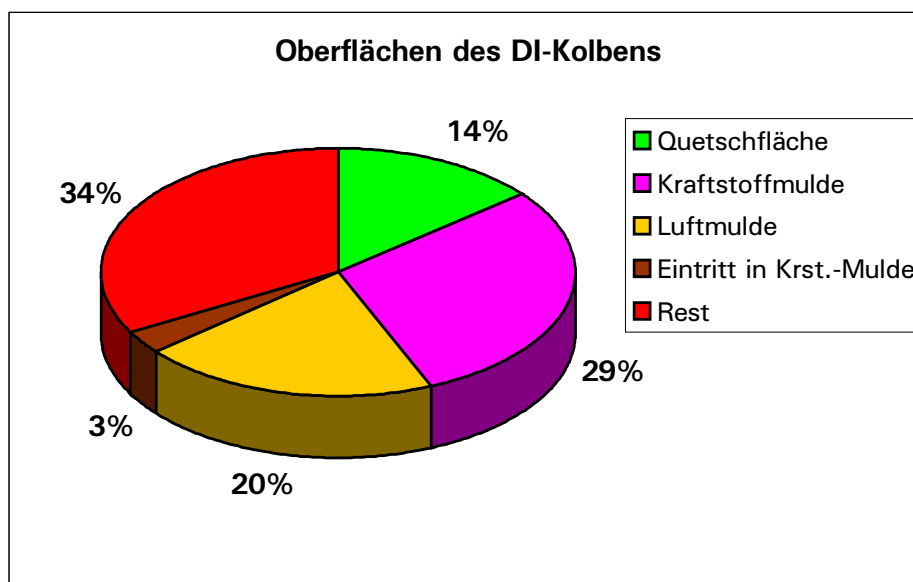


Bild 5-6: Prozentuales Verhältnis der einzelnen Kolbenoberflächenbereiche

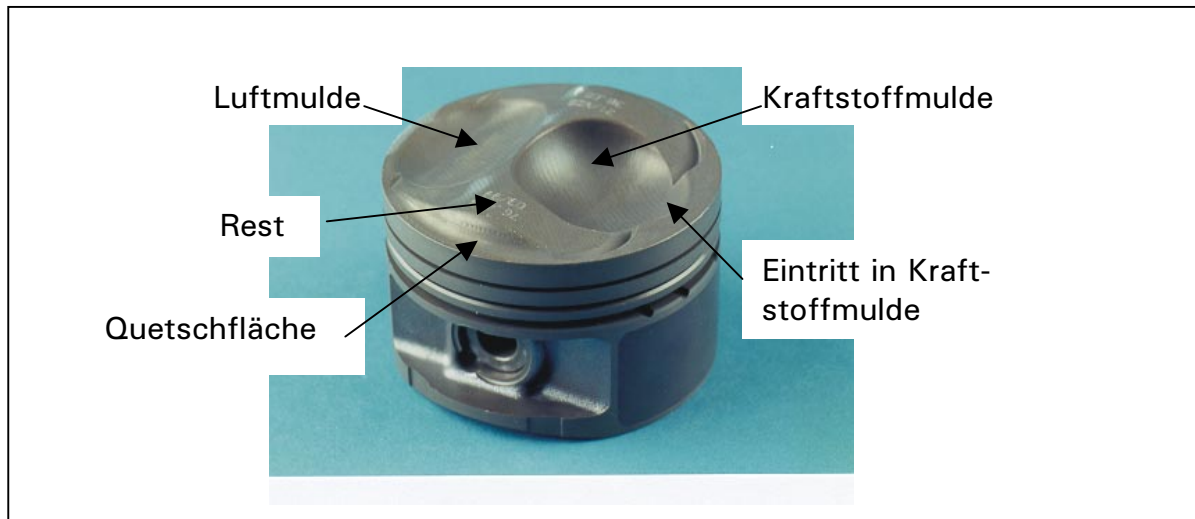


Bild 5-7: Bereiche der Kolbenoberfläche

In **Bild 5-8** sind die FFID-Arbeitsspielanalysen vom unbeschichteten Basis-Kolben und von dem mit ZrO_2 beschichteten Kolben gegenübergestellt. Da die zu erkennenden Phänomene bei magerem Betrieb mit $\lambda = 1,6$ besonders ausgeprägt sind, wurde dieser aussetzerfreie Betriebspunkt dargestellt. Auffällig ist das sehr viel stärker ausgeprägte lokale Maximum im Kurvenverlauf des beschichteten Kolbens bei $720^\circ KW$. Da die Kurvenverläufe sonst nahezu identisch sind und sich die verwendeten Kolben nur durch die Beschichtung der Kraftstoffmulde unterscheiden, charakterisiert dieses Maximum im Kurvenverlauf die Kohlenwasserstoffe, die in der Kraftstoffmulde zwischengespeichert und daher nicht von der Flammenfront erfaßt wurden. Der erste Anstieg der HC-Konzentration nach Öffnen der Auslaßventile erfolgt bei dem beschichteten Kolben etwas später, wodurch die Fläche unter diesem Kurvenmaximum kleiner, als beim unbeschichteten Kolben ist. Dies deutet darauf hin, daß im Zylinderkopfdach oder im Brennraum weniger freie Kohlenwasserstoffe vorhanden sind, vgl. **Kapitel 5-4**. Diese Beobachtung stützt die Vermutung, daß bei dem beschichteten Kolben während und nach der Einspritzung mehr Kraftstoff in der Mulde verbleibt und daher die übrigen HC-Quellen im Brennraum etwas an Bedeutung verlieren. Die genannten positiven und negativen Effekte bezüglich der HC-Rohemissionen heben sich etwa gegenseitig auf, so daß die Vergrößerung der Muldenoberfläche im homogenen

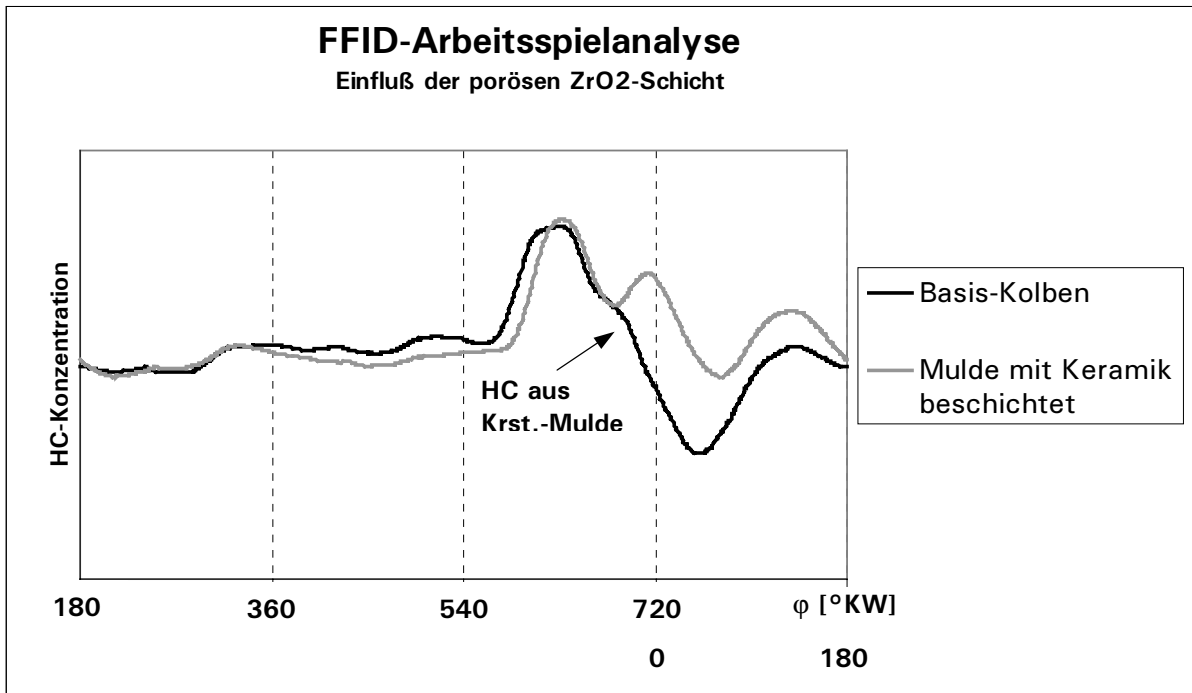


Bild 5-8: Einfluß der Oberflächenvergrößerung der Kraftstoffmulde auf die HC-Emissionen bei $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{me} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1,6$, LBK = auf

Betrieb nur zu einem geringfügigen Anstieg der HC-Rohemissionen führt. Diese Phänomene wurden auch bei allen anderen untersuchten Betriebspunkten beobachtet.

Auf Grund der gezeigten signifikanten Veränderung im FFID-Kurvenverlauf bei 720°KW ist für die folgenden Untersuchungen bekannt, welche Stelle im Kurvenverlauf die HC-Emissionen aus der Kraftstoffmulde zeigt, siehe **Bild 5-8**. Die beschriebenen Versuche haben gezeigt, daß durch kleine, gezielte Modifikationen das Speicherverhalten und das Zeitverhalten verschiedener HC-Quellen im Brennraum verändert werden kann.

Durch das Aufbringen einer Antihafschicht mit sehr geringem Haftreibungskoeffizienten auf der gesamten Kolbenoberfläche soll das Anhaften der zuvor beschriebenen Kohlenstoffpartikel weitgehend verhindert werden. Im Motorbetrieb wurden eine Aluminium- und eine Silizium-Legierung erprobt (vgl. **Kapitel 4.4**). **Bild 5-9** zeigt die FFID-Arbeitsspielanalyse der mit diesen Schichtsystemen versehenen Kolben im Vergleich zum unbeschichteten Basis-Kolben. Bei den beschichteten Kolben sind die HC-Kurvenverläufe im Bereich zwischen 580°KW

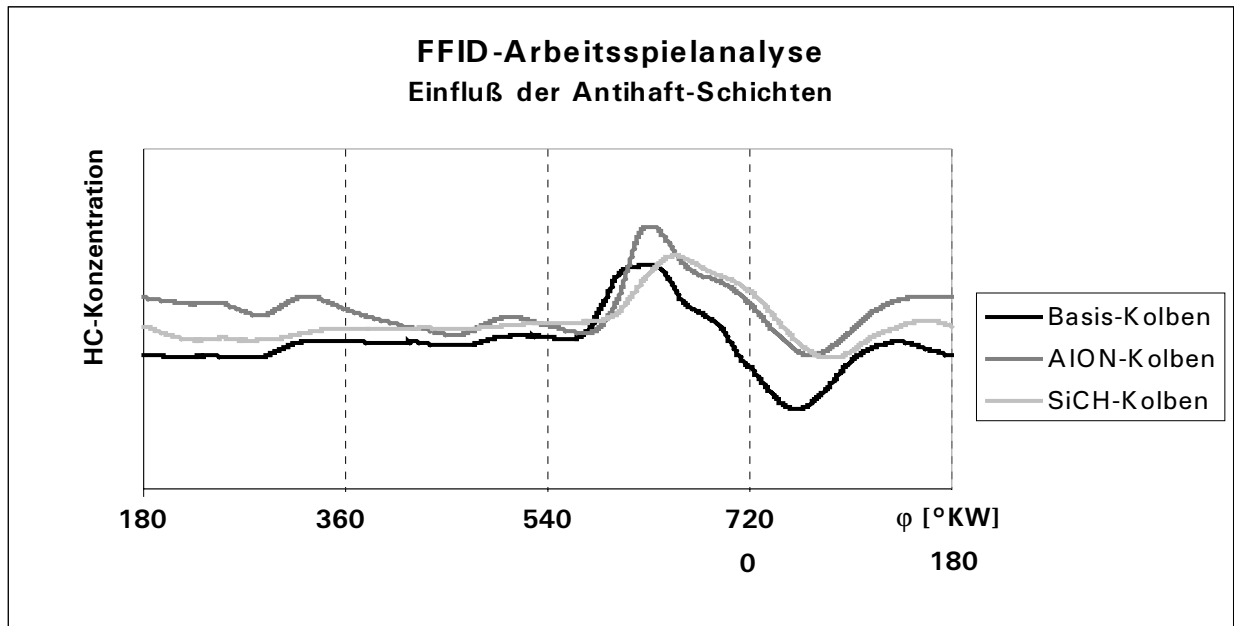


Bild 5-9: Einfluß der Antihafschichten bei $n=2000\text{U}/\text{min}$; $p_{\text{me}}=2\text{bar}$; $\lambda=1,6$;
LBK = auf

und 60°KW nach spät verschoben. Dies trifft insbesondere für die etwas später im Arbeitstakt ausgeschobenen Kohlenwasserstoffe ab ca. 680°KW zu, wo eine Verschiebung um bis zu 50°KW detektiert wurde. Diese Beobachtung deutet darauf hin, daß ein Teil des eingespritzten Kraftstoffes sich nach der Interaktion mit der beschichteten Kolbenoberfläche an anderen Stellen im Brennraum angelagert hat. Da die Kohlenwasserstoffe erst sehr spät ausgeschoben werden, stammen sie vermutlich von anderen Bereichen auf dem Kolbenboden oder es handelt sich um die zunächst an der Zylinderlaufbuchse verbliebenden hochsiedenden HC-Komponenten. Untersuchungen am optischen Motor haben gezeigt, daß der vordere Teil des Kraftstoffstrahls beim beschichteten Kolben während der Einspritzung stark über den Muldenrand hinaus bis in die Luftmulde gelangt. In **Bild 5-10** ist dieses Phänomen abstrahiert dargestellt. Auf diese Weise entsteht praktisch ein zusätzlicher Wandfilm in der Luftmulde. Da bei der anschließenden Verbrennung der Muldensattel, also der Bereich zwischen Kraftstoff- und Luftmulde, durch den beidseitigen Wandfilmabbrand besonders stark thermisch belastet wird, wiesen die beschichteten Kolben in diesem Bereich eine helle Färbung auf, siehe **Bild 5-11**.

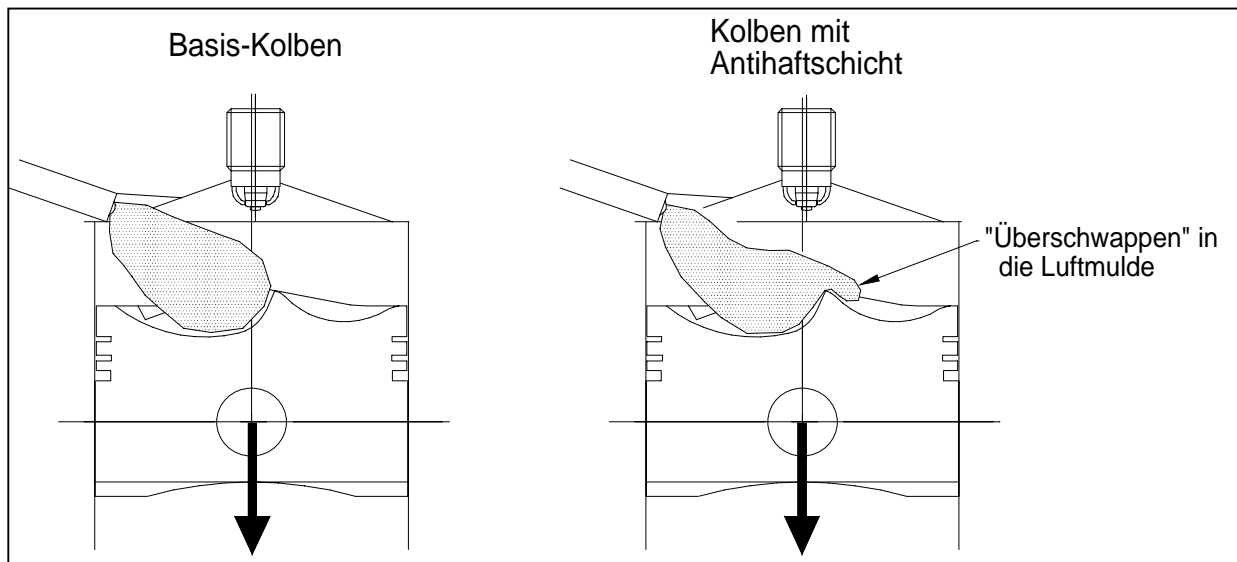


Bild 5-10: Schematisierte Darstellung des Einflusses der Antihaf-Beschichtung auf die Kraftstoff-Kolben-Interaktion

Die eingesetzten Beschichtungen belegen eine Einflußnahme auf den Anteil der HC-Emissionen, die durch die Pleuellageroberfläche verursacht werden. Der in **Bild 5-10** beschriebene Effekt führte jedoch zu einer Erhöhung der HC-Rohemissionen des Versuchsmotors, da zusätzlicher Wandfilm an anderer Stelle auf der Pleuellageroberfläche erzeugt wurde.

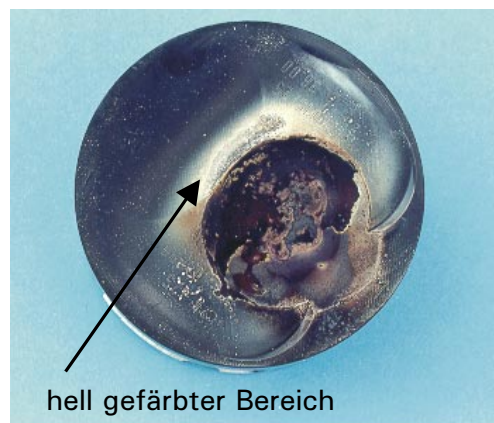


Bild 5-11: Pleuellager mit Antihafbeschichtung nach Einsatz im Motorbetrieb

Eine weitere Möglichkeit, die Verbrennungsrückstände auf der Pleuellageroberfläche zu minimieren, wurde mit Hilfe einer sehr dünnen Zirkonoxidschicht mit amorpher Struktur untersucht, die mit dem PVD-Beschichtungsverfahren auf der gesamten Pleuellageroberfläche aufgebracht wurde. Durch die Schichtsysteme TiN und TiAlN sollte mit dem gleichen Ziel eine chemisch inerte Oberfläche geschaffen werden,

vgl. **Kapitel 4.4**. Die Gegenüberstellung der mittels EDX-Verfahren (Energetic Dispersive X-Ray) ermittelten Spektren der Verbrennungsrückstände, die auf der Oberfläche von Basiskolben und mit TiN beschichtetem Kolben abgelagert sind, zeigt **Bild 5-12**. Auf beiden Kolben haben sich Kohlenstoff und Sauerstoff abge-

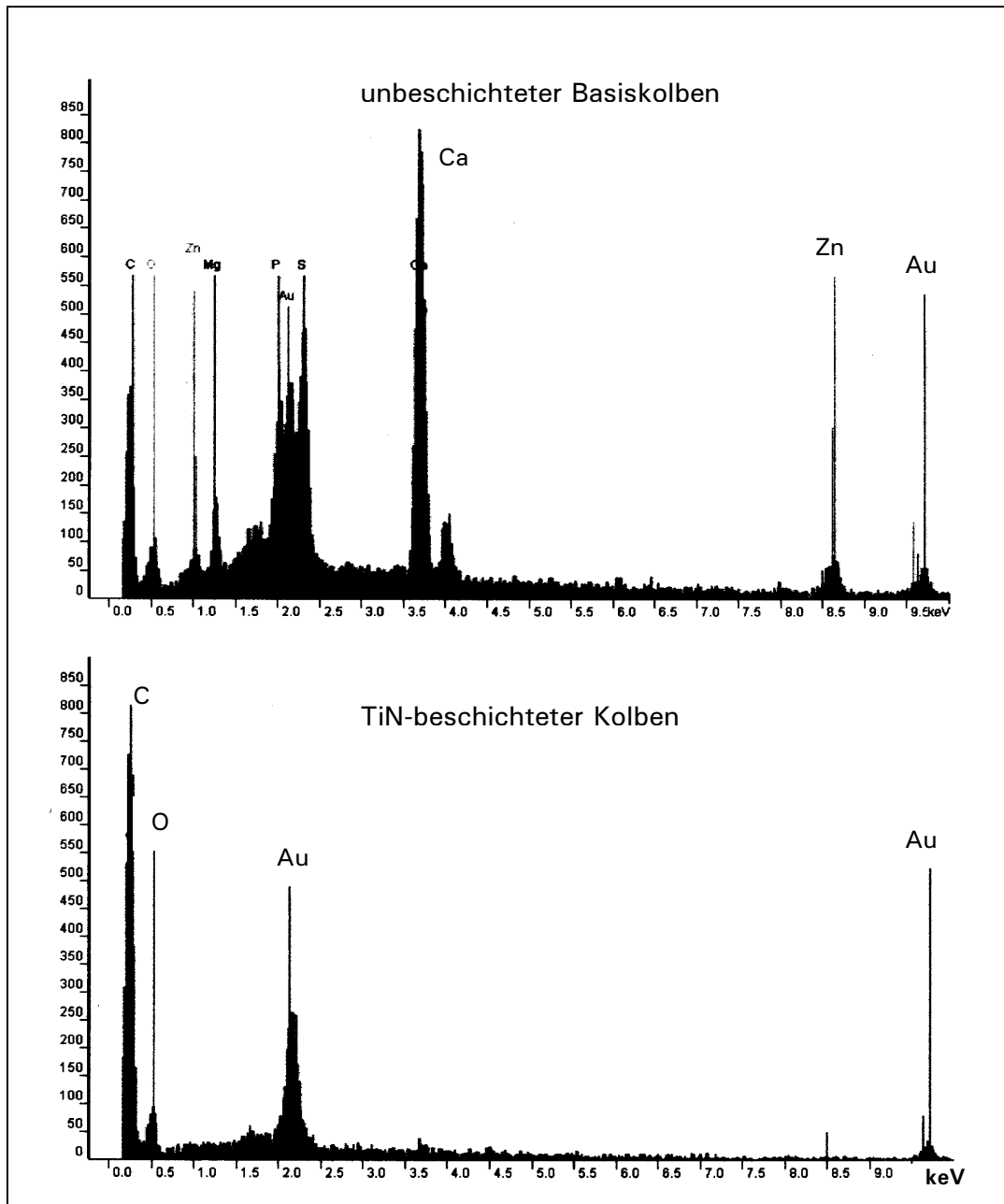


Bild 5-12: Spektren der abgelagerten Verbrennungsrückstände auf unbeschichtetem Basiskolben (oben) und mit TiN-beschichtetem Kolben (unten). Dargestellt sind die Energie für die Identifikation der Elemente auf der Abzisse und die Impulsraten als Angabe für den Gehalt an den betreffenden Elementen in den Verbrennungsrückständen auf der Ordinate. Gold (Au) wurde nachträglich für die REM-Aufnahmen aufgebracht.

lagert, jedoch sind auf dem Basiskolben zusätzlich die Elemente Zink, Phosphor, Magnesium, Schwefel und Kalzium. Das Gold wurde nachträglich aufgebracht, um REM-Aufnahmen machen zu können. Die Struktur der Verbrennungsrückstände ist außerdem bei den beschichteten Kolben deutlich unterschiedlich zu der der unbeschichteten Basiskolben, wie es die REM-Aufnahmen eines vergrößerten Ausschnittes aus der Luftmulde in **Bild 5-13** zeigen. Die viel zerklüfteteren Ablagerungen auf der Oberfläche des unbeschichteten Basiskolbens können wesentlich mehr Kohlenwasserstoffe zwischenspeichern, als die feiner strukturierten Rückstände auf der beschichteten Oberfläche. Die Spalträume weisen eine Breite von bis zu $20\mu\text{m}$ auf. Wie in **Bild 5-14** dargestellt, bewirken tatsächlich alle drei

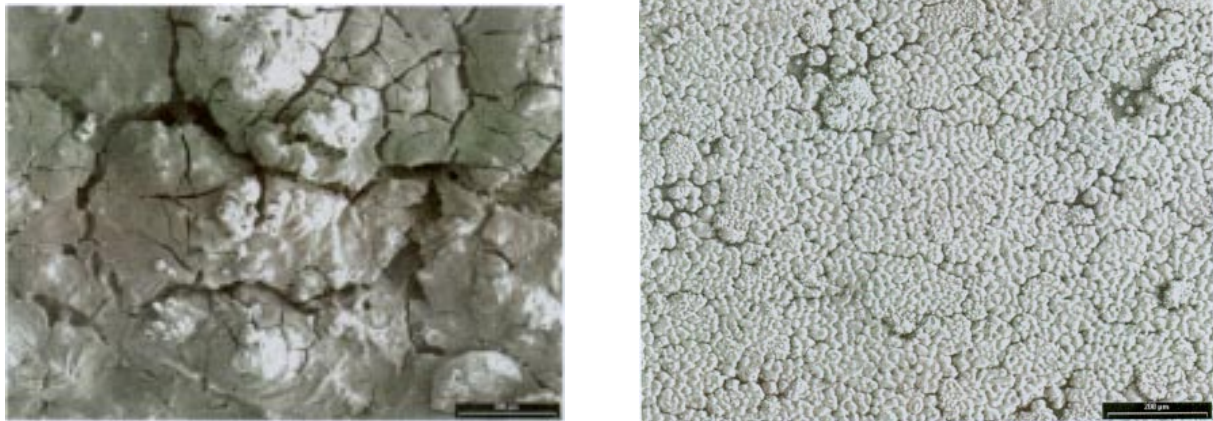


Bild 5-13: Struktur der abgelagerten Verbrennungsrückstände im Bereich der Kolben-Luftmulde; links: unbeschichteter Basiskolben, rechts: TiN-beschichteter Kolben; Vergrößerung 100:1

Schichtsysteme eine signifikante Absenkung der HC-Rohemissionen gegenüber der unbeschichteten Basis. Da in den fein strukturierten Ablagerungen des beschichteten Kolbens weniger Kohlenwasserstoffe zwischengespeichert werden, dampft hier auch ein geringerer Teil nach erfolgter Verbrennung aus. Die von der Kolbenoberfläche abdampfenden Kohlenwasserstoffe werden zum Teil im Brennraum und im Auslaßtrakt durch Nachoxidation reduziert. Bei hohen Drehzahlen bleibt für diese Nachoxidation jedoch nur wenig Zeit, so daß dieser Effekt bei niedrigen Drehzahlen von größerer Bedeutung ist. Außerdem ist im Brennraum bei den verschiedenen Drehzahlen eine deutlich unterschiedliche Ladungsbewegung vorhanden, die die Gemischbildung und die Wandanlagerung von Kraftstoff

beeinflusst. Es kann also festgehalten werden, daß die beschichtungsbedingte Verringerung der HC-Rohemissionen drehzahlabhängig ist.

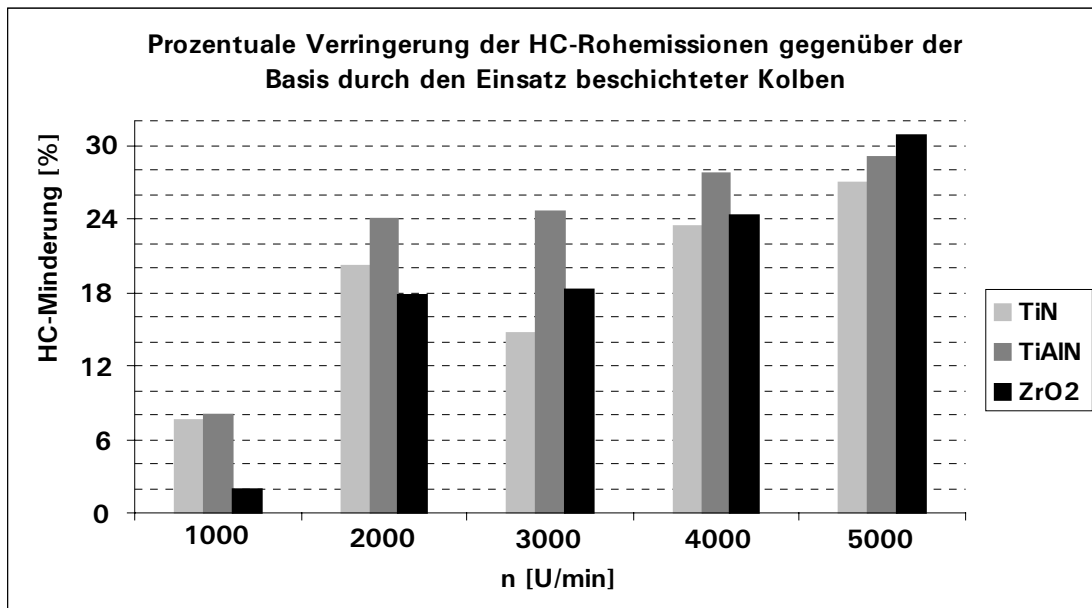


Bild 5-14: Prozentuale Verringerung der HC-Rohemissionen durch die Beschichtungssysteme TiN, TiAlN und ZrO₂ bei $p_{me} = 2\text{bar}$; $\lambda = 1$

5.3.1 Kraftstoff-Wand-Interaktion auf der Kolbenoberfläche

Die Ergebnisse der zuvor beschriebenen Untersuchungen haben eindeutig gezeigt, daß während eines Arbeitsspieles ein Teil des eingespritzten Kraftstoffes auf der Kolbenoberfläche zwischengespeichert wird. Aus diesem Grund wurden Untersuchungen zu grundlegenden Phänomenen der Kraftstoff-Wandinteraktion durchgeführt, deren mögliche Mechanismen in **Bild 5-15** dargestellt sind. Beim Auftreffen von Kraftstofftropfen auf der Kolbenoberfläche prallt ein Teil der Tröpfchen von der Kolbenoberfläche ab und ein Teil der Tröpfchen verbleibt auf der Oberfläche. Dieses Verhalten der Tröpfchen bei der Interaktion mit der Kolbenoberfläche hängt im Wesentlichen von der Weberzahl We_{Tr} als Verhältnis von Trägheits- zu Oberflächenkräften ab.

$$We_{Tr} = \frac{w_{Tr}^2 * \rho_{Tr} * d_{Tr}}{\sigma} \quad 5-1[64]$$

Mit: w_{Tr} = Tropfengeschwindigkeit, ρ_{Tr} = Tropfendichte,
 d_{Tr} = Tropfendurchmesser, σ = Oberflächenspannung des Tropfens.

Kleine Tropfen mit hoher Oberflächenspannung ($We_{Tr} < 30$)¹ prallen von der Oberfläche direkt wieder ab. Auch Tropfen, die unter einem flachen Winkel auf die Kolbenoberfläche treffen und dadurch eine geringe Normalkomponente der Geschwindigkeit zur Kolbenfläche aufweisen, prallen von der Oberfläche ab. Große Tropfen, die im Verhältnis zur Oberflächenspannung eine sehr große Trägheit aufweisen ($We_{Tr} > 80$)¹, zerplatzen beim Aufprall in zahlreiche kleinere Tröpfchen. Von diesen kleineren Tröpfchen werden einige direkt zur Bildung des Frischgemisches beitragen, während der restliche Anteil auf der Kolbenoberfläche verbleibt. Die im folgenden ablaufenden physikalischen Effekte an der Oberfläche sind im Wesentlichen vom Wärmeübergang zwischen Flüssigkeitsfilm und Kolben und von der Oberflächenspannung des Flüssigkeitsfilmes abhängig. Neben den oben beschriebenen Tropfenaufprallmechanismen ist auch die örtliche Flüssigkeitsbeaufschlagungsdichte an der Oberfläche für den Wärmeübergang entscheidend. Unter den innermotorischen Randbedingungen im Versuchsmotor sind Blasensie-

¹ Diese Angabe hat Gültigkeit für Wasser gemäß [94]. Für den in den vorliegenden Untersuchungen verwendeten Kraftstoff Super Plus können die Werte für We_{Tr} leicht davon abweichen

den und Filmsieden unwahrscheinlich. Damit es zum Blasensieden kommt, müßte die Flüssigkeitsfilmdicke größer als der kritische Abreißdurchmesser sein. Die hierfür erforderliche, minimale Filmdicke von etwa $150\mu\text{m}$ bis $200\mu\text{m}$ ist auf der Kolbenoberfläche nicht zu erwarten [40]. Die für Filmsieden erforderliche Leidenfrosttemperatur T_L ist im Brennraum nicht erreichbar, wie die folgenden Untersuchungen belegen. Wieviel Kraftstoff an der Kolbenoberfläche in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur verdunstet und welche Verdampfungszeiten auftreten, ist Gegenstand der im folgenden beschriebenen Untersuchungen. Für diese

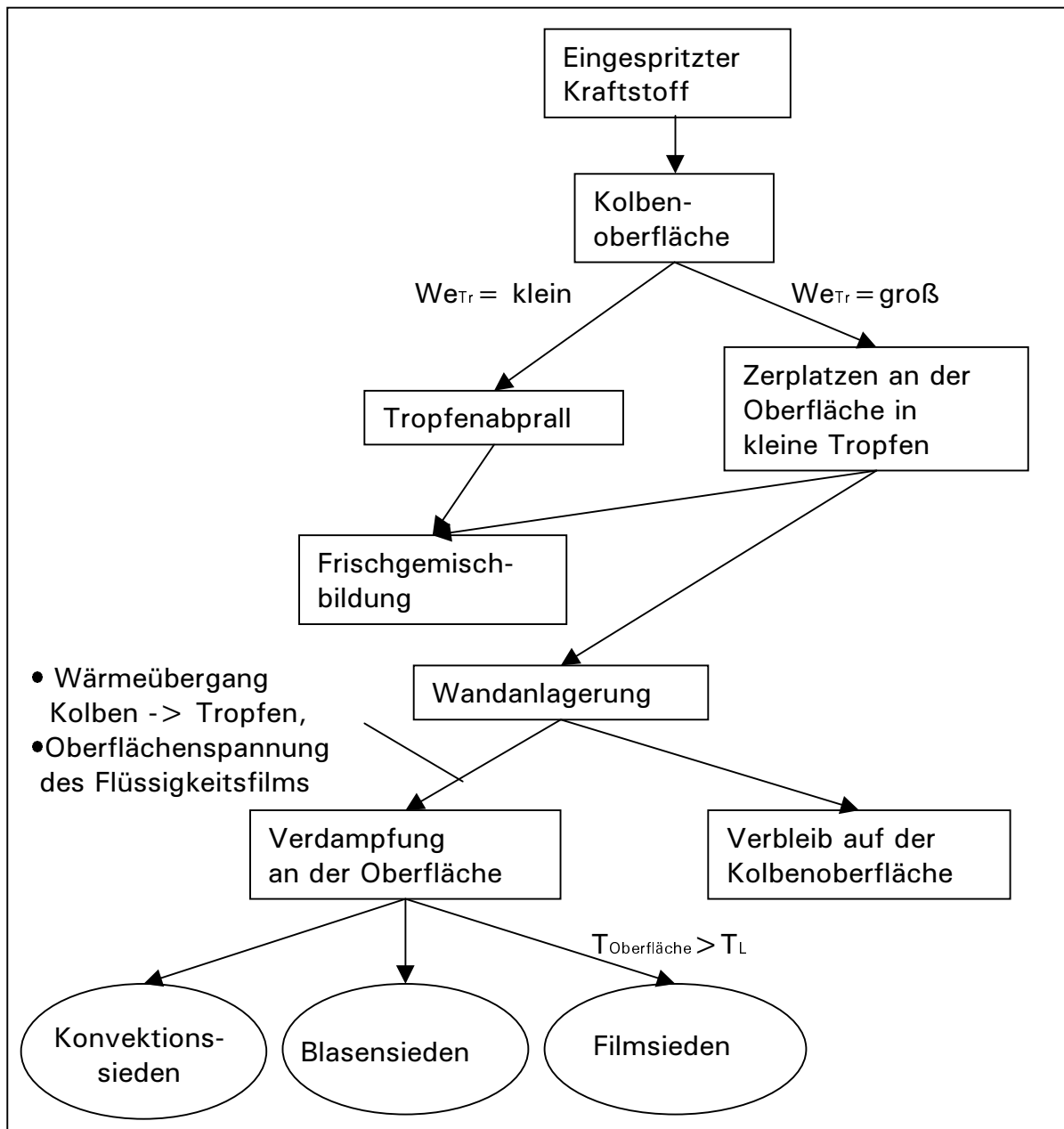


Bild 5-15: Mögliche Mechanismen bei der Kraftstoff-Wand-Interaktion auf der Kolbenoberfläche

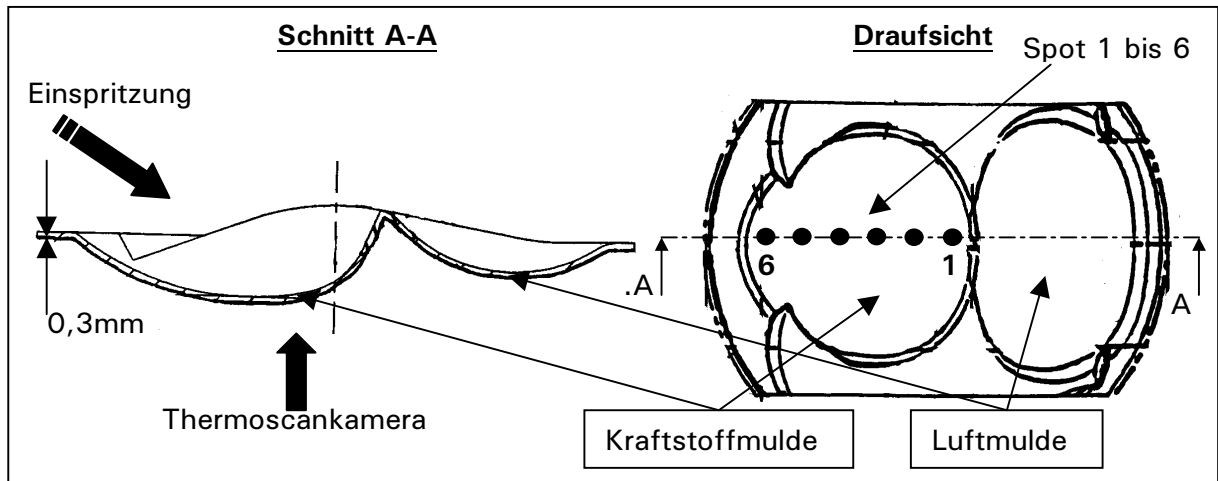


Bild 5-16: Kolbenblech und Anordnung von Einspritzdüse und Thermoscankamera

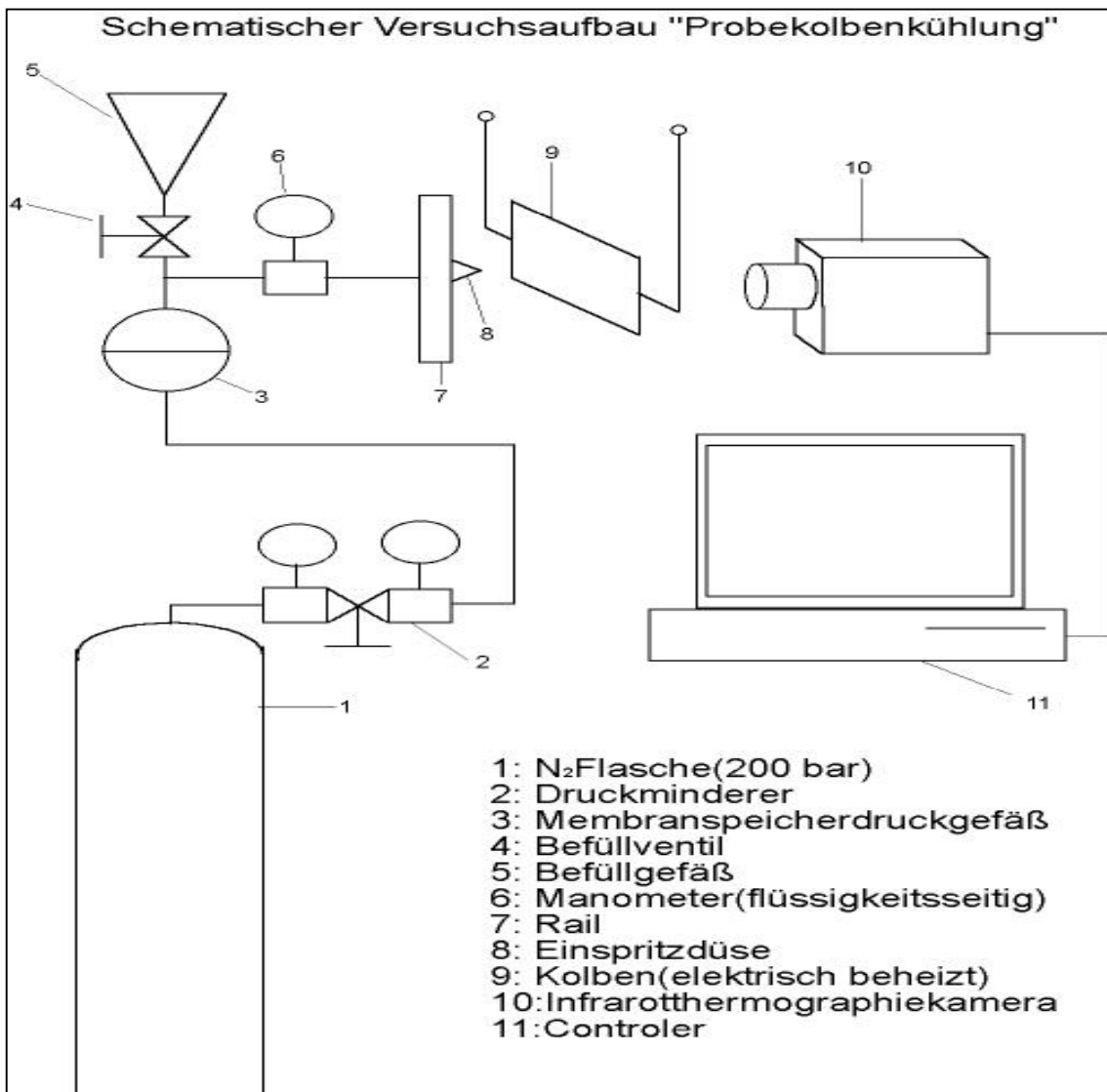


Bild 5-17: Versuchsaufbau für die Untersuchungen zur Kraftstoff-Wandinteraktion

Untersuchungen wurde ein Kolben mechanisch so bearbeitet, daß nur noch ein „Blech“ mit der Stärke 0,3mm gemäß **Bild 5-16** übrig blieb. Dieses Kolbenblech wurde durch elektrischen Strom auf Temperaturen zwischen 200°C und 300°C erwärmt. Mit einer Einspritzdüse wurden manuell ausgelöste Einzeleinspritzungen auf die Kolbenoberfläche gespritzt. Die geometrische Lage von Kolben und Einspritzdüse zueinander war genau so wie im Versuchsmotor. Die eingespritzte Kraftstoffmenge betrug immer 8mg und entsprach somit immer einer Einzeleinspritzung bei $n=2000\text{U}/\text{min}$ und $p_{\text{me}}=2\text{bar}$. Der erforderliche Kraftstoffraildruck wurde durch Stickstoff erzeugt. Mittels einer Thermoscankamera wurde der zeitliche Temperaturverlauf an verschiedenen Orten auf dem Kolbenblech von der trockenen Rückseite her mit 2500 Bildern/s erfaßt. Den Versuchsaufbau zeigt **Bild 5-17**.

Bild 5-18 zeigt die Temperaturverläufe am Meßpunkt Spot 2 im hinteren Drittel der Kraftstoffmulde auf der Mittelachse des Kolbenbleches für Starttemperaturen von 200°C bis 300°C. Die Kurven wurden vertikal aufeinander geschoben, um eine direkte Gegenüberstellung gewährleisten zu können. Durch das Auftreffen des Kraftstoffstrahles kühlt sich die Oberfläche um $\text{ca. } \Delta T_{\text{Oberfläche}} = 2\text{K}$ ab. Durch Kraftstoffverdampfung an der beheizten Oberfläche vermindert sich die Kühlwirkung durch den Kraftstoff, was zu dem anschließenden Temperaturanstieg führt. Eine vollständige Verdampfung der Flüssigkeit auf der Oberfläche wäre erst erreicht, wenn sich die ursprüngliche Kolbenblechtemperatur wieder eingestellt hat. Da die zur Verfügung stehende Gemischbildungszeit im Versuchsmotor bei $\text{ASB} = 310^\circ\text{KW v.ZOT}$, $n = 2000\text{U}/\text{min}$ und $\text{ZZP} = 20^\circ\text{KW v.ZOT}$ 24ms beträgt, ist aus diesen Versuchen ersichtlich, daß in dieser kurzen Zeitspanne keine nennenswerte Kraftstoffmenge durch den Kontakt mit der warmen Kolbenoberfläche verdampfen kann. Dieses Ergebnis trifft für alle untersuchten Oberflächentemperaturen zu. In **Bild 5-19** sind die Kolbenblechtemperaturverläufe nach einer Einzeleinspritzung an verschiedenen Meßpositionen Spot 1 bis 6 in der Kraftstoffmulde entlang der Mittellinie A-A in **Bild 5-16** dargestellt. Diese Meßergebnisse zeigen, daß die oben beschriebenen Phänomene nicht nur von den untersuchten Oberflächentemperaturen, sondern auch örtlich und damit von der Beaufschlagungsdichte weitestgehend unabhängig sind.

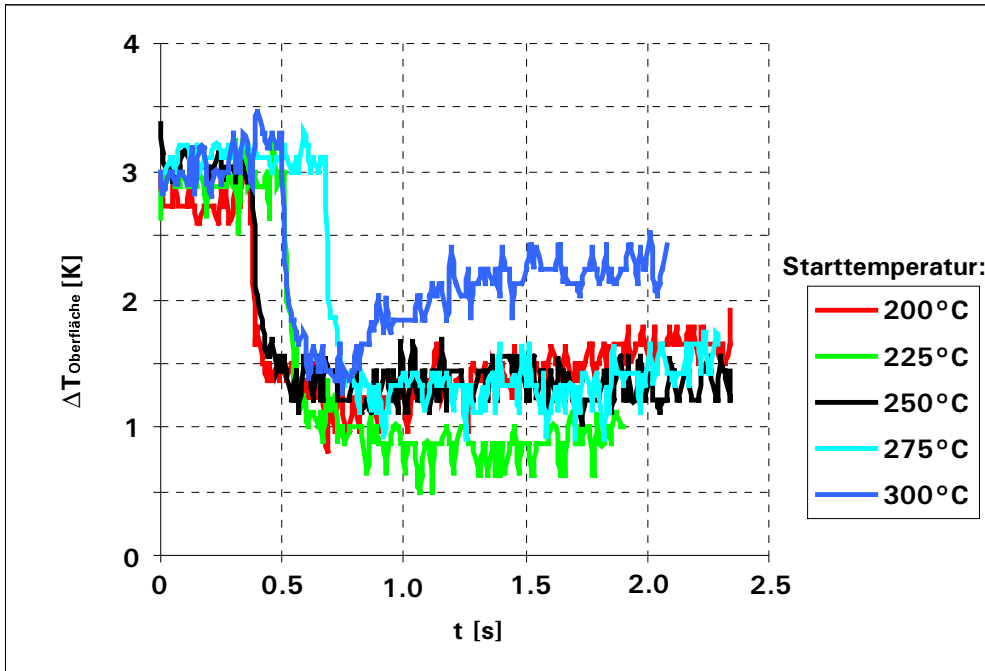


Bild 5-18: Temperaturverläufe des Kolbenbleches an Spot 2 für unterschiedliche Starttemperaturen

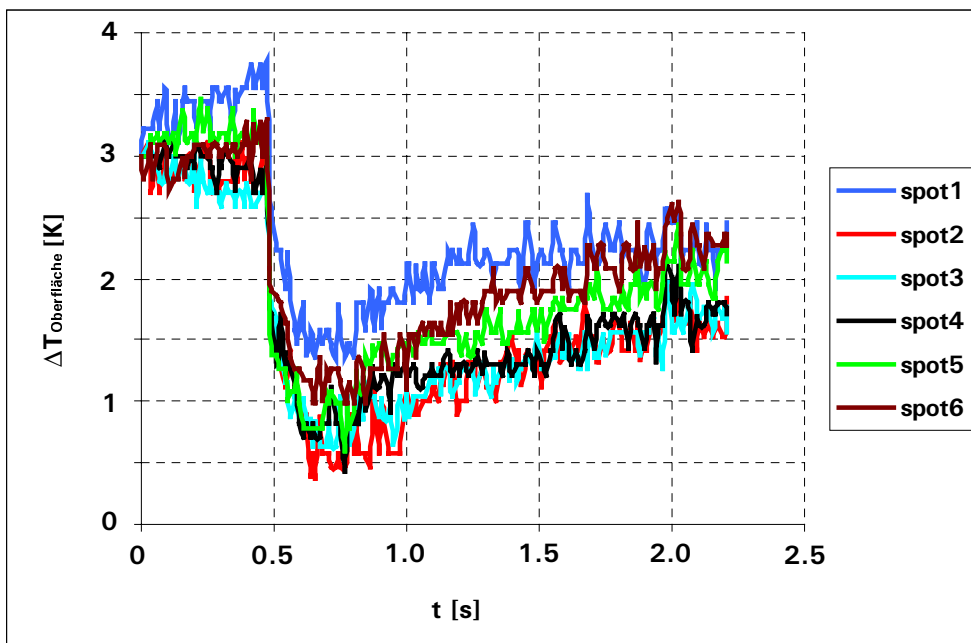


Bild 5-19: Temperaturverläufe des Kolbenbleches an sechs unterschiedlichen Meßpositionen auf der Mittelachse der Kraftstoffmulde

5.4 Einfluß des Kraftstoff-Luftverhältnisses

Neben der Teillast mit Ladungsschichtung und dem stöchiometrischen, teils unterstöchiometrischen homogenen Vollastbetrieb wird der Benzin-Direkteinspritzmotor in gewissen Kennfeldbereichen auch homogen-mager betrieben, siehe **Kapitel 2.1**. Um mehr Erkenntnisse über die HC-Quellen bei dieser Betriebsart zu erlangen, wurden im Betriebspunkt $n=2000\text{U/min}$ und $p_{me}=2\text{bar}$ Lambdavariationen untersucht. Dabei wurde das Kraftstoff-Luftverhältnis von 0,8 bis 1,6 in $\Delta\lambda=0,1$ -Schritten variiert. **Bild 5-20** zeigt die Abhängigkeit der relativen HC-Emissionen des Versuchsmotors vom Kraftstoff-Luftverhältnis in dem untersuchten Betriebspunkt.

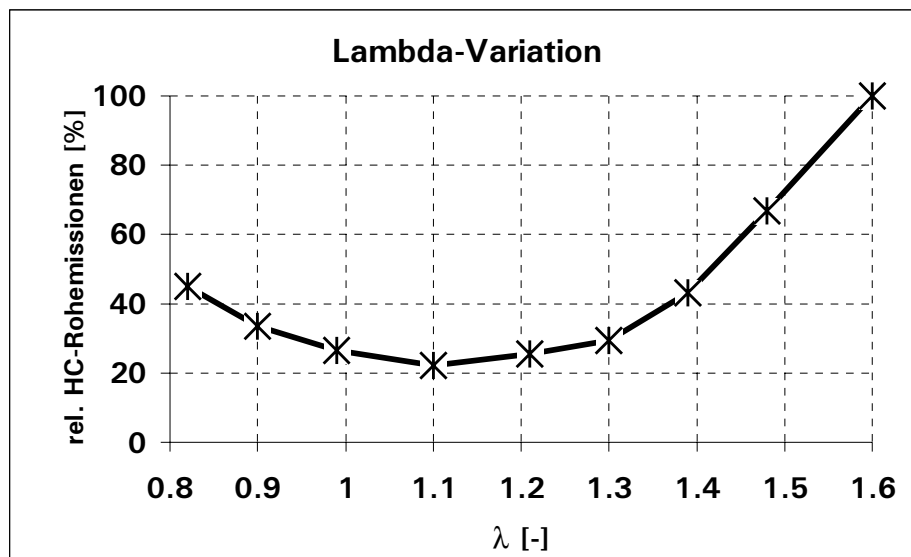


Bild 5-20: λ -Variation im homogenen Motorbetrieb bei $n=2000\text{U/min}$ und $p_{me}=2\text{bar}$

Das Minimum der HC-Emissionen liegt bei $\lambda=1,1$. Ebenso wie bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung und auch bei Dieselmotoren steigen die HC-Emissionen des Versuchsmotors sowohl durch Abmagerung als auch durch Anfettung des Gemisches an. Für Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung und Dieselmotoren gibt es bereits ausführliche Untersuchungen zu diesem Thema, die fundierte Erklärungsansätze bereitstellen, z.B. [65], [66], [67]. Fetttes Kraftstoff-Luftgemisch mit einem Luftmangel während der Verbrennung erzeugt unverbrannte Kohlenwasserstoffe. Diesen Luftmangel dokumentiert auch der starke Anstieg der Kohlenmonoxid-Emissionen bei Gemischanfettung. Mit zunehmender Gemischabma-

gerung sinkt die Brennraumtemperatur, dadurch verschlechtern sich Nachoxidationsbedingungen im Brennraum und auch im Abgastrakt. Desweiteren werden die brennraumbegrenzenden Wände kälter, wodurch die Gefahr des Flammenlöschens in der Nähe der kalten Wand zusätzlich erhöht wird. Die Restgasmasse steigt mit zunehmendem Lambda, da wegen des reduzierten Gemischheizwertes die Temperatur des Restgases sinkt. Das heißt, der Luftüberschuß und die größere Restgasmasse sind verantwortlich für die niedrige Brennraumtemperatur bei höheren Lambda-Werten. In der Folge verringert sich die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit, wodurch die Flamme der Kolbenbewegung im Expansionstakt nicht mehr folgen kann. Dadurch entzieht sich eine Frischgemischzone, die sich direkt oberhalb des Kolbens befindet, der Verbrennung [35], [36], [66]. Je magerer das Frischgemisch ist, desto dominierender ist der Einfluß dieser Quenchzone in Brennraummitte auf die Höhe der HC-Emissionen.

Im folgenden wird mittels LIF-Messungen am Glaszylindermotor überprüft, ob der oben beschriebene Zusammenhang ebenso beim Brennverfahren mit Benzindirekteinspritzung zutrifft. **Bild 5-21** zeigt die Verteilung der Kohlenwasserstoffe im Brennraum nach abgeschlossener Verbrennung. Der Kolben steht im unteren Totpunkt und die Auslaßventile sind gerade geöffnet. Beim sehr mageren Kraftstoff-Luftverhältnis $\lambda = 1,6$ ist eine nahezu homogene Verteilung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe in Form einer Gemischwolke im Brennraum vorhanden,

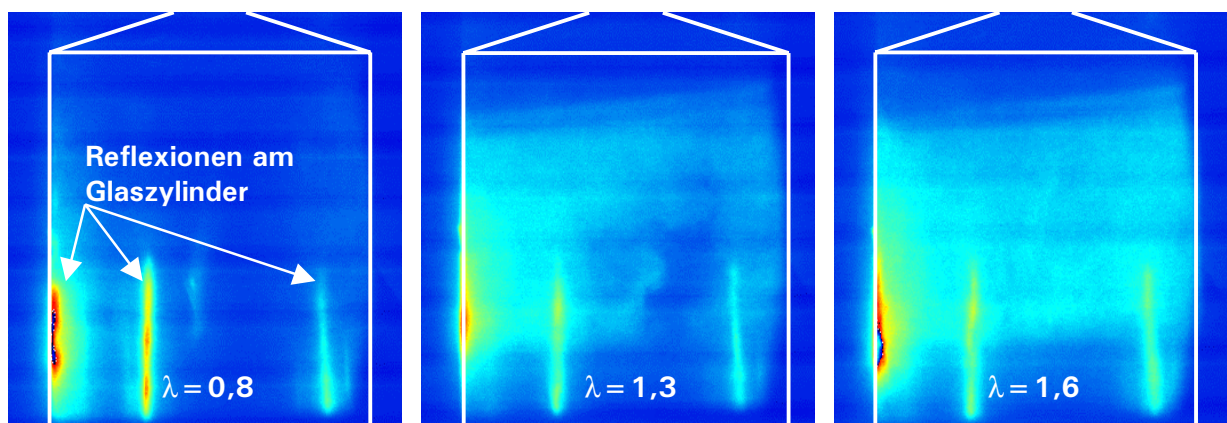


Bild 5-21: Verteilung von Kohlenwasserstoffen im Brennraum nach abgeschlossener Verbrennung zum Zeitpunkt 180°KW nach ZOT bei $n = 2000\text{U/min}$, $p_{me} = 2\text{bar}$, LBK = auf für unterschiedliche λ -Werte [68]

die durch die hellblaue Färbung in **Bild 5-21** dargestellt ist. Bei $\lambda = 1,3$ ist diese Gemischwolke wesentlich kleiner und eher einlaßseitig positioniert. Bei $\lambda = 0,8$ ist solch eine Gemischwolke nicht mehr vorhanden. Diese Meßergebnisse zeigen, daß die bekannten, zuvor beschriebenen Phänomene, die zu den erhöhten HC-Emissionen bei homogenem Magerbetrieb führen weitgehend auch beim Ottomotor mit Direkteinspritzung zutreffen.

Einen Vergleich der FFID-Arbeitsspielanalysen des sehr fetten Gemisches mit $\lambda = 0,8$, des sehr mageren Gemisches mit $\lambda = 1,6$ und des HC-optimalen Gemisches mit $\lambda = 1,1$ zeigt **Bild 5-22**.

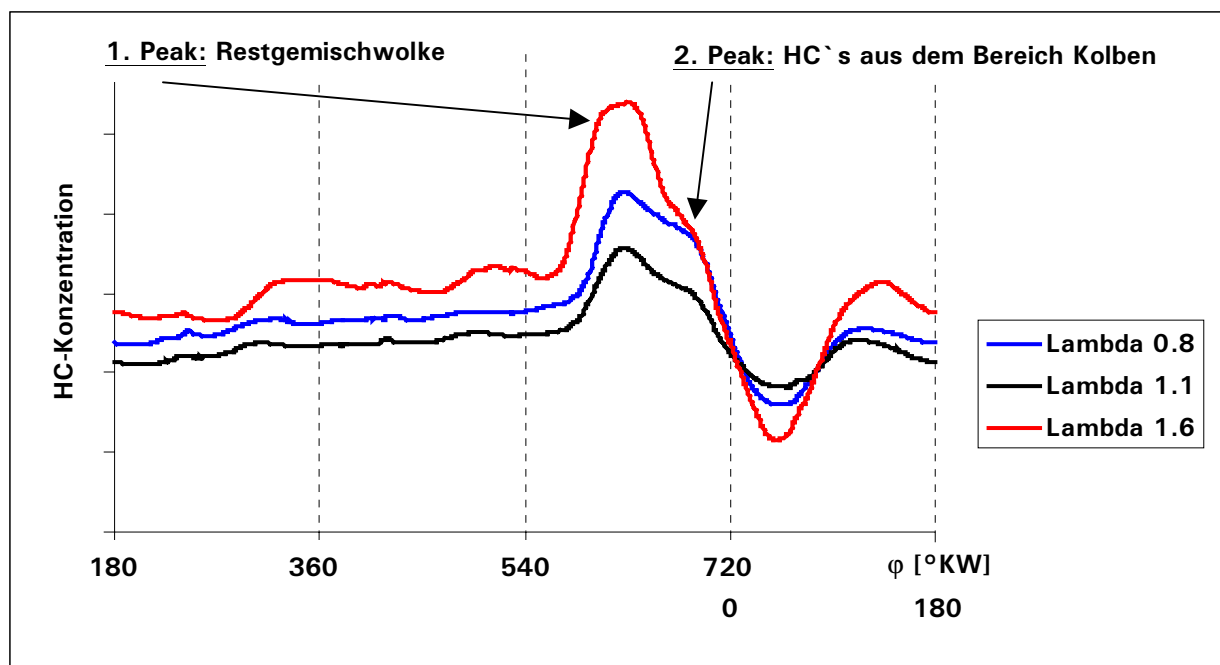


Bild 5-22: FFID-Arbeitsspielanalyse für eine λ -Variation bei $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{me} = 2 \text{ bar}$, LBK = auf

Die drei Kurvenverläufe unterscheiden sich wesentlich im Verhältnis zwischen dem ersten HC-Spitzenwert bei ca. 635°KW und dem zweiten Peak bei ca. 680°KW . Bei $\lambda = 1,6$ ist der Peak bei ca. 635°KW sehr viel ausgeprägter als bei den anderen beiden Kraftstoff-Luftverhältnissen. Die oben beschriebene, bei dem sehr mageren Gemisch recht große Frischgemischwolke, äußert sich in diesem stark ausgeprägten Peak zu Beginn der Auslaßphase. Diese Frischgemischwolke kann schon bei geringem Ventilhub sehr schnell in den Auslaßtrakt entweichen.

Daher liegt der erste meßbare Anstieg in der HC-Konzentration etwas früher, als in den anderen beiden Fällen.

Während die Masse an Kohlenwasserstoffen, die in den Ablagerungen auf der Kolbenoberfläche zwischengespeichert wurden, bei $\lambda = 1,6$ im Verhältnis zu den Kohlenwasserstoffen aus der Restgemischwolke sehr klein ist, gewinnt die HC-Zwischenspeicherung auf dem Kolben bei den „fetteren“ Betriebspunkten zunehmend an Bedeutung. Darauf deutet der Peak bei ca. 680°KW hin, der mit abnehmendem Kraftstoff-Luftverhältnis immer ausgeprägter wird.

Eine Bestätigung dieser Kurveninterpretation liefert die Betrachtung der FFID-Arbeitsspielanalysen der mit der Antihafschicht Al-O-N versehenen Kolben aus **Kapitel 5.3**. Wie die Darstellung in **Bild 5-10** zeigt, dehnte sich der Kraftstoffwandfilm in die Luftmulde der Kolben durch die Antihafbeschichtung der Kolbenoberfläche aus. Das Verhältnis zwischen den emittierten Kohlenwasserstoffen aus dem Kolbenbereich zu denen aus der Restgemischwolke in Abhängigkeit von λ ist daher bei diesen Kolben erwartungsgemäß anders. Der zweite Peak im FFID-Signal ist gegenüber dem ersten Peak stärker ausgeprägt, siehe **Bild 5-23**. Bei Betrachtung der Kurve für das HC-optimale $\lambda = 1,1$ in **Bild 5-22** wird unter Berücksichtigung der oben getroffenen Annahmen ersichtlich, daß die Kohlenwasserstoffe aus der Restgemischwolke und dem Kolbenbereich fast gleichermaßen für die Summen-Kohlenwasserstoffe verantwortlich sind.

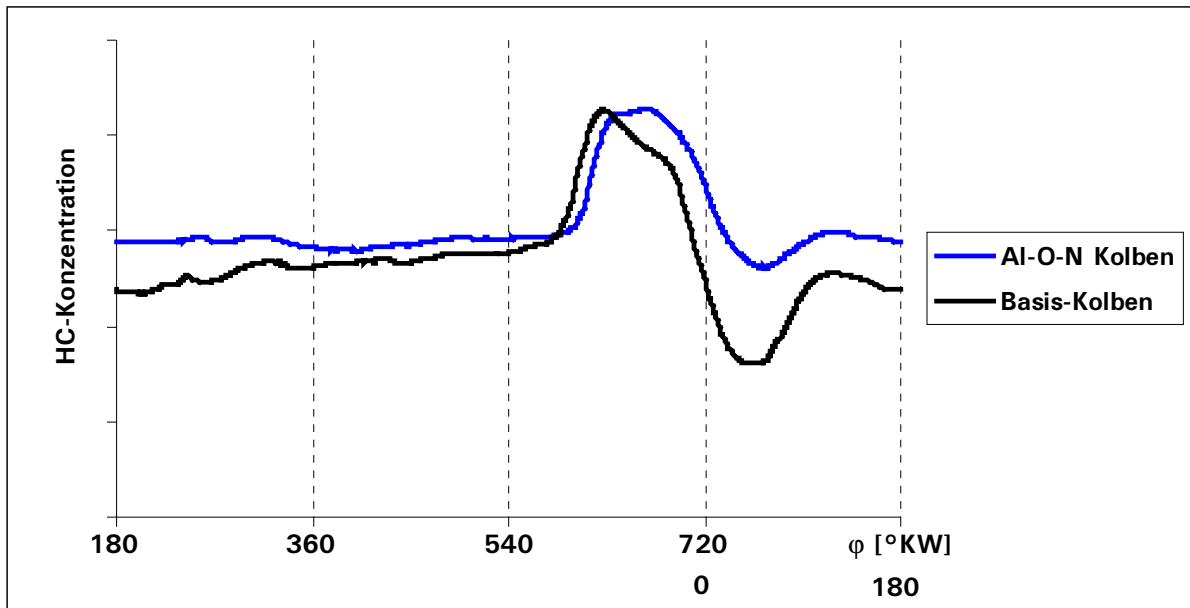


Bild 5-23: Einfluß der Antihafbeschichtung auf die Gewichtung der HC-Quellen im Brennraum im Vergleich zum unbeschichteten Basiskolben bei $n = 2000\text{U}/\text{min}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\lambda = 1$

5.5 Einfluß der Ladungsbewegung

Um eine ausreichende Zylinderfüllung zu gewährleisten, wird der Versuchsmotor bei hohen Drehzahlen und hohen Lasten mit geöffneter Ladungsbewegungsklappe betrieben. Bei niedrigeren Drehzahlen soll die durch ein Schließen der Ladungsbewegungsklappe erhöhte Tumbleströmung die Gemischbildung unterstützen. Erhöhte Ladungsbewegung im Brennraum bedingt aber auch höhere Wandwärmeverluste, wodurch hier bezüglich der HC-Emissionen zwei gegenläufige Effekte vorhanden sind. Wie **Bild 5-24** zeigt, weisen alle untersuchten Teillastbetriebspunkte bei geschlossener LBK höhere HC-Rohemissionen als bei geöffneter LBK auf.

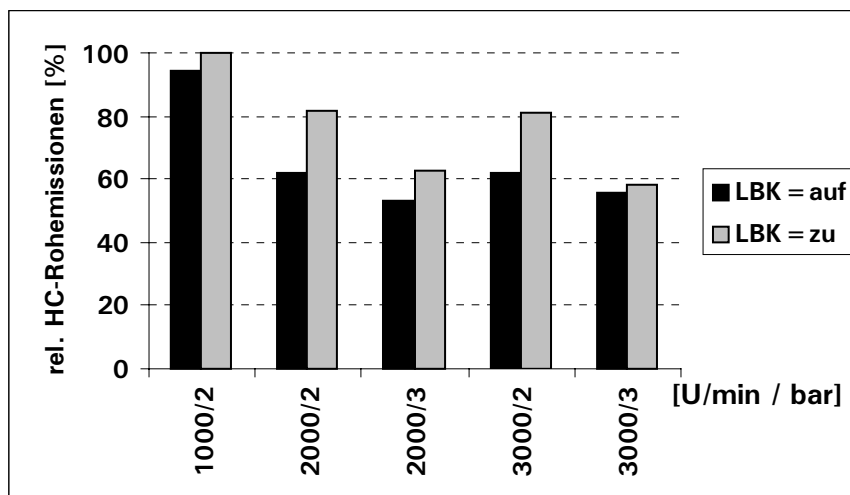


Bild 5-24: HC-Rohemissionen in Abhängigkeit von der LBK-Stellung bei unterschiedlichen Motorbetriebspunkten mit $\lambda = 1$

Um diese Meßergebnisse erklären zu können, werden die Unterschiede in der Gemischbildung, Verbrennung und deren Auswirkungen auf die HC-Quellen und HC-Emissionen im folgenden untersucht. **Bild 5-25** zeigt die mit wandbündiger, auslaßseitiger Gasentnahme ermittelten HC-Verläufe bei geöffneter und geschlossener LBK. Die Zündung erfolgte in diesem Versuch 21°KW vor dem oberen Totpunkt. Die Verbrennung der Kohlenwasserstoffe an der Meßstelle zeigt den steilen Abfall der HC-Konzentration bei ca. 8°KW vor ZOT. Während der Gemischbildung, also vor 340°KW ist die Zylinderladung bei geschlossener LBK

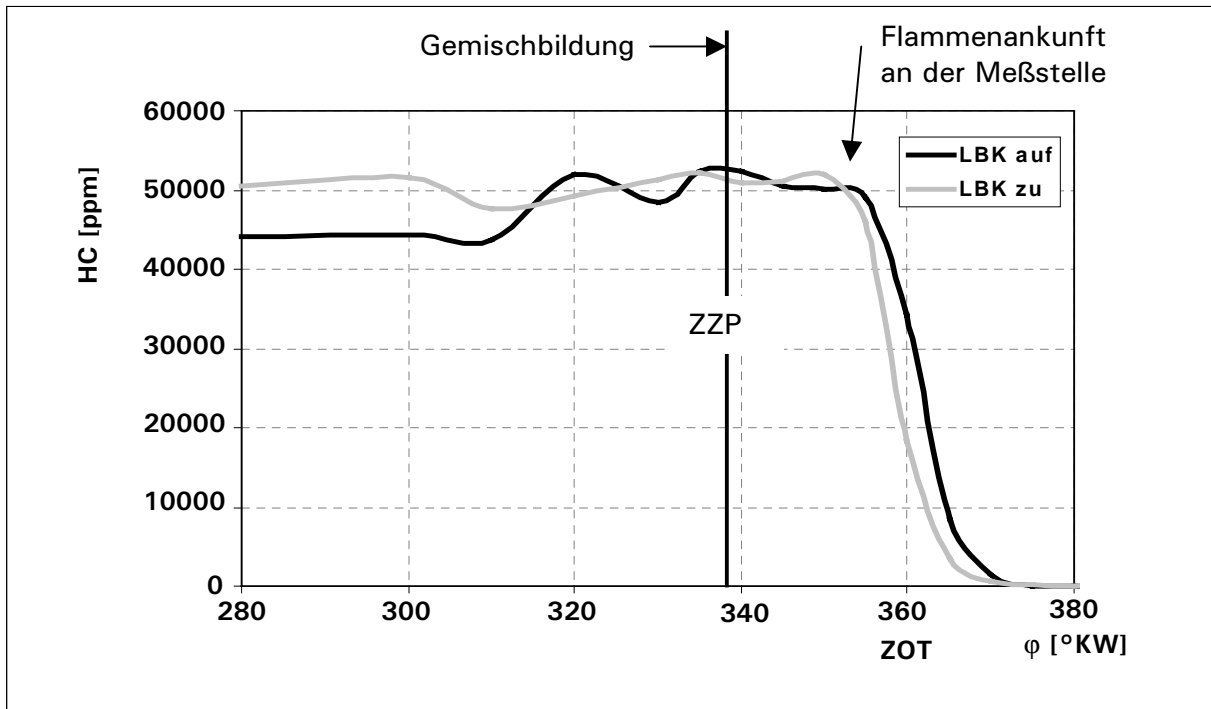


Bild 5-25: HC-Konzentration am auslaßseitigen Brennraumdach bei $n = 2000\text{U/min}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$; $\lambda = 1$

vermutlich homogener, da bei geöffneter LBK an der Meßstelle Gemischzonen unterschiedlicher HC-Konzentration vorbeiziehen.

Dies deutet auf eine minder gute Gemischhomogenisierung hin. D.h. die verbesserte Gemischbildung bei geschlossener LBK und die erhöhte Turbulenz im Brennraum bedingen vermutlich verbesserte Entflammungsbedingungen. Die zur Klärung der Verhältnisse mit den Lichtleiterzündkerzen gewonnenen Meßergebnisse in **Bild 5-26** zeigen, daß die Flammenausbreitung innerhalb der ersten zehn

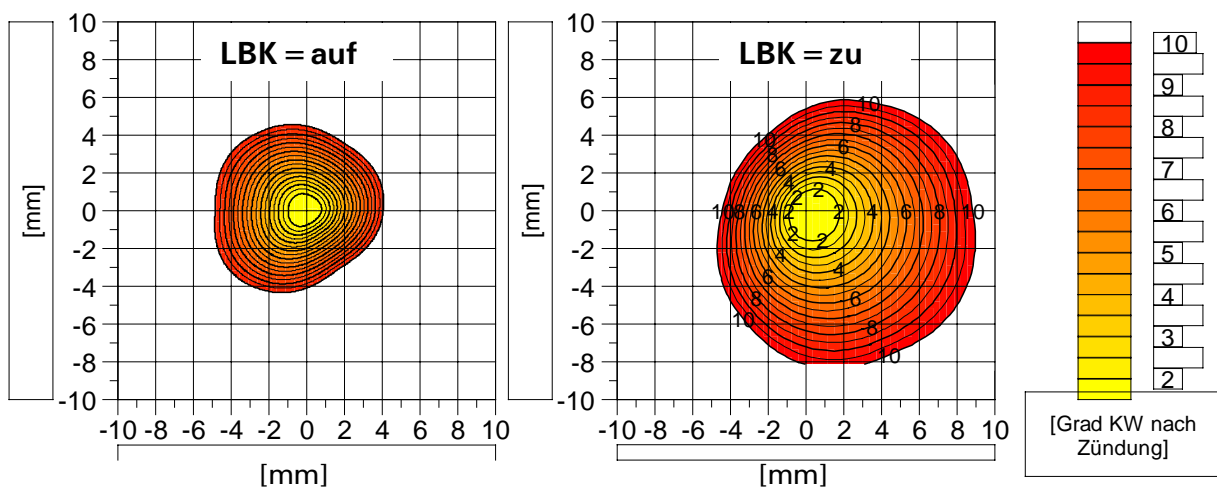


Bild 5-26: Flammenkernbildung bei $n = 2000\text{U/min}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$; $\lambda = 1$;
LBK = auf (links); LBK = zu (rechts)

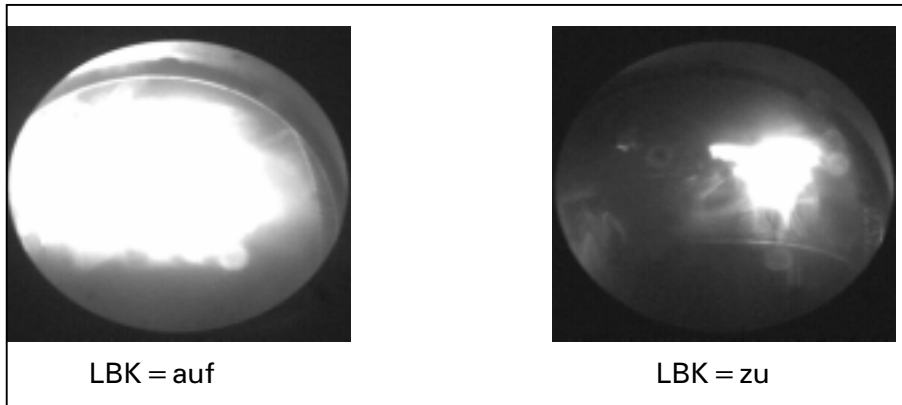


Bild 5-27: Diffusionsverbrennung bei $n = 2000 \text{ U/min}$; $p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$; $\lambda = 1$, Beobachtung am Glasingmotor durch ein Endoskop [69]

Grad-Kurbelwinkel nach der Zündung bei geschlossener LBK tatsächlich schneller ist. Ein weiteres Indiz für die bessere Gemischhomogenisierung bei geschlossener LBK zeigt die Gegenüberstellung in **Bild 5-27**. Beide Bilder zeigen einen begrenzten Ausschnitt aus dem Brennraum und sind zum gleichen Zeitpunkt im Arbeitspiel durch ein Endoskop aufgenommen. Die hellen Bereiche zeigen das Eigenleuchten der Diffusionsflamme, die bei der Verbrennung fetter Gemischzonen entsteht. Wegen der schlechteren Gemischaufbereitung bei geöffneter LBK ist der Bereich, in dem eine Diffusionsverbrennung stattfindet größer als in dem an-

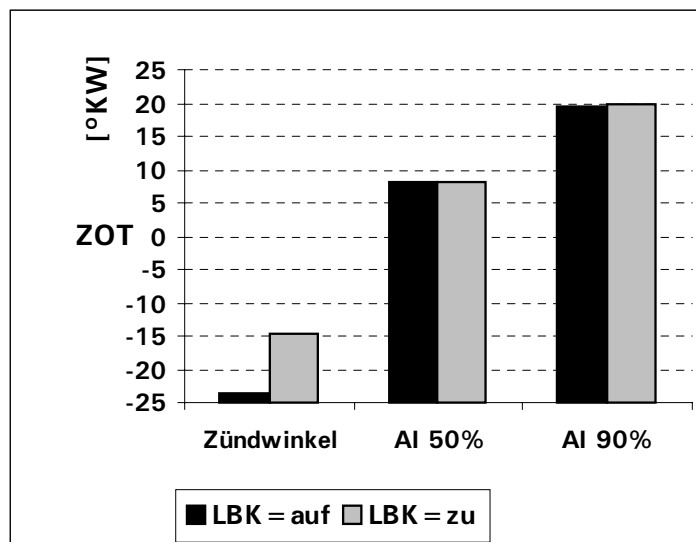


Bild 5-28: Energieumsetzungsraten bei $n = 2000 \text{ U/min}$; $p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$; $\lambda = 1$ für LBK = auf/zu

deren Fall mit mehr Tumbleströmung. In **Bild 5-28** sind Zündzeitpunkt, Verbrennungsschwerpunkt (AI50%) und Brennende (AI90%) für die beiden Fälle LBK = auf/zu gegenübergestellt. Die Energieumsetzung bis zum Verbrennungsschwerpunkt erfolgt bei geöffneter LBK auffallend langsamer. Auch dies ist die Folge der schlechteren Gemischhomogenisierung und der niedrigeren Turbulenz in diesem Fall.

Zusammenfassend bewirkt die durch die geschlossene LBK erhöhte Ladungsbe-
 wegung eine verbesserte Durchmischung von Kraftstoff und Luft. In der Folge
 erhöht sich die Entflammungsgeschwindigkeit und die Energieumsetzung bis zum
 Verbrennungsschwerpunkt erfolgt schneller. Wegen der bei geschlossener LBK
 verbesserten Gemischbildung und Gemischhomogenisierung, ist der Effekt des
 flamequenching auf Grund von lokalen Gemischinhomogenitäten in diesem Fall
 nicht maßgeblich für die erhöhten HC-Rohemissionen verantwortlich. Die erhöh-
 ten Kohlenwasserstoff-Emissionen können nur dadurch zustande kommen, daß
 sich bei geschlossener LBK mehr Kraftstoff an den Brennraumwänden anlagert.
 Um aufzuklären, welche Wände am stärksten hiervon betroffen sind, dienen zu-
 nächst die folgenden Überlegungen. Alle o.g. Untersuchungen wurden bei einem
 Raildruck von 100bar und mit einem Einspritzbeginn von 310°KW vor ZOT
 durchgeführt. Bei dem sehr frühen Einspritzbeginn steht der Kolben nahe OT,

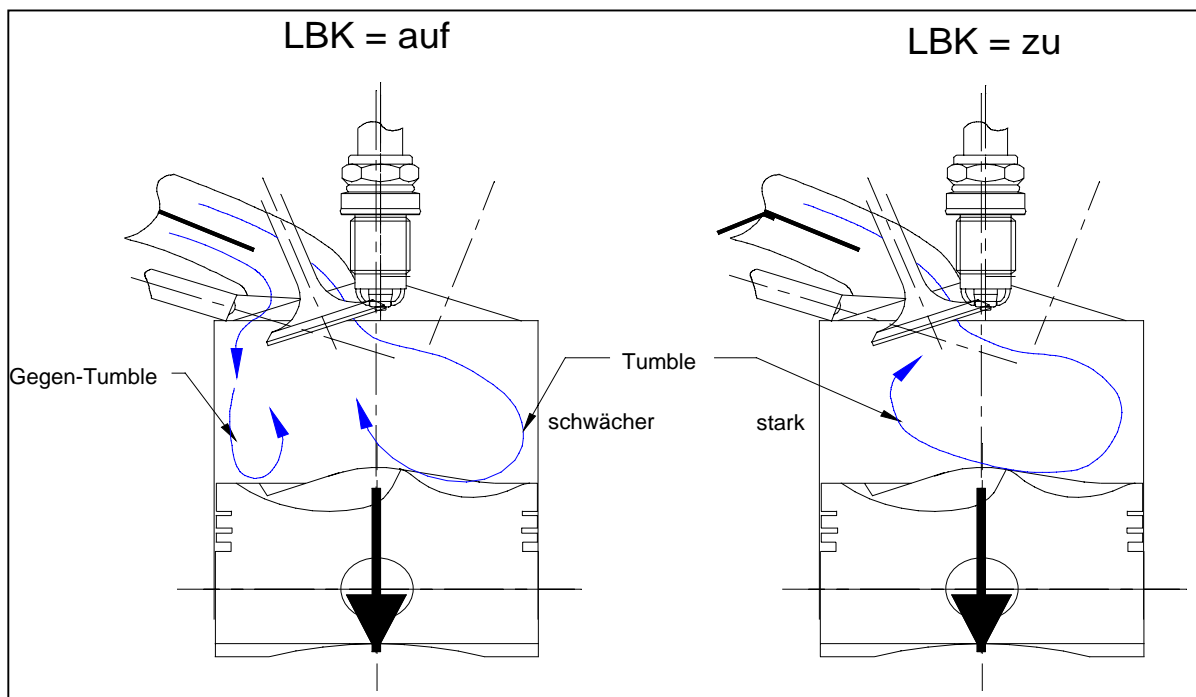


Bild 5-29: Luftströmung im Brennraum bei LBK = auf/zu und $n = 2000 \text{ U/min}$

so daß der Einspritzstrahl zunächst direkt in die Kraftstoffmulde trifft. Der durch den hohen Raildruck bedingte große Impuls des eingespritzten Kraftstoffes führt zu einem Abprallen der Tröpfchen auf der Kolbenoberfläche in Richtung der Zylinderlaufbuchse an der Auslaßseite. Während der frühen Phase der Einspritzung ist noch keine gerichtete Ladungsbewegung ausgebildet. Im Brennraum überwiegt eindeutig der Impuls der Tröpfchen. Unterschiede zwischen den Zuständen LBK = zu/auf treten daher erst auf, wenn sich der Kolben mehr in Richtung UT bewegt und sich eine gerichtete Ladungsbewegung im Brennraum ausgebildet hat. Der Impuls der Tröpfchen hat sich bis zu diesem Zeitpunkt stark verringert und auch die Tröpfchen selbst sind auf Grund der fortgeschrittenen Verdampfung kleiner geworden und folgen vermehrt der im Brennraum vorherrschenden Strömung. Hochgeschwindigkeits-Filmaufnahmen im Glaszylindermotor haben gezeigt, daß der starke Tumble bei geschlossener LBK die Kraftstofftröpfchen in Richtung der Laufbuchse an der Einlaßseite drückt. Bei geöffneter LBK ist einerseits die Tumbleströmung als treibende Kraft geringer und außerdem strömt in diesem Fall auch Luft durch die unteren Kanalhälften in den Brennraum ein. Bei dieser Art der Einströmung konnte ein entgegen der Hauptströmungsrichtung gerichteter kleiner Gegentumble beobachtet werden, der verhindert, daß Kraftstofftröpfchen gegen die einlaßseitige Laufbuchse gedrückt werden. Die geschilderten Phänomene sind abstrahiert in **Bild 5-29** dargestellt.

Eine Bestätigung der in den Hochgeschwindigkeitsfilmen beobachteten und in

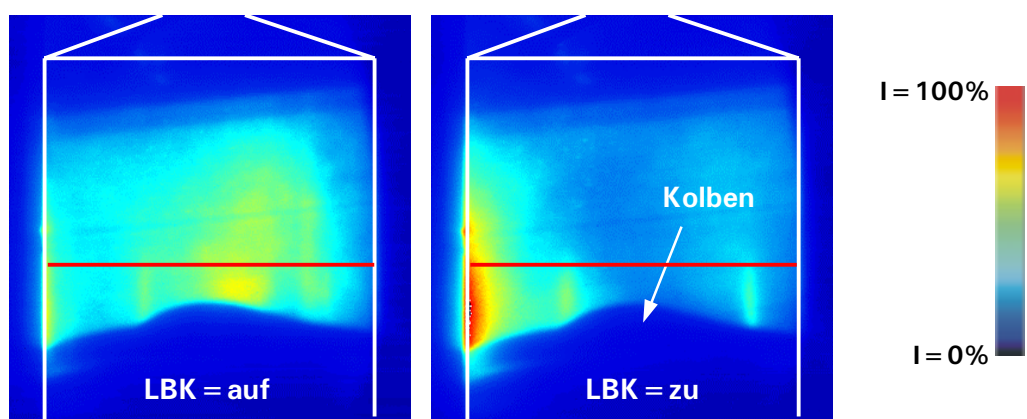


Bild 5-30: Unterschiede in der Kohlenwasserstoffverteilung im Brennraum im Ansaugtakt bei 240°KW vor ZOT für LBK = auf/zu bei $n = 2000 \text{ U/min}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $\lambda = 1$ [68]

Bild 5-29 dargestellten Phänomene liefern LIF-Untersuchungen am Glaszylinder-motor. **Bild 5-30** zeigt die Verteilung der Kohlenwasserstoffe im Brennraum zum Zeitpunkt 240°KW vor ZOT für LBK=zu und LBK=auf. Während der Kraftstoff bei geschlossener LBK eher im linken Bereich des Brennraumes ist, befindet er sich bei geöffneter LBK in Brennraummitte. Die Intensität des LIF-Signals über einer horizontal durch den Brennraum gelegten Ortsachse zeigt für beide Fälle diese Unterschiede in **Bild 5-31** deutlich auf.

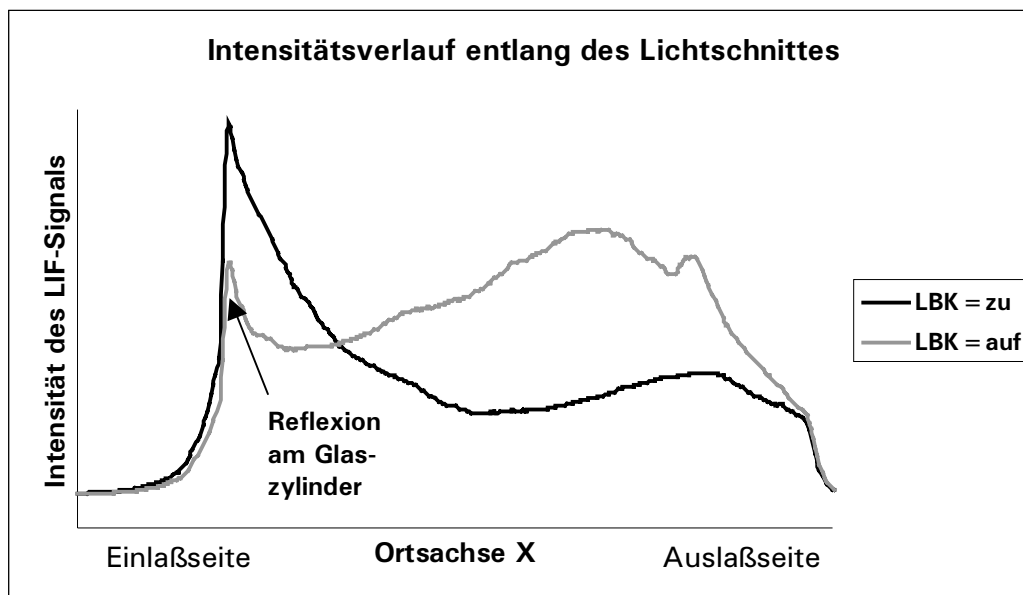


Bild 5-31: Intensitätsverlauf des LIF-Signals entlang der roten Linie in **Bild 5-30** als Maß für die Kraftstoffkonzentration für LBK = auf/zü

Die Absenkung des Zylinderdruckes in der Expansionsphase führt zum Abdampfen der im Wandfilm gespeicherten Kohlenwasserstoffe. Wenn die Auslaßventile öffnen, entsteht ein starkes Druckgefälle vom Brennraum in Richtung Auslaßtrakt, wodurch die Kohlenwasserstoffmoleküle aus dem Wandfilm direkt in Richtung der Auslaßventile strömen. Dieses bereits von Tabazcynski et al. [25] beschriebene Phänomen wurde mit der LIF-Meßtechnik am Glaszylindermotor für den Motorbetrieb mit geschlossener LBK nachgewiesen. Es zeigt sich in **Bild 5-32**, daß die in den vorigen Bildern beschriebene Kraftstoffanlagerung an der Zylinderlaufbuchse auf der Einlaßseite während der Gemischbildung dazu führt, daß nach der Verbrennung von genau dieser Stelle Kohlenwasserstoffmoleküle abströmen.

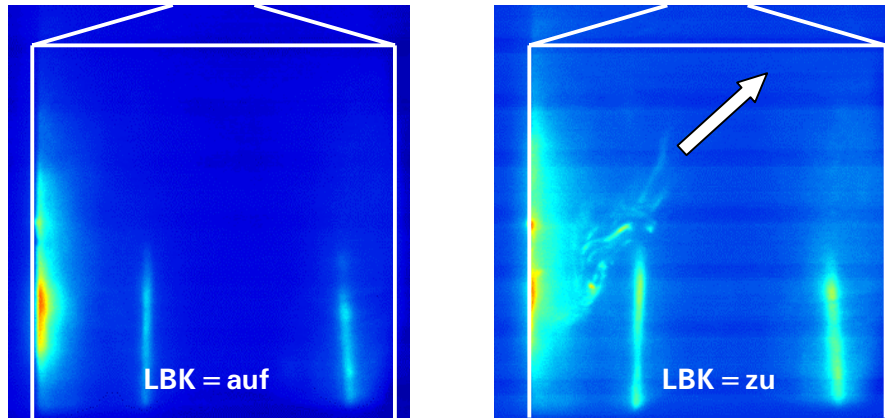


Bild 5-32: HC-Abriß aus dem Wandfilm an der Zylinderlaufbuchse auf der Einlaßseite (linker Bildrand) bei geschlossener LBK, 163°KW nach ZOT bei $n = 2000\text{U/min}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\lambda = 1$ [68]

Die schwerer flüchtigen Kohlenwasserstoffe diffundieren im Auslaßtakt durch Desorption aus dem Ölfilm heraus und werden durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens im Feuersteg gesammelt, indem sie von der Zylinderwand „abgeschält“ werden. **Bild 5-33** zeigt diesen Vorgang, wie ihn Tabaczynski et al. [25] bereits 1972 beschrieben haben und wie er auch in [70] und [39] dokumentiert wurde. Die auf diese Weise verstärkte Kraftstoff-Wandanlagerung an der Zylinderlaufbuchse auf der Einlaßseite bei geschlossener LBK ist die Ursache für die erhöhten HC-Rohemissionen.

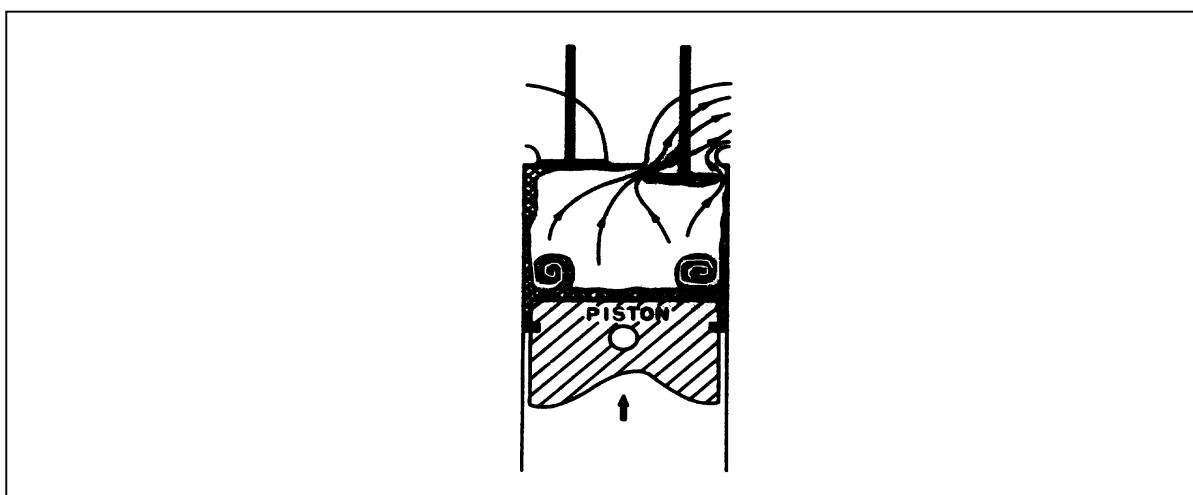


Bild 5-33: Abscherende Wirbel an der Laufbuchse als Folge der Aufwärtsbewegung des Kolbens [25]

5.6 Kraftstoff-Wandfilm

Die in den **Kapiteln 5.2 bis 5.5** dargestellten Untersuchungsergebnisse belegen eindeutig, daß im Brennraum des Versuchsmotors Kraftstoff in Form von Wandfilm zwischengespeichert wird.

Wandfilmeffekte im Saugrohr sind bei Ottomotoren mit überwiegend äußerer Gemischbildung bereits weitestgehend bekannt. Die Untersuchungsergebnisse z.B. von Grote [1], Langer [18], Bellmann [20] und Albert [71] zur Wandfilmbildung und -abbau, sowie zum Einfluß des Wandfilmes auf das motorische Betriebsverhalten können zum Teil auf den Wandfilm im Brennraum des Ottomotors mit Direkteinspritzung übertragen werden. Zunächst werden aber im folgenden die wichtigsten Erkenntnisse aus den o.g. Untersuchungen zum Saugrohrwandfilm in Ottomotoren mit überwiegend äußerer Gemischbildung zusammengefaßt: Durch das direkte Auftreffen von Kraftstofftröpfchen auf die umgebenden Wände und durch Kraftstoffkondensation an den relativ kalten Saugrohrwänden entsteht der Kraftstoff-Wandfilm. Bei stationärem Motorbetrieb herrscht über das Arbeitspiel hinweg ein Gleichgewicht zwischen den Kraftstoffmassen, die durch die oben beschriebenen Vorgänge dem Wandfilm zugeführt werden und denen, die durch Verdunstung, Verdampfen oder Tropfenabriß aus dem Wandfilm entweichen. Bei instationärem Motorbetrieb kann dieses Gleichgewicht nicht bestehen bleiben, da sehr viel größere örtliche und zeitliche Gradienten in Kraftstoffmasse, Luftmasse und Wandtemperatur die o.g. Vorgänge in komplexer Weise beeinflussen. Der Wandfilm weist daher bei Lastwechseln ein schwer kalkulierbares Verhalten auf und beeinflusst das instationäre Motorbetriebsverhalten negativ. Aber auch im stationären Motorbetrieb kann Tropfenabriß aus dem Film zu einer plötzlichen Gemischanfettung führen, wodurch das motorische Verhalten beeinflusst wird. Aus diesen Gründen muß die Wandfilmmasse erheblich reduziert werden. Dies ist möglich durch eine Beheizung der Saugrohrwand mittels Abgas, Kühlwasser oder elektrischen Heizelementen, da das Wandfilmverhalten immer im direkten Zusammenhang zu den Wärmeströmen zwischen Gas, Wandfilm und Wand steht.

Beim hier vorliegenden, direkteinspritzenden Versuchsmotor wird der gesamte Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt, somit kommen alle brennraumbegrenzenden Wände und Bauteile als potentielle Orte für die Kraftstoffanlagerung in Frage. Die Bauteiltemperaturen und Gastemperaturen sowie die Strömungsverhältnisse im Brennraum beeinflussen während des gesamten Arbeitsspieles den Auf- und Abbau des Wandfilms. Beim Wandfilmabbau wird hier zwischen Verdunstung und Verdampfung von Kraftstoff aus dem Film unterschieden, wobei von folgender Überlegung ausgegangen wird:

Verdunstung tritt aufgrund von Konzentrationsunterschieden zwischen Wandfilm und Brennraumgas auf. Bei diesem auch als Diffusion bekannten Effekt gibt der Wandfilm Kraftstoffdampf in den Brennraum ab, wenn vom Wandfilm zum Brennraum hin ein Diffusionsgefälle besteht, wobei die Kraftstoffkomponenten mit einem großen Diffusionskoeffizienten zuerst aus dem Wandfilm entweichen. Dieses Diffusionsgefälle besteht im Besonderen nach abgeschlossener Verbrennung, wenn die Kohlenwasserstoffe des Frischgemisches durch die Verbrennung überwiegend umgesetzt wurden. Aber auch während der Gemischbildung kommt es zu Kraftstoffverdunstung aus dem Film heraus, da die gesättigte Phase des flüssigen Wandfilmes immer eine höhere Konzentration, als das Kraftstoff-Luftgemisch im Brennraum aufweist. Diese Verdunstung aus dem Wandfilm heraus ist dann auch Bestandteil der Gemischbildung. Sie ist langsamer als bei den Einzeltropfen, da die dem Frischgas zugewandte Oberfläche beim Film geringer ist. Dies verzögert die Gemischbildung, was im Extremfall dazu führt, daß Vormisch- und Diffusionsverbrennung in diesen Bereichen zum Teil gleichzeitig auftreten. Dadurch kommt es zu einer verzögerten Verbrennung, die die bekannten Nachteile in Schwärzungszahl, Wirkungsgrad und HC-Emissionen mit sich bringt. Im Gegensatz zur Verdunstung ist die Verdampfung ein temperatur- und druckabhängiger thermodynamischer Vorgang. Sobald die Wandfilmtemperatur die Siedetemperatur des Kraftstoffes erreicht, gibt der Wandfilm Kraftstoffdampf ab. Die Temperatur ist während des Siedevorganges konstant. Diese Annahme ist idealisiert und für Mehrkomponentenkraftstoff nicht direkt zu übertragen, da dieser bei Wärmezufuhr einer Siedelinie folgt. Demnach werden die leicht flüchtigen Kraftstoffkomponenten, wie z.B. Benzol, vom Wandfilm zuerst freigegeben, die

schwer flüchtigen Komponenten verbleiben zunächst im Film. Durch die Änderung des Aggregatzustandes wird von den betroffenen Kraftstoffkomponenten die benötigte Verdampfungsenthalpie dem umgebendem Gemisch und den Wänden entzogen, wodurch der Wandfilm weiter abkühlen würde. Die umgebenden Bauteile führen dem Wandfilm aber ständig Wärme zu, da sie im Vergleich zum Film wegen ihrer großen Wärmekapazität einen Wärmespeicher bilden, so daß es nicht zu einer Filmabkühlung kommt.

Wie aus den Ergebnissen der Versuche in den **Kapiteln 5.2 bis 5.4** hervorgeht, befindet sich ein großer Anteil des gesamten Kraftstoff-Wandfilmes auf dem Kolbenboden. Für die Kolbenoberfläche sind daher exemplarisch die oben beschriebenen Vorgänge in **Bild 5-34** dargestellt.

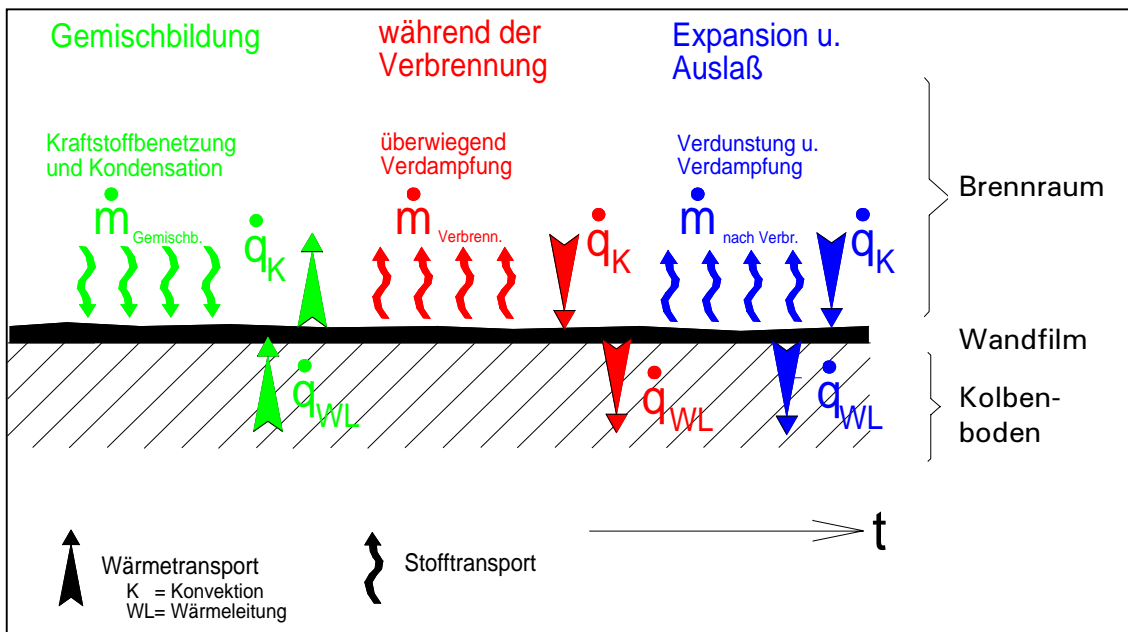


Bild 5-34: Modell zum periodischen Wandfilmaufbau und Wandfilmabbau

Während der Einspritzung und der folgenden Gemischbildung kann es neben der direkten Tropfenbenetzung der Kolbenoberfläche auf Grund des niedrigen Temperaturniveaus trotz des niedrigen Druckniveaus im Brennraum auch zu Tropfenkondensation kommen. Die Masse des stationären, ständig vorhandenen Wandfilmes nimmt in dieser Phase des Arbeitsspieles zu. Die aufgeheizte Kolbenoberfläche erwärmt den kälteren Wandfilm durch Wärmeleitung in den Film. Solange der Wandfilm durch diese Wärmezufuhr von der Kolbenoberfläche wärmer ist als

das im Brennraum vorhandene Frischgemisch, findet ein Wärmestrom vom Film an die Brennraumgase durch Konvektion statt. Während der Kompression steigt durch die eingebrachte Volumenänderungsarbeit die Temperatur des Brennraumgases an, wodurch einige niedrig siedende Kraftstoffkomponenten aus dem Wandfilm abdampfen können, sofern die bis zur Zündung zur Verfügung stehende Zeit hierfür ausreicht. Es wird davon ausgegangen, daß diese Wandfilmverringering gegenüber derjenigen während der Expansionsphase vernachlässigbar gering ist. Durch die Verbrennung steigt die Temperatur im Brennraum so stark an, daß größere Kraftstoffmengen trotz des erhöhten Zylinderinnendruckes aus dem Wandfilm heraus verdampfen können. Während dieser Phase ist der Wärmestrom vom Brennraum durch den Wandfilm in den Kolben gerichtet. Nach abgeschlossener Verbrennung verdunsten Kraftstoffmoleküle wegen des o.g. Konzentrationsgefälles aus dem Wandfilm heraus und wegen der immer noch hohen Oberflächentemperatur verdampfen auch Kohlenwasserstoffe. Da der Wandfilm in o.g. Weise durch die Verdunstung abkühlt, fließt ein Wärmestrom von Abgas und Kolben in den Wandfilm hinein. Aus dieser Betrachtung kann gefolgert werden, daß die Wandfilmmasse im stationären Motorbetrieb während jedes Zyklus periodisch zu- und abnimmt. Verantwortlich hierfür sind die ständig wechselnden thermodynamischen Vorgänge im Brennraum während eines Arbeitsspieles. Die Folge ist einerseits die periodische Umkehr der Wärmeströme in den Film hinein und aus dem Film heraus und andererseits die wechselnden Konzentrationsunterschiede zwischen Film und Brennraumgas. Allgemein ergibt sich also die Wandfilmmassenbilanz für den stationären Motorbetrieb für einen Zyklus gemäß Gleichung (5-2):

$$\Delta m_{\text{Gemischb.}} = \Delta m_{\text{Verbrenn.}} + \Delta m_{\text{nachVerbr.}} \quad 5-2$$

5.6.1 Quantifizierung der Wandfilmmasse des Versuchsmotors

Im vorigen Kapitel wurde beschrieben, wie der stationär im Brennraum vorhandene Wandfilm periodisch während der Gemischbildung an Masse zunimmt und während, sowie nach der Verbrennung an Masse wieder abnimmt. In stationären Motorbetriebspunkten differiert die Wandfilmmasse verschiedenener Arbeitsspiele untereinander daher nur unwesentlich. Die im folgenden als stationärer Wandfilm bezeichnete Kraftstoffmasse, die die Anlagerung der periodischen Wandfilmmasse während der Gemischbildung begünstigt, wird in diesem Kapitel quantitativ ermittelt. Dies geschieht zunächst über ein indirektes Verfahren [19], [20], wie es bereits Grote [1] an einem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung zur Bestimmung der Wandfilmmasse im Saugrohr durchgeführt hat. Das Verfahren wird als indirekt bezeichnet, da die interessierende Größe nicht direkt gemessen, sondern aus einer anderen, hier der indizierten Arbeit, abgeleitet wird. Grundlegend für dieses Verfahren ist die Fragestellung, wie der stationäre Wandfilm im Brennraum zustande kommt. Bei einem positiven Lastsprung aus dem Schubetrieb werden mehrere Motorzyklen benötigt, um den geforderten stationären Wert der indizierten Arbeit zu erreichen, obwohl vom ersten Zyklus an die ohne Wandfilmeffekte theoretisch notwendige Kraftstoffmasse eingespritzt wird, wie es **Bild 5-35** zeigt. Über die gesamte Versuchsdauer sind Drosselklappenstellung und Drehzahl und damit auch die angesaugte Luftmasse konstant gehalten worden. Daher läßt das Motorverhalten den Schluß zu, daß während dieser Motorzyklen nur ein Teil des eingespritzten Kraftstoffes zur Energieumsetzung verwendet und der übrige Teil an den Brennraumwänden eingelagert wird. Während dieser Motorzyklen baut sich also der Kraftstoffwandfilm im Brennraum auf. Die Verluste durch Aufheizung der kalten Brennraumwände wurden durch vorgewärmten Motorbetrieb vor den Lastsprüngen minimiert, wodurch auch ein weitestgehend konstanter Liefergrad sichergestellt werden konnte. Die beschriebene Aufteilung der eingespritzten Kraftstoffmasse wird für jeden einzelnen Motorzyklus bestimmt und anschließend werden die eingelagerten Kraftstoffmassenanteile über die Zyklen aufsummiert. Als Ergebnis liefert dieses Verfahren die stationäre Kraftstoffwandfilmmasse gemäß Gleichung (5-3):

$$\Delta m_{K, w} = \sum_{\text{Zyklus}} m_{K, e, \text{Zyklus}} - \sum_{\text{Zyklus}} m_{K, u, \text{Zyklus}}$$

5-3 [1]

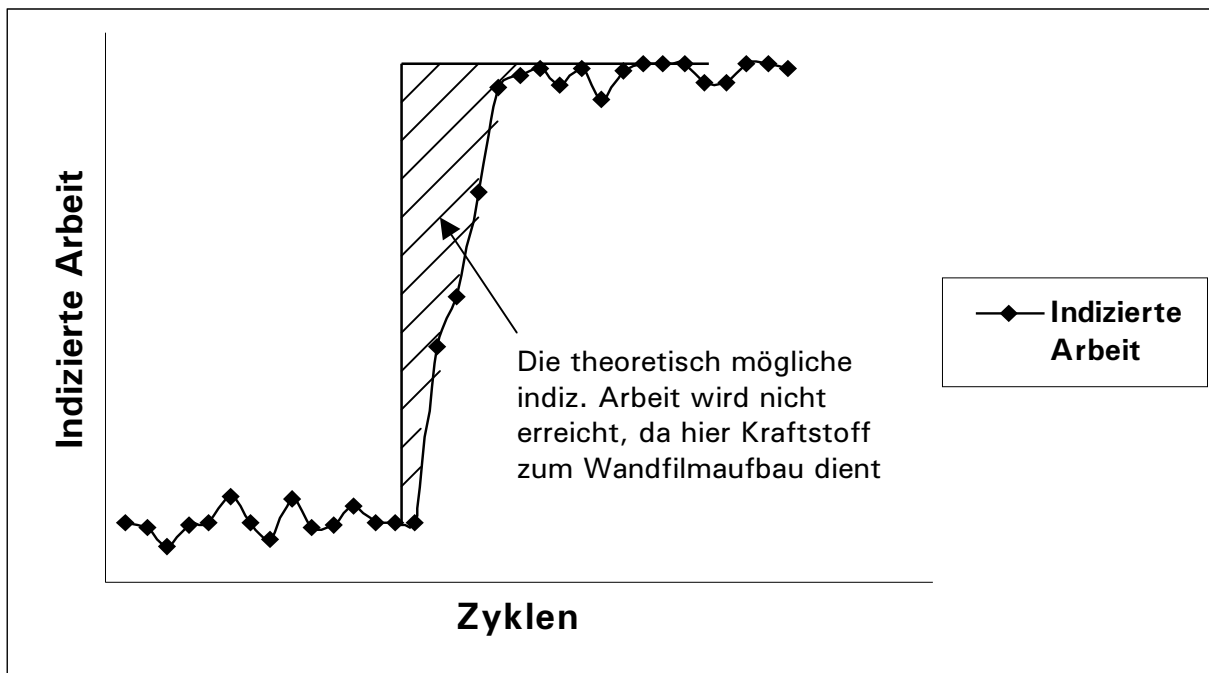


Bild 5-35: Aufbau der indizierten Arbeit nach einem positiven Lastsprung

Der Zusammenhang zwischen indizierter Arbeit und λ wird im stationären Motorbetrieb bei ansonsten konstanten Randbedingungen, wie Luftliefergrad, Zündzeitpunkt, Drehzahl, Drosselklappenstellung, Öltemperatur und Kühlmitteltem-

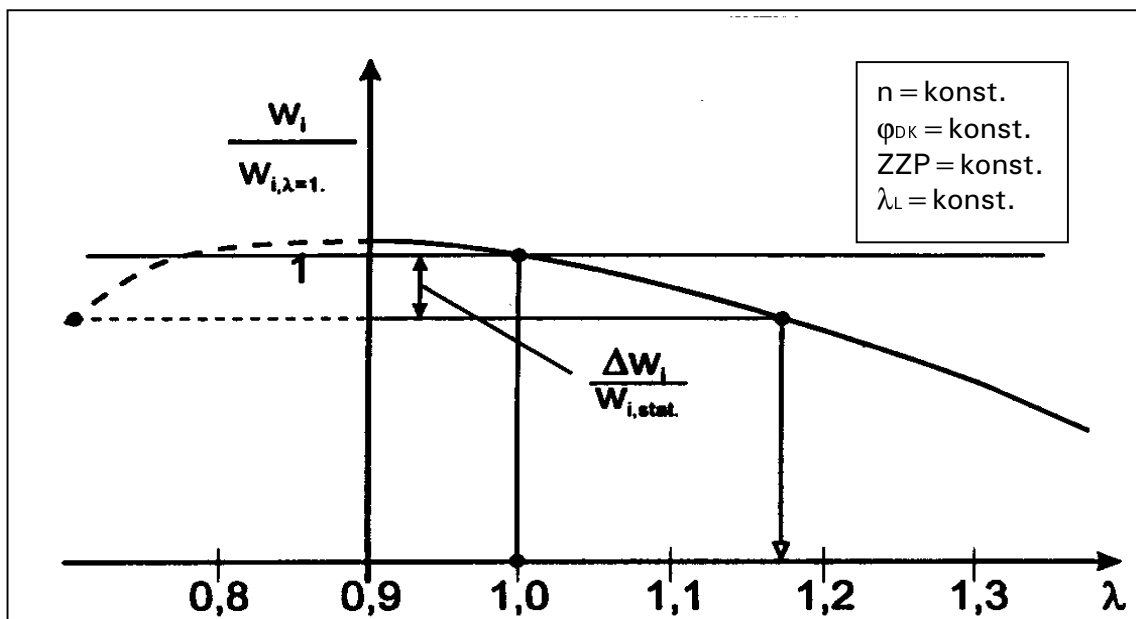


Bild 5-36: Im stationären Motorbetrieb ermittelte Kalibrierkurve: Abhängigkeit der indizierten Arbeit vom Luftverhältnis im Brennraum [1]

peratur, experimentell gemäß **Bild 5-36** ermittelt. Diese Meßdaten liefern für jeden Wert der indizierten Arbeit in **Bild 5-35** das entsprechende Kraftstoff-Luftverhältnis. Bei der Auftragung der indizierten Arbeit über dem Kraftstoff-Luftverhältnis im Brennraum wurde stets eine prozentuale Darstellung gewählt. Diese hat den Vorteil, daß die Fehlerrate, die sich bei kleineren Betriebspunktschwankungen durch nicht beeinflussbare Versuchsparemeter, wie Luftdruck, Umgebungstemperatur oder relative Luftfeuchte ergibt, gering gehalten werden kann. Als Bezugsgröße kann prinzipiell jeder beliebige Wert der indizierten Arbeit ausgewählt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde zweckmäßigerweise der Wert der indizierten Arbeit als Bezugsgröße verwendet, der sich nach einem Lastsprung im stöchiometrischen stationären Motorbetrieb im Mittel einstellt [1]. Die umgesetzte Kraftstoffmasse jedes einzelnen Zyklus in **Bild 5-35** errechnet sich dann bei Kenntnis der Luftmasse im Zylinder aus dem jeweiligen Kraftstoff-Luftverhältnis im Brennraum gemäß Gleichung (5-4).

$$m_{K, u, \text{Zyklus}} = \frac{\lambda_L * \rho_{L,0} * V_{H, \text{Zyl.}}}{\lambda_V * m_{L, \text{stöch.}}} \quad 5-4 \quad [1]$$

Das in diese Gleichung einzusetzende Kraftstoff-Luftverhältnis der Verbrennung λ_V ist das Verhältnis von Luftliefergrad zu Kraftstoffliefergrad für einen Motorzyklus gemäß Gleichung (5-5). Die Verwendung eines Luftliefergrades und eines Kraftstoffliefergrades schlägt Müller [72] vor, um beide Massenströme getrennt behandeln zu können [20].

$$\lambda_V = \frac{\lambda_L}{\lambda_K} \quad 5-5 \quad [1]$$

λ_L ist das Verhältnis zwischen der tatsächlich für das Arbeitsspiel zur Verfügung stehenden Luftmasse und der theoretischen Luftmasse, die in dem bekannten Hubvolumen des Zylinders bei Normbedingungen $T_0 = 20^\circ\text{C}$ und $p_0 = 1.013\text{mbar}$ vorhanden wäre.

$$\lambda_L = \frac{m_{LZ}}{m_{L, \text{theor.}}} = \frac{m_{LZ}}{\rho_{L,0} * V_{H, \text{Zyl.}}} \quad 5-6 \quad [1]$$

Der Kraftstoffliefergrad λ_K berechnet sich analog zu Gleichung (5-6). Er stellt das Verhältnis zwischen der für das Arbeitsspiel zur Verfügung stehenden Kraftstoffmasse zu der Kraftstoffmasse dar, die mit $\bar{m}_{L, \text{Stöch.}}$ ein stöchiometrisches Gemisch ergeben würde:

$$\lambda_K = \frac{m_{K, e, \text{Zyklus}}}{m_{K, \text{theor.}}} = \frac{m_{K, e, \text{Zyklus}} * \bar{m}_{L, \text{stöch.}}}{m_{L, \text{theor.}}} \quad 5-7 \quad [1]$$

Auf diese Weise wurde der Kraftstoff-Wandfilmaufbau für unterschiedliche Motorbetriebspunkte in der Teillast ermittelt. **Bild 5-37** zeigt das Ergebnis dieser Untersuchungen.

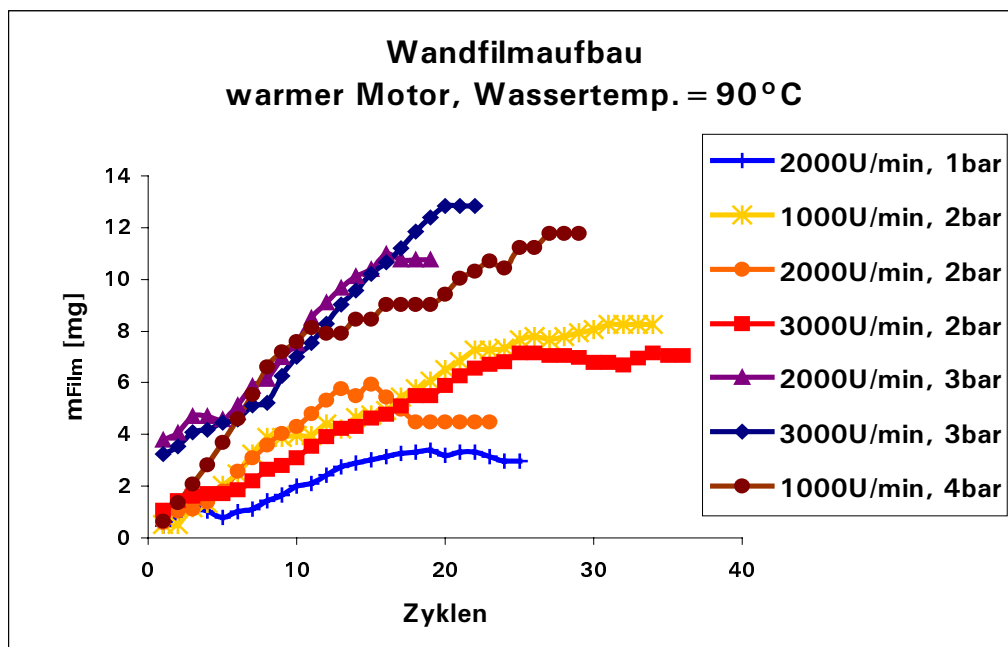


Bild 5-37: Aufbau der Kraftstoff-Wandfilmmasse nach einem positiven Lastsprung aus dem Schubetrieb heraus

Die stationäre Wandfilmmasse ist offenbar lastabhängig und etwa so groß wie die eingespritzte Kraftstoffmasse je Arbeitsspiel, wie **Bild 5-38** zeigt. Die Wandfilmmasse ist etwa um den Faktor zehn geringer, als die bekannten Wandfilmmassen in Saugrohren von Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung.

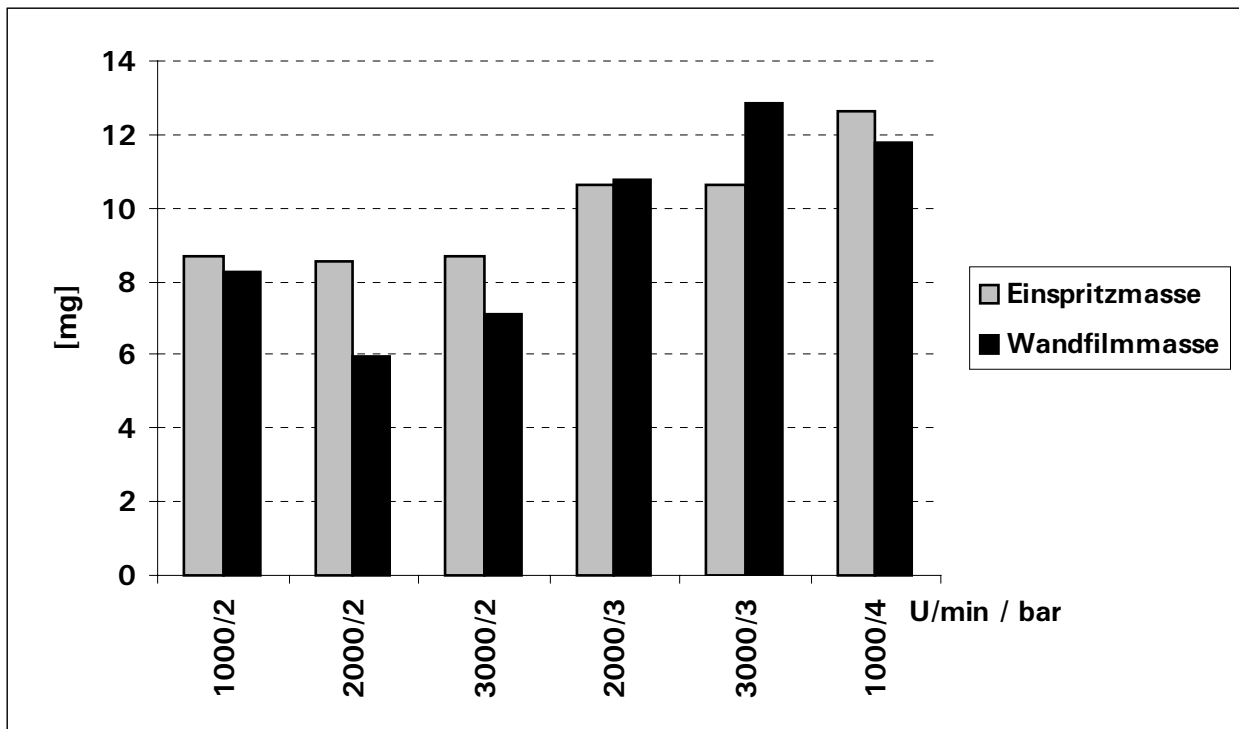


Bild 5-38: Vergleich von stationärer Wandfilmmasse und je Arbeitsspiel eingespritzter Kraftstoffmasse für jeweils einen Zylinder

Der Aufbau dieser Kraftstoffwandfilmmasse dauert ca. 17 bis 27 Motorzyklen bei den untersuchten Betriebspunkten. Mit einem direkten Verfahren, wie es Dullenkopf et al. [73] beschreiben, wurde diese Lastabhängigkeit der stationären Kraftstoff-Wandfilmmasse überprüft. Mit dem FFID wurden die HC-Emissionen im Abgas des dritten Zylinders nach einem negativen Lastsprung gemessen. Die Einspritzung und die Zündung dieses Zylinders wurden ausgeschaltet und der Motor lief mit der gleichen Drehzahl auf den restlichen drei Zylindern weiter. Die Kraftstoffmasse, die stationär im Zylinder gespeichert war, wurde jetzt nach und nach ausgeschoben, bis ein konstantes HC-Restniveau erreicht wurde. **Bild 5-39** zeigt das Ergebnis dieser Untersuchungen für drei Betriebspunkte unterschiedlicher Motorlast, das die Lastabhängigkeit der stationären Wandfilmmasse bestätigt. Der Wandfilmbau erstreckt sich in diesen Betriebspunkten über ca. 20 Motorzyklen.

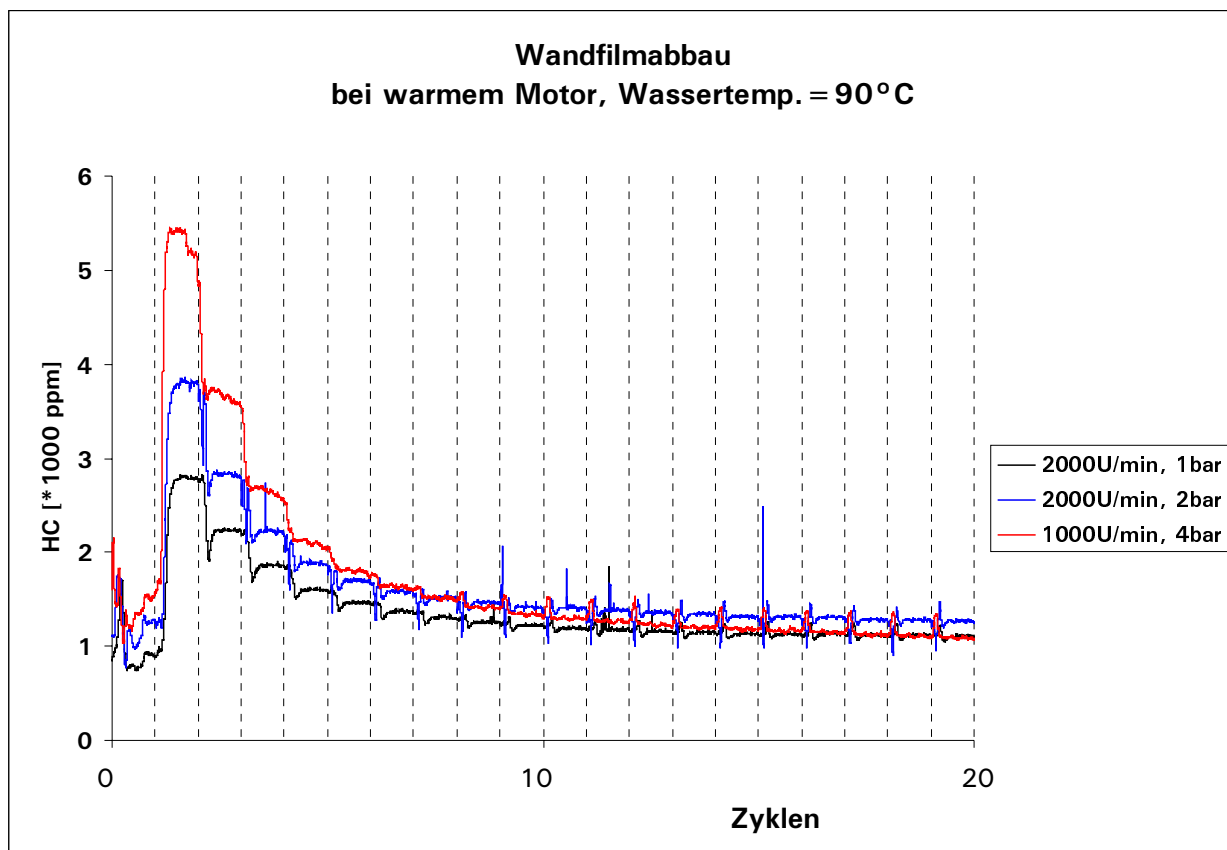


Bild 5-39: Mit dem FFID gemessene HC-Konzentration im Abgas des dritten Zylinders als Maß für den Wandfilmbau nach negativem Lastsprung

5.6.2 Einfluß der Wandtemperaturen auf die HC-Emissionen

Wie bereits oben erwähnt, sind sowohl die periodische Änderung der Wandfilmmasse innerhalb eines Arbeitsspieles, als auch die Gesamtmasse des stationären Wandfilmes abhängig von den Wärmeströmen, die in den Film hinein und aus dem Film heraus gerichtet sind. Die treibende Kraft für diese Wärmeströme ist immer eine Temperaturdifferenz zwischen den beteiligten Medien, also Brennraumgas, Wandfilm und brennraumbegrenzende Wände. Die Temperatur der brennraumbegrenzenden Wände ist über die Öltemperatur und die Kühlmitteltemperatur veränderbar, aber die Regelung dieser beiden Temperaturen ist nicht rückwirkungsfrei, da ein gegenseitiger Wärmeaustausch innerhalb des Versuchsmotors stattfindet. Die Zylinderlaufbuchse und der überwiegende Teil des Zylinderkopfes werden durch das Kühlmittel gekühlt. Eine Absenkung der Kühl-

mitteltemperatur begünstigt demzufolge den Wandfilmaufbau an der Laufbuchse und am Brennraumdach sowie die dortige Kraftstoff-Zwischenspeicherung. **Bild 5-40** zeigt, daß eine Abkühlung des Kühlmittels um ca. 65°C zu einer Erhöhung der HC-Emissionen um ca. 36% führt.

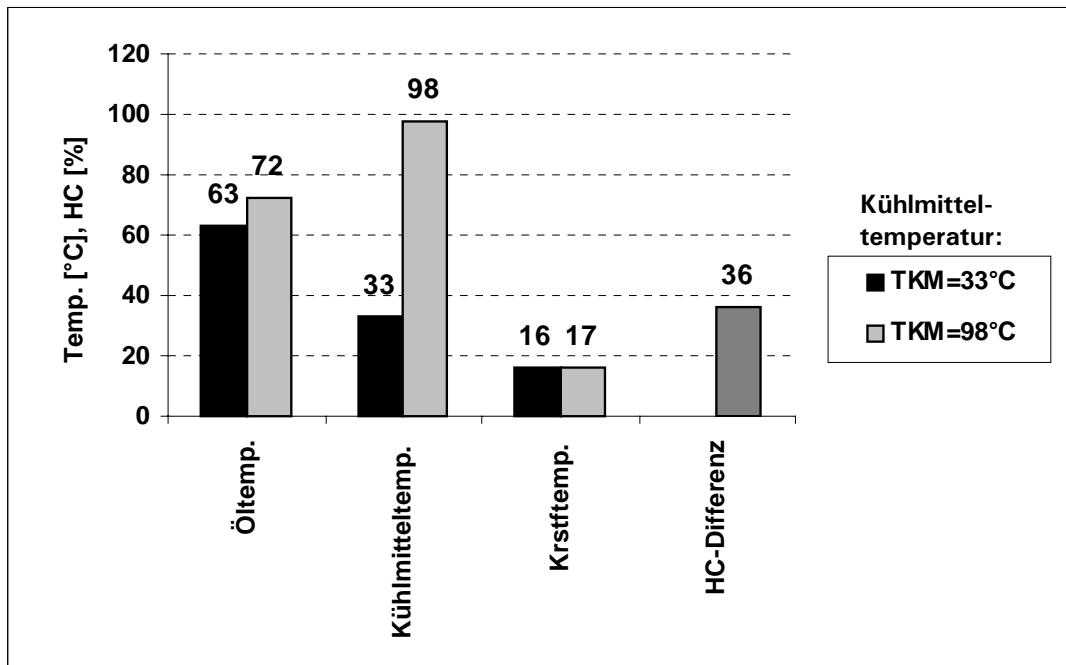


Bild 5-40: Einfluß der Kühlmitteltemperatur auf die HC-Emissionen bei $n = 2000\text{U}/\text{min}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$; $\lambda = 1$; LBK = auf

Da das Motoröl im wesentlichen mit dem Kolben in Kontakt kommt, wirkt sich eine veränderte Öltemperatur überwiegend auf den Kraftstoffwandfilm auf der Kolbenoberfläche aus. Wenn zusätzlich zu der zuvor genannten Kühlmitteltemperatur auch die Öltemperatur um ca. 50°C abgekühlt wird, erhöhen sich die HC-Emissionen um 43%, wie es die Meßergebnisse in **Bild 5-41** belegen. Im Vergleich zu den zuvor gezeigten Meßergebnissen ist der Einfluß der Öltemperatur gegenüber der Kühlmitteltemperatur hinsichtlich der HC-Rohemissionen also von untergeordneter Bedeutung. Die FFID-Arbeitsspielanalyse für diesen Fall zeigt **Bild 5-42**. Der Signalpeak bei ca. 630°KW ist bei kaltem Öl und Kühlmittel deutlich höher, als bei höheren Temperaturen. Dies zeigt, daß hier sowohl aus dem auslaßventilnahen Bereich und aus der Restgemischzone, die zum Teil auch von der Laufbuchse abgedampfte Kohlenwasserstoffe enthält, mehr Kohlenwasserstoffe stammen. Der Signalpeak bei ca. 700°KW ist ebenso deutlich höher, da

auch vom Bereich des Kolbens mehr Kohlenwasserstoffe in den Abgastrakt emittiert werden.

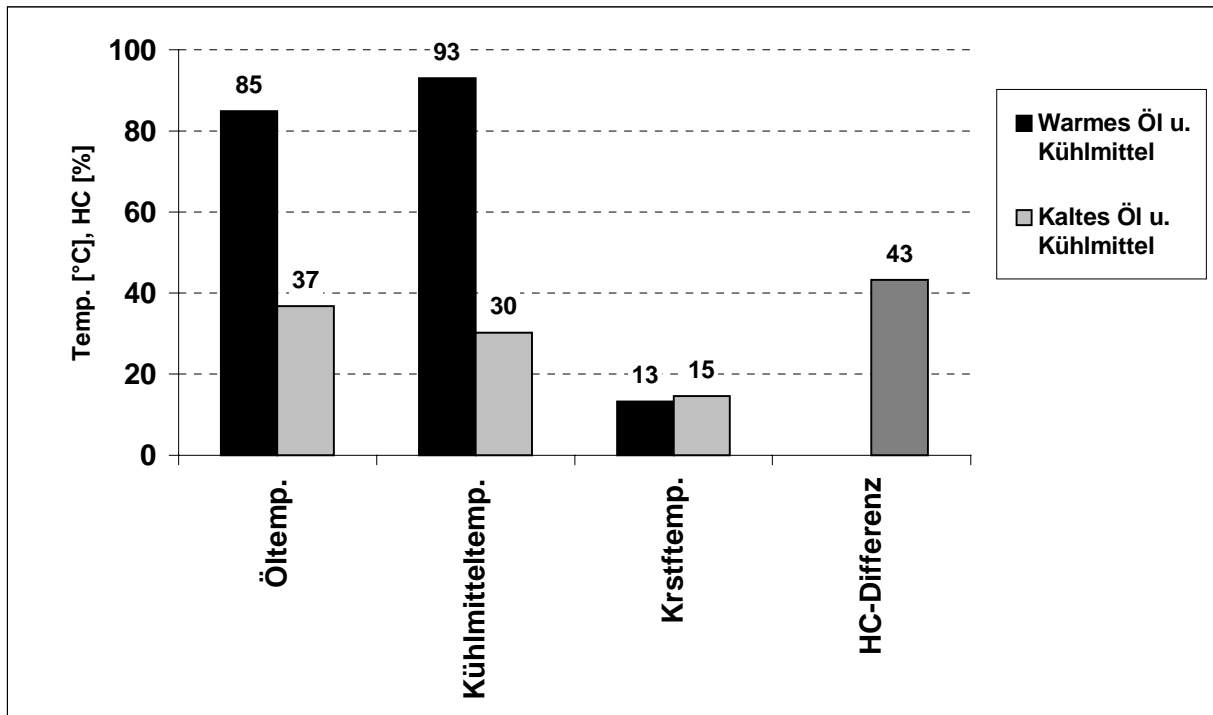


Bild 5-41: Einfluß von Kühlmitteltemperatur und Öltemperatur auf die HC-Emissionen bei $n = 2000\text{U/min}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\lambda = 1$; LBK = auf

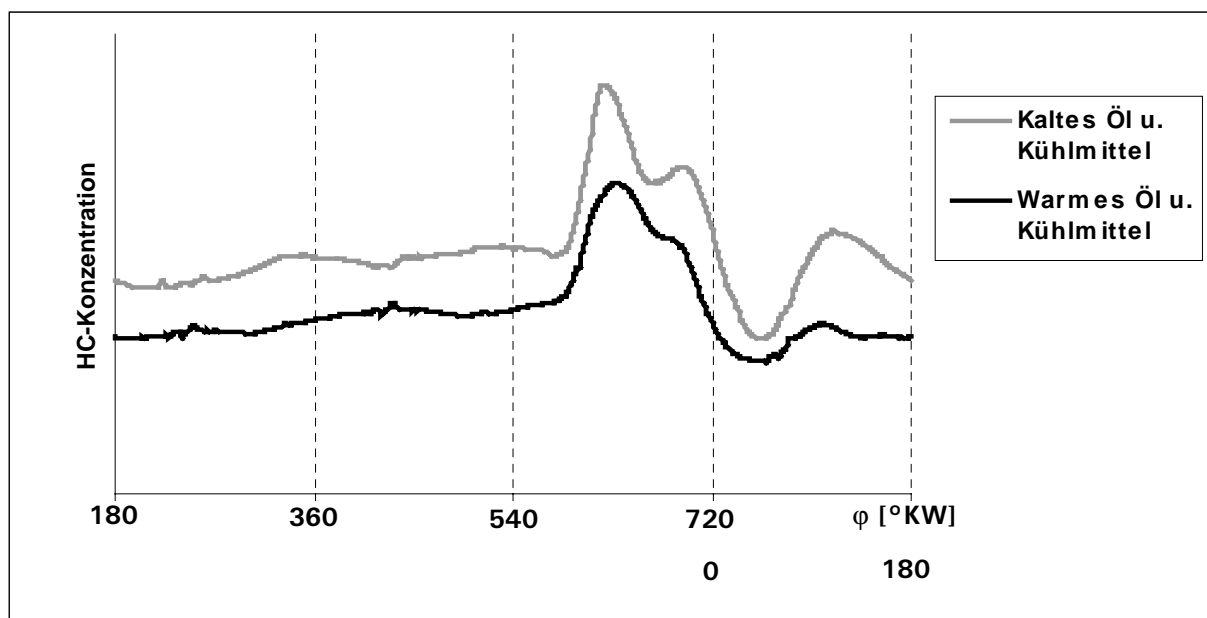


Bild 5-42: FFID-Arbeitsspielanalyse für die in Bild 5-41 genannten Versuchsparmeter

Eine Anhebung der Temperatur des eingespritzten Kraftstoffes um 18K, um die Verdampfungsbedingungen im Brennraum zu verbessern und gleichzeitig die Bedingungen für Kondensation an kalten Brennraumwänden zu verschlechtern, führt zu einer äußerst geringen Verringerung der HC-Emissionen, wie in **Bild 5-43** gezeigt.

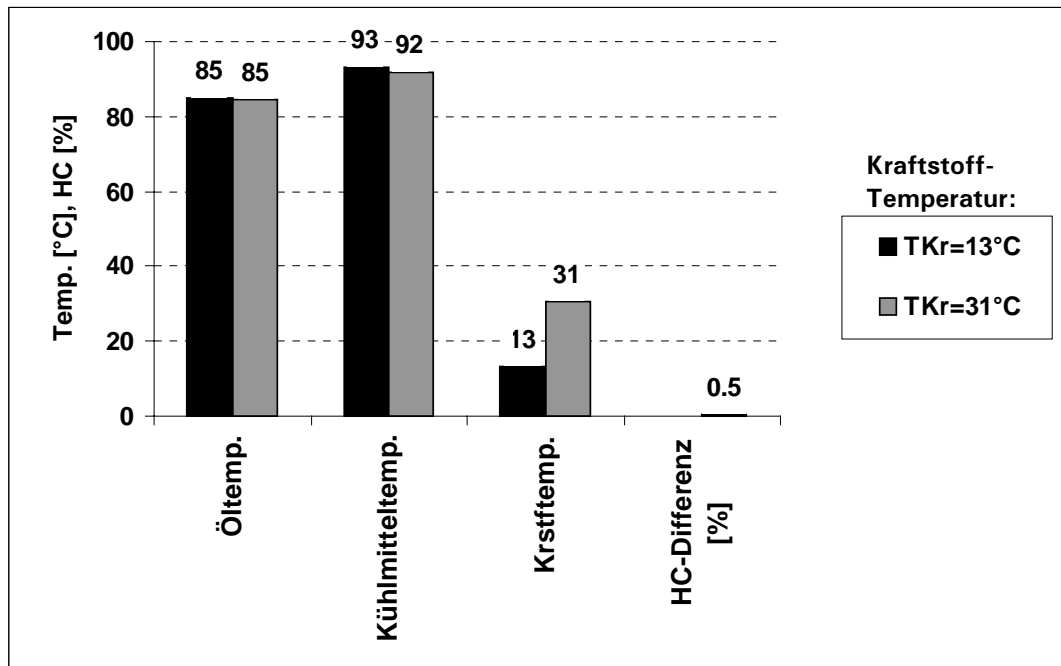


Bild 5-43: Einfluß der Kraftstofftemperatur auf die HC-Emissionen bei $n = 2000\text{U/min}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\lambda = 1$; LBK = auf

5.7 Kraftstoff-Wandanlagerung am Brennraumdach

Die in den **Kapiteln 5.2 bis 5.5** beschriebenen Untersuchungen haben aufgezeigt, daß auf der Kolbenoberfläche und auch an der Zylinderlaufbuchse Kraftstoffanlagerungen in Form von Wandfilm vorliegen. Die Kraftstoff-Wandanlagerung am Brennraumdach ist mit Hilfe der schnellen getakteten Gasentnahmetechnik am Vollmotor und mit optischer Meßtechnik an der Einspritzdruckkammer untersucht worden. Die gewonnenen Erkenntnisse werden im folgenden erläutert.

5.7.1 Untersuchungen am Vollmotor

Wie bereits in **Bild 3-7** gezeigt, liegen die Gasentnahmepositionen zwischen den Auslaßventilen und in der Aussparung für die Einspritzdüse zwischen den Einlaßventilen des vierten Zylinders. Die Einbaulage der Gasentnahmeventile war brennraumbündig, nur das auslaßseitige Gasentnahmeventil konnte 3mm tief in den Brennraum hineinragen.

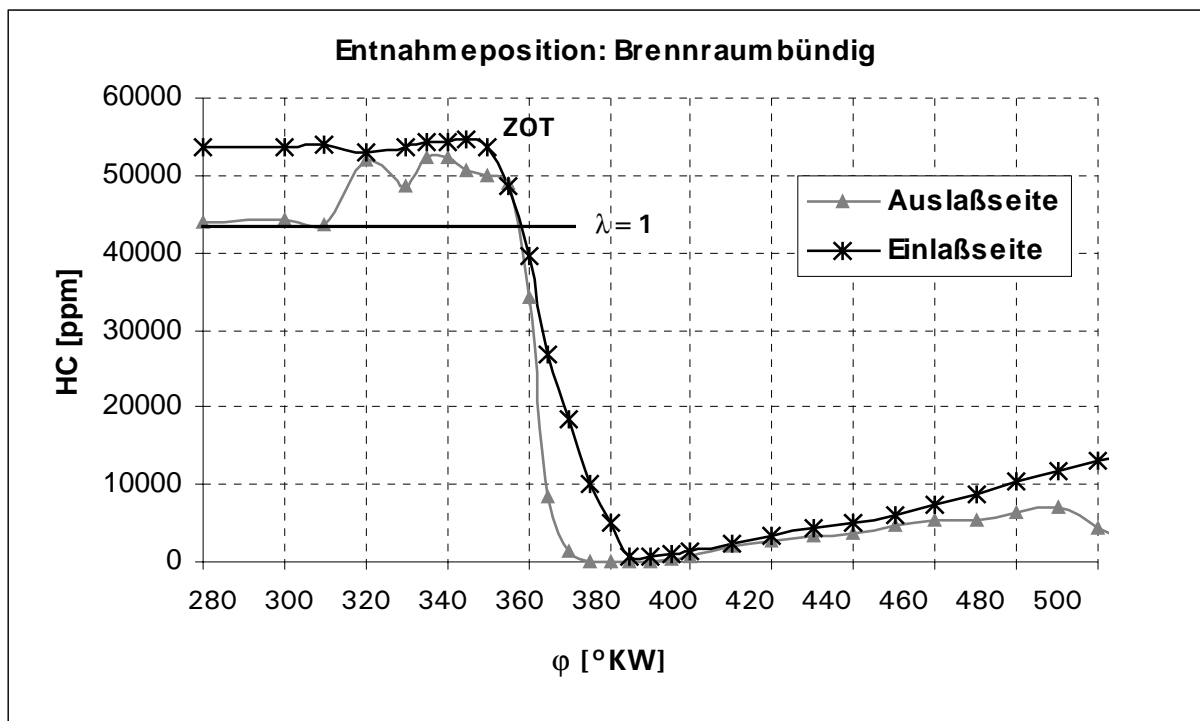


Bild 5-44: HC-Konzentrationsverläufe bei $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{me} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, LBK = auf, ZZP = $20^\circ \text{ KW v. OT}$, ASB = $310^\circ \text{ KW v. OT}$

Einen Vergleich der ermittelten Kohlenwasserstoffkonzentrationen an Auslaß- und Einlaßseite bei brennraumbündiger Gasentnahme zeigt **Bild 5-44**. Das HC-Niveau ist während der Gemischbildungsphase an beiden Meßstellen deutlich größer als 43045ppm C_3 , also $\lambda < 1$ gemäß **Kapitel 3.1.2**. Einlaßseitig ist die HC-Konzentration noch fetter als zwischen den Auslaßventilen, was sich einerseits durch das niedrigere Temperaturniveau an dieser Stelle im Vergleich zur Auslaßseite begründet. Außerdem könnte eine direkte Wandbenetzung dieses Bereiches während der Einspritzung verantwortlich für die hohe HC-Konzentration sein. Ein mögliches Anlagern des Einspritzstrahles an diesen Bereich des Brennraumdaches wird eingehend in **Kapitel 5.7.2** untersucht. Auf Grund der geometrischen Verhältnisse im Brennraum herrscht in der Aussparung für die Einspritzdüse grundsätzlich ein niedrigeres Strömungsgeschwindigkeitsniveau als zwischen den Auslaßventilen. **Bild 5-45** zeigt das mittels 3D-CFD¹ berechnete Strömungsfeld im Brennraum des Versuchsmotors während der Kompressionsphase. An der mit „A“ gekennzeichneten einlaßseitigen Meßposition führt die Aussparung für die Einspritzdüse zu einem sehr niedrigen Niveau der Strömungsgeschwindigkeit. Der Gasaustausch ist an der mit B gekennzeichneten auslaßseitigen Meßposition auf Grund der höheren Strömungsgeschwindigkeit besser, weshalb die HC-Konzentration an dieser Stelle auch geringer ist. Die Verbrennung der Kohlen-

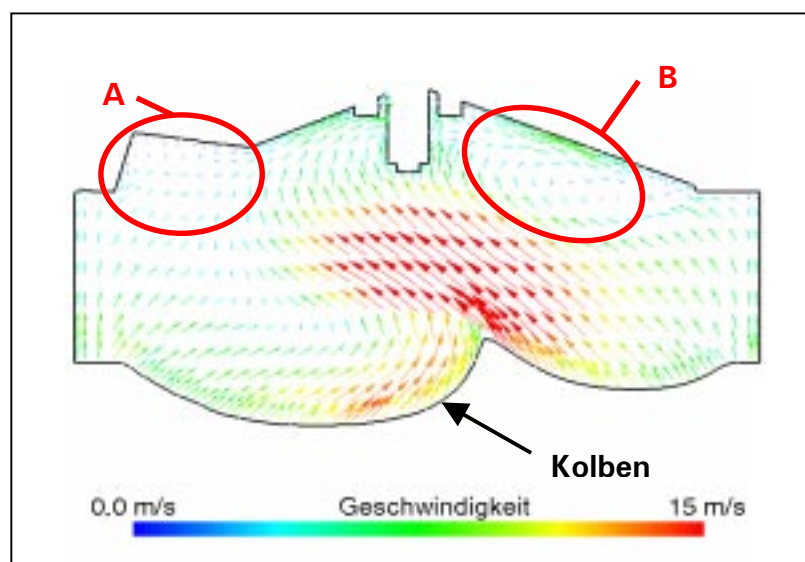


Bild 5-45: Strömungsgeschwindigkeiten im Brennraum des Versuchsmotors bei $n = 2000\text{U/min}$, 60°KW v.OT [74]

¹ CFD = Computational Fluid Dynamics

wasserstoffe ist, wie in **Bild 5-44** von 10°KW vor ZOT bis ca. 20°KW nach ZOT gezeigt, wegen der niedrigeren Turbulenz einlaßseitig langsamer, als auslaßseitig.

An beiden Meßorten findet eine nahezu vollständige Verbrennung der Kohlenwasserstoffe statt. Einlaßseitig wurde die HC-Konzentration durch die Verbrennung auf ca. 800ppm bei 25°KW nach Zünd-OT reduziert. Ab ca. 30° nach Zünd-OT steigt die HC-Konzentration an beiden Meßorten nahezu linear wieder an. Dieses bereits von Peckham und Collings [39] mit einem FFID an einem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung beobachtete Phänomen deutet auf Kohlenwasserstoffmoleküle hin, die aus anderen Bereichen im Brennraum abdampfen und an der Meßstelle dann detektiert werden. Kurz vor dem unteren Totpunkt, bei 500°KW, ist die HC-Konzentration einlaßseitig mit ca. 14.000ppm wesentlich höher, als auslaßseitig. Der Grund hierfür liegt einerseits an dem niedrigeren einlaßseitigen Temperaturniveau und andererseits an den unterschiedlichen Strömungsverhältnissen an beiden Meßorten.

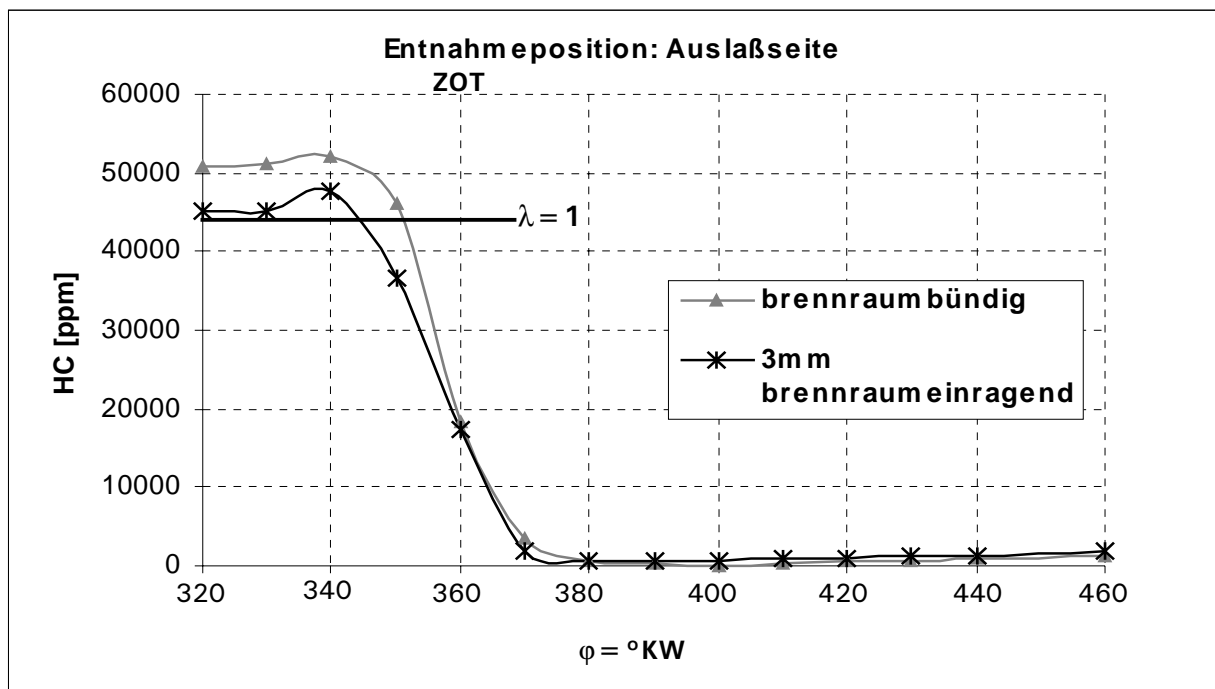


Bild 5-46: HC-Verlauf an der Auslaßseite bei $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{me} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, LBK = auf

Die in **Bild 5-46** dargestellten Meßergebnisse deuten auf die Existenz eines Wandfilmes am Brennraumdach während der Gemischbildung an der auslaßseitigen Meßposition hin. Die an der 3mm einragenden Meßposition gemessene HC-Konzentration entspricht vor der Verbrennung recht genau dem motorisch eingestelltem Kraftstoff-Luftverhältnis $\lambda = 1$. Die Abweichungen hierzu sind kleiner als 1.000ppm. Die wandbündig gemessene HC-Konzentration ist vor der Verbrennung um ca. 5.000ppm höher als die HC-Konzentration 3mm von der Wand entfernt. Wegen des fetteren Gemisches an der Wand werden die Kohlenwasserstoffe hier schneller durch die Verbrennung reduziert. „Flamequenching“ in Wandnähe als Folge des Temperaturgradienten zwischen Brennraum und Brennraumwand ist offensichtlich von untergeordneter Bedeutung, da dies eine langsamere Kraftstoffumsetzung an dieser Stelle bedingen würde.

5.7.2 Untersuchungen in der Einspritzdruckkammer

Die im vorigen Kapitel beschriebenen Untersuchungen am Vollmotor haben gezeigt, daß es am Brennraumdach zu einer erhöhten HC-Konzentration während der Gemischbildung kommt. Die Verbrennung der wandnahen fetten Zonen ist thermodynamisch und emissionsmäßig ungünstig. Die einlaßseitige Wandfilmbildung in der Aussparung für die Einspritzdüse kann zwei Gründe haben. Einerseits könnte die Luftströmung im Brennraum den Kraftstoff an die Brennraumwand drücken, was aber wegen des in **Bild 5-45** gezeigten Strömungsfeldes unwahrscheinlich ist. Die Wandbenetzung durch sehr kleine Tropfen, die einer Sekundärströmung, welche evtl. durch die Simulation nicht komplett dargestellt wird, in die Düsenaussparung folgen, ist jedoch möglich. Die zweite Möglichkeit besteht in der Anlagerung des Kraftstoffstrahles schon während der Einspritzung. Wie in **Bild 2-5** dargestellt, sollte der Einspritzstrahl, der mit einer um 20° geneigten Strahlachse und einem Strahlkegelwinkel von 70° von dem unter 19° zur Horizontalen geneigten Drallinjektor in den Brennraum eingebracht wird, geometrisch nicht das Brennraumdach benetzen. Die Kraftstoffeinbringung und mögliche Interaktionen des Strahles mit dem Brennraumdach werden im folgenden dennoch

näher untersucht. Die durch den Einspritzstrahl induzierte Turbulenz der umgebenden Luft im Brennraum könnte Tröpfchen gegen das Brennraumdach tragen, an dem sich in der Folge immer mehr Tröpfchen anlagern. Die hohe Eindringgeschwindigkeit des Einspritzstrahles könnte außerdem zu einem Sog führen, durch den einzelne Tröpfchen aus dem Strahlbereich abreißen und durch die oben beschriebenen Rezirkulationen, also der durch den Strahl induzierten Turbulenz, an das Brennraumdach gedrückt werden. **Bild 5-47** zeigt die genannten Rezirkulationen im oberen Randbereich des Einspritzstrahles an Hand einer Hochgeschwindigkeits - Filmaufnahme aus dem optisch zugänglichen Glasringmotor.

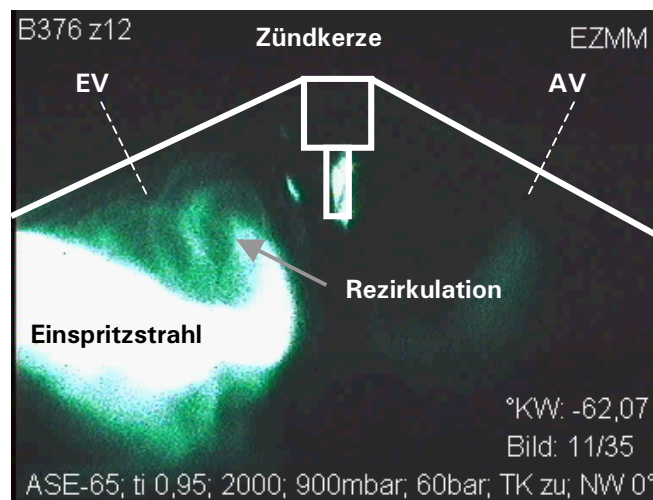


Bild 5-47: Rezirkulation an der Oberseite des Einspritzstrahles als mögliche Ursache für Wandfilmbildung am Brennraumdach, Aufnahme im Glasringmotor [75]

An der in **Kapitel 3.3** beschriebenen konditionierbaren Einspritzdruckkammer wurde die Kraftstoffstrahlausbreitung unter den realen geometrischen Randbedingungen in nahezu ruhender Luft untersucht. **Bild 5-48** zeigt, daß der Bereich der Düsenausparung tatsächlich durch die Einspritzung benetzt wird.

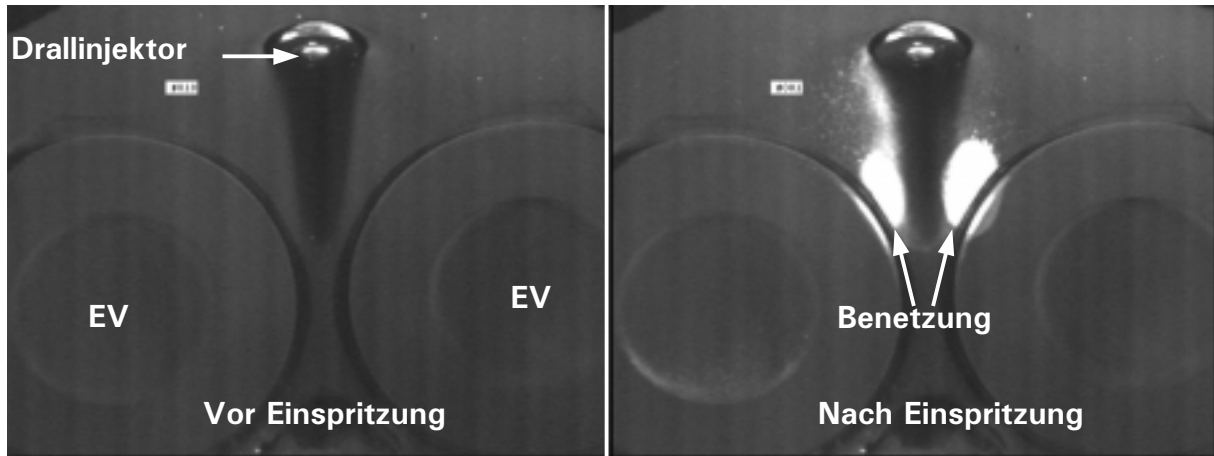


Bild 5-48: Kraftstoffbenetzung der Düsenausparung durch eine Einspritzung

Bei Betrachtung des Einspritzvorganges mittels Videostroboskopie von der Seite sind zwei Effekte zu erkennen, die die Ursache für diese Kraftstoffbenetzung des Brennraumdaches sind:

- Im Bild 1a der in **Bild 5-50** gezeigten Bildfolge ist ein Abknicken des Einspritzstrahles in Richtung der Düsenausparung erkennbar. Im folgenden Bild 2a hat sich der Einspritzstrahl bereits an die Düsenausparung angelegt. Dieser aus der Strömungsmechanik bekannte, nach dem rumänischen Luftfahrtingenieur COANDA benannte Effekt beruht auf dem Anlegen von Fluidstrahlen an eine nahegelegene Wand [76]. Die Ursache hierfür liegt in der durch den Fluidstrahl erzeugten Unterdruckzone zwischen Wand und Strahl. Wesentliche Einflußgrößen sind neben der Strahlgeschwindigkeit die Dichte der Fluide und

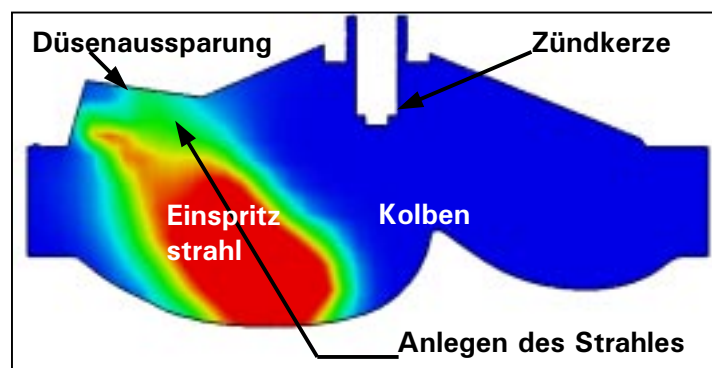


Bild 5-49: Anlagern des Kraftstoffstrahles an die Düsenausparung während der Einspritzung, 3-Dim. CFD-Simulation - Farbunterschiede bezeichnen lokale Kraftstoff-Luftverhältnisse [74] (dunkelblau = kein Kraftstoff, rot = hohe Kraftstoffkonzentration)

der Winkel zwischen Strahlrand und Wand. Die Überschreitung eines kritischen Winkels führt schlagartig zu der beobachteten Strahlanlagerung. In **Bild 5-49** ist dieses Phänomen durch eine 3-dimensionale CFD-Simulation des Einspritzvorganges ebenso deutlich zu erkennen. Durch geringfügig geänderte Strahlparameter läßt sich diese Strahlanlagerung vermeiden. Bild 1b in **Bild 5-50** zeigt ein vergleichbares Abknicken des Einspritzstrahles, jedoch kommt es nicht zu einer Wandbenetzung, wie Bild 2b zeigt. Hier wurde eine Einspritzdüse mit einem um 2° verkleinerten Strahlkegelwinkel und einer um 6° stärker geneigten Strahlachse verwendet.

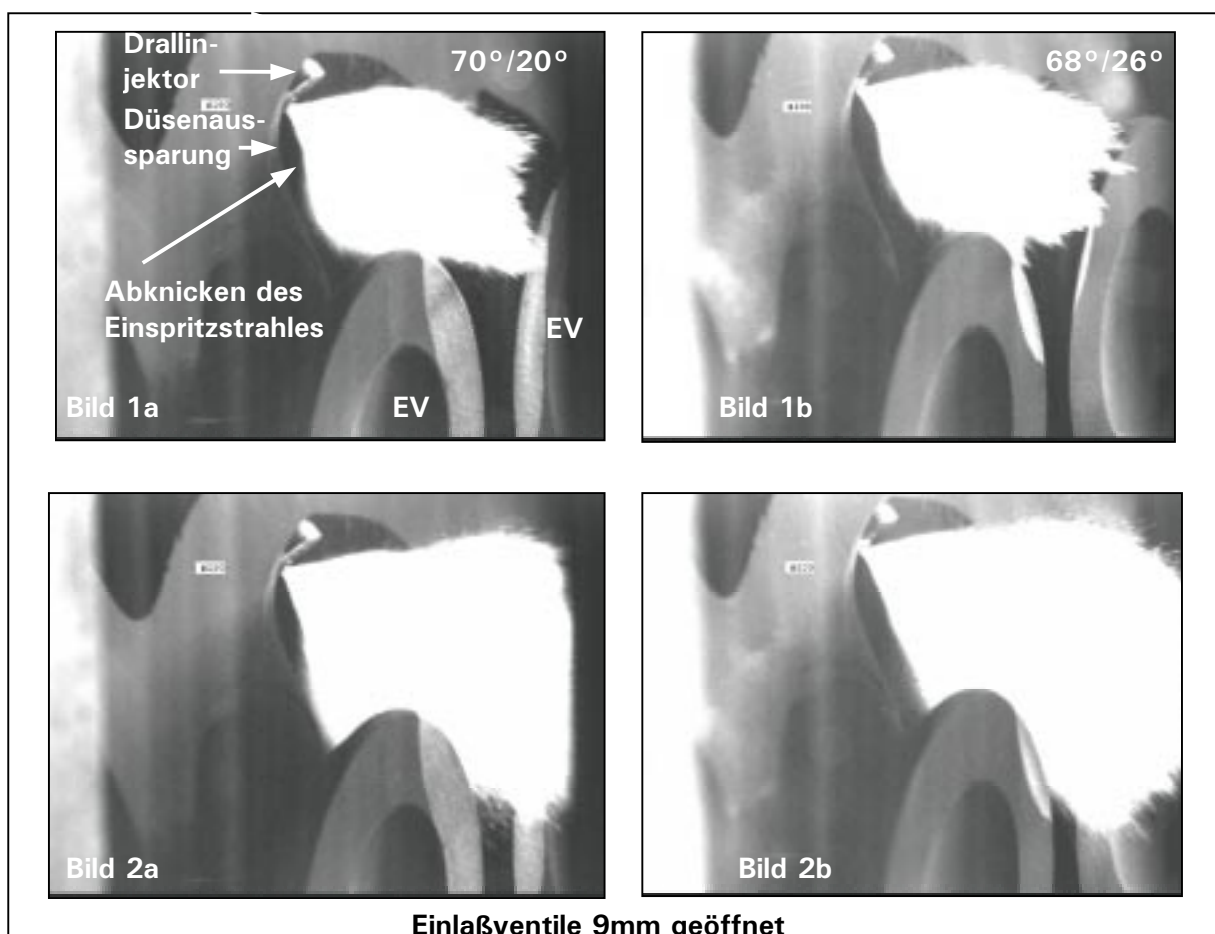


Bild 5-50: Links: Kraftstoffbenetzung der Düsenausparung durch Strahlanlegen während der Einspritzung bei einer Einspritzdüse mit Strahlkegelwinkel $\alpha_{\text{Kegel}} = 70^\circ$ und Bentwinkel (Neigung der Strahlachse) $\alpha_{\text{Bent}} = 20^\circ$
Rechts: Kein Strahlanlegen an die Düsenausparung bei einer Einspritzdüse mit Strahlkegelwinkel $\alpha_{\text{Kegel}} = 68^\circ$ und Bentwinkel (Neigung der Strahlachse) $\alpha_{\text{Bent}} = 26^\circ$

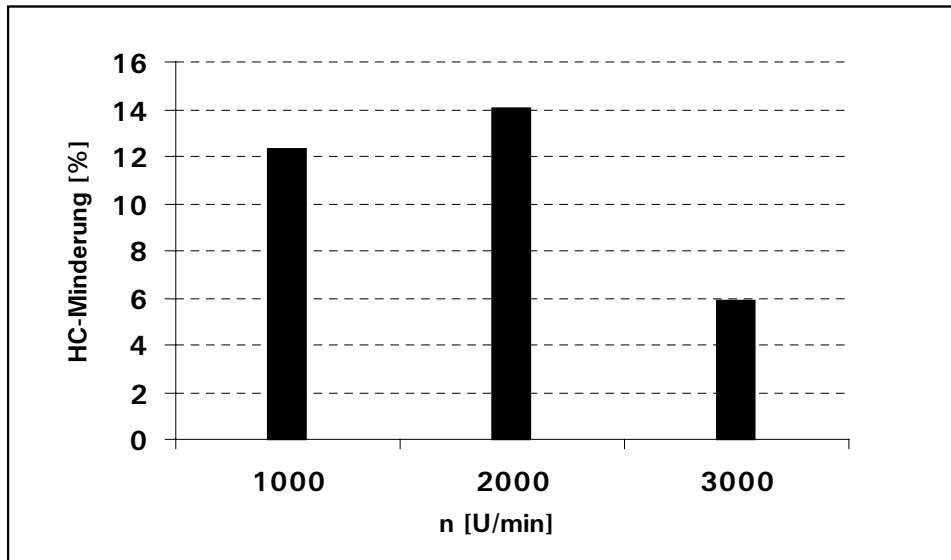


Bild 5-51: Reduzierung der HC-Rohemissionen durch den Einsatz der Einspritzdüse mit Strahlkegelwinkel 68° und Bentwinkel 26° bei $p_{me} = 2\text{bar}$; $\lambda = 1$

Die nicht erfolgende Benetzung der Düsenausparung bewirkt im Motor bei $p_{me} = 2\text{bar}$ und $\lambda = 1$ eine Absenkung der HC-Rohemissionen um bis zu 14%, wie **Bild 5-51** zeigt. Hierbei ist allerdings zu beachten, daß durch die geänderten Strahlparameter Sekundäreffekte, wie anderes Anspritzen des Kolbens o.ä. auftreten können.

- Der zweite Effekt, der zu der Wandbenetzung in der Düsenausparung führt, ist die Verwirbelung größerer Tropfen in diesem Bereich am Ende der Einspritzung, wie **Bild 5-52** zeigt.

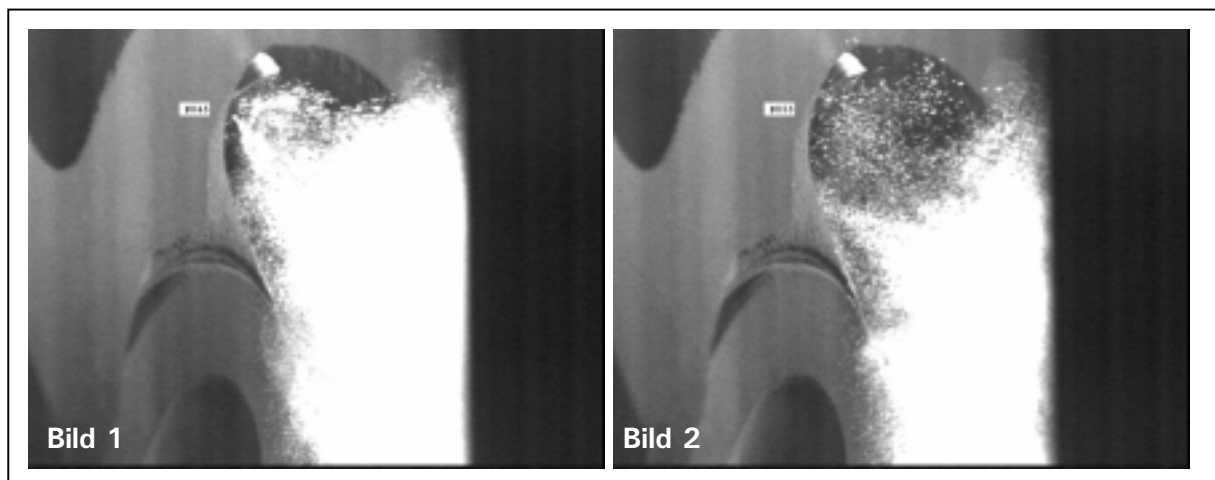


Bild 5-52: Verwirbelung größerer Tropfen im Bereich der Düsenausparung am Ende der Einspritzung

5.8 Untersuchung von Rückströmvorgängen in der Einlaßphase

Bei den zuvor beschriebenen Untersuchungen konnte beobachtet werden, daß einzelne Kraftstofftröpfchen insbesondere nach dem Ende der Einspritzung durch Interaktion mit den geöffneten Einlaßventilen in die Einlaßkanäle gelangten. Um zu prüfen, ob es zu dieser Rückströmbewegung nur kommt, weil in diesem Versuchsaufbau keine Einlaßluft durch die Kanäle strömt, wurde durch zusätzliche apparative Maßnahmen eine regelbare Zuluftschtaltung installiert. Unabhängig vom Druck der so durch die Einlaßkanäle einströmenden Luft verhielten sich die Kraftstofftröpfchen kurz nach der Einspritzung immer gleich zum Fall ohne Lufteinströmung. Auch die 3-dimensionale CFD-Strömungssimulation der Einspritzung im Brennraum zeigt dieses an der Einspritzdruckkammer beobachtete Phänomen auf, siehe **Bild 5-53**.

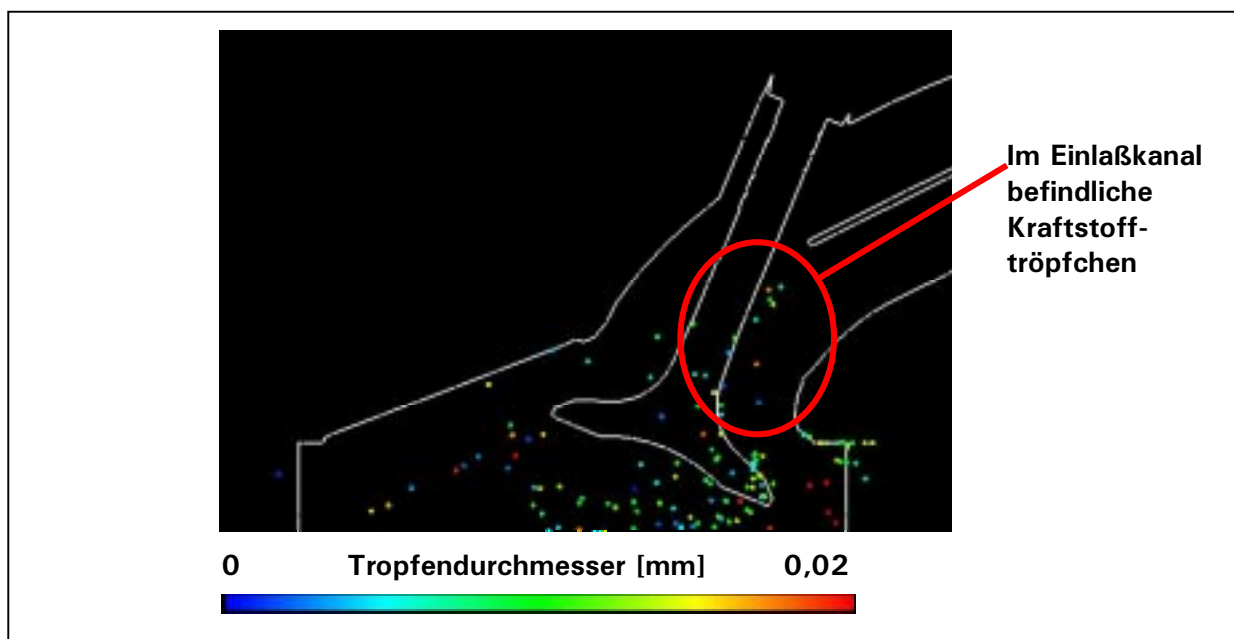


Bild 5-53: Rückströmen einzelner Kraftstofftröpfchen in die Einlaßkanäle, 3D-CFD-Strömungssimulation [74]

Um diese Beobachtung am befeuerten Vollmotor zu überprüfen, wurde das FFID im Einlaßkanal des vierten Zylinders des Versuchsmotors unterhalb des Tumblebleches installiert. Die genaue Meßposition zeigt **Bild 5-54**.

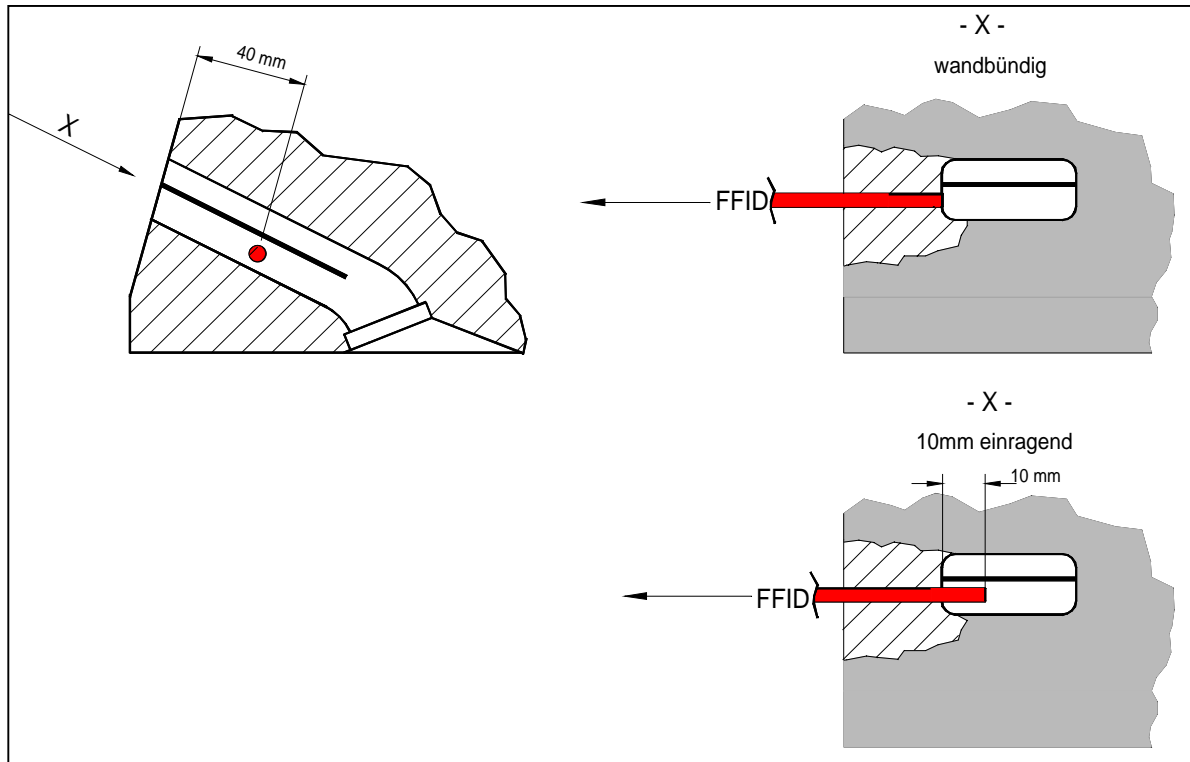


Bild 5-54: FFID-Meßpositionen im Einlaßkanal des vierten Zylinders

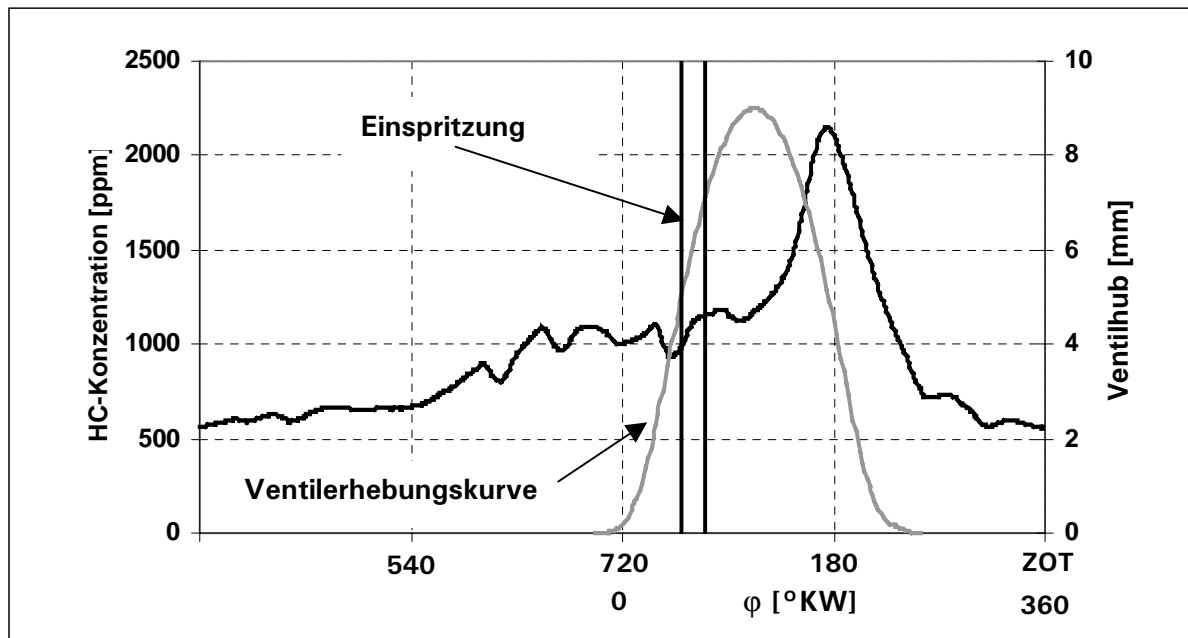


Bild 5-55: HC-Konzentration im Einlaßkanal und Einlaßventilerhebungskurve, sowie Lage der Einspritzung, FFID-Meßposition: wandbündig

Die FFID-Meßkapillare konnte wandbündig oder 10mm in den Einlaßkanal einragend positioniert werden. Um einen Probenfluß vom Einlaßkanal in die Meßkapillare des FFID gewährleisten zu können, betrug der maximal zu realisierende Unterdruck im Saugrohr 600mbar. Daher wurden diese Untersuchungen bei $p_{me} = 5\text{bar}$ durchgeführt. **Bild 5-55** zeigt ein exemplarisches Meßergebnis bei $n = 2000\text{U/min}$, $p_{me} = 5\text{bar}$ und $\lambda = 1$. Ab ca. 110°KW ist ein deutlicher Anstieg der HC-Konzentration meßbar, die ihr Maximum bei etwa 180°KW vor ZOT erreicht. Dadurch wurde ein Rückströmen von Brennraum-Gasgemisch mit hoher HC-Konzentration oder Kraftstofftröpfchen in den Einlaßkanal zum Ende der Einspritzung bestätigt.

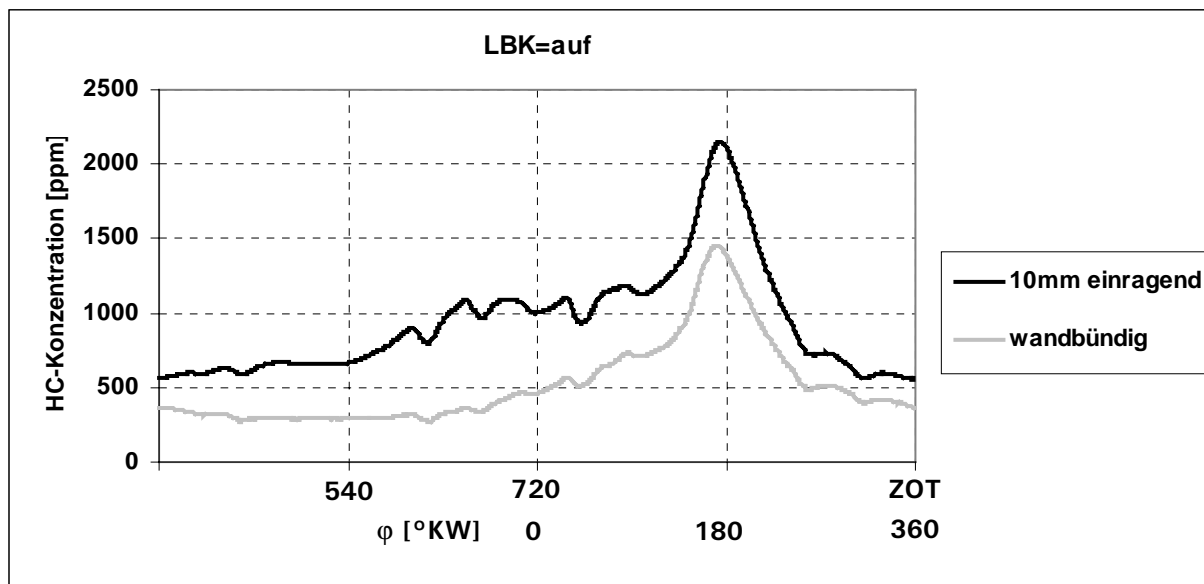


Bild 5-56: HC-Konzentration im Einlaßkanal an unterschiedlichen Meßpositionen, bei $n = 2000\text{U/min}$, $p_{me} = 5\text{bar}$ und $\lambda = 1$

Die Gegenüberstellung der HC-Konzentrationsverläufe bei wandbündiger und 10mm einragender Meßposition zeigt in **Bild 5-56**, in dem die wandbündige HC-Konzentration etwa 700ppm niedriger liegt, als in Kanalmitte. Es besteht also ein HC-Konzentrationsgefälle im Einlaßkanal. **Bild 5-57** zeigt eine Variation des Einspritzzeitpunktes bei geöffneter Ladungsbewegungsklappe.

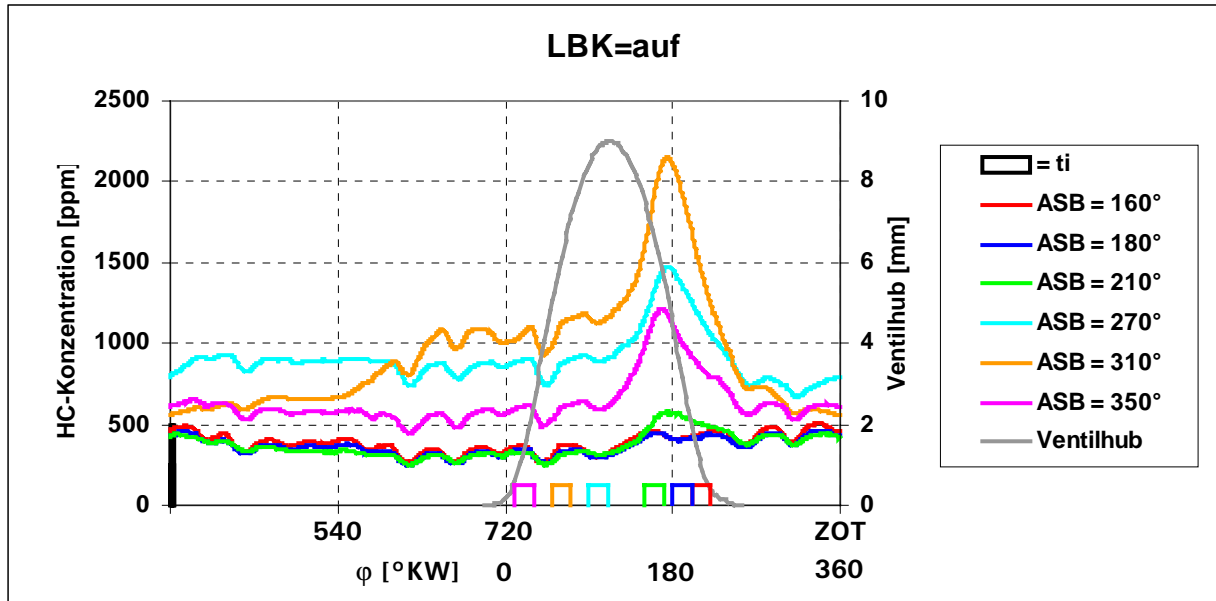


Bild 5-57: HC-Konzentration im Einlaßkanal in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt bei $n=2000\text{U}/\text{min}$, $p_{me}=5\text{bar}$ und $\lambda=1$, FFID-Meßposition: wandbündig

Beim sehr frühen Einspritzbeginn bei $\text{ASB}=350^\circ\text{KW}$ v. ZOT steht der Kolben fast im oberen Totpunkt, wodurch eine große Menge des eingespritzten Kraftstoffes auf den Kolben trifft. Dadurch weist das in die Einlaßkanäle zurückgeströmte Gasgemisch eine geringfügigere HC-Konzentration als bei $\text{ASB}=310^\circ\text{KW}$ v. ZOT auf. Beim Einspritzbeginn bei maximalem Einlaßventilhub $\text{ASB}=270^\circ\text{KW}$ v. ZOT sind die Einlaßventile offensichtlich geschlossen, bevor sich das in die Einlaßkanäle zurückströmende Gasgemisch intensiv mit Kraftstoff mischen konnte, wie bei $\text{ASB}=310^\circ\text{KW}$ v. ZOT. Die Einspritzzeitpunkte bei $\text{ASB}=160^\circ\text{KW}$ v. ZOT und $\text{ASB}=180^\circ\text{KW}$ v. ZOT liegen für ein Rückströmen von Gasgemisch hoher HC-Konzentration zeitlich zu spät. Bei $\text{ASB}=210^\circ\text{KW}$ v. ZOT bleibt gerade noch etwas Zeit, damit ein kleiner Teil des Gasgemisches mit Kohlenwasserstoffen in die Einlaßkanäle strömen kann. Bei geschlossener Ladungsbewegungsklappe verschiebt sich diese zeitliche Grenze zum späteren Einspritzzeitpunkt bei $\text{ASB}=180^\circ\text{KW}$ v. ZOT. **Bild 5-58** zeigt die ASB-Variation für die drei späten ASB's im gleichen Motorbetriebspunkt bei geschlossener LBK.

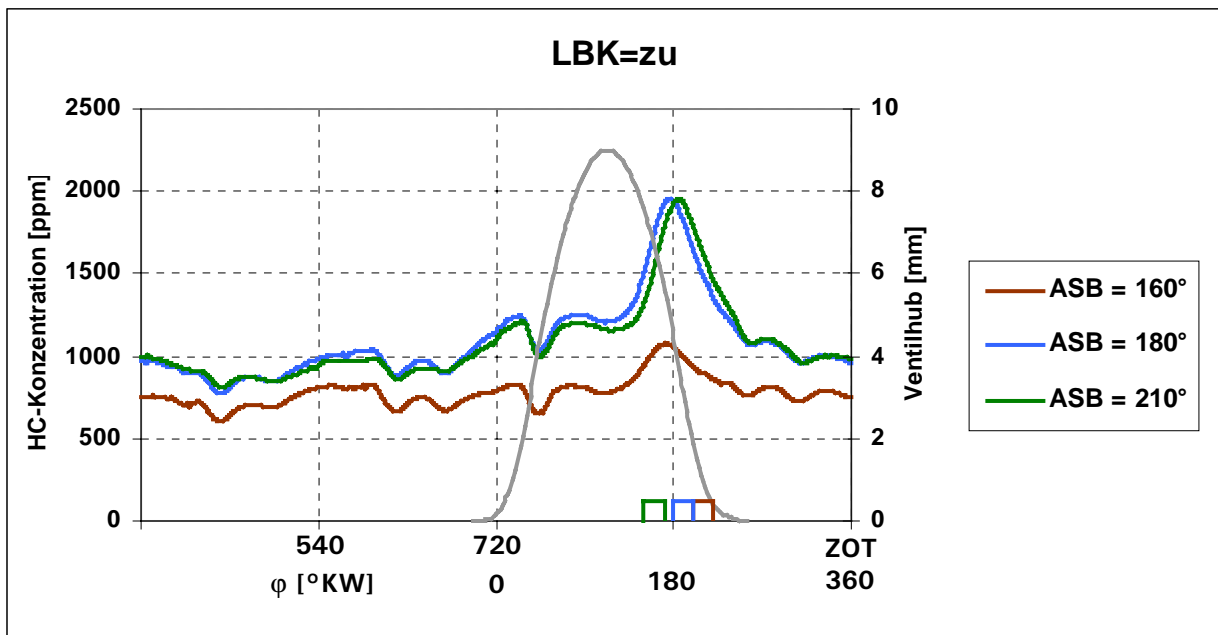


Bild 5-58: HC-Konzentration im Einlaßkanal in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt bei $n=2000\text{U}/\text{min}$, $p_{\text{me}}=5\text{bar}$ und $\lambda=1$, FFID-Meßposition: wandbündig

Dieses Ergebnis zeigt, daß die Bedingungen für ein Rückströmen von Kraftstofftröpfchen oder Gasgemisch mit Kohlenwasserstoffen in die Einlaßkanäle bei geschlossener LBK günstiger sind, als bei geöffneter LBK. Außerdem liegt offensichtlich eine ausgeprägte Schichtung des Gasgemisches, das in die Einlaßkanäle zurückströmt, in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt, vor.

Da die Meßwerte lediglich Konzentrationsangaben sind und an der Meßposition unterhalb des Tumblebleches je nach Tumbleklappenstellung stark unterschiedliche Massenströme vorliegen, wurden die Massenströme an der Meßposition mit dem eindimensionalen Strömungssimulationsprogramm WAVE berechnet. Durch Umrechnung ergeben sich daraus die HC-Massenströme, die in **Bild 5-59** für die ASB-Variation bei geöffneter LBK dargestellt sind. Die negativen Werte für den HC-Massenstrom resultieren aus einer Richtungsumkehr der Strömung. Die drei Kurvenverläufe sind nahezu kongruent.

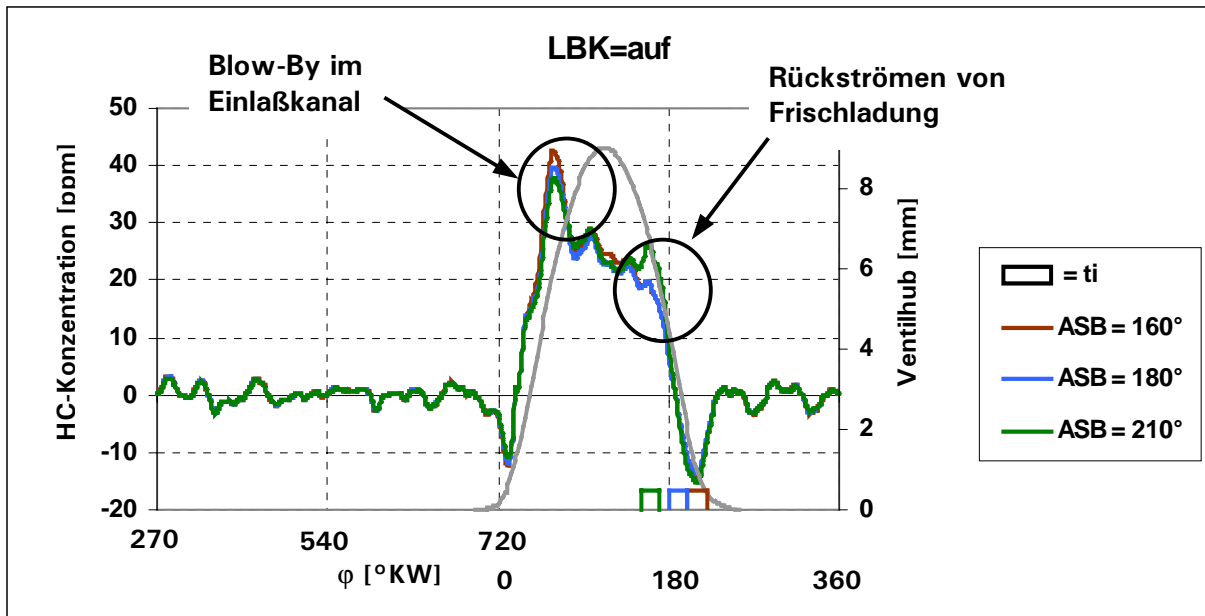


Bild 5-59: HC-Massenstrom im Einlaßkanal in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt bei $n = 2000\text{U}/\text{min}$, $p_{me} = 5\text{bar}$ und $\lambda = 1$, FFID-Meßposition: wandbündig

Der einzige signifikante Unterschied besteht im lokalen Maximum der HC-Massenströme bei ca. 160°KW . Der Einspritzbeginn $\text{ASB} = 210^\circ\text{KW}$ unterscheidet sich an dieser Stelle von den anderen beiden Einspritzzeitpunkten. Wie bereits in **Bild 5-57** gezeigt, ist ein Rückströmen von Gasgemisch mit Kohlenwasserstoffen in die Einlaßkanäle bei geöffneter LBK bei $\text{ASB} = 210^\circ\text{KW}$ gerade noch nachweisbar, während bei späteren Einspritzzeitpunkten kein Rückströmen mehr möglich ist. Damit ist nachgewiesen, daß das lokale HC-Maximum bei ca. 160°KW das Rückströmen von in den Brennraum eingebrachten Kraftstoff anzeigt. Auffällig ist das bei allen drei Kurven stark ausgeprägte Maximum im HC-Massenstrom bei ca. 85°KW . Dieser Peak liegt zeitlich bei jeder der Kurven deutlich vor der Einspritzung und kann daher keine Folge der Einspritzung sein. In **Bild 5-60** ist dem aus dem vorigen Bild bekanntem HC-Massenstrom eine Messung gegenübergestellt, bei der der Blow-By-Massenstrom nicht, wie sonst üblich, in das Saugrohr zurückgeführt wurde, sondern in die Absaugung des Prüfstandes.

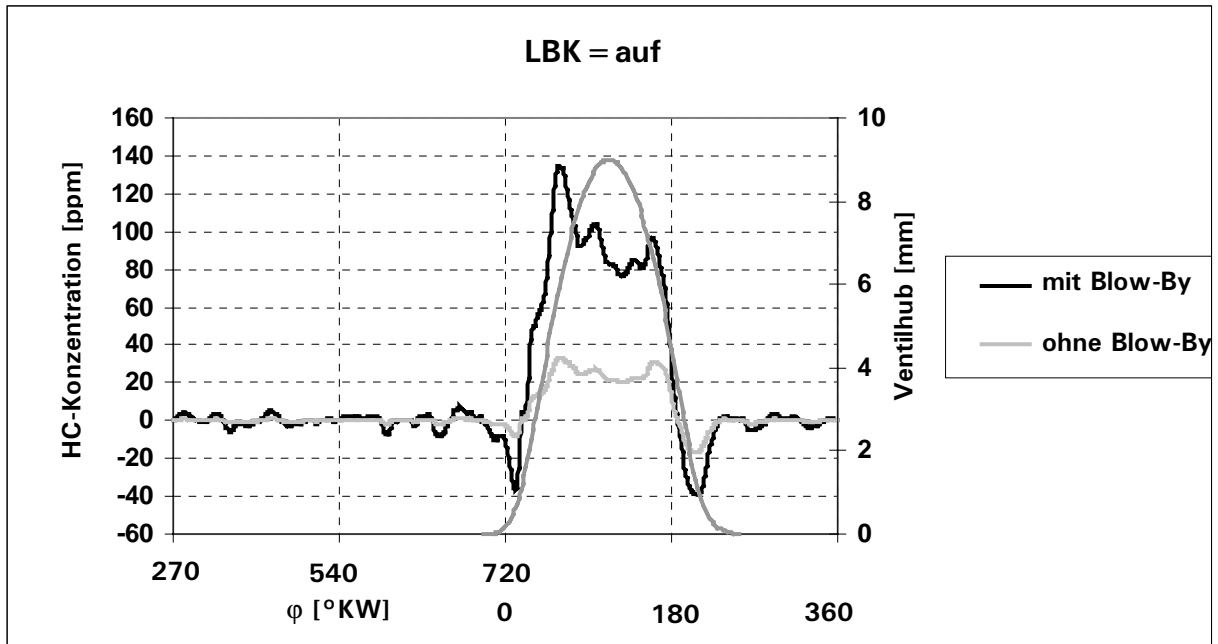


Bild 5-60: HC-Massenstrom im Einlaßkanal in Abhängigkeit von Blow-By-Rückführung in das Saugrohr bei $n=2000\text{U}/\text{min}$, $p_{me}=5\text{bar}$, $ASB=310^\circ\text{KW}$ v.ZOT und $\lambda=1$, FFID-Meßposition: wandbündig

Ohne die Rückführung von Blow-By sinkt das gesamte HC-Niveau während der Ansaugphase im Einlaßkanal um etwa die Hälfte ab. Außerdem weist der HC-Massenstrom ohne Blow-By-Rückführung das stark ausgeprägte Maximum bei ca. 85°KW nicht auf. Dieses Maximum entsteht vermutlich auf Grund von Blow-By-Tropfenabriß an der Tumbleblechkante, welches vorher dort kondensiert ist. Beobachtungen mit der Videostroboskopietechnik am Glasringmotor bestätigen diese Vermutung.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß die HC-Konzentration im Einlaßkanal durch das ins Saugrohr zurückgeführte Blow-By und durch aus dem Brennraum zurückströmendes Gasmisch mit Kohlenwasserstoffen zustande kommt. Die Bedingungen für das Rückströmen sind bei geschlossener LBK günstiger, als bei geöffneter LBK. Nur bei sehr späten Einspritzzeitpunkten kommt es nicht zum Rückströmen von Gasmisch hoher HC-Konzentration, jedoch ist dann auch die bis zum Zündzeitpunkt verbleibende Gemischbildungszeit stark verringert.

5.9 Einfluß des Feuersteges

Um den Einfluß des Feuerstegs auf die HC-Rohemissionen zu untersuchen, wurden Kolben mit einem gemäß **Bild 4-4** modifizierten Feuersteg eingesetzt. **Bild 5-61** zeigt die Untersuchungsergebnisse für einen Drehzahlschnitt in der Teillast bei einem effektiven Mitteldruck von $p_{me} = 2\text{bar}$ und $\lambda = 1$.

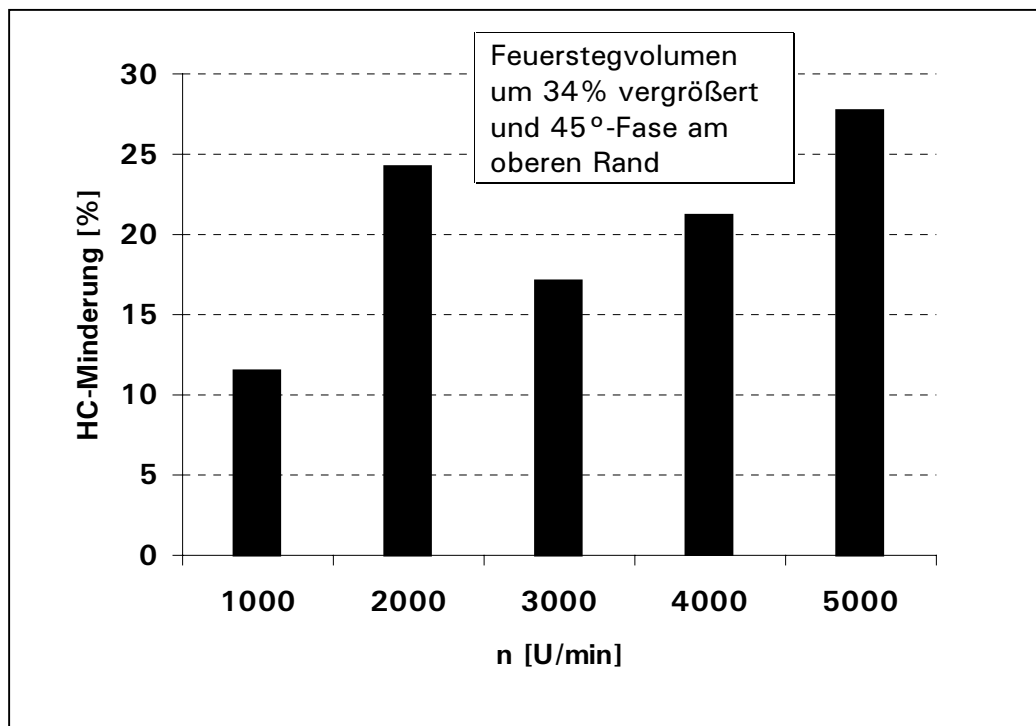


Bild 5-61: Prozentuale Verringerung der HC-Rohemissionen durch Vergrößerung des Feuersteges bei $p_{me} = 2\text{bar}$, $\lambda = 1$

Durch die Vergrößerung des Feuerstegvolumens konnten die HC-Rohemissionen um 11% bis 28% reduziert werden. Diese Ergebnisse zeigen, daß sich offensichtlich recht viel Kraftstoff im Ansaugtakt an der Zylinderlaufbuchse anlagert, der sich während der Kompressionsphase durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens im Feuersteg sammelt.

Zur Überprüfung dieser Ergebnisse wurde der Motor auch mit Ladungsschichtung betrieben. Bedingt durch die späte Einspritzung direkt auf den sich nach oben bewegenden Kolben und die zur Zündkerze gerichtete, direkte Umlenkung der eingespritzten Kraftstoffmasse können sich prinzipiell kaum Kohlenwasserstoffe an der Zylinderlaufbuchse anlagern. Daher sollte der Feuerstegbereich in dieser Motorbetriebsart von untergeordneter Bedeutung für die HC-Emissionen sein.

Diese Vermutung wird durch die Meßergebnisse in **Bild 5-62** bestätigt, in dem die HC-Rohemissionen in Abhängigkeit vom Zündwinkel für Basisfeuersteg und modifizierten Feuersteg dargestellt sind.

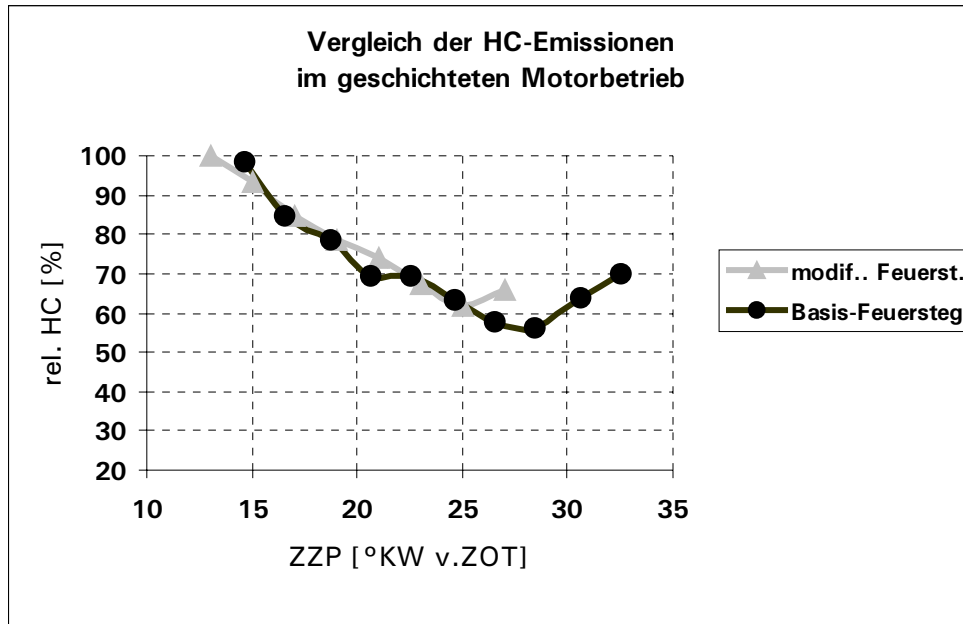


Bild 5-62: Einfluß der Feuerstegmodifikation auf die HC-Emissionen im geschichteten Motorbetrieb bei $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{me} = 2 \text{ bar}$ und $\lambda = 2.5$

5.10 HC-optimaler Motor

Die Untersuchungen in den vorangehenden Kapiteln haben gezeigt, daß einige Parametervariationen eine erhebliche Absenkung der HC-Rohemissionen bewirken. Um das Potential des Versuchsmotors hinsichtlich minimaler HC-Rohemissionen aufzuzeigen, wurden alle Parameter, die zu einer Verringerung der HC-Rohemissionen führten, nacheinander eingesetzt. Diese Untersuchungen wurden bei $p_{me} = 2\text{bar}$ und $n = 2000\text{U/min}$, $n = 3000\text{U/min}$, $n = 4000\text{U/min}$ und $n = 5000\text{U/min}$ durchgeführt. Die dazu eingesetzten Kolben waren flach, mit TiAlN beschichtet und wurden mit einer Feuersteggeometrie gemäß **Kapitel 4.5** versehen. Die Meßergebnisse der Untersuchungen mit flachen, unbeschichteten Kolben und Basisfeuersteg sind **Kapitel 5.2** entnommen. Zunächst wurde die LBK geöffnet, um den dadurch zu erreichenden, in **Kapitel 5.5** aufgezeigten Vorteil in den HC-Rohemissionen zu nutzen. Anschließend wurde das Luftverhältnis von $\lambda = 1$ auf $\lambda = 1,1$ verändert, um eine weitere Absenkung der HC-Rohemissionen zu erreichen. Bis zu diesem Punkt lag der Zündzeitpunkt immer so, daß der Verbrennungsschwerpunkt A150% bei ca. 8°KW nach ZOT lag. Die Einlaßnockenwelle wurde daraufhin soweit nach früh verstellt, bis sich ein neues Minimum in den HC-Rohemissionen ergab, wobei der Zündwinkel um einige Grad Kurbelwinkel nach spät verstellt wurde. Die optimale Stellung der Einlaßnockenwelle lag bei allen Betriebspunkten bei ca. 25°KW Frühverstellung. Dabei wurde eine Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes von $\sigma_{pmi} = 0,25\text{bar}$ nicht überschritten. Im Anschluß daran wurde externe AGR eingesetzt, um die HC-Rohemissionen weiter abzusenken. Wie bereits in **Kapitel 5.1** gezeigt, ist eine Absenkung der HC-Rohemissionen nur durch sehr kleine AGR-Raten in Verbindung mit einem sehr späten Zündwinkel möglich. Die Wahl des Zündwinkels war jedoch unter Berücksichtigung der oben angegebenen, noch tolerierbaren Motorlaufruhe stark eingeschränkt. Die AGR-Raten lagen bei ca. 3%. Nach diesen Maßnahmen wurden die Kühlmitteltemperatur, die Öltemperatur und die Kraftstofftemperatur erhöht. Die Kühlmitteltemperatur konnte bis nahezu $T_{KM} = 100^\circ\text{C}$ erhöht werden, was einer Erwärmung um ca. 10°C gegenüber dem standardmäßig betriebswarmen Motor entsprach. Da im Motor ein Wärmeaustausch zwi-

schen Kühlmittel und Öl stattfindet, erhöhte sich hierbei auch die Öltemperatur etwas. Deswegen und weil der Motor sowieso schon warm betrieben wurde, war ein weiteres Anheben der Öltemperatur daraufhin nur in sehr kleinen Bereichen möglich. Die Kraftstofftemperatur konnte durch den Einsatz einer Heizung um ca. 15°C erhöht werden. In **Tabelle 5-2** sind die genannten Parametervariationen für die untersuchten Motorbetriebspunkte gegenübergestellt.

n [U/min]	LBK [-]	λ [-]	ENW [°KW]	AGR [%]	Δ Kühlmitteltemp. [°C]	Δ Öltemp. [°C]	Δ Kraftstofftemp. [°C]
2000	auf	1.1	24	3.39	11.3	0.45	17.7
3000	auf	1.1	23	3.10	10.9	7.53	17.2
4000	auf	1.1	23	2.20	11.4	1.33	19.4
5000	auf	1.1	26	2.20	10.5	2.20	15.5

Tabelle 5-2: Variierte Parameter

Bild 5-63 zeigt die Meßergebnisse des HC-optimierten Motors mit allen in **Tabelle 5-2** genannten Einstellungen im Vergleich zum DI-Basismotor und zum MPI-Motor. Der DI-Basismotor wurde in allen gezeigten Betriebspunkten mit unbeschichteten DI-Kolben bei $\lambda = 1$, ENW = 0°KW, AGR = 0% und mit LBK = zu betrieben. Der Zündzeitpunkt war stets so gewählt, daß der Verbrennungsschwerpunkt bei 8°KW nach ZOT lag. Die HC-Rohemissionen des DI-Versuchsmotors in den untersuchten Betriebspunkten wurden gleich 100% gesetzt. Der HC-optimierte DI-Motor weist 60% bis 80% weniger HC-Rohemissionen als der DI-Basismotor in den untersuchten Betriebspunkten auf. Den Einfluß der einzelnen Parameter auf die HC-Rohemissionen zeigt **Bild 5-64** für die untersuchten Betriebspunkte. Kolbenform, TiAlN-Beschichtung und Einlaßnockenwellenverstellung bieten in allen untersuchten Betriebspunkten ein sehr hohes HC-Minderungspotential. Der Einfluß der Temperaturen ist bei den Betriebspunkten mit hoher Drehzahl von untergeordneter Bedeutung, da der Versuchsmotor in diesen Punkten bereits sehr warm war.

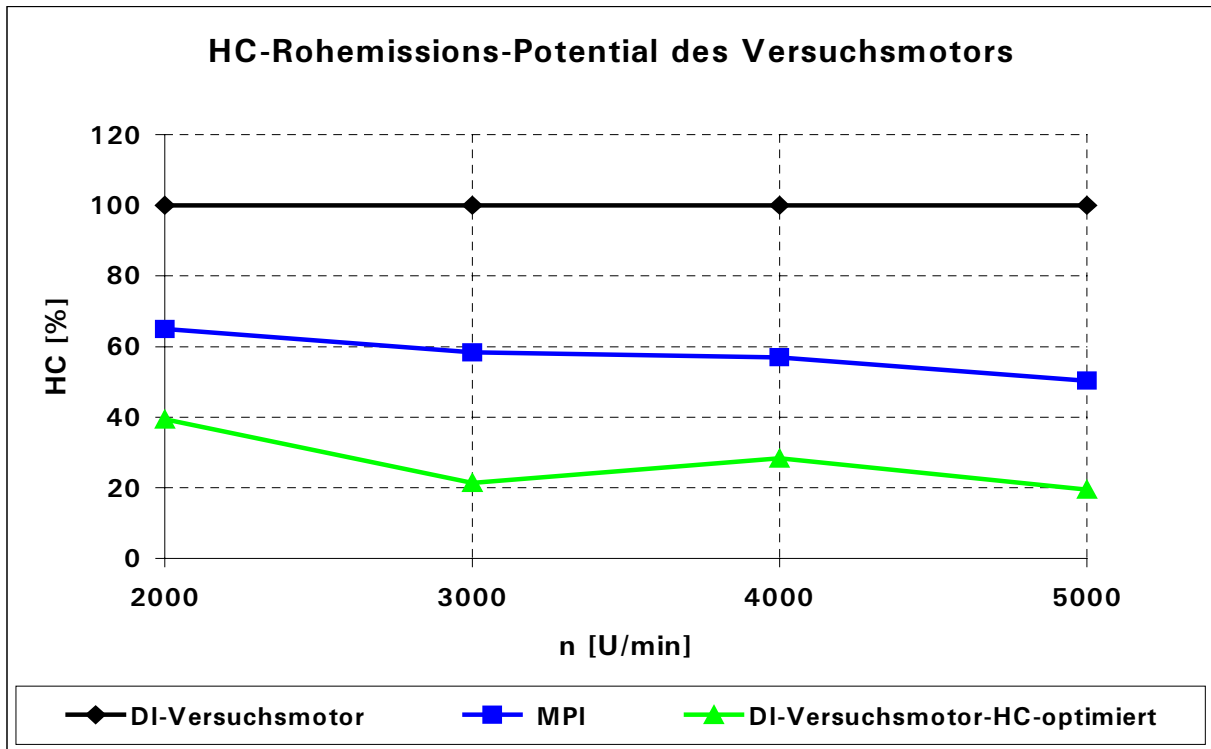


Bild 5-63: Gegenüberstellung der HC-Rohemissionen von DI-Versuchsmotor, MPI-Motor und HC-optimiertem DI-Motor bei $p_{me} = 2\text{bar}$

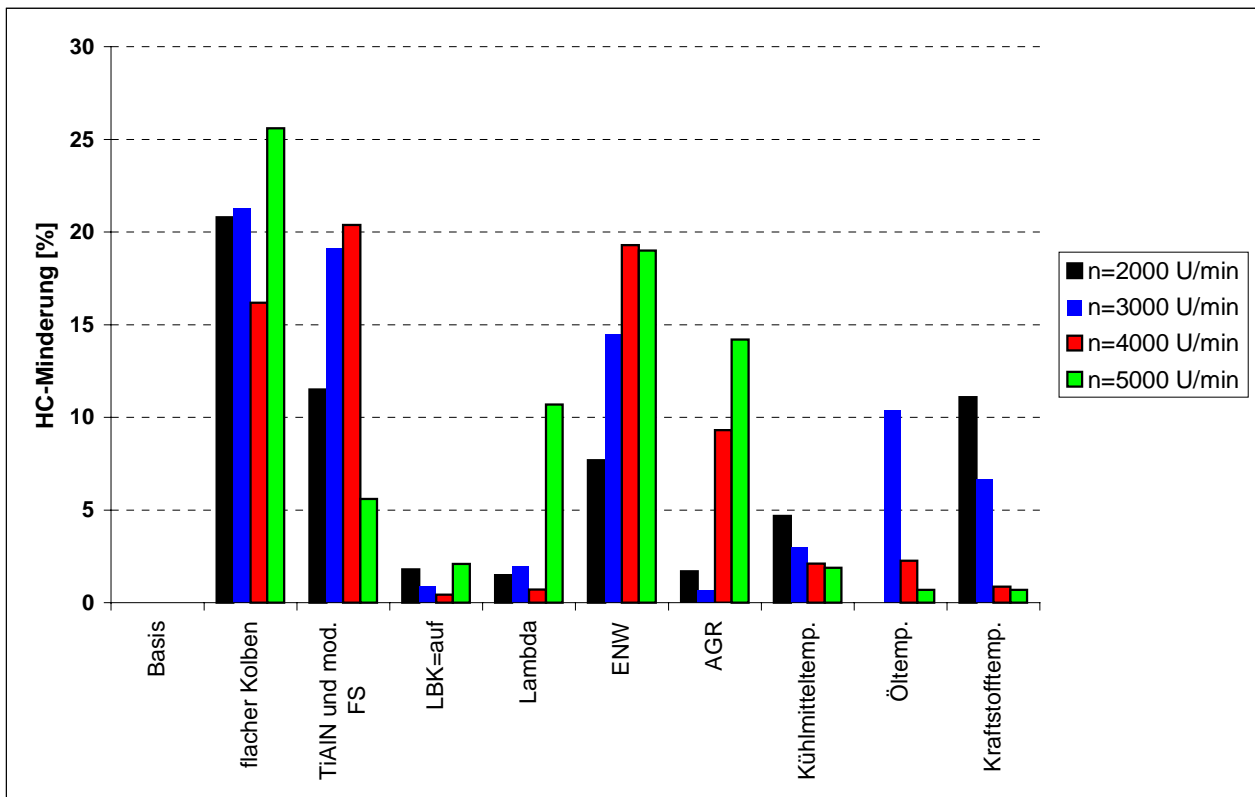


Bild 5-64: Einfluß der einzelnen Parameter auf die Reduzierung der HC-Rohemissionen für die untersuchten Motorbetriebspunkte bei $p_{me} = 2\text{bar}$ (Basis = DI-Motor ohne Maßnahmen)

6. Zusammenfassung

Moderne, realisierte Ottomotorenkonzepte mit Direkteinspritzung weisen gegenüber konventionellen Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung erhöhte HC-Rohemissionen auf, selbst wenn sie mit Saughubeinspritzung und damit weitestgehend homogenem, stöchiometrischem Gemisch betrieben werden. Ziel der vorliegenden Untersuchungen war es daher, am 1,4l-FSI-Motor von Volkswagen die innermotorischen HC-Quellen in der Teillast bei Motorbetrieb mit homogenem Gemisch zu lokalisieren und geeignete Maßnahmen zu finden, um die HC-Rohemissionen abzusenken. Grundsätzlich sind in homogener Betriebsart zwei Mechanismen für die HC-Rohemissionen verantwortlich:

- Kohlenwasserstoffe, die im Wandfilm und in Spalträumen zwischengespeichert werden und sich so einer vollständigen Verbrennung entziehen.
- Lokale Gemischinhomogenitäten, in denen die Flammenfortschrittsgeschwindigkeit stark herabgesetzt wird, bzw. die Flamme erlischt.

Der Vergleich zwischen Direkteinspritzung und Saugrohreinspritzung ergab eindeutig, daß die Kolbenform ein wesentlicher Grund für die erhöhten HC-Rohemissionen des FSI-Motors ist. Der flüssige Kraftstoff, der sich auf der Kolbenoberfläche der Gemischbildung entzieht, verbrennt überwiegend unter lokalem Sauerstoffmangel. Die dabei entstehenden Rußteilchen bilden eine poröse Ablagerungsschicht auf der Kolbenoberfläche und stellen so einen Kraftstoffspeicher dar. Durch eine sehr dünne Oberflächenbeschichtung konnte die Struktur der Verbrennungsrückstände auf dem Kolben deutlich verändert werden, wodurch die Kraftstoffspeicherfähigkeit und damit die HC-Rohemissionen signifikant gesenkt wurden. Eine weitere Absenkung dieser Schadstoff-Emissionen konnte durch eine Feuerstegvergrößerung erreicht werden, indem der Flamme die Möglichkeit gegeben wurde, die in diesem Bereich eingelagerten Kohlenwasserstoffe zu verbrennen. Eine weitere HC-Quelle stellt die Düsenausparung am Zylinderkopf dar, da es in diesem Bereich durch den COANDA-Effekt zu einer Einspritzstrahlanlagerung an die Brennraumwand kommt. Dieser Effekt konnte durch veränderte Düsenparameter vermieden werden, was ebenfalls zu einer Reduzierung der HC-Rohemissionen führte. Durch dynamische Versuche konnte die insgesamt

im Brennraumwandfilm stationär zwischengespeicherte Kraftstoffmasse bestimmt werden. Diese ist lastabhängig und korreliert mit der Kraftstoffmasse einer Einzeleinspritzung. Eine Verbesserung der Durchmischung von Kraftstoff und Luft im Brennraum durch einen erhöhten Lufttumble und eine erhöhte Turbulenz führten zu einer Erhöhung der HC-Rohemissionen, da die verstärkte Ladungsbe-
wegung Frischgemisch an die einlaßseitige Zylinderlaufbuchse drückt und somit die Kraftstoffwandfilmmasse vergrößert.

Im homogen-mager-Betrieb konnte nachgewiesen werden, daß lokales „Flame-
quenching“ die dominierende Ursache für die erhöhten HC-Rohemissionen dar-
stellt. Dieser Effekt nimmt mit zunehmend fetterem Gemisch ab, wobei aber die
Kraftstoffzwischenlagerung auf der Kolbenoberfläche gleichzeitig an Bedeu-
tung gewinnt.

Durch eine Kombination aller untersuchten HC-senkenden Maßnahmen konnte
eine Reduzierung der HC-Rohemissionen um 60% bis 80% im Kunden- und
MVEG-relevanten Betriebsbereich bei $n = 2000 \text{ U/min}$ bis $n = 3000 \text{ U/min}$ und
 $p_{me} = 2 \text{ bar}$ gegenüber der Basis erreicht werden.

7. Ausblick

Mit den durchgeführten Untersuchungen konnten die HC-Quellen im Brennraum des Versuchsmotors durch den Einsatz der beschriebenen Meßtechnik lokalisiert werden. Insbesondere die FFID-Arbeitsspielanalyse wurde als wirksame Methode entwickelt, um aus dem kurbelwinkel-aufgelösten HC-Verlauf im Abgas eines Zylinders auf die Quellen der Kohlenwasserstoffe schließen zu können. Um die, in der vorliegenden Arbeit durch experimentelle Parametervariationen gewonnenen Erkenntnisse zu überprüfen und gegebenenfalls zu erweitern, bietet sich eine 3-dimensionale CFD-Berechnung der Expansions- und Auslaßphase an. Nach gezieltem Einfügen einzelner Partikel in unterschiedliche Brennraumbereiche könnte deren zeitliche Ankunft durch Simulation des Strömungsfeldes an der FFID-Meßstelle im Auslaßtrakt ermittelt werden. Dieses Partikel-Tracing wäre allerdings nur dann sinnvoll, wenn der Vierzylinder-Vollmotor simuliert werden würde. Damit könnten die durch die Gaswechsel der übrigen Zylinder hervorgerufenen Druckschwankungen im Abgaskrümmen berücksichtigt werden.

Von den Einzelmaßnahmen, die zum HC-optimalen Versuchsmotor führten, ist die überwiegende Zahl auch auf andere Benzin-Direkteinspritzkonzepte direkt übertragbar.

Die Ursachen der hohen HC-Rohemissionen im Motorbetrieb mit Ladungsschichtung wären als nächstes zu untersuchen. In dieser Betriebsart sind im wesentlichen zwei Effekte als maßgebliche HC-Quellen anzusehen:

- Ebenso wie beim Motorbetrieb mit homogenem Gemisch wird auch hier die Benetzung der Kolbenoberfläche mit flüssigem Kraftstoff zu Wandfilmbildung führen. Allerdings ist anzunehmen, daß in dieser Betriebsart fast ausschließlich die Kraftstoffmulde und nicht die gesamte Kolbenoberfläche betroffen sein wird. Während ein eventuell am Zylinderkopfdach vorhandener Wandfilm zu berücksichtigen wäre, ist Wandfilmbildung an der Zylinderlaufbuchse nicht zu erwarten. Daher wird der in der vorliegenden Arbeit gezeigte signifikante Effekt eines modifizierten Feuersteiges im Motorbetrieb mit Ladungsschichtung vermutlich nicht zu beobachten sein.

- Die zweite, eventuell ausschlaggebendere Ursache für die HC-Emissionen, ist im „Flamequenching“ zu sehen. Die extremen λ -Gradienten auf kleinstem Raum, sowie die sehr kurze Gemischbildungszeit und die durch den erheblichen Luftüberschuß bedingte niedrige Brennraumtemperatur sind die Ursachen für ein vorzeitiges lokales Flammenerlöschen. Aus diesem Grund sind detaillierte Untersuchungen zu den HC-Quellen im Motorbetrieb mit Ladungsschichtung nur durch Visualisierung der Flammenausbreitung, neben den in der vorliegenden Arbeit eingesetzten Methoden, sinnvoll.

Trotz des hohen Sauerstoff-Überschusses wird die Nachoxidation der Kohlenwasserstoffe wegen der niedrigen Brennraum- und Abgastemperatur gegenüber dem Motorbetrieb mit homogenem Gemisch stark reduziert sein.

8. Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

$AI_{50\%}$	Verbrennungsschwerpunkt	[°KW]
$AI_{90\%}$	Brennende	[°KW]
c_1	Konstante	[s ² *K/10 ³ m]
c_2	Konstante	[s ² /kg*m ²]
c_f	Durchflußzahl	[-]
C_nH_m	Allg. Summenformel für Kohlenwasserstoff	[-]
d_{Tr}	Tropfendurchmesser	[mm]
HC_{Bereich}	HC-Meßbereichswert des FID	[ppm/V]
HC_{Konz}	Kohlenwasserstoff-Konzentration	[ppm]
I	Fluoreszenz-Intensität	[%]
m	Anzahl H-Atome in Summenformel	[-]
\dot{m}_{aus}	Ausgangsmassenstrom (GEV)	[mg/s]
\dot{m}_{ein}	Eingangsmassenstrom (GEV)	[mg/s]
m_{Film}	Kraftstoff-Wandfilmmasse	[mg]
\dot{m}_{Kap}	Kapillarmassenstrom des FID	[mg/s]
$m_{K,e,Zyklus}$	je Zyklus eingespritzte Kraftstoffmasse	[mg]
$m_{\text{Krst.}}$	Masse des eingespritzten Kraftstoffes	[mg]
$m_{K,theor.}$	theoretisch bei stöchiometrischer Verbrennung und theoretisch maximaler Luftmasse umsetzbare Kraftstoffmasse	[mg]
$m_{K,u,Zyklus}$	je Zyklus umgesetzte Kraftstoffmasse	[mg]
$\bar{m}_{L, \text{stöch.}}$	stöchiometrischer Luftbedarf	[kg Kraftstoff/kg Luft]
$m_{L,theor.}$	theoretische, unter Normbedingungen pro Zyklus maximal angesaugte Luftmasse	[g]
m_{LZ}	je Zyklus angesaugte Luftmasse	[g]
\dot{m}_{Probe}	GEV-Probenmassenstrom	[mg/s]
M_T	Kippmoment	[Nm]
$\dot{m}_{\text{Gemischb.}}$	HC-Massenstrom zum Wandfilmaufbau während der Gemischbildung	[g/°KW]

$\dot{m}_{\text{nachVerbr.}}$	HC-Massenstrom zum Wandfilmabbau nach der Verbrennung	[g/°KW]
$\dot{m}_{\text{Verbrenn.}}$	HC-Massenstrom zum Wandfilmabbau während der Verbrennung	[g/°KW]
n	Drehzahl	[U/min.]
n	Anzahl C-Atome in Summenformel	[-]
N	Teilchenmenge	[1/mol]
N_{PK}	Kraftstoffteilchenmenge je Probe	[mol]
N_{PL}	Luftteilchenmenge je Probe	[mol]
p_{Kammer}	Druck in der Einspritzdruckkammer	[bar]
p_{me}	effektiver Mitteldruck	[bar]
p_{Rail}	Raildruck	[bar]
p_{Saug}	Saugrohrdruck	[mbar]
\dot{q}_{K}	Wärmestrom durch Kovektion	[W/m ²]
\dot{q}_{WL}	Wärmestrom durch Wärmeleitung	[W/m ²]
R	Gaskonstante	[kJ/kgK]
T	Tumblezahl	[-]
t	Zeit	[s]
t_i	Einspritzdauer	[°KW]
T_{Kammer}	Temperatur in der Einspritzdruckkammer	[°C]
T_{L}	Leidenfrosttemperatur	[°C]
$T_{\text{Öl}}$	Öltemperatur	[°C]
T_{KM}	Kühlmitteltemperatur	[°C]
T_{Kr}	Kraftstofftemperatur	[°C]
TZ_{FID}	Einstellzeit des FID	[Zyklen]
TZ_{maus}	Einstellzeitzeit des Massendurchflußmessers	[Zyklen]
U	Spannungswert	[V]
U_{FID}	Spannungswert (Anzeigewert) des FID	[V]
$w_{\text{Kraftstoff}}$	Kraftstoffmassenbruch	[-]
w_{Tr}	Tropfengeschwindigkeit	[m/s]
We_{Tr}	Weberzahl für Tropfen	[-]
$V_{\text{H,Zyl.}}$	Zylinderhubvolumen	[m ³]

\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
α_{Bent}	Neigungswinkel der Strahlachse	[°]
α_{Kegel}	Strahlkegelwinkel	[°]
$\Delta m_{\text{Gemischb.}}$	Änderung der Wandfilmmasse während der Gemischbildung	[mg]
$\Delta m_{\text{nachVerbr.}}$	Änderung der Wandfilmmasse nach der Verbrennung	[mg]
$\Delta m_{\text{K,W}}$	Änderung der Kraftstoffmasse im Wandfilm	[mg]
$\Delta m_{\text{Verbrenn.}}$	Änderung der Wandfilmmasse während der Verbrennung	[mg]
ΔT	Temperaturdifferenz	[°C]
$\Delta T_{\text{Oberfläche}}$	Oberflächen-Temperaturdifferenz	[K]
λ	Luftverhältnis	[-]
λ_{K}	Kraftstoffliefergrad	[-]
λ_{L}	Luftliefergrad	[-]
λ_{Laser}	Wellenlänge des Krypton-Fluorid-Lasers	[nm]
λ_{V}	Verbrennungs-Luftverhältnis	[-]
φ	Drehwinkel der Kurbelwelle	[°KW]
φ_{DK}	Drosseelklappen-Stellwinkel	[°]
ρ_{Luft}	Luftdichte	[kg/m ³]
$\rho_{\text{L,0}}$	Dichte der Luft im Normzustand	[kg/m ³]
ρ_{Tr}	Tropfendichte	[kg/m ³]
σ	Oberflächenspannung	[N/m ²]
σ_{pmi}	Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes	[bar]

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
Aö	Auslaß öffnet
As	Auslaß schließt
ASB	Ansteuerbeginn des Drallinjektors

BDE	Benzin-Direkteinspritzung
CCD	Charged Coupled Devices
CFD	Computational Fluid Dynamics
CCU	Camera Control Unit
DMS	Dehnungs-Meßstreifen
DOE	Design Of Experiments
EDX	Energetic Dispersive X-Ray
Eö	Einlaß öffnet
ENW	Einlaßnockenwelle
Es	Einlaß schließt
FFID	Fast Flame Ionisation Detector
FID	Flame Ionisation Detector
FSI	Fuel Stratified Injection
GEV	Gasentnahmeventil
HC	Hydrocarbon (Kohlenwasserstoffe)
°KW	Grad Kurbelwinkel
LBK	Ladungsbewegungsklappe
LIF	Laser Induzierte Fluoreszenz
LLZK	Lichtleiter-Zündkerze
LWOT	Oberer Totpunkt im Ladungswechsel
MPI	Multi Point Injection
OT	Oberer Totpunkt
PLIF	Planare Laser Induzierte Fluoreszenz
PVD	Physical Vapour Deposition
REM	Raster Elektronen Mikroskop
Spez. HC	Spezifische HC-Emissionen
Std	Standardabweichung des Mittelwertes
UT	Unterer Totpunkt
ZOT	Oberer Totpunkt in der Kompression
ZZP	Zündzeitpunkt

9. Literaturverzeichnis

- [1] Grote, A.: Zum Verhalten instationärer Kraftstoffwandfilme in Einlaßkanälen von Ottomotoren, Dissertation Universität Karlsruhe 1999
- [2] N.N.: FSI - der Benzinmotor mit Direkteinspritzung von Volkswagen, Kommunikation Motorpresse, Wolfsburg 1999
- [3] Schwaderlapp, K.: Luftgeführtes Gemischbildungsverfahren für einen direkteinspritzenden Ottomotor, FEV Motorentchnik, Aachen 1997
- [4] Wittig, S.; Himmelsbach, M.; Elsäßer, A.: Gemischaufbereitung und Wandfilverhalten in Saugrohren von Ottomotoren (Teil1), MTZ 55 (1994) 3
- [5] Eisfeld, F.: Der Einfluß der Brennstoffeinbringung auf die Aufbereitung und Verbrennung, HdT-Vortragsveröffentlichung 1980
- [6] Renz, U.; Schneemann, A.; Hohmann, S.: Mechanik und Wärmeübertragung von Tropfen und Sprays auf heiße Brennraumwände, Kolloquium des Sonderforschungsbereiches 224 der RWTH Aachen 1996
- [7] N.N.: Untersuchungen zur Tropfengrößenverteilung und Tropfengeschwindigkeit im Einspritzstrahl einer Benzin-DI-Hohlkegeldüse, Robert Bosch GmbH, 1999
- [8] Andrian, S.v.; Haug, M.: Direkteinspritzung Ottomotor II, Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung im direkteinspritzenden Viertakt-Ottomotor, Vorhaben Nr. 486, FVV-Abschlußbericht, Heft 524, 1993
- [9] Noda, T.; Yuichi, I.; Naitoh, K.; Mitsumoto, H.; Iiyama, A.: Effects of mixture formation on WOT output of a direct-injection gasoline engine, JSAE Review 20 (1999) 177-181
- [10] Heywood, J.B.: Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, Inc., 1988
- [11] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R.W.: Verbrennung – Physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung, 2. Auflage, Springer-Verlag, 1997
- [12] Hutchison, D.H.; Holden, F.R.: An inventory of automobil gases, SAE-Transactions 63 (1955), Seite 581-587
- [13] Schmidt, H.: Reduzierung der Kohlenwasserstoff-Rohemission eines Ottomotors beim Kaltstart und bei der instationären Kaltabfahrt, Dissertation TU Braunschweig 1989
- [14] Sterlepper, J.: HC-Emissionen und Flammenausbreitung im Feuerstegbereich beim Ottomotor, Dissertation, RWTH Aachen, 1992

- [15] Panduranga, V.: Untersuchung über den Einfluß von Druck, Temperatur und Turbulenz auf die Flammenauslöschung an Brennkammerwänden sowie ihre Bedeutung für die Reduzierung der Kohlenwasserstoffemission von Verbrennungsmotoren, Dissertation RWTH Aachen, 1970
- [16] Panduranga, V.: Bombenversuche zur Ermittlung der Kohlenwasserstoff-Emission, MTZ 32 (1971) 9
- [17] Borrmeister, J.; Hübner, W.: Einfluß der Brennraumform auf HC-Emission und den Verbrennungsablauf, MTZ 58 (1997) 7/8
- [18] Langer, O.: Experimentelle und theoretische Bestimmung der Kraftstoffspeicherung im Saugrohr eines Ottomotors, Dissertation TH Darmstadt 1996
- [19] Haug, M.; Johnen, T.: Kraftstoffaufbereitung und Wandfilmbildung in Saugrohren von Ottomotoren, Ottomotorische Verbrennung - Aktuelle Probleme und moderne Meßverfahren, Tagung Haus der Technik Essen, 1995
- [20] Bellmann, H.: Ermittlung der Kraftstoffwandfilmmasse im Saugrohr eines Ottomotors, VDI-Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 238, 1995
- [21] Yoshida, M.: Einfluß der Spaltgeometrie am Feuersteg des Kolbens auf die Kohlenwasserstoffemission bei einem Ottomotor-Teil1, MTZ 41 (1980) 3
- [22] Yoshida, M.: Einfluß der Spaltgeometrie am Feuersteg des Kolbens auf die Kohlenwasserstoffemission bei einem Ottomotor-Teil2, MTZ 41 (1980) 4
- [23] Alkidas, A.C.; Drews, R.J.: Effects of piston crevice geometry on the steady-state engine-out hydrocarbons emissions of a S.I. engine, SAE-Paper 952537, 1995
- [24] Kyoungdoug, M.; Cheng, W.K.; Heywood, J.B.: The effects of crevices on the engine-out hydrocarbon emissions in SI-engines, SAE-Paper 940306, 1994
- [25] Tabaczynski, R.J.; Heywood, J.B.; Keck, J.C.: Time-resolved measurements of hydrocarbon mass flowrate in the exhaust of a spark-ignition engine, SAE-Paper 720112, 1972
- [26] Weiss, P.; Keck, J.C.: Fast sampling valve measurements of hydrocarbons in the cylinder of a CFR engine, SAE-Paper 810149, 1981
- [27] Liu, H.; Wallace, J.S.: Instantaneous in-cylinder hydrocarbon measurement during the post-flame period in a S.I. engine, SAE-Paper 1999-01-3577, 1999
- [28] Green, R.M.; Cloutman, L.D.: Planar LIF observations of unburned fuel escaping the upper ring-land crevice in an SI engine, SAE-Paper 970823, 1997

- [29] Wentworth, J.T.: Piston and ring variables affect exhaust hydrocarbons emissions, SAE-Paper 680109, 1968
- [30] Ohya, Y.; Yamauchi, T.; Ohsuga, M.: Reducing hydrocarbon emissions by improving mixture formation, Hitachi Research Laboratory, 17. internationales Wiener Motorensymposium 1996
- [31] Stanglmaier, R.H.; Roberts, C.I.; Li, J.; Matthews, R.D.: Fuel-wall impingement and hydrocarbon emissions from direct injected gasoline engines, Direkteinspritzung im Ottomotor II, Tagung Haus der Technik, München 1999
- [32] Watzdorf, S.v.: Untersuchung des Einflusses der Oberflächenbeschaffenheit auf die Verbrennung in Wandnähe unter motorischen Bedingungen, Dissertation Universität Braunschweig, 1967
- [33] Jackson, M.W.; Wiese, W.M.; Wentworth, J.T.: The influence of air-fuel ratio, spark timing and combustion chamber deposits on exhaust hydrocarbon emissions, SAE-Paper 486a, 1962
- [34] Frank, R.M.; Heywood, J.B.: The importance of injection system characteristics on hydrocarbon emissions from a direct-injection stratified-charge engine, SAE-Paper 900609, 1990
- [35] Spicher, U.; Velji, A.: Kohlenwasserstoff-Emission I, Entstehung von Kohlenwasserstoffen durch „flame quenching“ bei Verbrennungsmotoren, Vorhaben Nr. 231 und 299, FVV-Abschlußbericht, Heft 351, 1984
- [36] Spicher, U.; Velji, A.; Klütting, M.; Huynh, H.N.; Knoche, K.F.; Pischinger, F.: Vorzeitiges Erlöschen der Flamme und Kohlenwasserstoff-Emission bei ottomotorischer Verbrennung, MTZ 46 (1985) 12
- [37] Kuck, H.-A.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Vorgänge in einer zylindrischen Modellbrennkammer bei Wandauftragung des Kraftstoffes, Dissertation RWTH Aachen 1972
- [38] Finlay, I. C.; Boam, D.J.; Bingham, J.F.; Clark, T.A.: Fast response FID measurement of unburned hydrocarbons in the exhaust port of a firing gasoline engine, SAE-Paper 902165, 1990
- [39] Peckham, M.; Collings, N.: Study of engine wall layer hydrocarbons with a fast-response FID; SAE-Paper 922237, 1992
- [40] Ortman, R.; Arndt, S.; Döring, S.; Fehler, S.; Grzezik, R.: Zerstäubung und Gemischbildung mit Hochdruck-Einspritzventilen für Benzin-Direkteinspritzung, 20. internationales Wiener Motorensymposium, 1999

- [41] Giovanetti, A.J.; Ekchian, J.A.; Heywood, J.B.: Analysis of hydrocarbon emissions mechanisms in a direct injection spark-ignition engine, SAE-Paper 830587, 1983
- [42] Sandquist, H.; Denbratt, I.: Influence of fuel volatility on cycle resolved hydrocarbon emissions from a direct injection spark ignition engine, Direkteinspritzung im Ottomotor II, Tagung Haus der Technik, München 1999
- [43] Williams, F.: Combustion theory, Benjamin/Cummings, Menlo Park, 1984
- [44] N.N.: HFR400 User Manual Version 3.2, Cambustion Limited 1999
- [45] Klingenberg, H.: Automobilmeßtechnik Band C: Abgasmeßtechnik, Springer-Verlag 1995
- [46] Summers, T.; Collings, N.: Signal reconstruction applied to a fast flame ionisation detector, SAE-Paper 952541, 1995
- [47] Kölmel, A.: Analyse der Gemischzusammensetzung im Brennraum mittels eines getakteten Gasentnahmeventils; IFKM Universität Karlsruhe 1997
- [48] Geiser, F.; Wytrykus, F.: Combustion Control with the optical fibre fitted production spark plug, SAE-Paper 981039, 1998
- [49] Krämer, S.: Untersuchung zur Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung beim Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung; Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Nr. 353, 1998
- [50] Spicher, U.; Roosen, P.; Spiegel, L.; Haug, M.: Direkteinspritzung Ottomotor I, Untersuchung der Gemischbildung im direkteinspritzenden Viertakt-Ottomotor, Vorhaben Nr. 429, FVV-Abschlußbericht, Heft 480, 1991
- [51] Ohmstede, G.; Homburg, A.; Hentschel, W.: Vergleich von Meßtechniken zur Untersuchung der Strahlausbreitung unter motorischen Bedingungen der Direkteinspritzung, Spray '98, Motorische Einspritzung, 13. - 14. Oktober 1998, Essen
- [52] Homburg, A.; Schulz, R.: Druckkammerprüfstand K-EFAM, interner Bericht der Volkswagen AG, 1997
- [53] Homburg, A.; Schulz, R.; Oberg, H.J.: Strahluntersuchungen an Benzin-Hochdruck-Einspritzventilen, Symposium „Diesel- und Benzin-Direkteinspritzung“, Dezember 1999
- [54] N.N.: Qualitätssicherung bei der PVD- und CVD-Hartstoffbeschichtung, Blatt 1: Eigenschaftsprofile und Anwendungsgebiete von Hartstoffbeschichtungen, VDI-Richtlinie Nr. 3824, 1998

- [55] Schmidt, B., Rass, I. J.: Beschichtung von Motorenkomponenten; Sonderausgabe ATZ/MTZ Werkstoffe im Automobilbau 98/99
- [56] Feldhege, M., Rass, I. J.: Verschleißschichten für die Metallumformung; Bänder Bleche Rohre, 40. Jahrgang Heft 3/1999
- [57] Haskell, W.W.; Legate, C.E.: Exhaust hydrocarbon emissions from gasoline engines – surface phenomena, SAE-Paper 720255, 1972
- [58] Ishaq, R.; Grunow, F.: Wege zur Optimierung des Reibsystems Kolbenring und Ringnut, MTZ 60 (1999), 9
- [59] Tippelmann, G.: A new method of investigation of swirl ports, SAE-Paper 770404, 1977
- [60] Kirmeß, O.: Simultane 3D-Messung von Drall und Tumble auf dem stationären Strömungsprüfstand bei Schrick, Bericht der Dr. Schrick GmbH, 1997
- [61] Röpke, K.; Waschatz, U.: Steigerung der Effizienz in der Motorapplikation durch statistische Versuchsplanung, 2. Symposium „Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen“, Berlin 9.-10. September 1999
- [62] Roeper, F.: Unveröffentlichter Bericht, Volkswagen AG, Wolfsburg 1999
- [63] Mitterer, A.; Fleischhauer, T.; Zuber-Goos, F.; Weicker, K.: Modellgestützte Kennfeldoptimierung an Verbrennungsmotoren, Kongreß „Mess- und Versuchstechnik im Fahrzeugbau“, Mainz 29. und 30. April 1999
- [64] VDI: VDI-Wärme-Atlas, VDI-Verlag, 1999
- [65] Schäfer, F.; Basshuysen, R.v.: Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von PKW-Verbrennungsmotoren, Springer Verlag 1993
- [66] Urlaub, A.: Verbrennungsmotoren-Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion, Springer-Verlag, 2. Auflage 1995
- [67] Almstadt, K.: Einfluß des Gemischzustandes an der Zündkerze auf die Entflammungsphase im Ottomotor, Dissertation TU Braunschweig 1985
- [68] Block, B.: Unveröffentlichter Bericht, Volkswagen AG, Wolfsburg 1999
- [69] Schulz, R.: Unveröffentlichter Bericht, Volkswagen AG, Wolfsburg 1999
- [70] Willicock, M.; Tidmarsh, D.H.; Foss, P.; Bates, D.: A comparison of hydrocarbon emissions from different designs in an SI engine, SAE-Paper 930714, 1993

- [71] Albert, W.: Zur Berechnung der äußeren Gemischbildung bei Viertakt-Ottomotoren mit Hilfe eines zweidimensionalen Modells, VDI-Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 128, 1989
- [72] Müller, H.: Die Anwendung von Kraftstoffliefergrad, Kraftstoffverhältnis, Arbeit/Hubvolumen und Wirkungsgrad bei Verbrennungsmotoren, MTZ 38 (1977) 4
- [73] Dullenkopf, K.; Rottenkolber, G.; Kölmel, A.; Feng, B.: Äußere Gemischbildung bei instationärem Motorbetrieb, FVV-Workshop „Ottomotorischer Kaltstart und Warmlaufverhalten“, Heft R 505, 2000
- [74] Winkler, A.; Richter, V.: Unveröffentlichter Bericht, Volkswagen AG, Wolfsburg 1999
- [75] Ohmstede, G.: Unveröffentlichter Bericht, Volkswagen AG, Wolfsburg 1999
- [76] Coanda, H.: Procédé et dispositif pour faire devier une veine du fluide pénétrant dans un autre fluide, Französische Patentschrift 792754 (1934)
- [77] Scussel, A.-J.; Simko, A.O.; Wacie, W.R.: The Ford Proco Engine Update, SAE-Paper 780699, 1978
- [78] N.N.: Untersuchungsbericht Euromat GmbH, Hückelhofen, 2000
- [79] Ando, H.; Noma, K.; Iida, K.; Nakayama, O.; Yamauchi, T.: Mitsubishi GDI engine strategies to meet the european requirements, AVL-Tagung „Motor und Umwelt“ 1997
- [80] Daniels, J.: Toyota reveals more, Automotive Engineer AgR 02 (1997)
- [81] N.N.: Schichtlademotor von Toyota, MTZ 55 (1994)
- [82] Fleck, T.: Die neue A-Klasse / Technikstudie: Audi Al₂, Gute Fahrt 10/97
- [83] Kono, S.: Study of the stratified charge and stable combustion in DI gasoline engines, SAE-Paper 950688, 1995
- [84] N.N.: Asia-Pacific Automotive Report- Volume 267
- [85] Kneer, R.: Grundlegende Untersuchungen zur Sprühstrahlausbreitung in hochbelasteten Brennräumen, Dissertation Universität Karlsruhe 1993
- [86] N.N.: Nachrichten und Informationen für die Hersteller von Kraftfahrzeugen und deren Motoren, VDA-Telegramm Nr. 25 (6. Jg.), Juni 1990
- [87] Bargende, M.; Burkhardt, C.; Frommelt, A.: Besonderheiten der thermodynamischen Analyse von DE-Ottomotoren, MTZ 62 (2001) 1

- [88] Richter, V.; Winkler, A.: Application of CFD in the development process of the VW-FSI engine, Ricardo Software European Conference Brighton, 23. June 2000
- [89] N.N.: WAVE-Basic-Manual, Ricardo Software Documentation Version 3.4, 1996
- [90] N.N.: WAVE-Engine-Manual, Ricardo Software Documentation Version 3.4, 1996
- [91] N.N.: Beschreibung Gasentnahmesystem, Smetec GmbH, 1998
- [92] N.N.: Software-User Manual DAVIS Version 5.5.1, LaVision
- [93] Barthlott, W.; Neinhuis, C.: Lotusblumen und Autolacke: Ultrastruktur pflanzlicher Grenzflächen und biomimetische unverschmutzbare Werkstoffe. Bio-na-Report 12. Proc. Int. Congress GTBB. Akad. Wiss. Lit. Mainz, Gustav Fischer Verlag, Stuttgart, S. 281-293, 1998
- [94] Stephan, K.: Wärmeübergang beim Kondensieren und beim Sieden, Springer-Verlag, 1988

Anhang: Prüfstands Aufbau mit Standardmeßtechnik

