

Forschungsbericht FZKA-BWPLUS

HC-Rohemissionen beim Kaltstart  
in der Warmlaufphase sowie  
bei Last- und Drehzahlsprüngen

von

U. Spicher, B. Feng, A. Kölmel

Institut für Kolbenmaschinen  
Universität Karlsruhe(TH)

Förderkennzeichen: PEF 3 96 003

69 Seiten

56 Abbildungen

24 Literaturstellen

Juli 1999

# **HC-Rohemissionen beim Kaltstart in der Warmlaufphase sowie bei Last- und Drehzahlsprüngen**

U. Spicher, B. Feng, . A. Kölmel

Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe(TH)

## Zusammenfassung

Die unvollständige Verbrennung von Kraftstoff in Ottomotoren, vor allem beim Kaltstart, in der Warmlaufphase und bei Last- und Drehzahlsprüngen führt neben höherem Kraftstoffverbrauch auch zum Ausstoß von Kohlenwasserstoffen verschiedener Art. Neben der toxischen Wirkung einiger Kohlenwasserstoffe werden vor allem die emittierten Alkene für die Ozon- und Smogbildung verantwortlich gemacht.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurden Untersuchungen zum Kaltstart- und Warmlaufverhalten bei einer Umgebungstemperatur von 20°C an einem Vierzylinder-Viertakt-Ottomotor durchgeführt, um die Einflüsse der Betriebsparameter auf die Abgasemissionen aufzuzeigen. Dabei wurden modernste Meßmethoden wie die zyklusaufgelöste Erfassung der Kohlenwasserstoffemissionen mittels schnellem Flammenionisationsdetektor bzw. die Lichtleiter-Meßtechnik im Brennraum zur Erfassung der Flammenausbreitung angewendet. Somit konnten wichtige Zusammenhänge beim Kaltstart zwischen der Gemischbildung, der Verbrennung und den Kohlenwasserstoff-Emissionen in Abhängigkeit verschiedener Variationsparameter aufgezeigt werden. Mit gezielten Maßnahmen konnten die HC-Rohemission um ca. 15 % abgesenkt werden.

## **Un-burnt hydrocarbons of internal combustion engines during cold-start, warm-up and during instationary acceleration procedures**

U. Spicher, B. Feng, . A. Kölmel

## Summary

Incomplete burning of fuel of internal combustion engines particularly cause apart from higher fuel-consumption the emission of various hydrocarbons during cold-start, warm-up and during instationary acceleration procedures. Beyond their toxic effects on human organism unburnt hydrocarbons emitted by cars are the primary reason for the formation of ozone and smog in the lower atmosphere.

In this research project the formation mechanism of unburnt hydrocarbons during cold-start and warm-up at a 4-cyl. SI-engine at an ambient-air temperature of 20°C have been investigated. Qualitative statements on the influences of different combustion parameters concerning HC-emissions could be posted. This would be carried out with up-to-date measuring technique, for example: crank angle degree resolved measuring of unburnt hydrocarbons by means of a fast response flame ionisation detector; optical fibre measuring technique for flame propagation recording.

# **1. Einleitung**

## **1.1 Aufgabenstellung**

Die unvollständige Verbrennung von Kohlenwasserstoffen in Ottomotoren, vor allem beim Kaltstart, in der Warmlaufphase und bei Last- und Drehzahlsprüngen, führt neben höherem Kraftstoffverbrauch auch zum Ausstoß von Kohlenwasserstoffen verschiedener Art. Neben der toxischen Wirkung einiger Kohlenwasserstoffe auf den menschlichen Organismus werden vor allem die emittierten Alkene für die Entstehung von Ozon und für die Smogbildung verantwortlich gemacht. Durch zahlreiche Untersuchungen wurden mehrere Ursachen für das Auftreten unverbrannter Kohlenwasserstoffe bei der ottomotorischen Verbrennung erkannt: Flame-Quenching in Spalten, an Wänden und im wandentfernten Bereich; Absorption und Desorption von Kraftstoff im Öl; flüssiger Kraftstoff im Brennraum bei kalten oder instationären Motorbetriebszuständen, wie z.B. Beschleunigungsvorgängen.

In diesem Forschungsvorhaben sollen die Bildungsmechanismen unverbrannter Kohlenwasserstoffe in der Kaltstart- und Warmlaufphase, sowie im instationären Motorbetrieb untersucht werden. Dabei sollen qualitative Aussagen über die Einflüsse verschiedener Verbrennungsparameter auf die HC-Emissionen, wie z.B. Kraftstoffvorwärmung oder Abgasrückführung, in diesen Betriebszuständen gemacht werden. Dies geschieht mit Hilfe modernster Meßtechniken, wie der zyklusaufgelösten Messung unverbrannter Kohlenwasserstoffe mittels eines schnellen Flammen-Ionisations-Detektors, der Lichtleit-Meßtechnik zur Erfassung der Flammenausbreitung, sowie weiteren ergänzenden Verfahren zur Charakterisierung des Betriebszustandes. Durch die Ergebnisse dieser Untersuchungen wird der Kenntnisstand hinsichtlich der Entstehung unverbrannter Kohlenwasserstoffe erheblich erweitert. Infolgedessen kann das Potential zur Absenkung dieser Emissionen abgeschätzt werden. Damit können weitere Strategien bzw. bei zukünftigen Konstruktionen gezielte Maßnahmen zur Minimierung der HC-Emissionen vor allem beim Kaltstart, in der Warmlaufphase, sowie bei Last- und Drehzahlsprüngen getroffen werden.

## **1.2 Planung und Ablauf des Vorhaben**

Durchgeführt wurde dieses Projekt an einem neu aufgebauten, mit der erforderlichen Peripherie ausgerüsteten Motorenprüfstand, der für dieses Projekt vom Institut zur Verfügung gestellt wurde (s. Abb. 1.1).

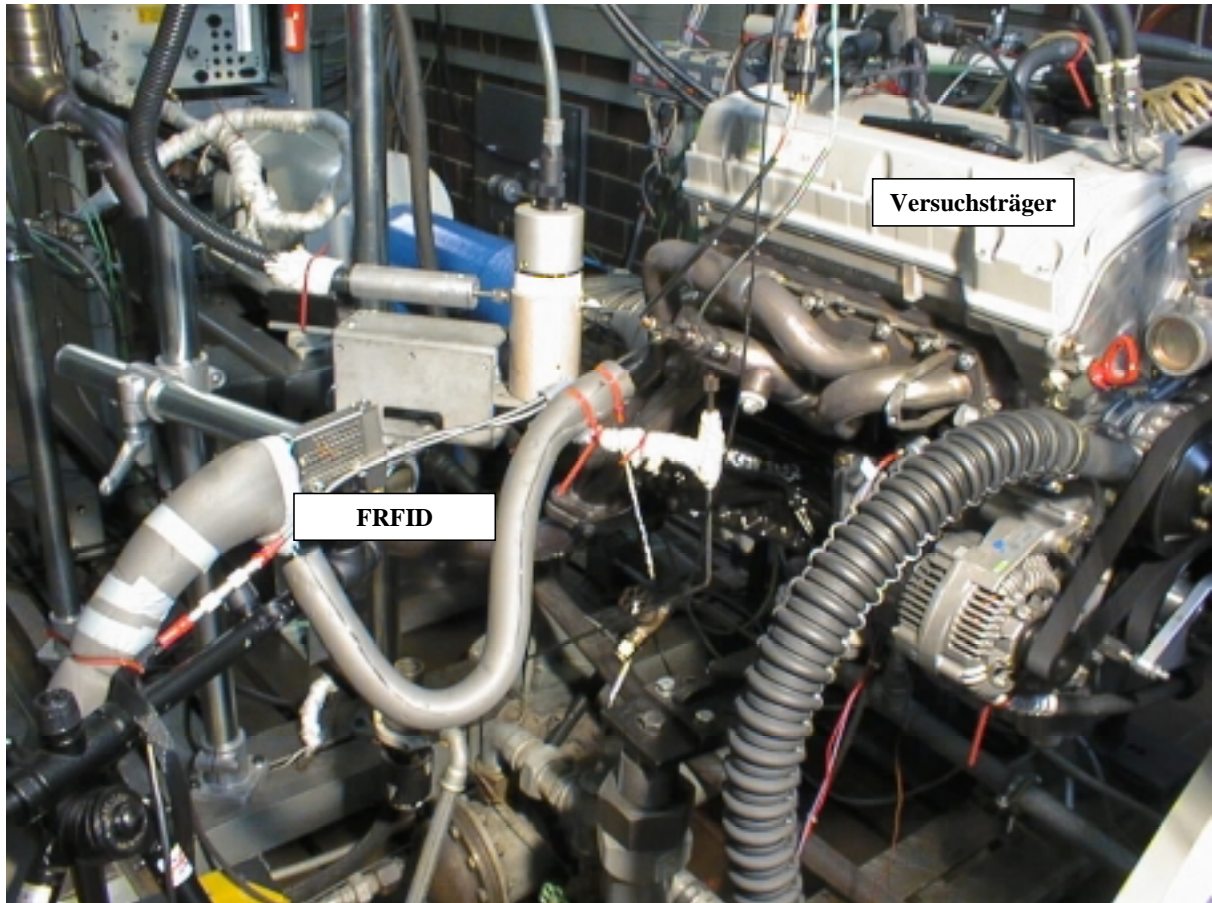


Abbildung 1.1: Motorenprüfstand für die Projektbearbeitung

Während der Projektphase wurden 3 Diplomarbeiten und eine Studienarbeit verwirklicht. Dabei war es vor allem wichtig, den Studenten den Umgang mit umfangreicher und vielfältiger Meßtechnik vertraut zu machen. Des weiteren wurde das Umweltbewußtsein durch den eigentlichen Projektinhalt der Schadstoffbelastung infolge der kalten Betriebsphasen trainiert, was zusätzlich für den späteren Berufseinstieg eine äußerst wichtige Erfahrung darstellt. Tabelle 1.1 zeigt den zeitlichen Ablauf des Vorhabens.

	1997												1998												1999		
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3			
Aufbau des Motorprüfstandes und Adaption der Meßtechnik	■	■	■	■	■	■	■	■	■																		
Grundlegende Untersuchung zur Flammenausbreitung und HC-Emission				■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■												
Grundlegende Untersuchung zur Gemischhomogenität im Brennraum								■	■	■	■	■	■	■	■	■											
Variation von Betriebs- und Motorparametern												■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■				
Analyse der Meßergebnisse, thermodyn. Betrachtungen u. Durchf. v. Korrelationsbetr.				■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■				
Dokumentation und Abschlußbericht																					■	■	■	■			

Tabelle 1.1: Zeitlicher Ablauf des Vorhabens

### 1.3 Wissenschaftlicher und technischer Stand

In Deutschland überwiegt der Kurzstreckenverkehr, bei dem ein Verbrennungsmotor keine optimale Betriebstemperatur erzielt. Deshalb ist dem Kaltstart und der Warmlaufphase besondere Beachtung zu schenken, da die Schadstoffemissionen in diesen Betriebszuständen beträchtlich sind. Dies ist darauf zurückzuführen, daß bei Ottomotoren eine Kraftstoffanreicherung notwendig ist, um einen stabilen Motorlauf und eine wünschenswerte Fahrbarkeit zu garantieren. Aber gerade in den ersten Minuten nach dem Start ist die Konvertierungsrate des Katalysators sehr gering bzw. gar nicht vorhanden. Erschwerend kommt hinzu, daß eine unvollständige Verbrennung wegen der inhomogenen Gemischbildung und der Quenchingeffekte infolge ungünstiger thermischer Bedingungen im kalten Motor gefördert wird./1-3,6-14/

Ca. 78 % der HC-Emissionen entstehen daher in den ersten 4 Minuten eines FTP-Testzyklusses bei einer Umgebungstemperatur von ca. 7°C. In dieser Zeit werden nur etwa 20 % des eingebrachten Kraftstoffes im Brennraum umgesetzt. Bei niedrigeren Umgebungstemperaturen wird die Kraftstoffumsetzungsrate entsprechend geringer (bei -20°C weniger als 10 % Umsatz). So ist der Kaltlauf bis zum Erreichen der Katalysatorbetriebstemperatur entscheidend für das Bestehen der Abgasprüfungen (Typ- und Serienprüfungen), vor allem unter dem Hinblick auf das Einbeziehen einer Testphase bei einer Umgebungstemperatur von -10°C. Beim Warmstart ist die Katalysortemperatur genügend hoch, so daß der größte Anteil der ins Abgas gelangenden Kohlenwasserstoffe umgesetzt wird. Jedoch zeigen sich

hier während der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsphasen, d.h. bei instationärem Motorbetrieb, nach wie vor signifikante HC-Emissionen. In Verzögerungsphasen werden nur etwa 50 % der eingebrachten Kraftstoffmenge umgesetzt./18,19/

Das Wall-Quenching, verursacht durch das Verlöschen der Flamme an den relativ kalten Brennraumwänden durch zu starke Wärmeabfuhr, besitzt nach heutigen Erkenntnissen keine große Bedeutung für die Entstehung der HC-Emissionen. Jedoch trägt das Wall-Quenching in Spalten (in erster Linie Feuerstegbereich), in die sich die Flamme nicht ausbreitet, obwohl Frischgas vorhanden ist, erheblich zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe bei./20,21/ In zahlreichen Untersuchungen war die Entstehung unverbrannter Kohlenwasserstoffe bereits Gegenstand der Arbeit. Jedoch bleiben für eine gezielte Reduzierung der HC-Emissionen in Anbetracht der zukünftigen Emissionsgrenzwerte weitere Fragen offen. Dies liegt im wesentlichen daran, daß geeignete Meßtechniken zur Erfassung der verschiedenen Vorgänge im Motorbrennraum, die zur HC-Emission beitragen, nicht im erforderlichen Entwicklungsstand vorlagen. Erst moderne, zeitlich hochauflösende Meßtechniken ermöglichen eine Analyse der genauen Zusammenhänge der Entstehungsmechanismen. Gerade hier kann unser Institut anknüpfen. Das nächste Kapitel beschreibt detailliert die angewendete Meßtechnik bzw. die Vorgehensweise zur Erforschung der HC-Bildung auf. Des weiteren wurde in dieser Projektphase im Rahmen der optischen Untersuchungen mit dem Institut für Thermische Strömungsmaschinen zusammengearbeitet, da dieses Institut eine umfassende Erfahrung auf diesem Gebiet vorweisen kann.

Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen konnten wichtige Erkenntnisse zur Gemischbildung in den genannten problematischen Phasen gewonnen werden. Darüber hinaus konnte das Potential verschiedener Betriebsparameter hinsichtlich der Kohlenwasserstoffreduzierung aufgezeigt werden.

## 2. Versuchsaufbau und Auswertung

### 2.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger wurde ein moderner Serien-Ottomotor mit Vierventiltechnik eingesetzt, der die Abgasbestimmungen nach Euro II erfüllt. Er besitzt ein Hubvolumen von  $1998 \text{ cm}^3$  sowie ein Verdichtungsverhältnis von 10,4. Die maximale Nennleistung von 100 kW bzw. das maximale Drehmoment von 190 Nm wird bei einer Drehzahl von 5500 bzw. 4000 1/min erreicht. Der Zylinderdurchmesser bzw. der Hub beträgt 89,9 bzw. 78,7 mm. Die Ventilsteuerzeiten sind in Tabelle 2.1 dargestellt. Der Versuchsträger besitzt einen Einlaßphasensteller, mit dem er kennfeldabhängig die Einlaßsteuerzeit in Richtung spät verstellt (2-Punkt-Verstellung).

	<b>Ventilhub</b> <b>[mm]</b>	<b>„öffnet“</b> <b>[°KW]</b>	<b>„schließt“</b> <b>[°KW]</b>	<b>„öffnet“</b> <b>[°KW]</b>	<b>„schließt“</b> <b>[°KW]</b>
EV	2	10.0 n. OT	12.0 n. UT	30.0 n. OT*	28.0 n. UT*
AV	2	16.0 v. UT	16.0 v. OT	-	-

\*Spätverstellung

Tabelle 2.1: Steuerzeiten

Die Gemischaufbereitung erfolgt über eine HFM-Motorsteuerung mit sequentieller Einspritzung.

### 2.2 Eingesetzte Meßtechnik

#### Visualisierung

Das physikalische Verständnis der Kraftstoffzerstreuung ist die Basis für eine fundierte Beurteilung der Gemischbildungsvorgänge in Saugrohr und Brennraum. Eine Visualisierung dieser Vorgänge wurde mit Hilfe der Laser-Lichtschnitt-Technik am Institut für Thermische Strömungsmaschinen durchgeführt. Dabei wurden zunächst die wichtigsten Sprayparameter des verwendeten Einspritzventils ermittelt. Anschließend wurde die Kraftstoffausbreitung im Saugrohr unter Variation der Ventilneigung visualisiert.

Für die Untersuchung der Gemischbildung im Saugrohr wurde der Zylinderkopf des Versuchsträgers am Institut für Thermische Strömungsmaschinen in einem Winkel von 13° beginnend in der Mitte des Ansaugkanals aufgeschnitten. Anhand dieser Oberflächendaten wurde die fehlende Kontur aus Acrylglas nachgebaut. Um bei der Visualisierung Verzerrungen zu vermeiden, wurde die Detektionsseite des Kanals plan gefräst./16,17/

## Temperaturerfassung

Des weiteren wurden Temperaturmessungen durchgeführt, die einen weiteren Schritt zum besseren Verständnis der Gemischbildungsprozesse im Ansaugkanal darstellen. Von besonderem Interesse sind damit die Temperaturverteilungen auf den Einlaßkanalwänden und nahe den Einlaßventilen. Hierzu wurden Oberflächentheroelemente ins Saugrohr eingeklebt (siehe Abbildung 2.1).

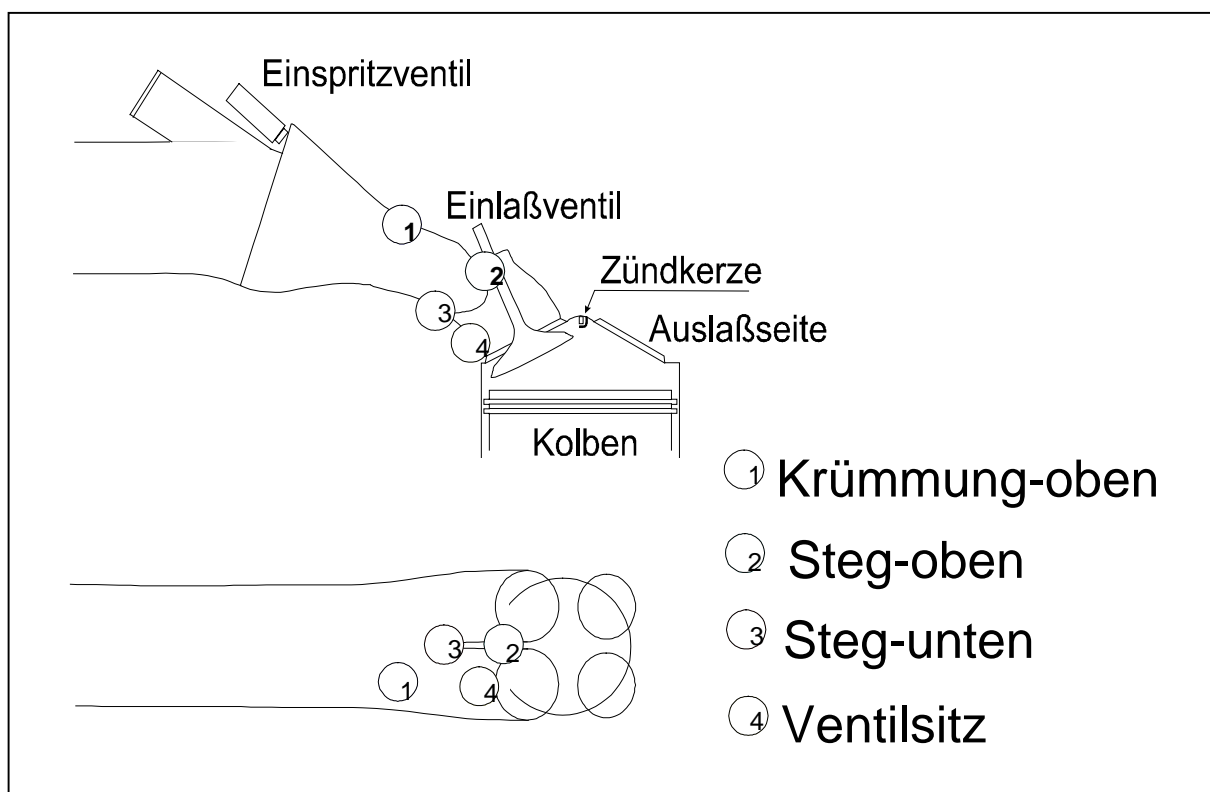


Abbildung 2.1: Versuchsaufbau Thermoelemente im Saugrohr

## Verbrennungs- und Abgasanalyse

Am oben beschriebenen Versuchsträger wurden detaillierte Untersuchungen zur Entflammung, zum Brennverlauf und den daraus resultierenden Abgasemissionen während



des Kaltstarts, der Warmlaufphase und bei Lastsprüngen durchgeführt. Zur Erfassung der Entflammung, Flammenausbreitung bzw. Quenchzonen wurden Untersuchungen mit der Vielfach-Lichtleiter-Meßtechnik durchgeführt. *Abbildung 2.2* zeigt das Grundprinzip dieser Meßtechnik. Ein flexibler Lichtleiter verbindet die eigentliche Sonde (Saphir-Stab), die gleichzeitig als Hitzeschild dient, mit dem Photomultiplier. Dieses Modul verstärkt das Lichtsignal und wandelt es in ein elektrisches Signal um./22-24/

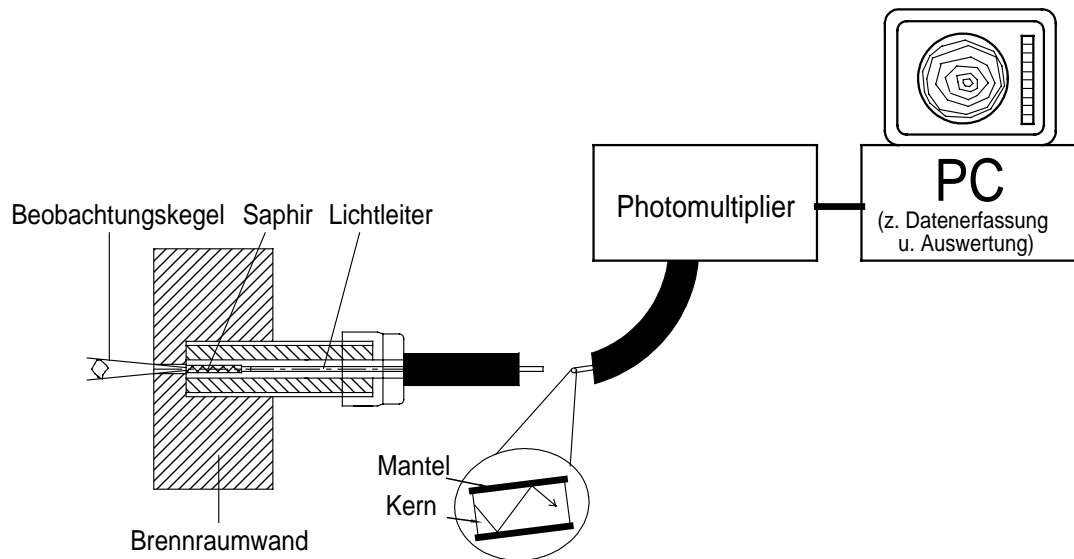


Abbildung 2.2: Aufbau der Vielfach-Lichtleiter-Meßtechnik

Dieses Meßverfahren erlaubt eine hohe zeitliche Auflösung des Verbrennungsprozesses und die Analyse der Ausbreitungsrichtung der Flammenfront. Voraussetzung für eine vollständige Erfassung des Verbrennungsvorgangs ist eine möglichst rasterförmige Anordnung der Lichtleitsonden in den Brennumwänden des Versuchsträgers.

Bei den vorgesehenen Untersuchungen am kalten Motor ist eine unvollständige Verbrennung des Kraftstoff-Luftgemisches aufgrund der inhomogenen Gemischbildung und des Entstehens von Quenchzonen zu erwarten. Mit Lichtleitsonden in den Zylinderwänden sollen sich diese Phänomene in direkter Wandnähe und das Auftreten von Quenchzonen erfaßt werden. Die Entflammungsphase läßt sich mit einer speziell angefertigten Lichtleiter-Zündkerze präzise aufnehmen. Für die Messung wird eine Lichtleiter-Zündkerze der Firma SMETEC verwendet. Es handelt sich hierbei um eine Serienzündkerze, bei der acht optische Meßstellen axial in die Zündkerzenverschraubung eingebaut wurden (s. *Abbildung 2.3*).

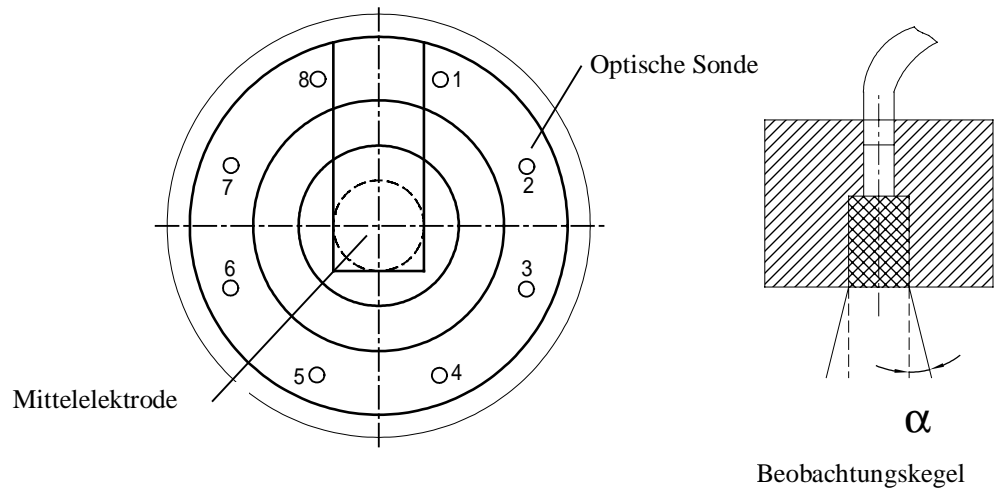


Abbildung 2.3: Sondenanordnung in der Lichtleiter-Zündkerze

Die Anordnung der optischen Sonden wurde so gewählt, daß der gesamte Feuerstegbereich möglichst vollständig erfaßt werden kann. Hierfür war es nötig, die Zylinderrohrsonden sekantenförmig in zwei Ebenen anzuordnen. In *Abbildung 2.4* ist die ausgeführte Anordnung der Sonden bezüglich dem zu untersuchenden Zylinder dargestellt. Es wurden zwölf optische Sonden in zwei Ebenen in das Zylinderrohr eingearbeitet. Diese Sondenanordnung ermöglicht pro Ebene die Erfassung der Flammenausbreitung auf  $270^\circ$  des Zylinderumfangs.

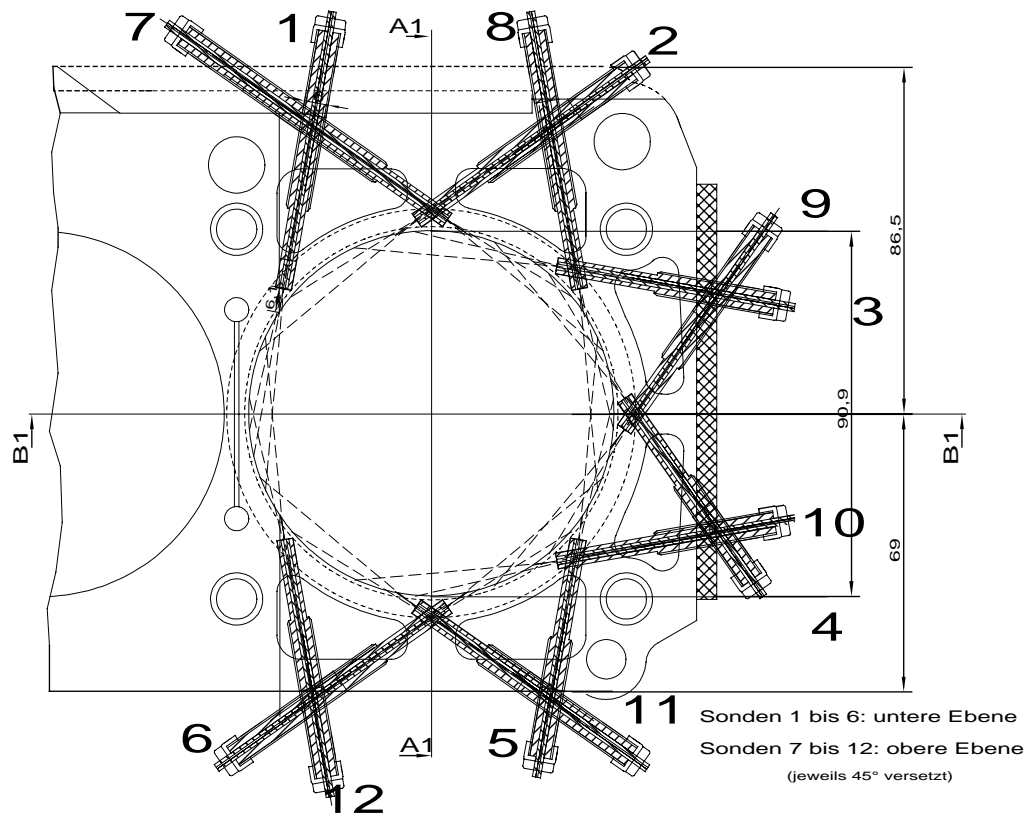


Abbildung 2.4: Sekantenförmige Sondenordnung, Kurbelgehäuse-Draufsicht

Der Aufbau der einzelnen Sonden entspricht dem der Zündkerzensonden. *Abbildung 2.5* zeigt die Position der Lichtleiter-Sonden im Kurbelgehäuse im Längsschnitt.

**A1 - A1: Lage der 2 Sondenebenen**

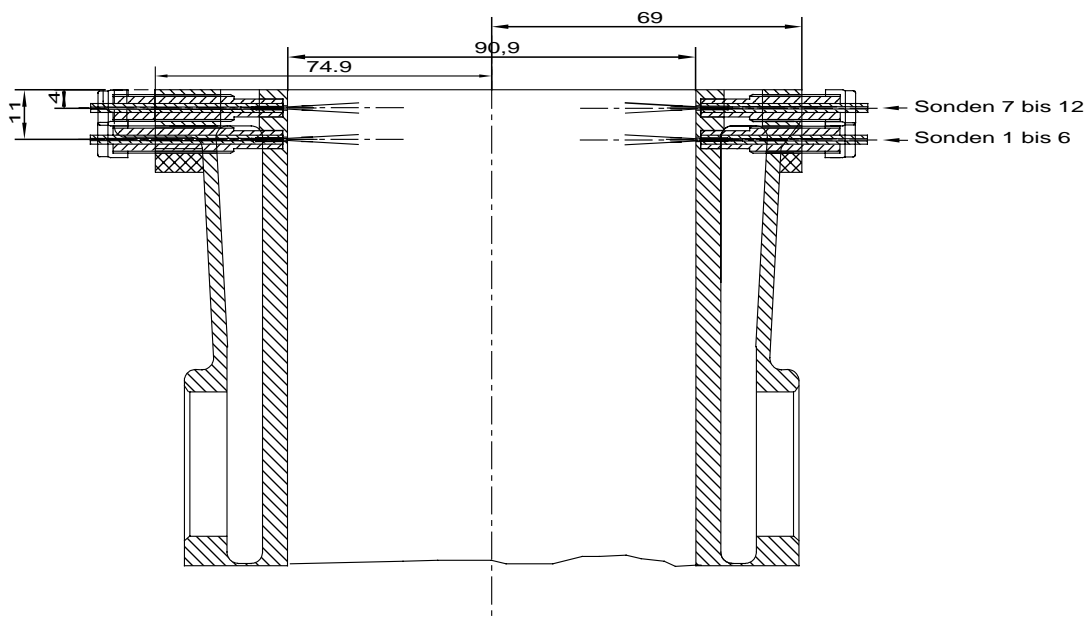


Abbildung 2.5: Querschnitt durch das Kurbelgehäuse, Lage der Sondenebenen

Der Öffnungswinkel der Zylinderrohrsonden beträgt ca.  $7,5^\circ$ . Zur Beurteilung der mit den Zylinderrohrsonden gewonnenen Meßergebnisse ist es notwendig, den Kurbelwellenwinkel ( $^\circ\text{KW}$ ) zu bestimmen, bei dem die Blendenbohrung nicht mehr durch den Kolben verdeckt wird (s. *Tabelle 2.2*).

	<b>Kolbenweg:</b> $s_\alpha$	<b>Öffnungszeitpunkt der Zylinderrohrsonden:</b>
obere Sondenebene	4 mm	$\pm 23,15^\circ\text{KW v. ZOT}$
untere Sondenebene	11 mm	$\pm 38,7^\circ\text{KW v. ZOT}$

Tabelle 2.2: Öffnungszeitpunkt der Zylinderrohrsonden

In *Abbildung 2.6* sind die Bereiche gekennzeichnet, die von den jeweiligen Lichtleiter-Sonden erfaßt werden. Die Darstellung zeigt einen Zylinderschnitt in Höhe der oberen Ebene der Zylinderrohrsonden.

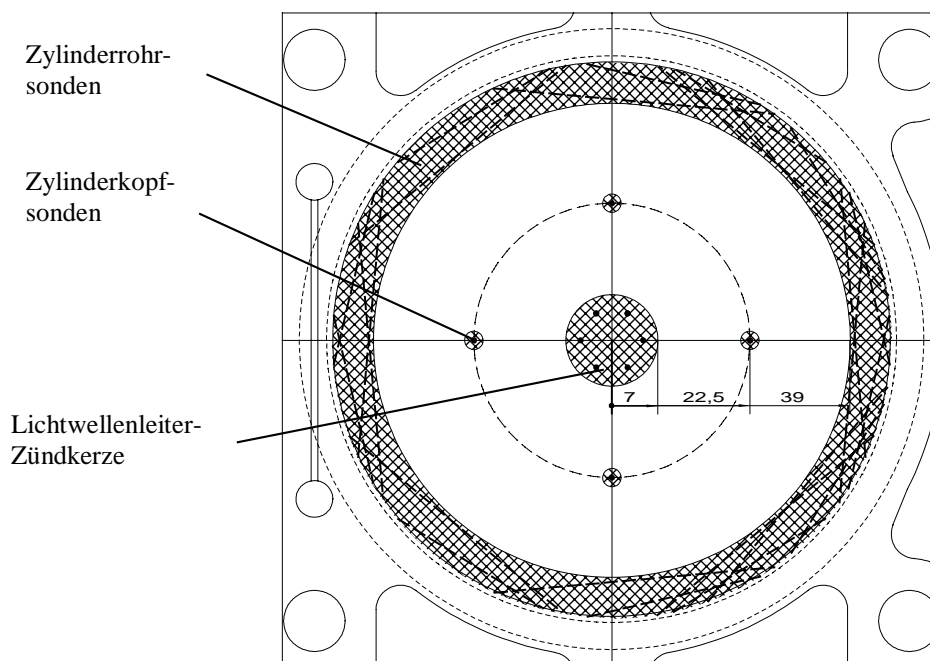


Abbildung 2.6: Erfassungsbereich der Lichtleitsonden, Draufsicht

Der Zylinderdruck wurde mittels Druckaufnehmer vom Typ KIAG 6061B der Fa. Kistler erfaßt. Die Aufnahme der Indizierdaten erfolgte mit einem schnellen Datenerfassungsgerät (1 MHz pro Kanal).

Eine zyklus aufgelöste Analyse des Gesamtkohlenwasserstoffanteils im Zylinder bzw. an verschiedenen Positionen im Abgasstrang wurde wie folgt durchgeführt /4,5,12,15/:

- ca. 110 mm nach Auslaßventil
- vor bzw. nach dem Katalysator

Zum Einsatz kam dabei ein schneller Flammen-Ionisations-Detektor vom Typ FRFID HFR 400 der Fa. Cambustion ( $T_{90} = \text{ca. } 4 \text{ ms}$ ). Durch den Einsatz dieses Gerätes im Brennraum über eine spezielle Zündkerze erfolgte eine lokale, zyklus aufgelöste Bestimmung des Kraftstoff-Luftverhältnisses  $\lambda$ . Außerdem wurde eine schnelle Breitband-Lambdasonde vom Typ UEGO der Fa. NTK/NGK im Auspuffkrümmer ( $T_{90} = \text{ca. } 50 \text{ ms}$ ):

- ca. 290 mm nach Auslaßventil

des Zylinder 4 adaptiert. Die Erfassung der übrigen Abgaskomponenten wie HC, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub> erfolgte an der gleichen Positionen.

### Konstruktive Variationen

Weiterhin wurden Einspritzventile mit verlängerter Düsenadel und anderer Spraycharakteristik eingesetzt (siehe *Tabelle 2.3*).

		<b>EV Serie</b>	<b>EV 20 mm verlängert</b>
Q <sub>stat</sub>	[g/ms]	175	176
$\alpha$	[°]	15	25
$\beta$	[°]	15	13

Tabelle 2.3: Vergleich der EV-Spezifikationen

Mittels eines Adapters konnte die Winkellage der Einspritzventile bzw. -leiste um eine Drehachse (Einspritzventilsitz im Saugrohr - parallel Kurbelwellenachse) um  $\pm 5^\circ$  zur Serienlage variiert werden (schematische Darstellung siehe *Abbildung 2.7*).

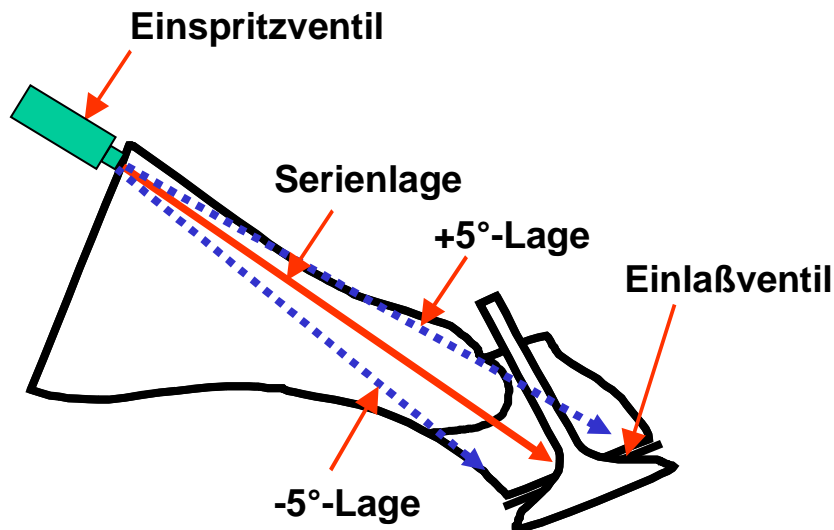


Abbildung 2.7: Winkellagenversteller der Einspritzventile

## 2.3 Auswertung

### Heiz- bzw. Brennverlauf

Der Heiz- bzw. Brennverlauf wurde nach dem 2-Zonen-Modell mit dem Programm „BREMO“, das am Institut für Kolbenmaschinen entwickelt wurde, erstellt. In der Regel wurden 100 Arbeitsspiele mit einer Schrittweite von  $1^\circ\text{KW}$  gemittelt. Die Druckkorrektur wurde nach der Polytropenmethode durchgeführt (Punkt 1 bzw. 2 bei Nulllinienbestimmung  $100$  bzw.  $80^\circ\text{KW}$ ;  $n = 1.32$ ).

### Bestimmung des im Saugrohr und Brennraum angelagerten Wandfilvolumens

Mit der hier beschriebenen Methode ist es möglich die im Saugrohr und Brennraum angelagerte Kraftstoffwandfilmmasse zu bestimmen. Einflüsse verschiedener Variationen der Gemischbildung auf das Instationärverhalten (vor allem Schubphase) können hiermit besser beurteilt werden. Die Methode zur Wandfilmbestimmung basiert auf der folgenden Annahme. Setzt man bei einem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung die Einspritzung im stationären Motorbetrieb an einem Zylinder aus, so wird der bei dem geschlepptem Zylinder in Form von Wandfilm angelagerte Kraftstoff nach und nach ausgespült und kann mit dem FRFID zyklus aufgelöst detektiert werden. Es besteht die Möglichkeit, daß der erste Zyklus nach dem Aussetzen der Einspritzung nur aus dem Verdampfen des Wandfilmes noch ein zündfähiges

Gemisch erhält und wegen der weiterhin aktiven Zündung entflammt. Für diesen Fall könnte über die zyklus aufgelöste  $\lambda$ -Bestimmung mittels Breitbandsonde und über die zyklus aufgelöste Luftmassenbestimmung mittels Saugrohrdruck und Drehzahl ebenso der in diesem Zyklus aus dem Wandfilm emittierten Kraftstoff berechnet werden.

Im folgenden wird die Vorgehensweise zur Wandfilmbestimmung aufgezeigt. Die Ergebnisse im folgenden Kapitel wurden nach der vereinfachten Methode ausgeführt.

$$V_{K\ WF\ ges} \approx \frac{m_L \int_{\text{Beginn MF}}^{\text{Ende MF}} (HC(n_{AS}) - a) dn_{AS}}{\rho_L}$$

$V_{K\ WF\ ges}$ :	Kraftstoffvolumen des Wandfilmes (gasförmiger Kraftstoff)
$m_L$ :	Luftmasse pro Arbeitsspiel
$\rho_L$ :	Dichte von Luft
HC:	Kohlenwasserstoffanteil des Abgases
$n_{AS}$ :	Anzahl der Arbeitsspiele
a:	Offset

Während der Meßzeit wird von einer konstanten Luftmasse pro Arbeitsspiel ausgegangen. Die mit der Luftmasse angesaugte Kraftstoffmasse wird hierbei vernachlässigt.

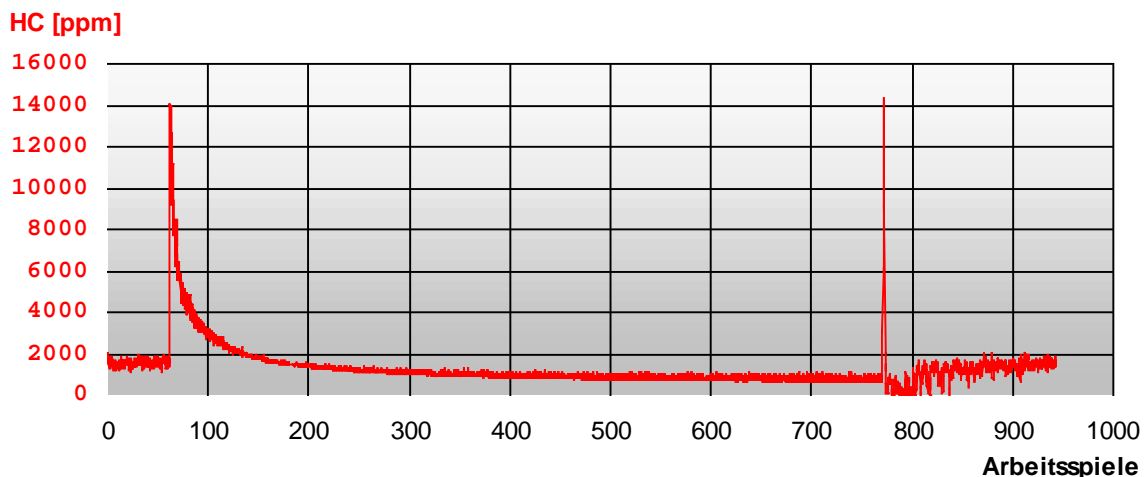


Abbildung 2.8: Typischer HC-Verlauf im Auslaß bei Aussetzung der Einspritzung (Misfire)

Abbildung 2.8 zeigt zu dieser Vorgehensweise exemplarisch einen typischen HC-Verlauf bei einer Drehzahl von  $2000\text{ min}^{-1}$ , einer Kühlwassertemperatur von  $30^\circ\text{C}$ , saugsynchroner

Einspritzung und einem indizierten Mitteldruck von 4 bar. Signifikant ist der hohe HC-Anstieg nach dem Aussetzen der Einspritzung. Nach ca. 700 bis 800 Arbeitsspielen (je nach Lastpunkt) stellt sich ein konstantes HC-Niveau ein, welches als Offset  $a$  in der Wandfilm-Berechnung berücksichtigt wird. Nach dem Wiedereinsetzen der Einspritzung kommt es besonders im Kaltlauf erneut zu Aussetzern, die eine HC-Spitze erzeugen. Die Ursache für die Fehlzündungen liegt darin, daß erst wieder Wandfilm angelagert wird und dadurch das Gemisch im Brennraum zu mager ist.

*Vorteile dieses Verfahrens:*

- relativ einfache Erfassung des Wandfilmvolumens

*Nachteile dieses Verfahrens:*

- Auskondensation des Kraftstoffs im Brennraum und Abgastrakt durch fallendes Temperaturniveau
- Luftmassenstrombestimmung über Saugrohrdruck und Drehzahl nicht sehr genau, da Drehzahlschwankungen auftreten



### 3. Ergebnisse und Diskussion

#### 3.1 Visualisierung in Ansaugkanal und Brennraum

Das physikalische Verständnis dieser Phänomene ist die Basis für eine fundierte Beurteilung der Gemischbildungsvorgänge in Saugrohr und Zylinder. Eine Visualisierung dieser Vorgänge wurde mit Hilfe der Laser-Lichtschnitt-Technik am Institut für Thermische Strömungsmaschinen durchgeführt. Dabei wurden zunächst die wichtigsten Sprayparameter des verwendeten Einspritzventils ermittelt. Anschließend wurde die Kraftstoffausbreitung im Saugrohr unter Variation der Ventilneigung visualisiert.

Ein wichtiger Parameter für die Gemischbildung in Ottomotoren ist die Qualität des Kraftstoffsprays.

Die einzelnen Kraftstoffeinspritzzyklen unterliegen starken statistischen Schwankungen. In *Abbildung 3.1* sind exemplarisch drei Einzelbilder des Sprays des Serien-Zweistrahlsventils 2,6 ms nach Einspritzbeginn dargestellt.

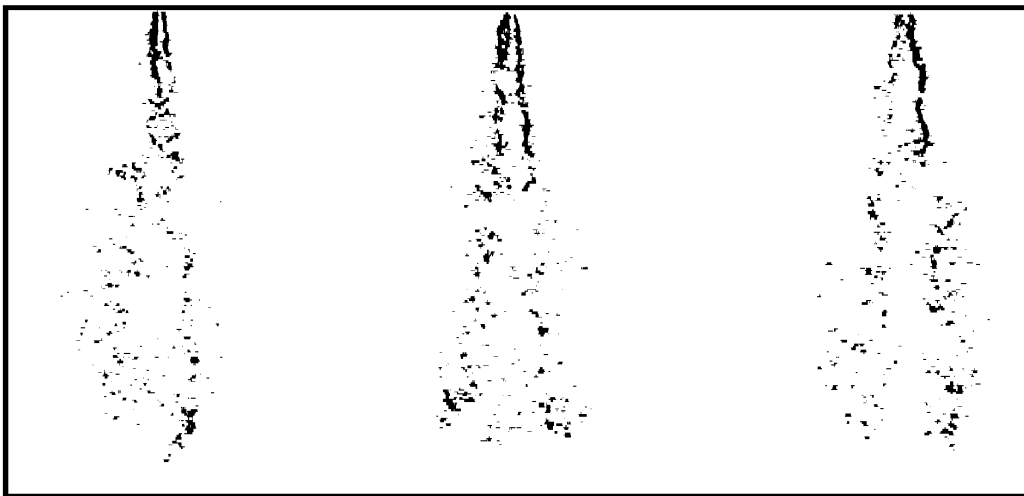


Abbildung 3.1: Einzelbilder des Sprays 2,6 ms n. Eb. (atmosphärische Bedingungen)

Für eine zuverlässige Aussage über die Sprühstrahlcharakteristik ist es jedoch notwendig, mehrere Bilder zu einem bestimmten Zeitpunkt nach Einspritzbeginn aufzunehmen. Bei einem optisch dünnem Spray, wie dem der ottomotorischen Einspritzung, bietet sich das Erstellen einer Häufigkeitsverteilung an.

In *Abbildung 3.2* ist eine Häufigkeitsverteilung für den Strahl 2,6 ms nach Einspritzbeginn dargestellt. Sie zeigt weiterhin die drei wichtigsten Auswerteparameter Strahleindringtiefe, -kegelwinkel und den Winkel zwischen den beiden Strahlen, den sogenannten Höhenwinkel.

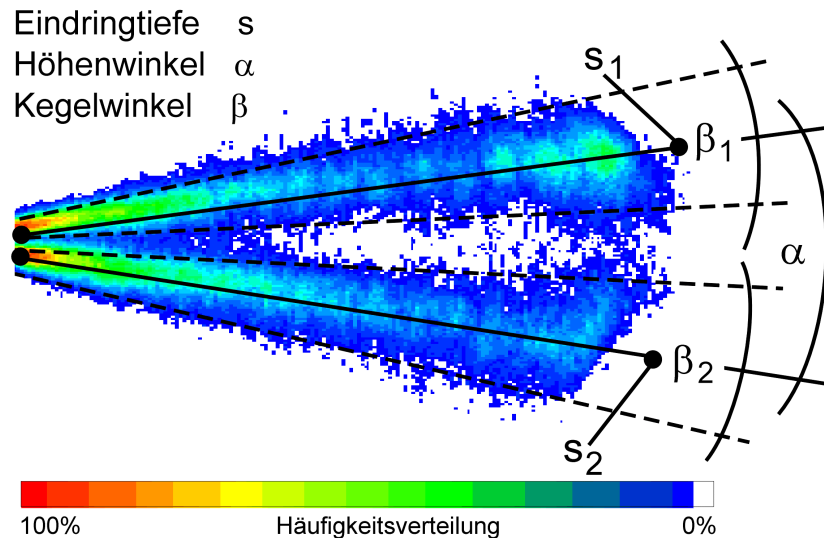


Abbildung 3.2: Häufigkeitsverteilung aus 100 Einzelbildern

Da beim Kaltstart und Warmlauf der Motorbetrieb stark instationär ist, werden sich diese zyklischen Schwankungen erheblich auf den Motorlauf auswirken. Zu allen Zeitpunkten zeigt sich ein gewisser Einschnüreffekt am Strahlende. Durch den kleinen Höhenwinkel beeinflussen sich die Strahlen gegenseitig sehr stark. Die Strahlen verdrängen die Umgebungsluft nach außen und werden dadurch nach innen abgelenkt. Für die Gemischbildung im Saugrohr sind hauptsächlich die Werte ab einem Zeitpunkt von 1,5 ms n.Eb. relevant, da sich ab diesem Punkt entscheidet, ob und wie die Tropfen auf die Saugrohrwände auftreffen. In diesem Bereich wurde bei dem vorliegenden Einspritzventil ein Strahlkegelwinkel von ca.  $8^\circ$  und ein Höhenwinkel von ca.  $15^\circ$  gemessen.

Speziell im Kaltstart und in der Warmlaufphase eines Ottomotors ist die Verteilung des flüssigen Kraftstoffs im Brennraum von entscheidender Bedeutung, da bei diesen Betriebszuständen nur ein geringer Anteil des Kraftstoffs verdampft. Dies hängt wiederum stark davon ab, wie sich der Kraftstoff im Saugrohr bei unterschiedlichen Drehzahlen und Lastzuständen ausbreitet. Dabei spielt die Benetzung der Saugrohrwände und der Einlaßventile eine entscheidende Rolle. Für die Lage des Einspritzventils wurde neben der Originaleinbaulage die diskreten Positionen  $+5^\circ$  und  $-5^\circ$  eingestellt.

Abbildung 3.3 zeigt die Häufigkeitsverteilung des Kraftstoffsprays bei den drei verschiedenen Einbaulagen und Einspritzung in ruhende Luft. Die Bilder wurden zum Zeitpunkt 3,0 ms nach Einspritzbeginn aufgenommen. Der ganze Versuchsaufbau wurde bei einer Umgebungstemperatur von 20°C betrieben.

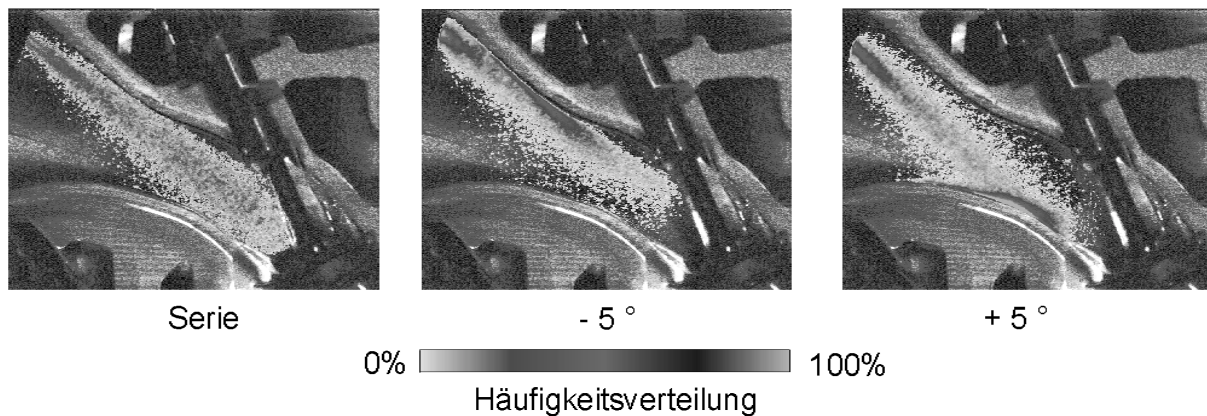


Abbildung 3.3: Kraftstoffverteilung 3 ms n.Eb. bei variiertem Ventillage und konstanter Luftgeschwindigkeit

Während der Strahl bei der Originallage die Saugrohrwände bis zu diesem Zeitpunkt kaum berührt hat, trifft bei den geneigten Ventillagen der Großteil der Kraftstoffmasse auf die obere bzw. untere Saugrohrwand.

Des Weiteren ist für eine gute Gemischbildung entscheidend, daß ein Großteil der Kraftstoffmasse möglichst schnell in den Bereich des heißen Einlaßventils transportiert wird. Dies ist gerade für Kaltstart und Warmlauf von Bedeutung, da hier die Gefahr am größten ist, daß sich Kraftstoff an den kalten Saugrohrwänden abscheidet.

Im Saugkanal ist zu erkennen, daß der Kraftstoff bei der Serienventillage zum Einlaßventil gelangt ohne die Saugrohrwände stark zu benetzen. Schon geringe Abweichungen von der Serienlage lassen einen Großteil des Kraftstoffs auf die obere beziehungsweise die untere Kanalwand auftreffen. Durch die schräge Stellung der Ventile läuft der Kraftstoff in Richtung Kanalboden, was ein zentrales bis saugseitiges Eindringen des Strahls in den Brennraum zur Folge hat.

In *Abbildung 3.4* ist der Vergleich der Einspritzwinkel für die saugsynchrone Einspritzung dargestellt.

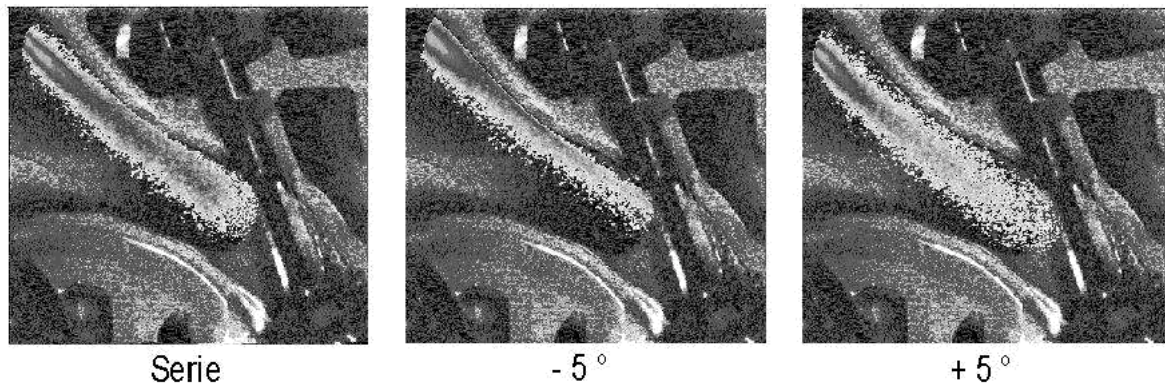


Abbildung 3.4: Vergleich von 3 Einspritzwinkeln bei saugsynchroner Einspritzung

Die Visualisierung im Ansaugkanal zeigt, daß ausgehend von der +5°-Lage der Kraftstoff für geringere Winkel immer stärker an die obere Kanalwand gedrängt wird. Die großen Kraftstoffmengen an der oberen Wand werden sich bis zum Übergang in den Brennraum fortsetzen, wo sie hauptsächlich in Richtung Zündkerze und Auslaßventile transportiert werden.

Die Auswirkungen dieser visualisierten Phänomene auf HC-Emissionen, Verbrennungsgüte und instationären Motorbetrieb sind im Hinblick auf ein besseres Verständnis der Gemischbildung von besonderem Interesse. *Abbildung 3.5* zeigt den indizierten Mitteldruck, die HC-Rohemissionen und das an den Saugrohr- und Brennraumwänden angelagerte Kraftstoffvolumen bei mittlerer Last und einer Drehzahl von 1500 1/min. Die eingespritzte Kraftstoffmenge bzw. die Drosselklappenstellung wurden dabei konstant gehalten (ausgehend von vorgelagerter Einspritzung und Serien-EV-Lage).

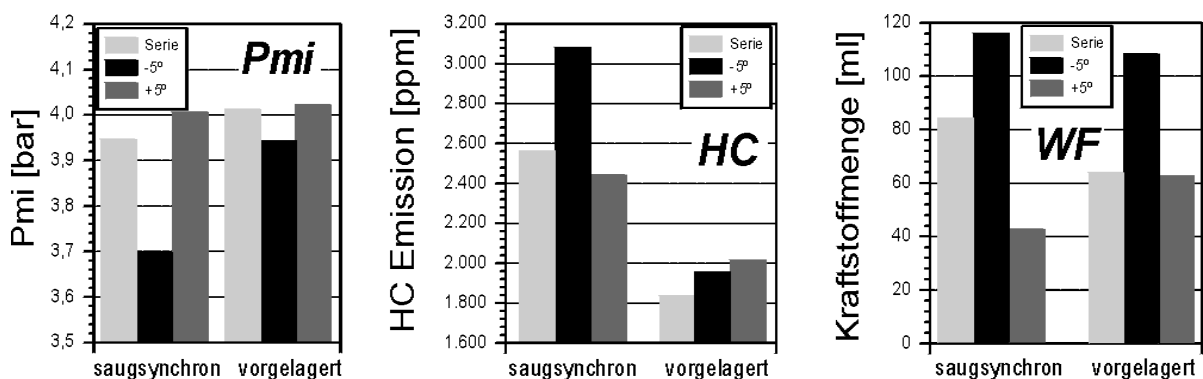


Abbildung 3.5: Verbrennungs- und Abgasanalyse

Tendenziell lassen sich bei einem Vergleich zwischen saugsynchroner und vorgelagerter Einspritzung höhere Mitteldicke und niedrigere HC-Emissionen bei Vorlagerung feststellen. Große Tropfendichten, wie sie bei saugsynchroner Einspritzung auftreten (siehe *Abbildung 3.4*), verursachen Kraftstoffanlagerungen in den Ventilspalten und an der auslaßseitigen Zylinderwand. Dieses lokal überfettete Gemisch kann nicht vollständig umgesetzt werden und gelangt direkt in den Abgastrakt. Der Mitteldruck stellt einen Indikator für die Güte der Verbrennung dar. Durch das zentrale Eindringen des Kraftstoffs bei Vorlagerung kommt eine gleichmäßigere Mischung zustande. Die niedrigsten Wandfilmwerte zeigt die positive Einspritzlage bei saugsynchroner Einspritzung. Für diesen Betriebspunkt wurde auch die Strahlausbreitung mit den geringsten Wandberührungen im Saugrohr visualisiert. Eine geringfügige Reduzierung der HC-Emissionen in diesem Betriebspunkt bestätigt die Einschätzung des visualisierten Effekts.

Bei vorgelagerter Einspritzung sind nur geringfügige Unterschiede für die einzelnen Winkellagen in den Mitteldruck- und den Emissionswerten zu erkennen. Lediglich der Wandfilm ist für die negative Winkellage deutlich höher, als für die anderen beiden Lagen. Dies kann nur darauf zurückzuführen sein, daß der Teil der Kanalwand, der bei der negativen Lage benetzt wird, wesentlich kälter ist, als die Wände im Bereich des Einlaßventils.

### 3.2 Temperaturmessung im Ansaugkanal

Die Visualisierung der Kraftstoffausbreitung in Verbindung mit den Ergebnissen der Abgasanalyse läßt darauf schließen, daß Kanalwand- und Ventiloberflächentemperaturen die Gemischbildung maßgeblich beeinflussen. Deshalb wurden Temperaturmessungen durchgeführt, die einen weiteren Schritt zum besseren Verständnis der Gemischbildungsprozesse im Ansaugkanal darstellen.

Abbildung 3.6 zeigt die Temperaturen der einzelnen Meßstellen. Dabei wurde der Motor bei einer Kühlwassertemperatur von 30°C, einer Drehzahl von 1500 1/min und einem Mitteldruck von 4 bar betrieben (saugsynchron bzw. vorgelagert).

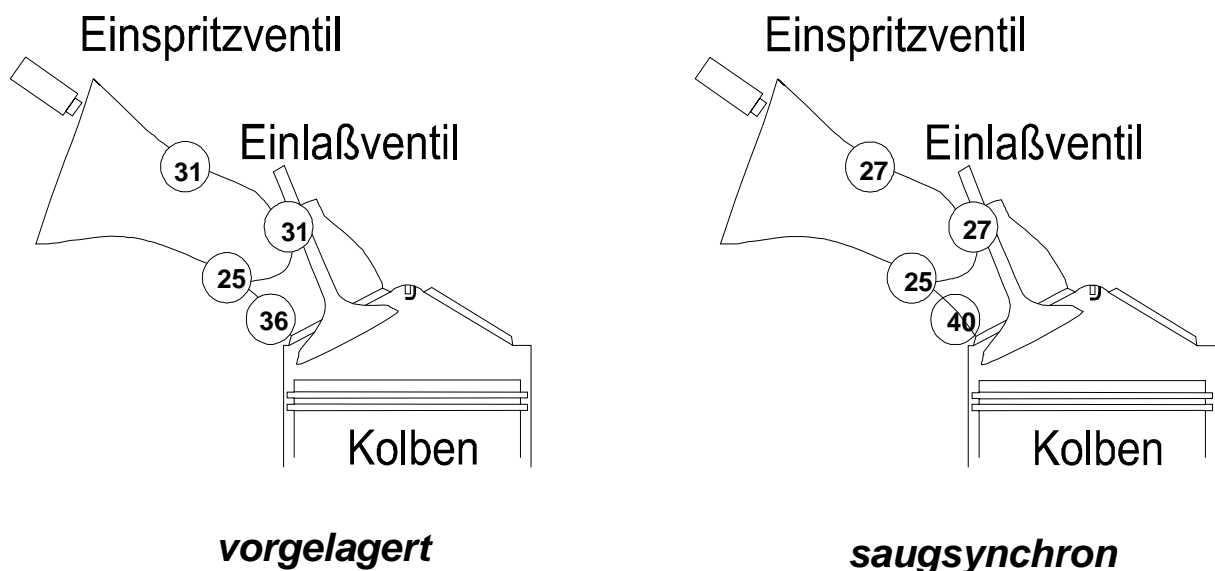


Abbildung 3.6: Temperaturmessung im Saugrohr

Auffällig sind höhere Temperaturen bei saugsynchroner Einspritzung durch eine geringere Verweilzeit des Kraftstoffs im Ansaugkanal und eine geringere Benetzung des Kanalbodens nahe den Einlaß-Ventilen. Ein deutlicher Unterschied in den HC-Emissionswerten zwischen vorgelagerter und saugsynchroner Einspritzung (vergleiche *Abbildung 3.5*) könnte somit auf die bessere Ausnutzung der Wärmeenergie des Einlaßbereichs nahe dem Einlaßventil als „Kraftstoffverdampfer“ zurückzuführen sein.

Abbildung 6.3 zeigt die Wandtemperaturen bei verschiedenen Einspritzventillagen. Der Betriebspunkt entspricht dem obigen. Deutlich zu erkennen ist, daß die Tendenzen der Temperaturen durch die Kraftstoffausbreitung bestimmt wird (vergl. Visualisierung).

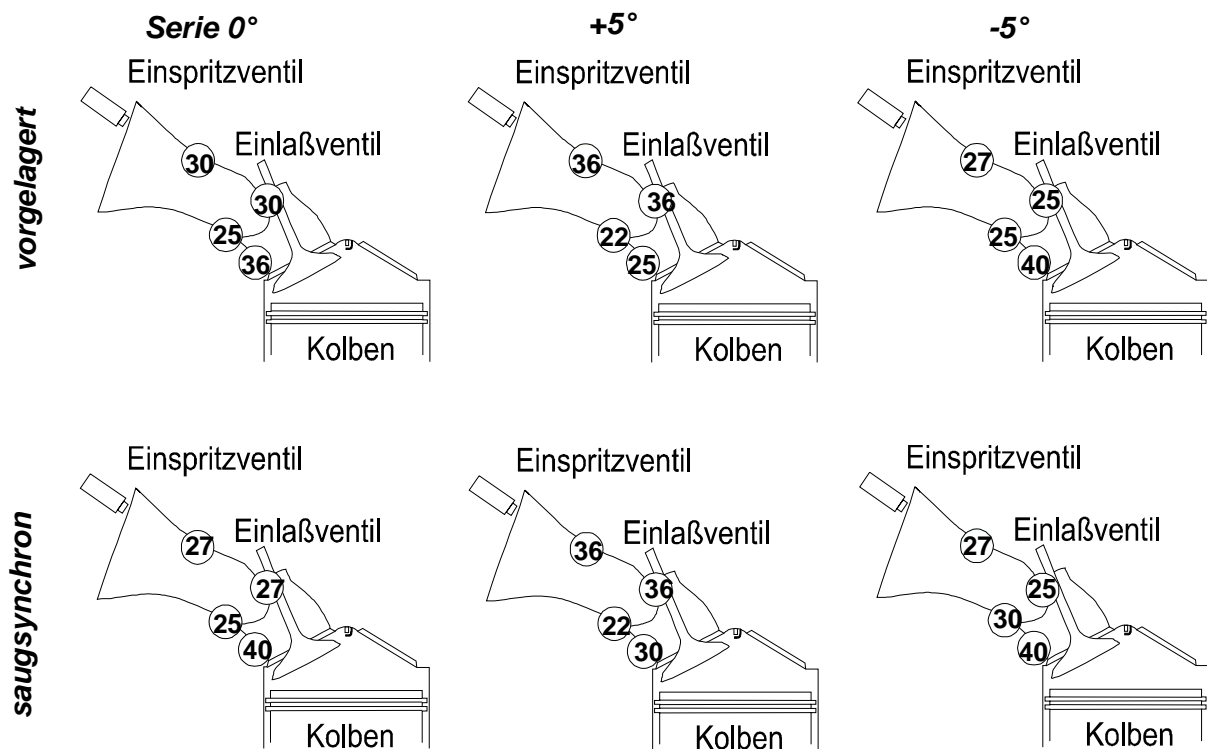


Abbildung 3.7: Temperaturmessung im Saugrohr bei versch. Einspritzventillagen

Abbildung 3.8 zeigt die Temperaturverläufe im Einlaßbereich beim Kaltstart. Der Versuchsträger wurde anfänglich im Leerlauf betrieben. Nach ca. 550 Zyklen erfolgte ein Lastsprung. Die Einspritzung findet im Betriebsbereich überwiegend saugsynchron statt. Signifikant ist der Temperaturabfall weit unterhalb die Ansauglufttemperatur infolge der Kraftstoffverdampfung vor allem im Bereich der Meßstelle 1 (Konzentration von Kraftstoff – siehe auch Visualisierung). Ebenso auffällig sind die allgemein wesentlich geringeren Saugrohrwandtemperaturen im Vergleich zur Kühlwassertemperatur. Eine Konzentration des Kraftstoffstrahls auf den Ventilteller könnte zu einer besseren Kraftstoffverdampfung aufgrund besserer „Wärmeausnutzung“ führen und die Kohlenwasserstoffemissionen reduzieren. Beim Lastsprung fallen die Wandtemperaturen infolge der Anfettung kurzzeitig wieder ab.

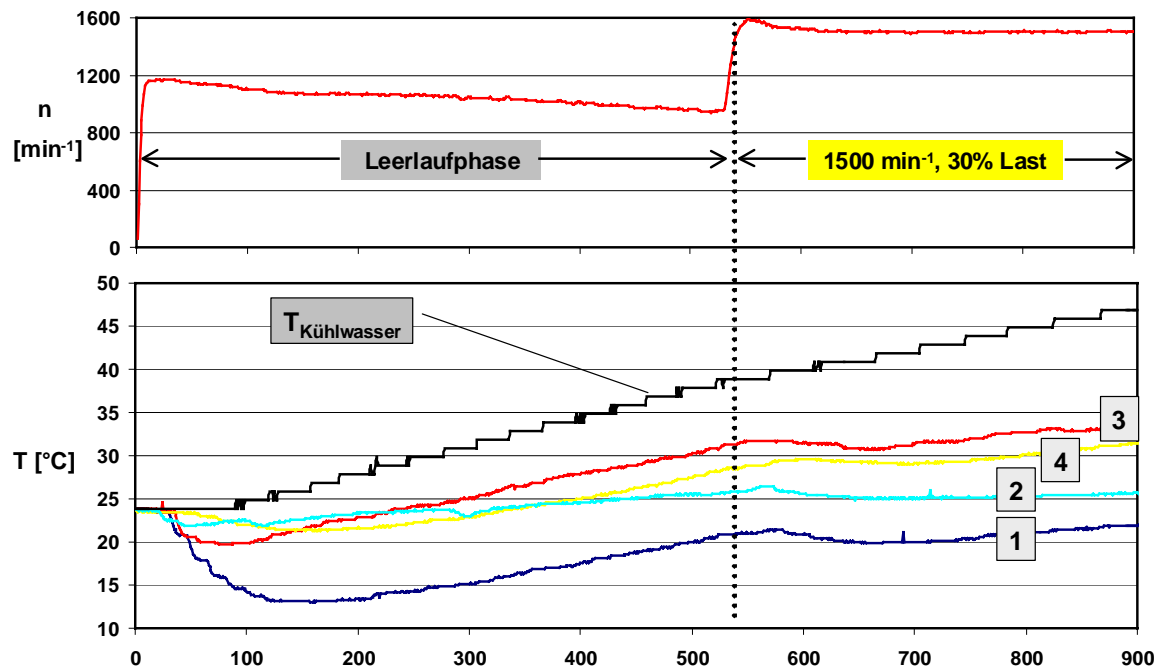


Abbildung 3.8 Temperaturmessung im Saugrohr beim Kaltstart

Die dargestellten Ergebnisse zur Visualisierung und Temperaturmessungen im Ansaugkanal und darüber hinaus auch im Brennraum tragen in Verbindung mit den im folgenden dargestellten Verbrennungs- und Abgasanalysen zu einer wesentlichen Verbesserung des Verständnisses der Gemischbildung bei. Auf dieser Basis können weitreichende Verbesserungsmaßnahmen eingeleitet werden.



### 3.3 Verbrennungs- und Abgasanalyse

#### 3.3.1 Stationäre Untersuchungen

##### Variation des Einspritzbeginns

Die Variation des Einspritzbeginns wurde in folgenden Schritten: 130, 220, 310, 400, 490 °KW n. ZOT bei konstantem Zündzeitpunkt und konstanter Einspritzdauer durchgeführt. Dabei wurden bei Drehzahlen von 1000, 1500 und 2000 1/min und Lasten von 2, 4 und 8 bar die relevanten Abgasemissionen gemessen. Die Messungen werden bei Kühlwassertemperaturen von 30°C bzw. 87°C (nur in Serienlage als Vergleich) und Öltemperaturen von ca. 35°C bzw. ca. 88°C durchgeführt. Der Zündzeitpunkt wurde für gleiche Drehzahl und gleiche Last unabhängig von der Kühlmitteltemperatur konstant gehalten. Die Messungen wurden bei konstanter Einspritzmenge durchgeführt. Als Referenz dienen die Ergebnisse bei EB = 220°KW n. ZOT. Die dargestellten Meßergebnisse sind Mittelwerte aus 100 Arbeitsspielen bzw. 60 s Aufnahmezeit und wurden 2 mal wiederholt.

Abbildung 3.9 zeigt den indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$ , die HC-, CO- und CO<sub>2</sub>-Konzentrationen in Abhängigkeit vom Einspritzbeginn in °KW nach Zünd-OT für den Motorbetrieb bei einer Kühlwassertemperatur von 87°C bzw. 30°C (EV in Serienlage) in Abhängigkeit des Einspritzbeginns (siehe unteres Diagramm). Die Messungen wurden bei einer Drehzahl von  $n = 1500$  1/min und einem Mitteldruck von  $p_{mi} = 2$  bar durchgeführt. Deutlich zu erkennen sind die hohen Kohlenwasserstoffemissionen bei „früher“, saugsynchroner Einspritzung (EB = 400°KW) unter beiden Betriebsbedingungen. Erwartungsgemäß liegen die HC-Emissionen bei der niedrigen Temperatur (mit steigender Last zunehmend) höher. Begleitend waren niedrigere CO<sub>2</sub>-Emissionen und um ca. 1 - 4 % höhere Kraftstoffverbräuche.

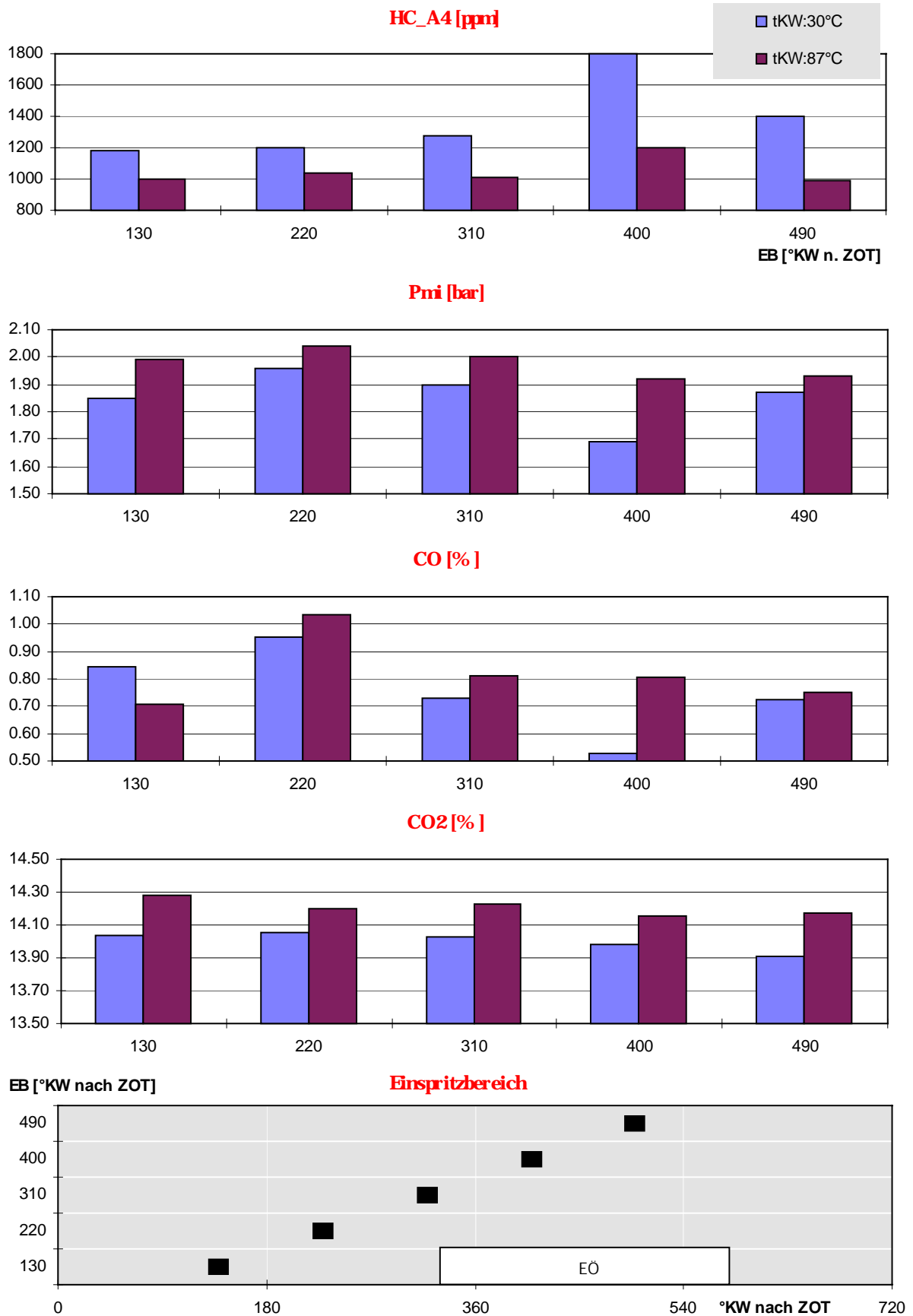
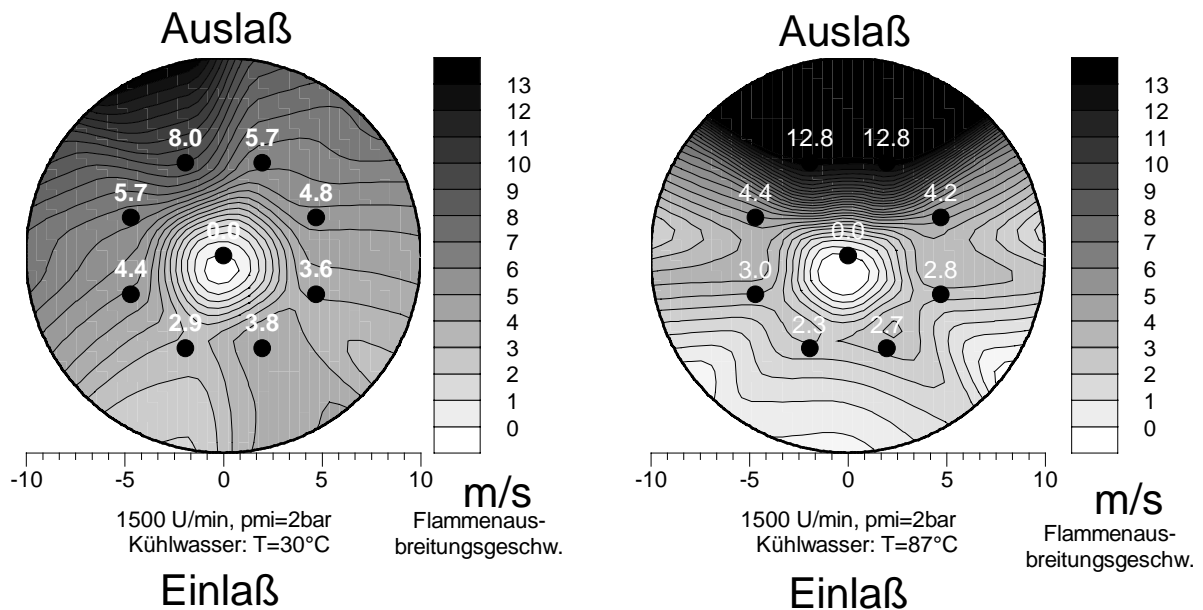


Abbildung 3.9: Einspritzbeginn-Variation in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur (Serie, n = 1500 1/min, p<sub>mi</sub> = 2 bar)

In *Abbildung 3.10* ist die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit im Zündkerzenbereich mittels Lichtleiter-Zündkerze bzw. die Beurteilung des Brennverlaufs für die oben genannten Betriebspunkte bei einem Einspritzbeginn von 220°KW n. ZOT dargestellt. Deutlich zu erkennen sind die geringeren Flammenausbreitungsgeschwindigkeiten und die spätere Kraftstoffumsetzung bei niedriger Kühlwassertemperatur.



<b>KW-Temperatur [°C]</b>	<b><math>q_{10\%}</math> [°KW n. ZOT]</b>	<b><math>q_{50\%}</math> [°KW n. ZOT]</b>	<b><math>q_{90\%}</math> [°KW n. ZOT]</b>	<b><math>q_{max}</math> [%]</b>
30	4,96	23,79	40,22	97,7
87	2,88	21,19	34,55	99,3

Abbildung 3.10: Flammenausbreitung im Zündkerzenbereich bzw. Brennverlauf  
(Serie,  $n = 1500$  1/min,  $p_{mi} = 2$  bar, EB = 220°KW)

Die nachfolgenden Untersuchungen wurden ausschließlich bei einer Kühlwassertemperatur von 30°C durchgeführt. In *Abbildung 3.11* ist eine Einspritzbeginnvariation bei unterschiedlichen Drehzahlen und bei einer Last von  $p_{mi} = 4$  bar dargestellt. Geringe Unterschiede in den Kohlenwasserstoffemissionen sind bei 1000 und 1500 1/min zu verzeichnen. Dagegen fallen die HC-Emissionen bei 2000 1/min ab, ohne signifikante Erhöhungen bei saugsynchroner Einspritzung feststellen zu können. Ähnliche Verläufe sind auch bei  $p_{mi} = 2$  und 8 bar zu verzeichnen.

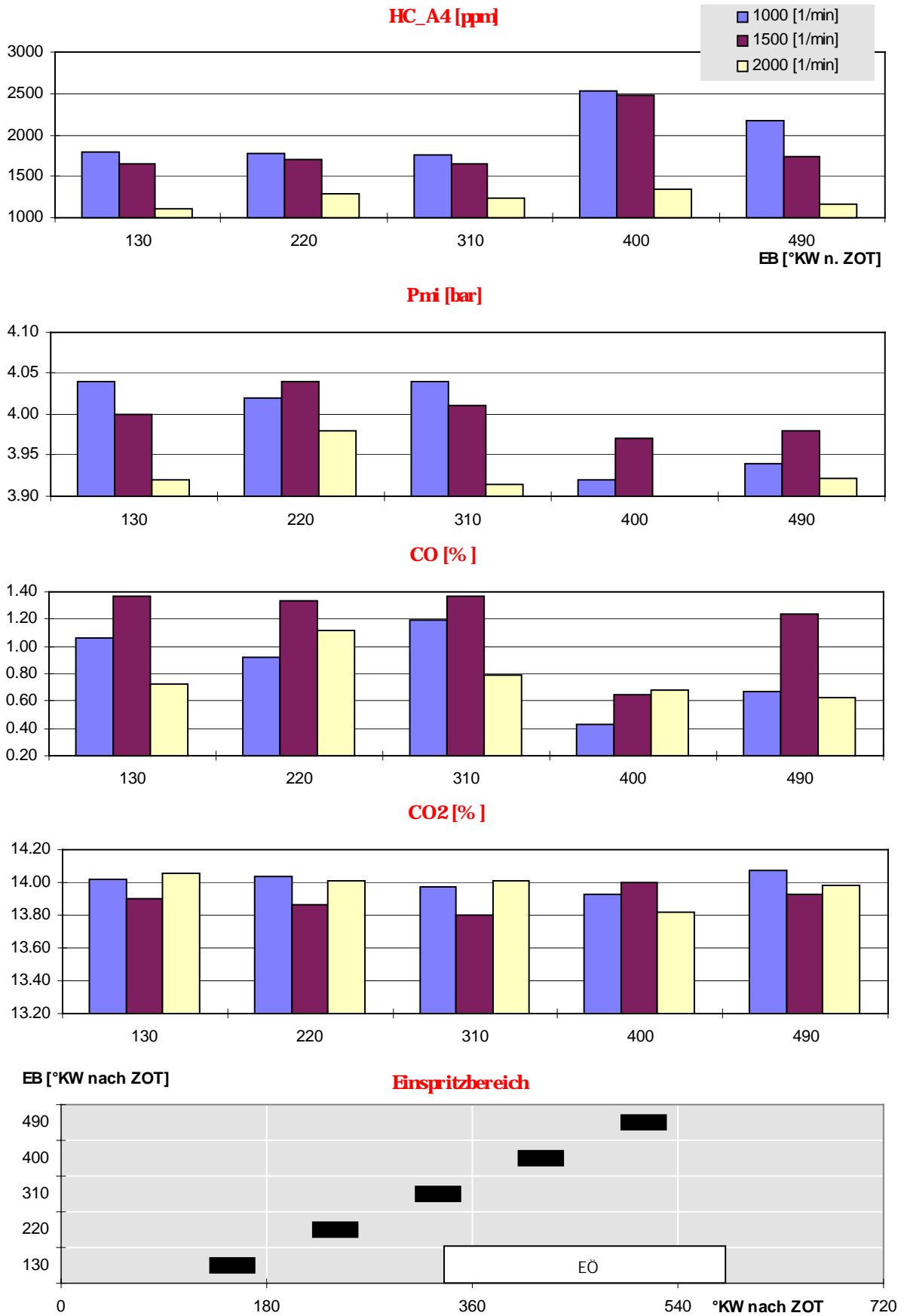
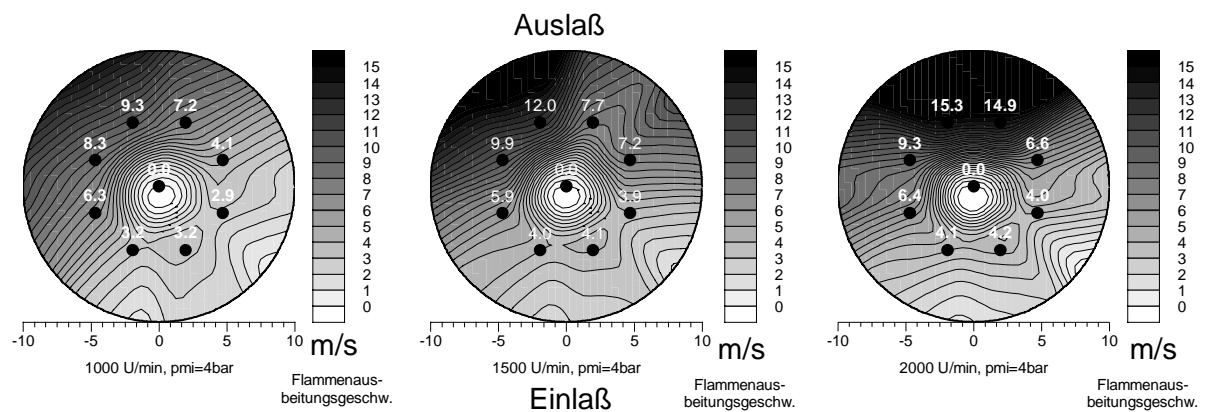


Abbildung 3.11: Einspritzbeginn-Variation in Abhängigkeit der Drehzahl  
(Serie,  $p_{mi} = 4$  bar)

In *Abbildung 3.12* ist die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit im Zündkerzenbereich bzw. die Beurteilung des Brennverlaufs für die obigen Betriebspunkte bei einem Einspritzbeginn von  $220^\circ\text{KW}$  n. ZOT dargestellt. Erwartungsgemäß nimmt die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit mit steigender Drehzahl zu, wie es auch die Massenumsätze ( $q_{10\%}$ ,  $q_{50\%}$ ,  $q_{90\%}$ ) zeigen.



<b>Drehzahl</b> <b>[1/min]</b>	<b>ZZP</b> <b>[°KW v.</b> <b>ZOT]</b>	<b><math>q_{10\%}</math></b> <b>[°KW n.</b> <b>ZOT]</b>	<b><math>q_{50\%}</math></b> <b>[°KW n.</b> <b>ZOT]</b>	<b><math>q_{90\%}</math></b> <b>[°KW n.</b> <b>ZOT]</b>	<b><math>q_{max}</math></b> <b>[%]</b>
1000	14	10,73	26,13	36,26	97,1
1500	27	1,96	16,01	28,9	97,8
2000	31	1,67	15,58	28,74	98,9

Abbildung 3.12: Flammenausbreitung im Zündkerzenbereich bzw. Beurteilung des Brennverlaufs (Serie,  $p_{mi} = 4$  bar, EB =  $220^\circ\text{KW}$ )

*Abbildung 3.13* zeigt eine Einspritzbeginnvariation bei  $n = 1500$  1/min und unterschiedlichen Lasten. Signifikant ist hier die starke Zunahme der Kohlenwasserstoffemissionen zu höherer Last.

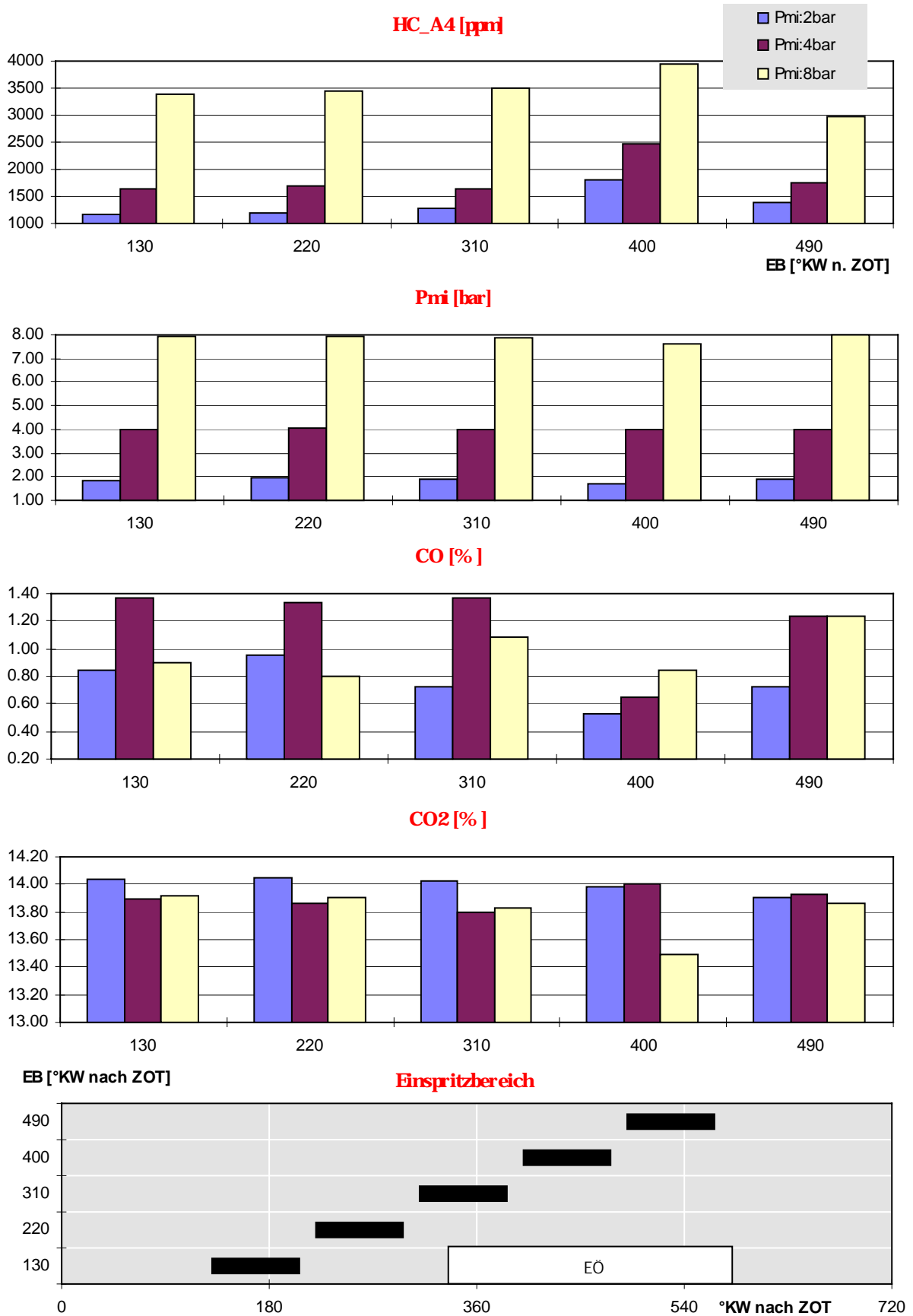
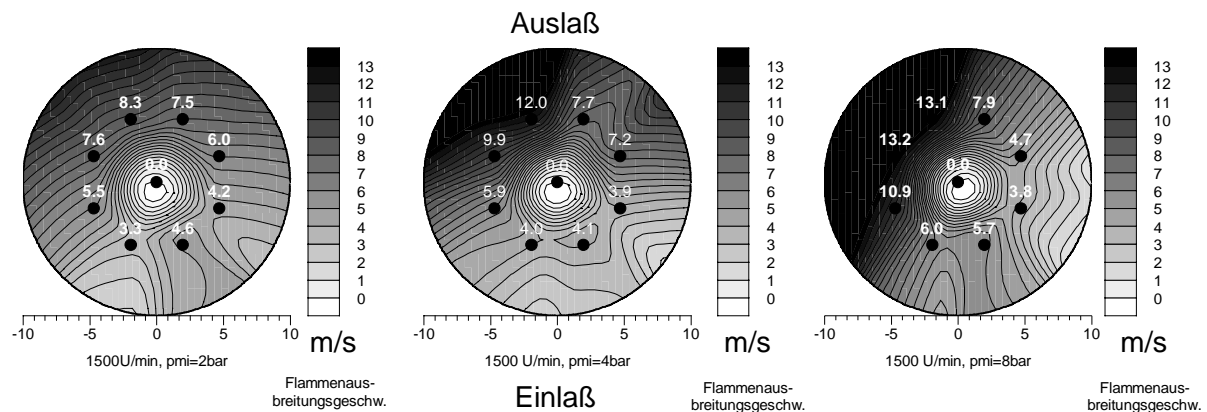


Abbildung 3.13: Einspritzbeginn-Variation in Abhängigkeit der Last (Serie, n = 1500 1/min)

In *Abbildung 3.14* ist die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit im Zündkerzenbereich bzw. die Beurteilung des Brennverlaufs für den obigen Betriebspunkt bei einem Einspritzbeginn von  $220^\circ\text{KW}$  n. ZOT dargestellt. Erwartungsgemäß nimmt die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit mit steigender Last zu.



$P_{mi}$ [bar]	ZZP [ $^\circ\text{KW}$ v. ZOT]	$q_{10\%}$ [ $^\circ\text{KW}$ n. ZOT]	$q_{50\%}$ [ $^\circ\text{KW}$ n. ZOT]	$q_{90\%}$ [ $^\circ\text{KW}$ n. ZOT]	$q_{max}$ [%]
2	27	4,96	23,79	40,22	97,7
4	27	1,96	16,01	28,9	97,8
8	13	5,92	19,29	30,22	94,9

*Abbildung 3.14*: Flammenausbreitung im Zündkerzenbereich (s. Anhang) bzw. Beurteilung des Brennverlaufs (Serie,  $n = 1500$  1/min, EB =  $220^\circ\text{KW}$ )

*Abbildung 3.15* zeigt die Kraftstoffverbrauchserhöhung bzw. -verminderung bei Änderung des Abspritzwinkels.

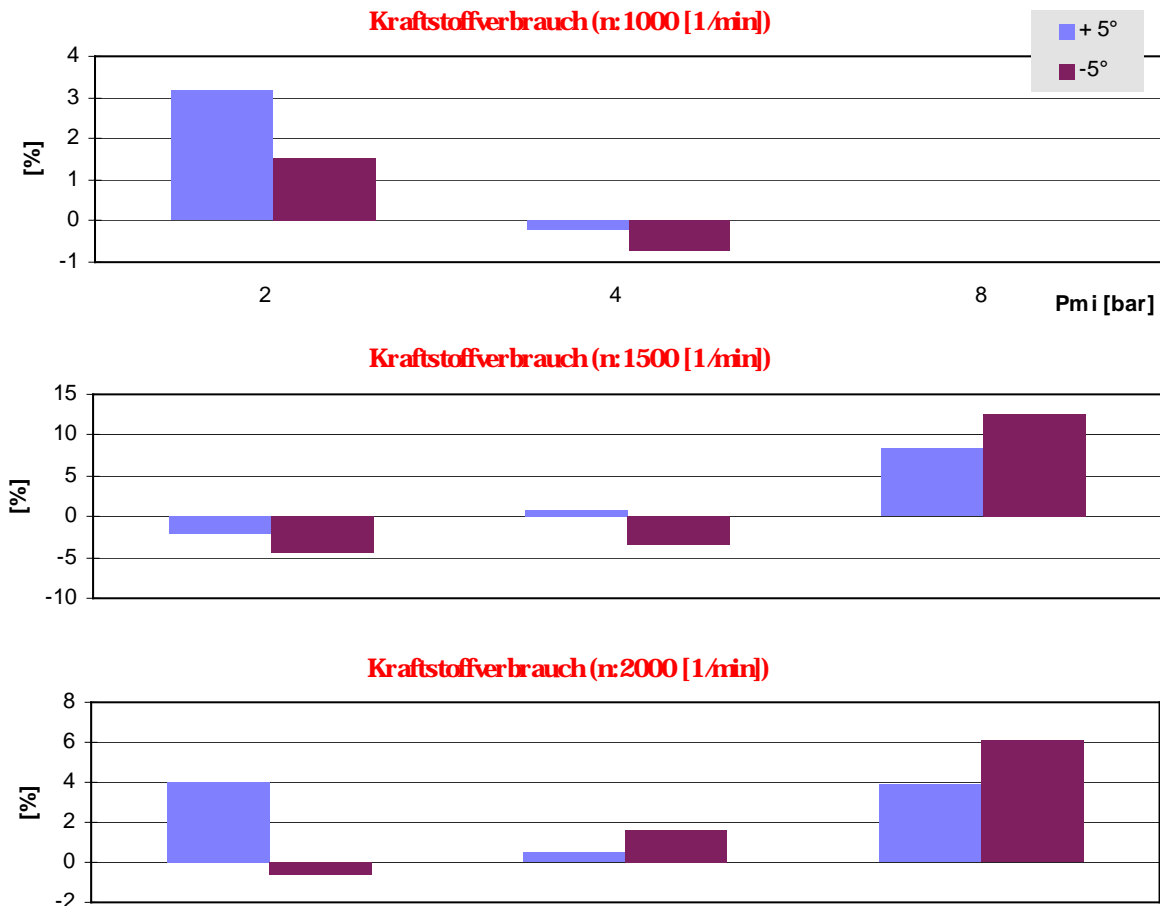


Abbildung 3.15: Kraftstoffverbrauchsvergleich in Abhängigkeit der Winkellage

Die *Abbildungen 3.16, 3.17 und 3.18* stellen einen Vergleich bei unterschiedlicher Einspritzventillagen bei einer Last von 4 bar und den Drehzahlen 1000, 1500 und 2000 1/min dar. Tendenziell zeigt die Stellung  $-5^\circ$  überwiegend schlechtere HC-Emissionen als die anderen Lagen. Dies wird vor allem bei früher, saugsynchroner Einspritzung ( $EB = 400^\circ KW$ ) deutlich. Die Auswertung ( $n = 1500$  1/min) der Flammenausbreitung zeigt langsamere Brenngeschwindigkeiten bzw. die Brennverlaufsanalyse schlechtere Massenumsätze (s. *Abbildung 3.19*). Gründe hierfür muß eine schlechtere Gemischaufbereitung infolge der höheren Wandfilmanlagerung im oberen Einlaßkanalbereich, wie es die Visualisierungen im Saugrohr und Brennraum zeigen, sein. Jedoch zeigt auch diese Lage ( $-5^\circ$ ) in Betriebspunkten bei höherer Last wiederum niedrigere HC-Werte, d.h. es gibt im Betriebsbereich dieses Motors keine optimale EV-Winkellage. Die Winkellage  $+5^\circ$  zeigt im Vergleich zur Serienlage ähnlich gute Werte.



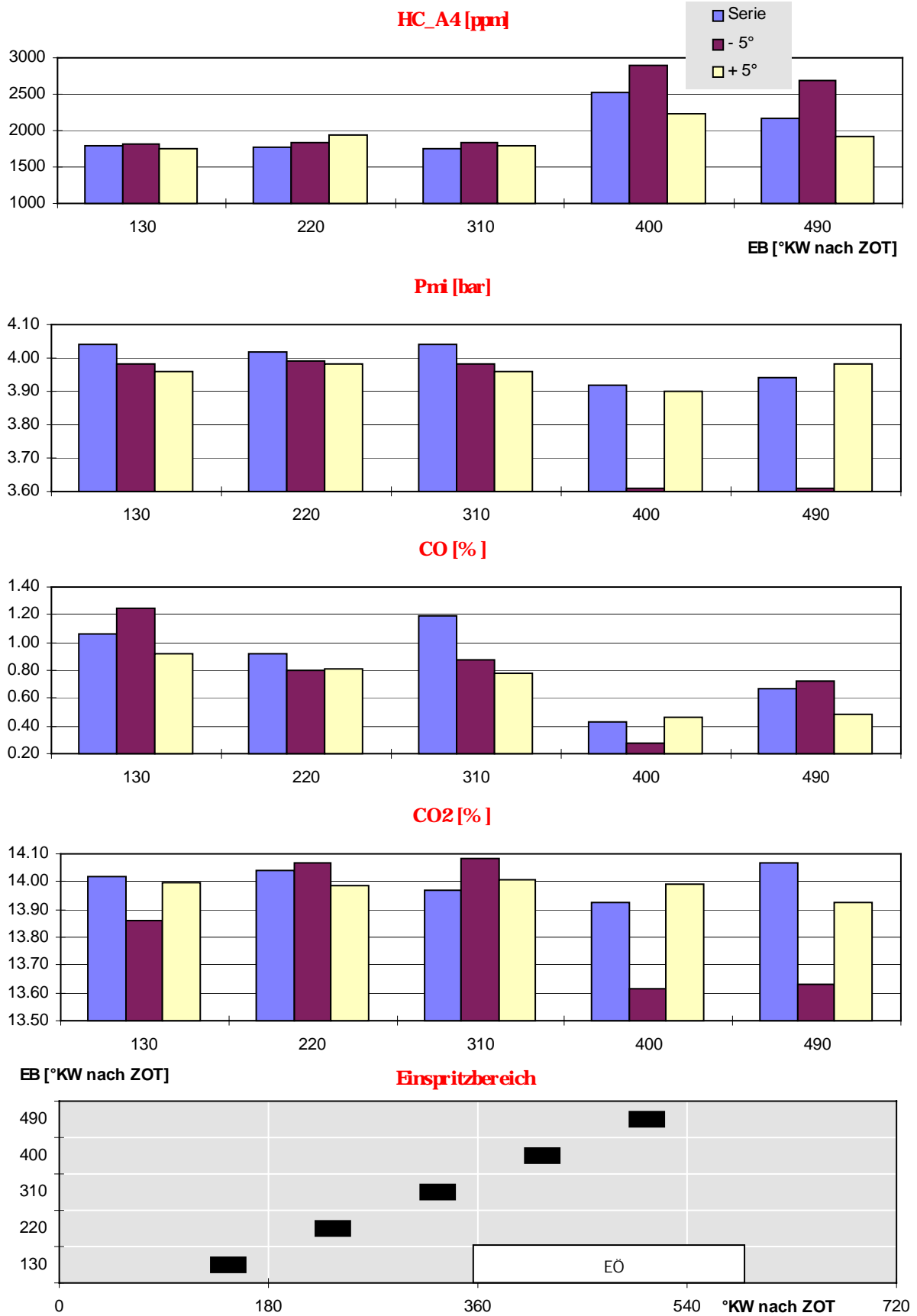


Abbildung 3.16: Einspritzbeginn-Variation in Abh. der Winkellage  
( $n = 1000 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 4 \text{ bar}$ )

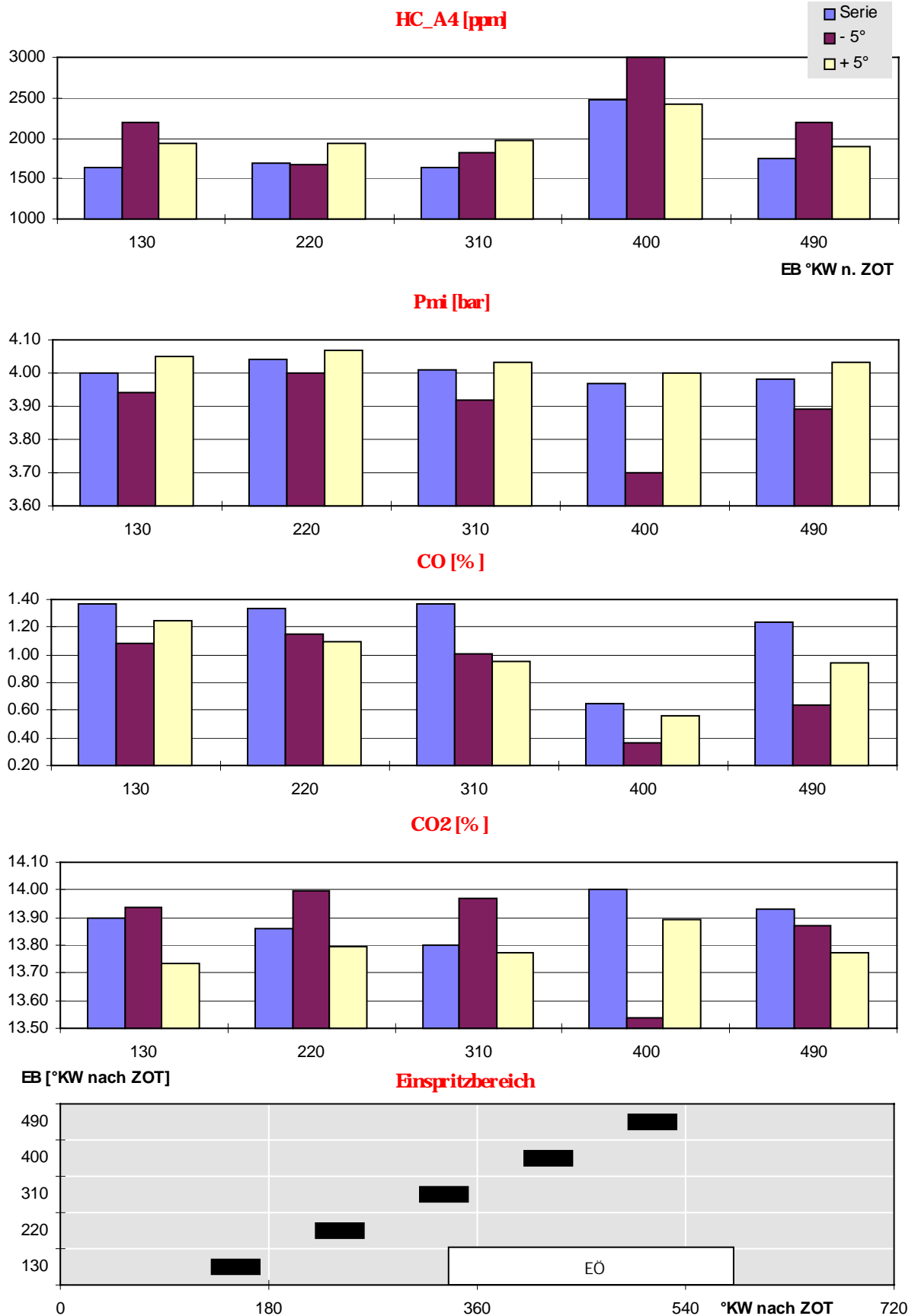


Abbildung 3.17: Einspritzbeginn-Variation in Abh. der Winkellage  
( $n = 1500 \text{ 1/min}$ ,  $p_{mi} = 4 \text{ bar}$ )

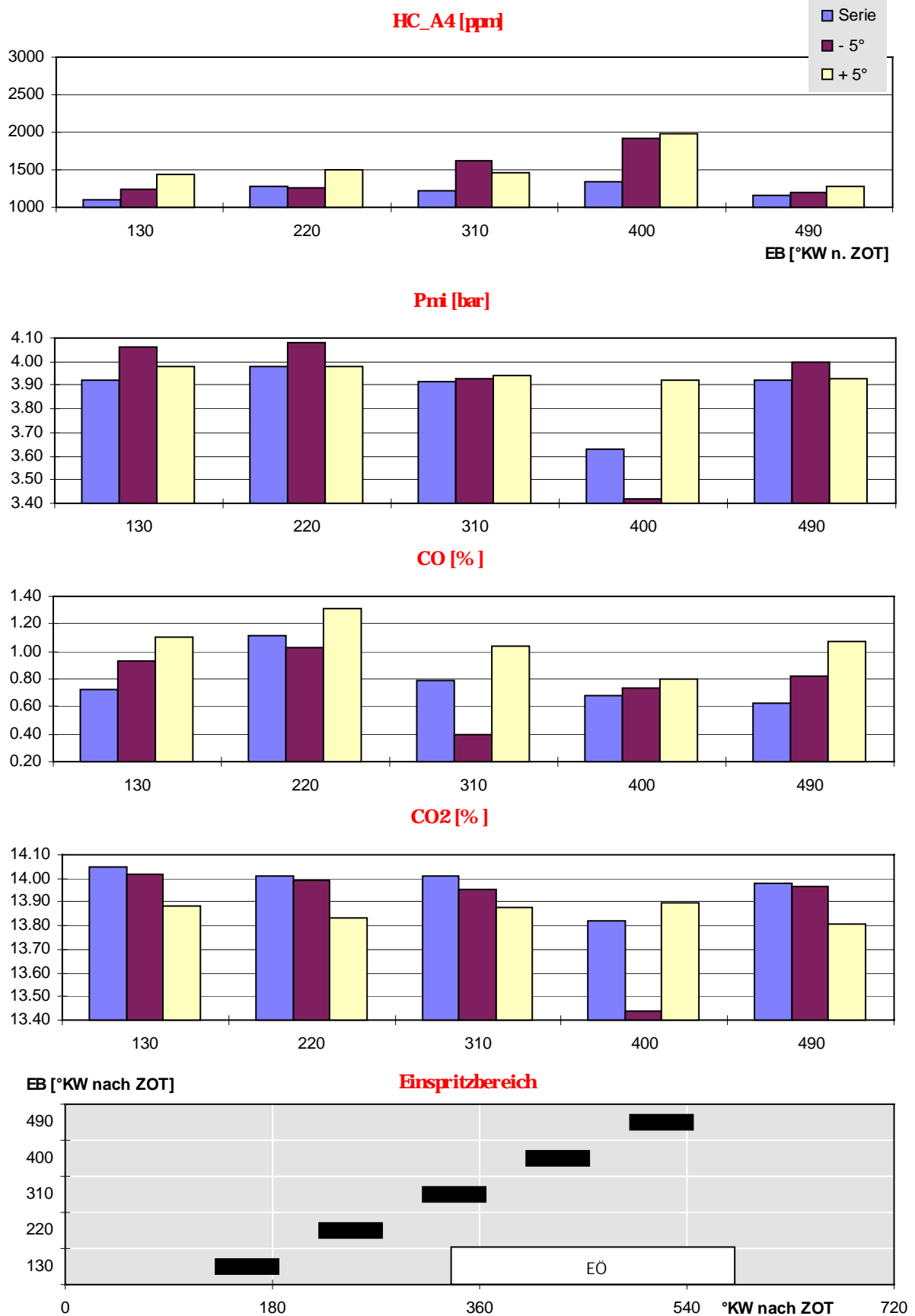
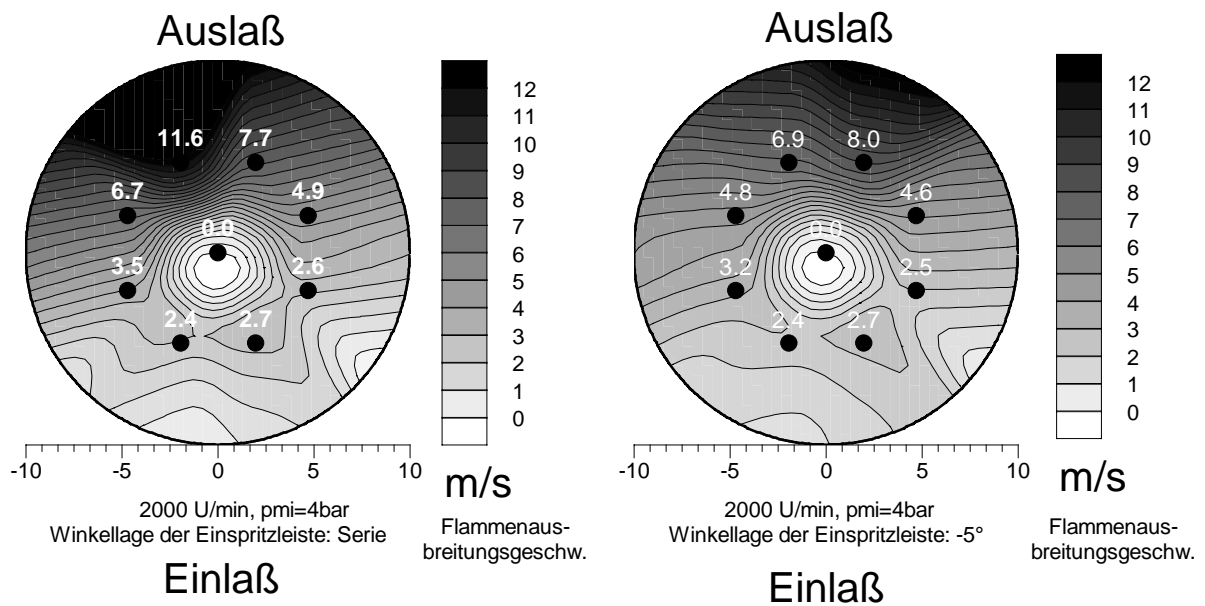


Abbildung 3.18: Einspritzbeginn-Variation in Abh. der Winkellage  
(n = 2000 1/min, p<sub>mi</sub> = 4 bar)



<b>EV-Lage</b> [°]	<b>q<sub>10%</sub></b> [°KW n. ZOT]	<b>q<sub>50%</sub></b> [°KW n. ZOT]	<b>q<sub>90%</sub></b> [°KW n. ZOT]	<b>q<sub>max</sub></b> [%]
0 (Serie)	1,57	16,17	27,9	97,9
-5	1,17	17,66	33,3	95,4

Abbildung 3.19: Flammenausbreitung im Zündkerzenbereich bzw Beurteilung des Brennverlaufs (n = 1500 1/min, saugsynchron)

Zusammenfassend können die Tendenzen in *Tabelle 3.1* festgehalten werden.

	<b>HC</b>	<b>Bemerkung</b>
Drehzahl ↑		
Last ↑	↑	
Serie → +5°	vergleichbar	Verbrauchserhöhung bei n ↑
Serie → -5°	↑	Verbrauchserhöhung bei n ↑
vorgelagert → saugsynchron	↑	vor allem mit n

Tabelle 3.1: Einspritzbeginnvariation

Abbildung 3.20 zeigt einen Vergleich der HC-Emissionen des Serieneinspritzventils und des Einspritzventils mit verlängertem Abspritzpunkt bei einer Last von 4 bar und einer Drehzahl von 2000 1/min. Tendenziell zeigt das Einspritzventil mit verlängertem Abspritzpunkt die geringeren HC-Emissionswerte.

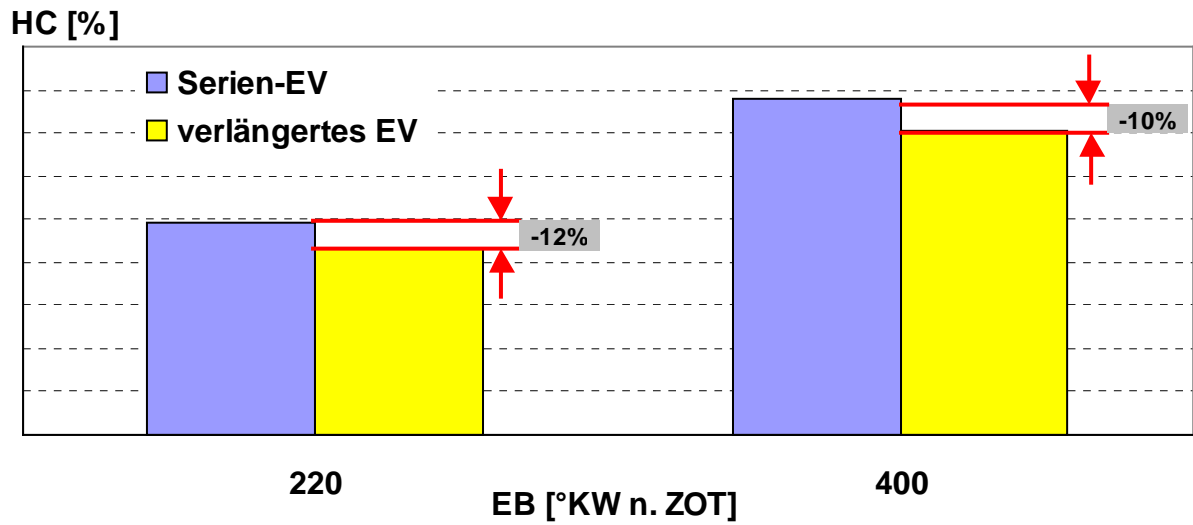


Abbildung 3.20: Einspritzbeginn-Variation Serieneinspritzventil bzw. Einspritzventil mit verlängertem Abspritzpunkt ( $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 4$  bar)

In *Abbildung 3.21* werden die HC-Emissionen des Serieneinspritzventils bei verschiedenen Kraftstofftemperaturen ( $T_{Krst.} = 22$  bzw.  $50^{\circ}\text{C}$ ) bei einer Last von 4 bar und einer Drehzahl von 2000 1/min miteinander verglichen. Infolge der höheren Kraftstofftemperatur erhält man geringere HC-Emissionswerte.

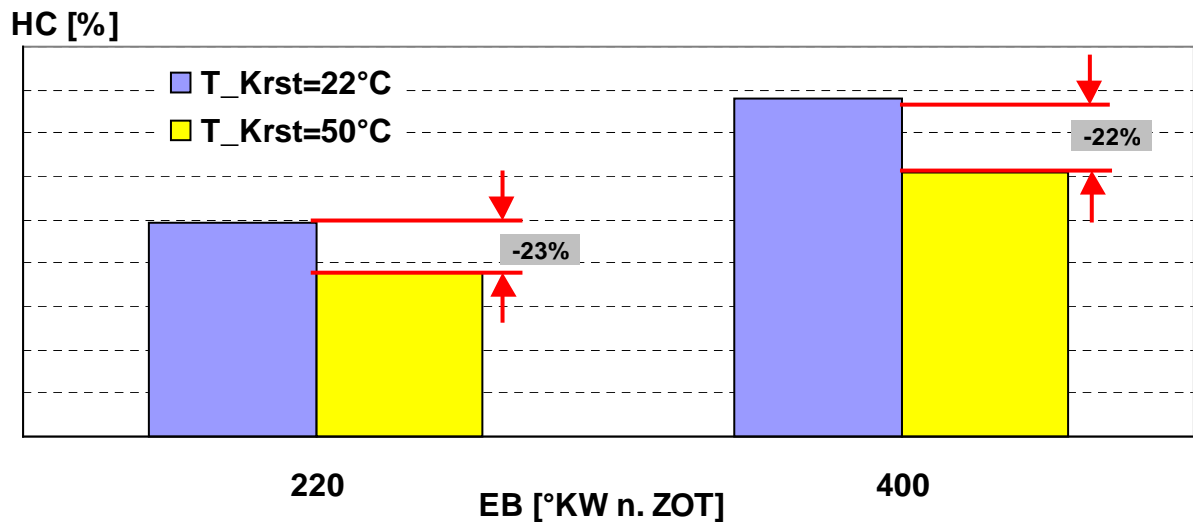


Abbildung 3.21: Einspritzbeginn-Variation Serieneinspritzventil bei verschiedenen Kraftstofftemperaturen ( $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 4$  bar)

## Bestimmung der angelagerten Wandfilmmasse

Abbildung 3.22 zeigt den HC-Konzentrationsverlauf bzw. das Luftverhältnis an der Zündkerze, sowie die HC-Emissionen von Zylinder 4 bei einer Drehzahl von 1500 1/min und einem indizierten Mitteldruck von 4 bar während dem Aussetzen der Einspritzung. Die Kühlwassertemperatur betrug hierbei 87 bzw. 30°C. Signifikant ist der hohe HC-Emissionsanstieg nach Aussetzung der Einspritzung. Eine Zündung erfolgt hier nicht mehr, da das Gemisch außerhalb der Zündgrenzen liegt. Ein zusätzliches Indiz für eine Fehlzündung ist die Breite des FRFID-In-Zyl.-Signalverlaufs. Bei niedriger Kühlwassertemperatur treten diese Effekte wesentlich stärker auf. Das Gemisch an der Zündkerze ( $\lambda = 1,4$ ) wäre beinahe im zündfähigen Bereich.

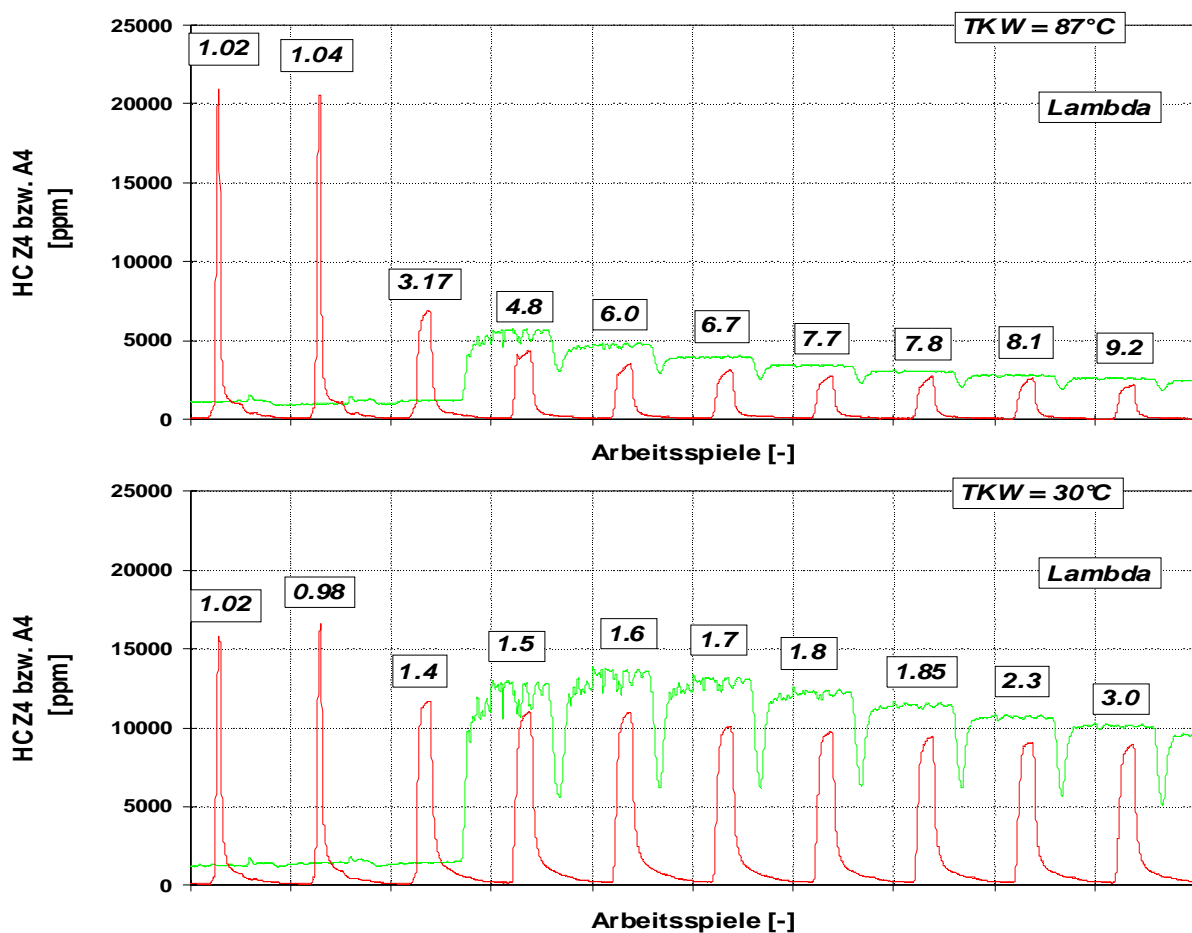


Abbildung 3.22: HC-Konzentration und Luftverhältnis an der Zündkerze sowie die HC-Emissionen bei einer Kühlwassertemperatur von 87 bzw. 30°C

In *Abbildung 3.23* ist die HC-Emission von Zylinder 4 ( $n = 1500 \text{ 1/min}$  -  $p_{mi} = 4 \text{ bar}$  -  $T_{KW} = 30^\circ\text{C}$ ) aufgetragen. Beim Einsetzen der Einspritzung kommt es infolge von Aussetzern zu erhöhten HC-Emissionen. Dies ist bei betriebswarmem Motor nicht zu beobachten und stellt folglich ein Indiz für die wesentlich höhere angelagerte Wandfilmmasse im kalten Betriebszustand dar.

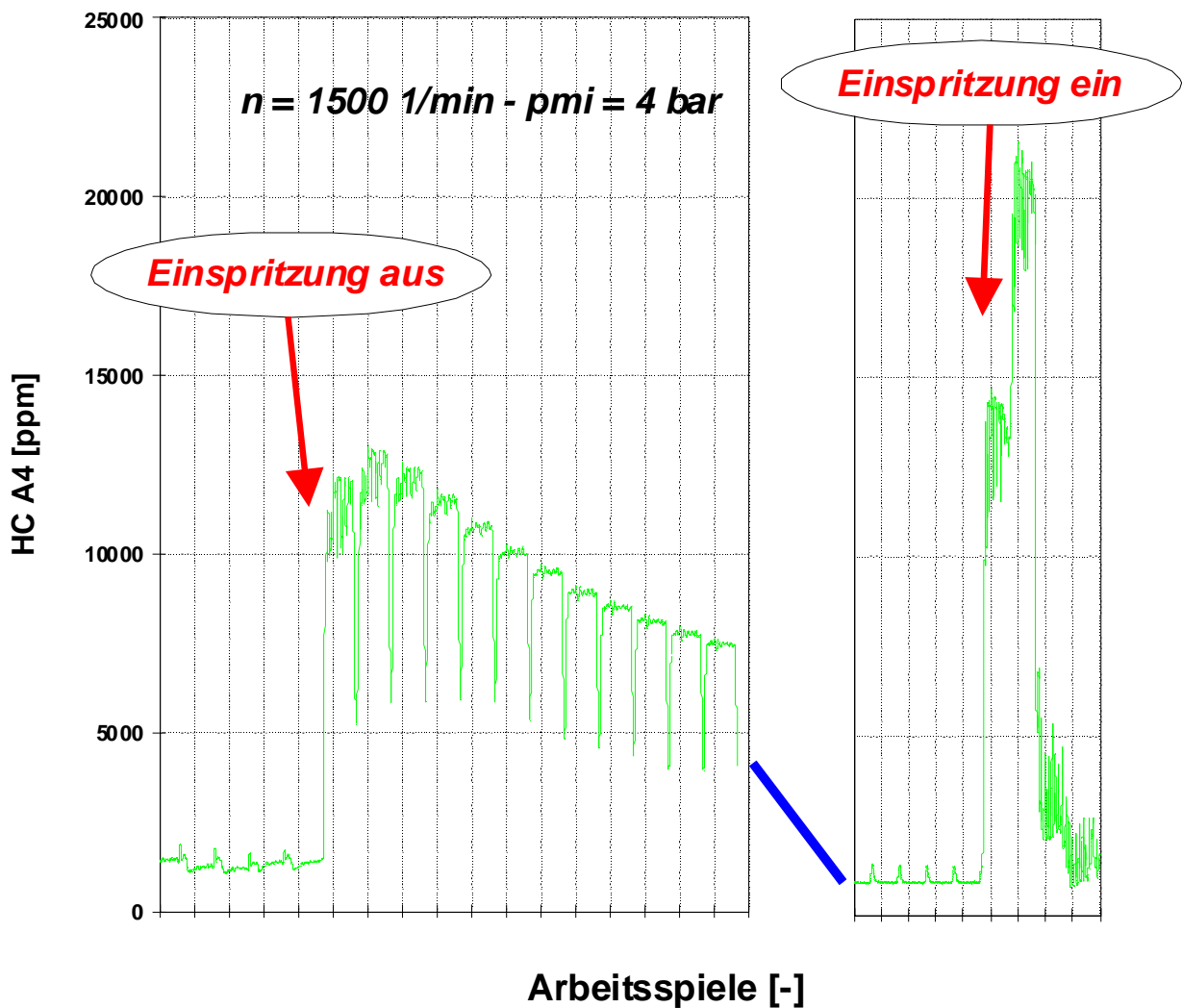


Abbildung 3.23: HC-Emissionen beim Aus- bzw. Einsetzen der Einspritzung

*Abbildung 3.24* und *3.25* zeigen jeweils die Einspritzdauer, den Brennraumdruckverlauf bzw. den indizierten Mitteldruck, den HC-Konzentrationsverlauf bzw. das Luftverhältnis an der Zündkerze einiger Arbeitsspiele während dem Einsetzen der Einspritzung bei einer Kühlwassertemperatur von  $87$  bzw.  $30^\circ\text{C}$ . Eigentlich könnte nach der ersten Einspritzung

nach Angabe des Luftverhältnisses an der Zündkerze der Zylinder 4 bei 30°C wieder zünden, der indizierte Mitteldruck bleibt jedoch für das erste Arbeitsspiel negativ.

Signifikant ist außerdem, daß der „breite“ Verlauf der HC-Konzentration an der Zündkerze die anfänglich schlechte Verbrennung deutlich erkennen läßt. Demnach würde die Entflammung und eine sichere Verbrennung bei einer Kühlwassertemperatur von 30°C nicht nur von einem zündfähigen Gemisch an der Zündkerze abhängen.

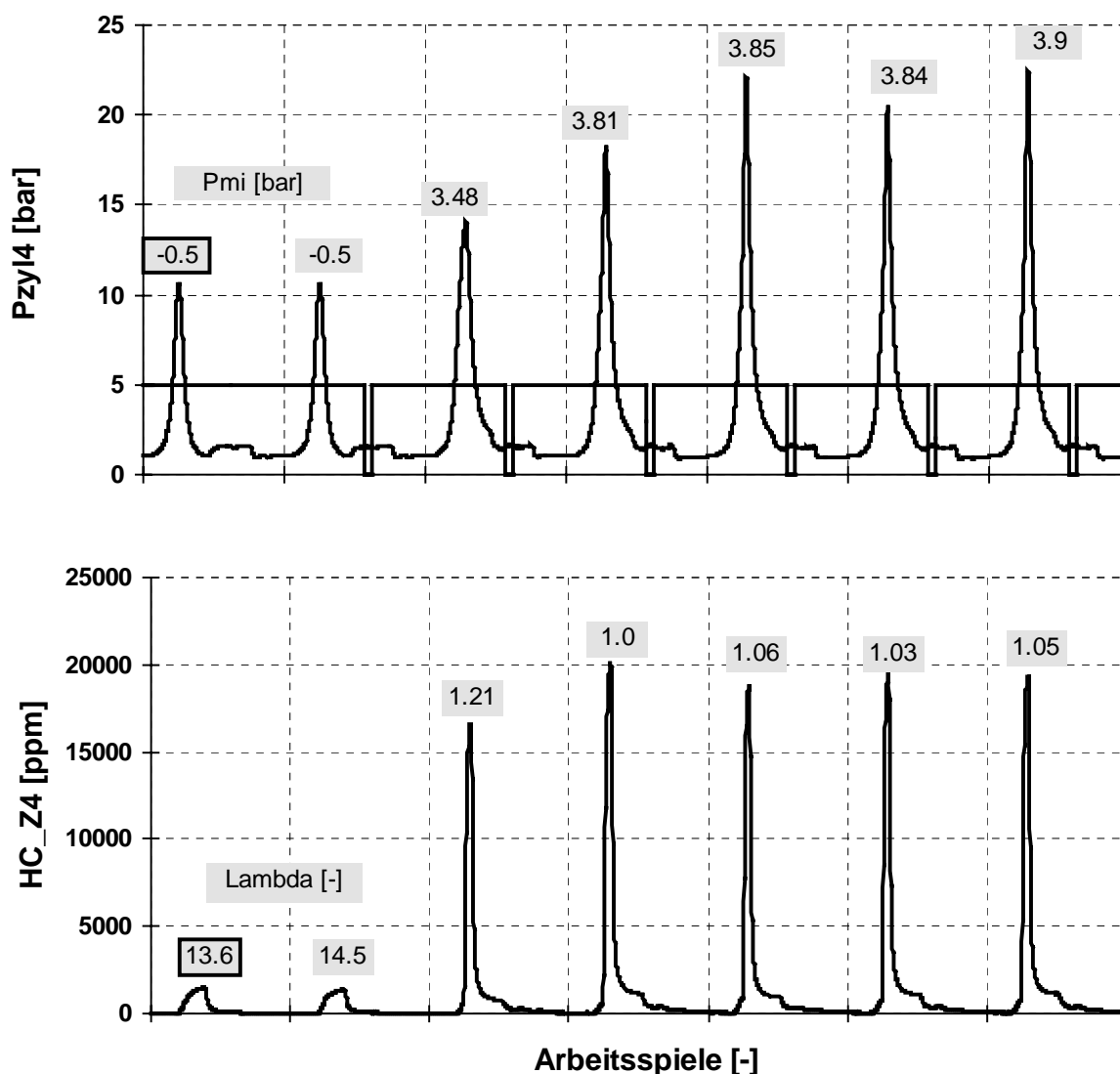


Abbildung 3.24: Einspritzdauer, Brennraumdruckverlauf bzw. indizierter Mitteldruck, HC-Konzentration bzw.  $\lambda$  an der Zündkerze während dem Einsetzen der Einspritzung bei einer Kühlwassertemperatur von 87°C



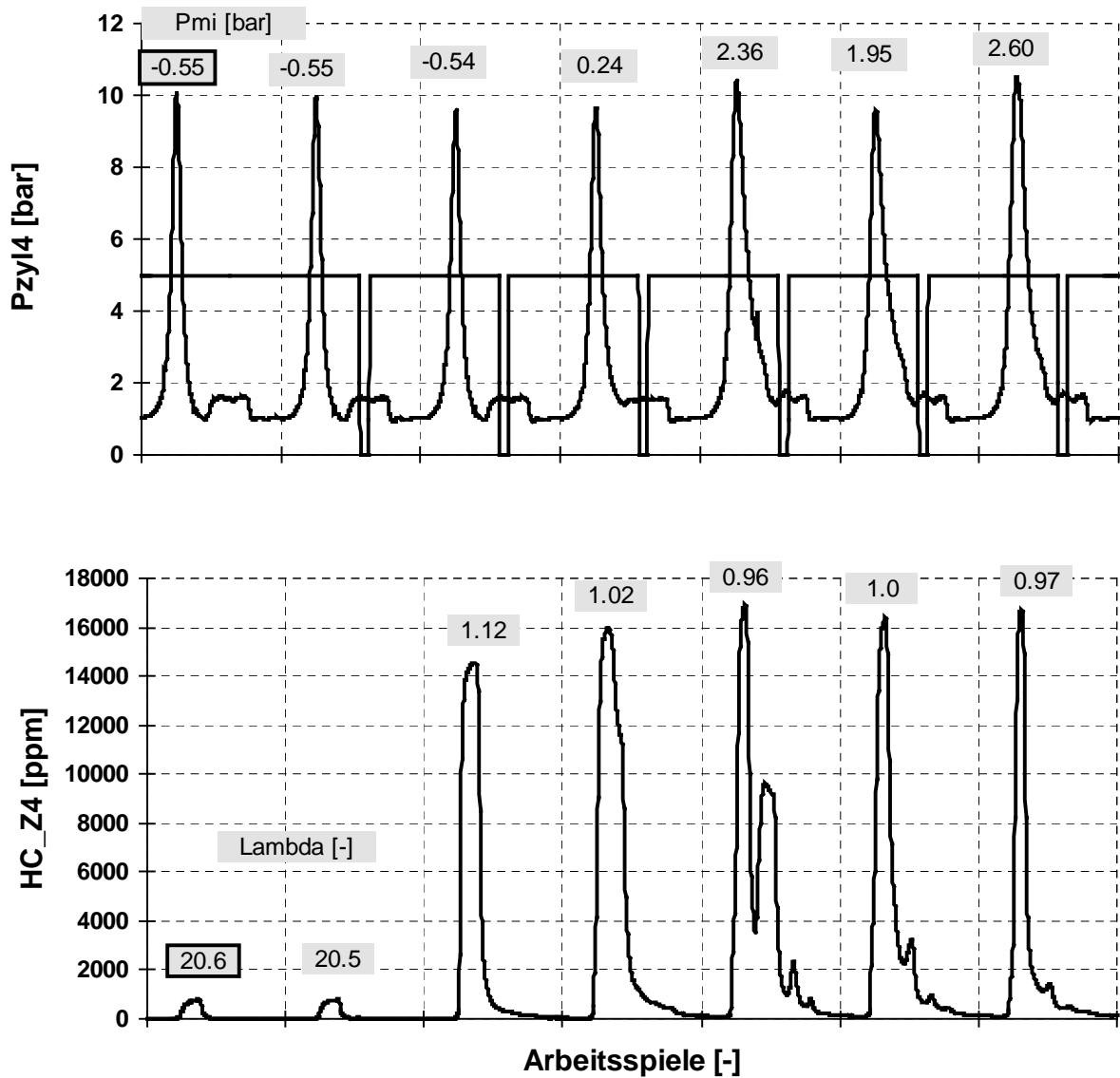


Abbildung 3.25: Einspritzdauer, Brennraumdruckverlauf bzw. indizierter Mitteldruck, HC-Konzentration bzw.  $\lambda$  an der Zündkerze während dem Einsetzen der Einspritzung bei einer Kühlwassertemperatur von 30°C

In Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur (30 bzw. 87°C) werden in *Abbildung 3.26* die Wandfilmvolumina bei  $p_{mi} = 2$  bzw. 4 bar und  $n = 1500$  1/min miteinander verglichen (vorgelagert). Erwartungsgemäß sind bei niedrigerer Kühlwassertemperatur wesentlich höhere angelagerte Kraftstoffwandfilmevolumina zu verzeichnen.

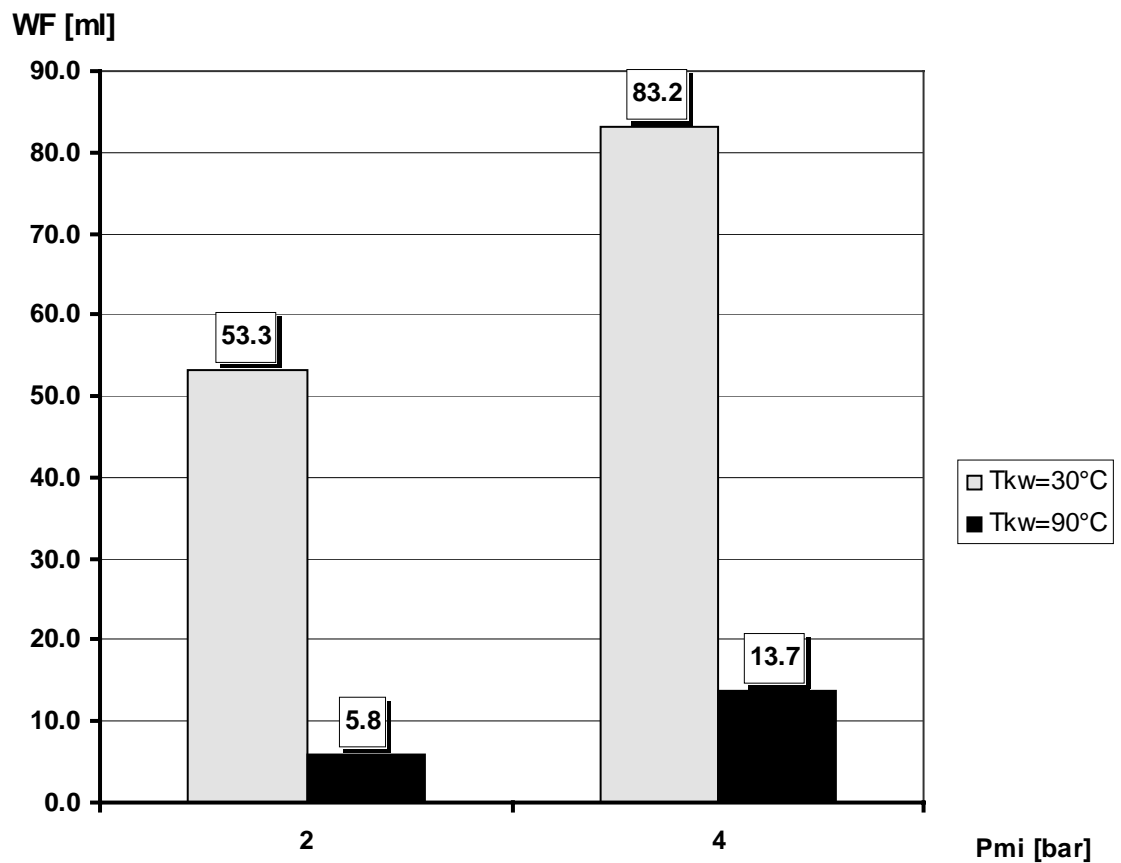


Abbildung 3.26: Wandfilm bei Variation der Kühlwassertemperatur und Last

In *Abbildung 3.27* ist ein Vergleich des Wandfilmvolumens bei  $p_{mi} = 2$  bar, 4 bar sowie 8 bar und bei  $n = 1500$  1/min dargestellt ( $T_{KW} = 30^\circ\text{C}$ ). Die aufsummierten HC-Emissionen zeigen ein deutlich höheres angelagertes Wandfilmvolumen zu höheren ind. Mitteldrücken hin.

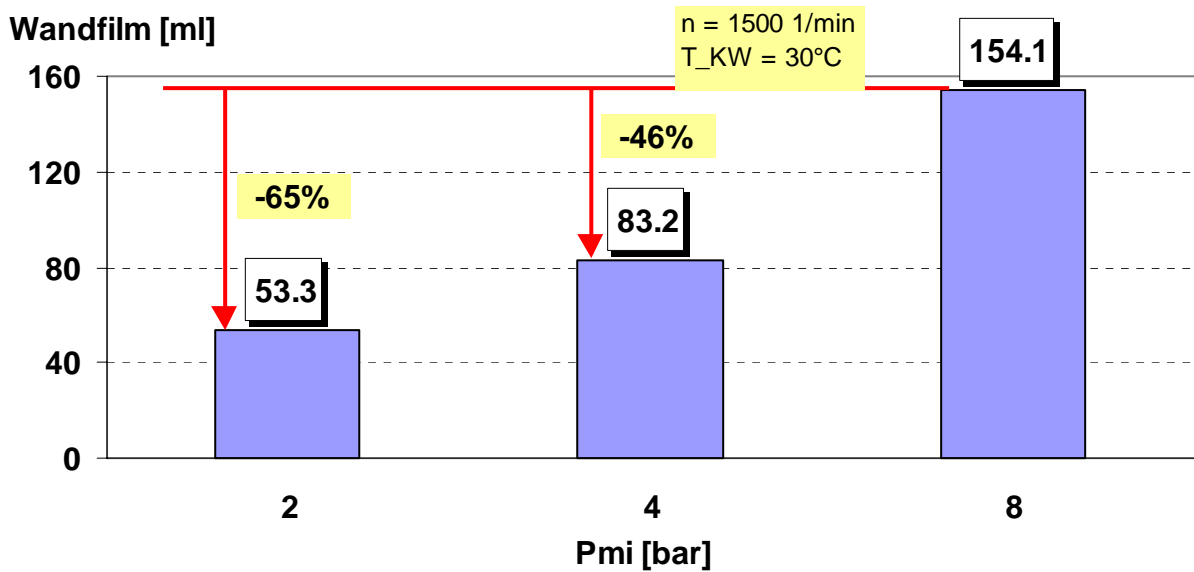


Abbildung 3.27: Wandfilm bei Variation der Last

Abbildung 3.28 ist das angelagerte Wandfilmvolumen in Abhängigkeit der Drehzahl bei  $p_{mi} = 4$  bar dargestellt ( $T_{KW} = 30^\circ\text{C}$ ). Mit steigender Drehzahl nimmt der Wandfilm ab

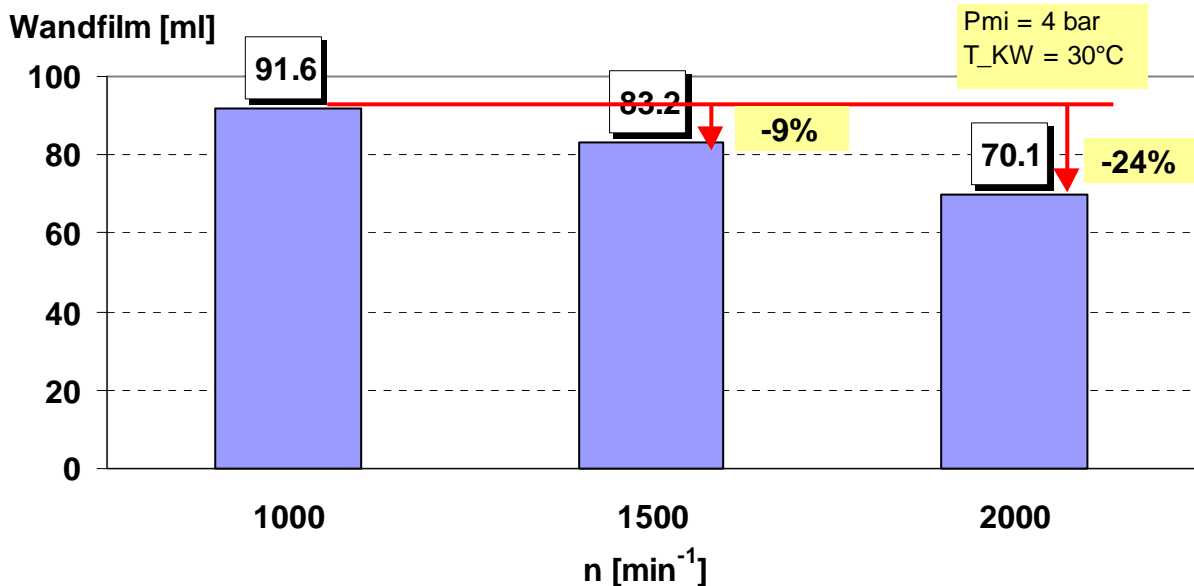


Abbildung 3.28: Wandfilm bei Variation der Drehzahl

Abbildung 3.29 zeigt ein Vergleich des angelagerten Wandfilmvolumens bei  $p_{mi} = 4$  bar und  $n = 2000$  1/min ( $T_{KW} = 30^\circ\text{C}$ ). Die Einspritzung erfolgte hierbei vorgelagert bzw. saugsynchron (220 bzw. 400 °KW n. ZOT). Die Einspritzventile wurden dabei in Serienlage,

in  $+5^\circ$ - und  $-5^\circ$ -Lage eingesetzt. Signifikant ist hierbei der deutlich höhere Wandfilm in der  $-5^\circ$ -Lage sowohl vorgelagert als auch saugsynchron. Die  $+5^\circ$ -Lage zeigt vor allem bei saugsynchroner Einspritzung den geringsten Wandfilm, wie auch die Visualisierung im vorherigen Kapitel vermuten ließ. Dies wirkt sich vor allem positiv auf die Schubphase aus.

### Wandfilm [ml]

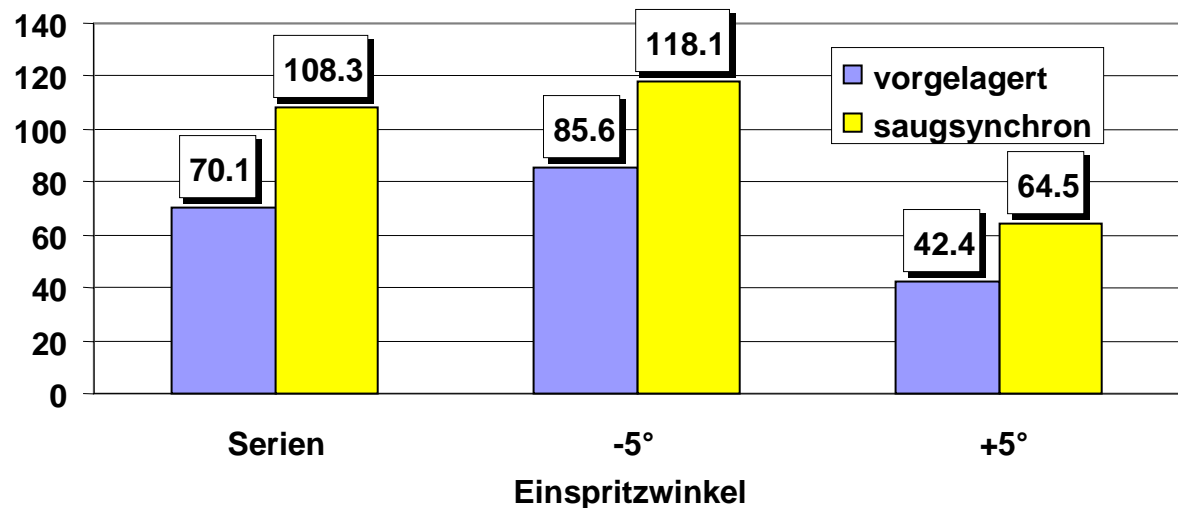


Abbildung 3.29: Wandfilm bei Variation der EV-Lage

Abbildung 3.30 zeigt einen Vergleich der Wandfilmvolumina des Serieneinspritzventils und des Einspritzventils mit verlängertem Abspritzpunkt bei einer Last von 4 bar und einer Drehzahl von 2000 1/min. Tendenziell zeigt das Einspritzventil mit verlängertem Abspritzpunkt bei vorgelagerter höhere bzw. bei saugsynchroner Einspritzung geringere Wandfilmwerte.

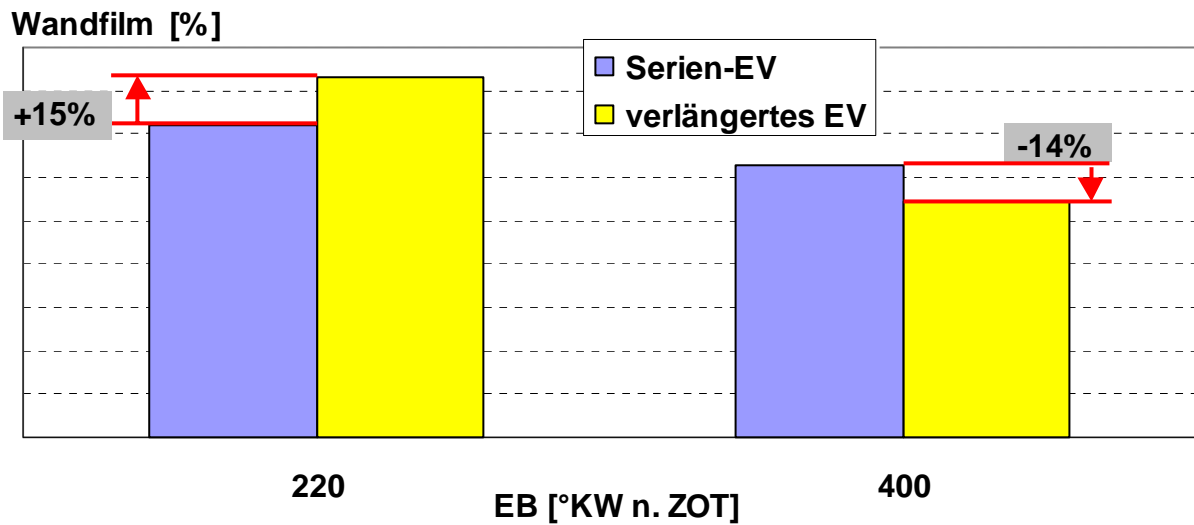


Abbildung 3.30: Einspritzbeginn-Variation Serieneinspritzventil bzw. Einspritzventil mit verlängertem Abspritzpunkt ( $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 4$  bar)

In *Abbildung 3.31* werden die Wandfilmwerte des Serieneinspritzventils bei verschiedenen Kraftstofftemperaturen ( $T_{Krst.} = 22$  bzw.  $50^{\circ}\text{C}$ ) bei einer Last von 4 bar und einer Drehzahl von 2000 1/min miteinander verglichen. Infolge der höheren Kraftstofftemperatur erhält man vor allem bei saugsynchroner Einspritzung höhere Wandfilmwerte. Erklärbar ist dies durch die geringeren Tropfengrößen, die infolge der höheren Kraftstofftemperatur entstehen. Kleinere Tropfen prallen bei saugsynchroner Einspritzung infolge der Luftströmung verstärkt auf die obere Kanalwand.

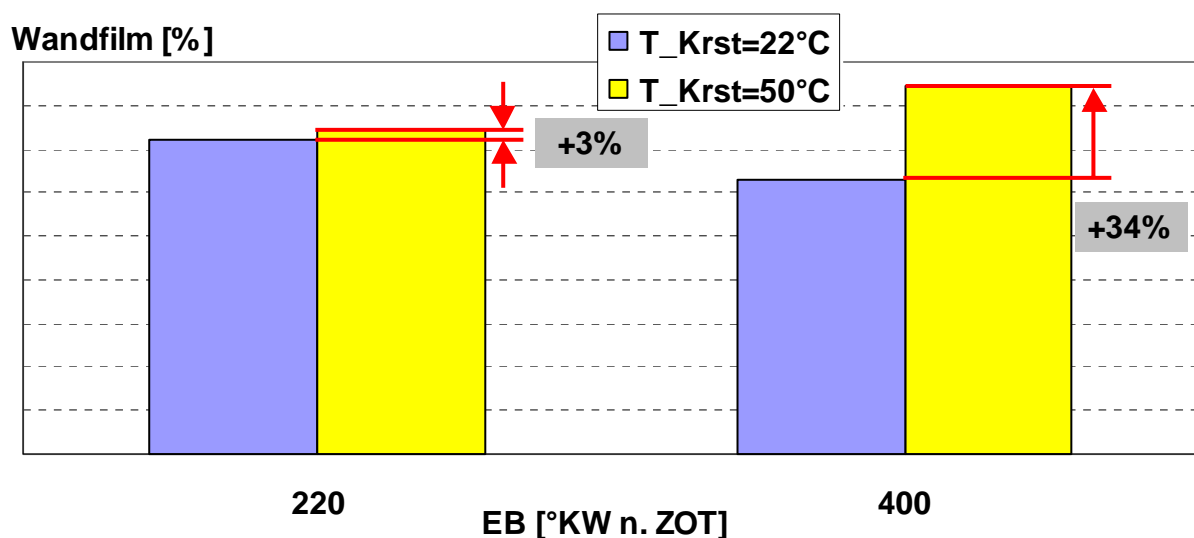


Abbildung 3.31: Einspritzbeginn-Variation Serieneinspritzventil bei verschiedenen Kraftstofftemperaturen ( $n = 2000$  1/min,  $p_{mi} = 4$  bar)

### 3.3.2 Kaltstart / Warmstart

Bei den Startversuchen wurde als Ausgangsstellung der Kurbelwelle der Zünd-OT von Zyl. 1 gewählt. Dabei wurden die Versuche bei folgenden Umgebungs- bzw. Kühlwassertemperaturen durchgeführt:

1. Kaltstart:  $T_U = \text{ca. } 22^\circ\text{C}$ ,  $T_{KW} = \text{ca. } 22^\circ\text{C}$
2. Warmstart:  $T_U = \text{ca. } 22^\circ\text{C}$ ,  $T_{KW} = \text{ca. } 87^\circ\text{C}$

Nach jedem Kaltstart wurde der Motor auf Betriebstemperatur bei 2500 1/min und 6 bar „warm“ gefahren und 20 Minuten in diesem Zustand betrieben. Bei diesen Untersuchungen wurde u.a. die Kohlenwasserstoffkonzentration im Auslaß von Zylinder 4 im Schleppbetrieb bei Anlasserdrehzahl analysiert, um Informationen über die Menge der im Brennraum und Motorenöl gespeicherten Kohlenwasserstoffe zu erhalten.

*Abbildung 3.32* zeigt den Verlauf der Luftverhältniszahl  $\lambda$  während der ersten 20 Zyklen, erfaßt mit einer FRFID-Messung an der Zündkerze ( $\lambda_{\text{FRFID}}$ ) sowie einer Breitband-Lambdasonde ( $\lambda_{\text{BS}}$ ). Beide Kurven stimmen tendenziell überein. Auffällig ist jedoch, daß der Meßwert der Lambdasonde nach dem ersten Zyklus trotz Beachtung der Totzeit vermutlich infolge des hohen Gradienten fehlerhaft ist. Die kurzzeitige Abmagerung nach dem 2. Zyklus ist typisch für den Startvorgang. Zusätzlich ist in dieser Abbildung die Luftverhältniszahl ( $\lambda_{\text{LK}}$ ), berechnet aus der angesaugten Luftmasse und der eingespritzten Kraftstoffmasse, dargestellt. Das hierdurch ermittelte Gemisch ist anfänglich so fett, daß es eigentlich nicht zündfähig wäre, d.h. es wird deutlich mehr Kraftstoff eingespritzt, als zur stabilen Verbrennung im zündfähigen Bereich erforderlich ist. Die Differenzmasse des Kraftstoffs aus den Luftverhältniszahlwerten ( $\lambda_{\text{BS}}$ ,  $\lambda_{\text{LK}}$ ) lagert sich an den Saugrohr- und Brennraumwänden ab. Mit zunehmender Meßzeit ändert sich dieses Verhalten: Kraftstoff dampft von den Wänden ab und trägt zur Gemischanfettung bei. Danach bleibt die Luftverhältniszahl  $\lambda$  bei Werten von ca. 0,88 – 0,92 über einen Zeitraum von mehr als 30 s konstant.

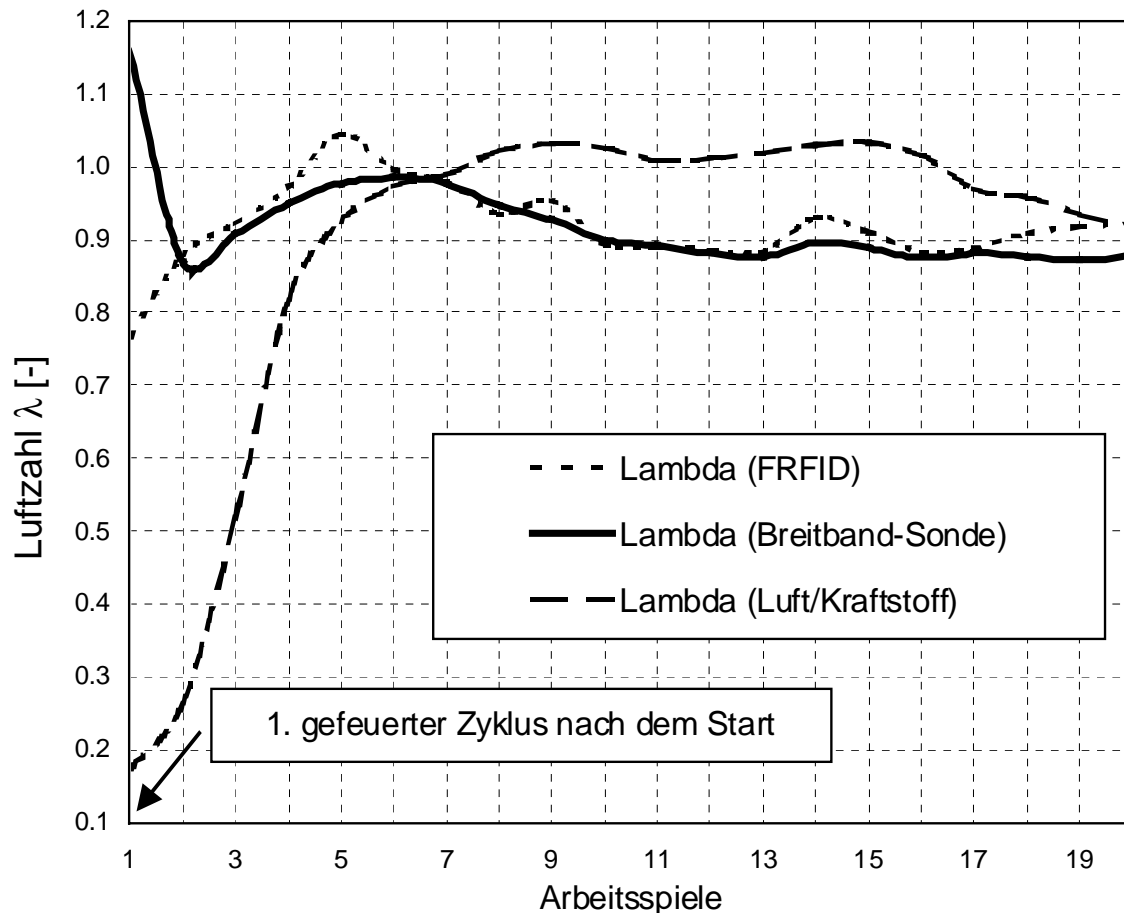


Abbildung 3.32: Verlauf der Luftverhältniszahl  $\lambda$  beim Kaltstart

Abbildung 3.33 zeigt den indizierten Mitteldruck, die Einspritzdauer, den Einspritzbeginn und den Zündzeitpunkt von aufeinanderfolgenden Zyklen nach dem Startvorgang. Dabei wurden 10 Kaltstartversuche (siehe Schwankungsbereich der dargestellten Größen) betrachtet. Weiterhin sind in dieser Abbildung die mit Hilfe einer Druckverlaufsanalyse berechneten Kraftstoffmassenumsätze (10% - bzw. 50% - Umsatzpunkt) dargestellt. Ca. 5% der durchgeführten Kaltstarts zeigten im ersten Zyklus, der gezündet wurde, keine Verbrennung. Daraus resultierten Kohlenwasserstoffemissionen bis ca. 40.000 ppm. Der erste in Abbildung 10 dargestellte Zyklus wird nach Einsetzen der Einspritzung erfolgreich gezündet und entspricht einem Vollastbetriebspunkt. Der 50%-Kraftstoffmassen-Umsatzpunkt liegt bei diesem Zyklus wirkungsgradoptimal. Deutlich zu erkennen ist die mit zunehmender Zyklenzahl erhebliche Verstellung der Zündung nach „spät“. Damit verbunden ist eine stark verzögert ablaufende Kraftstoffumsetzung (50%-Massenumsatz ca. 40 – 50°KW nach Zünd-OT). Anfänglich wird zeitgleich und infolge der Kurbelwellenstellung an Zylinder 4 vorgelagert eingespritzt. Ab dem 3. Zyklus wird auf saugsynchrone Einspritzung umgeschaltet.

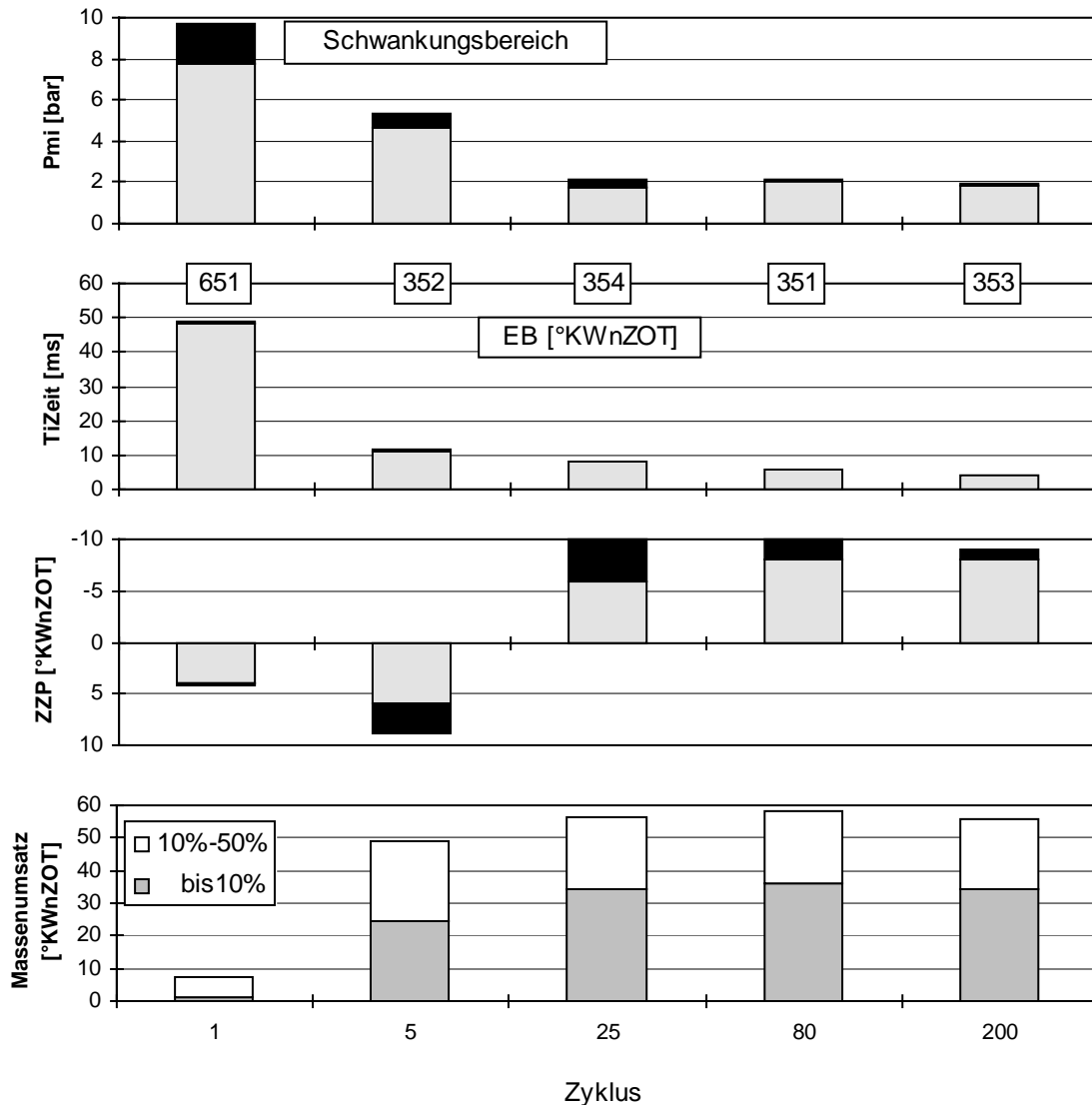


Abbildung 3.33: Indizierter Mitteldruck, Einspritzdauer, Einspritzbeginn, Zündzeitpunkt und Kraftstoffmassenumsatz beim Kaltstart

Genauere Erkenntnisse über das Entflammungsverhalten im Bereich der Zündkerze liefert die Analyse mittels der eingesetzten Lichtleiter-Zündkerze. In *Abbildung 3.34* sind die Flammenausbreitungsgeschwindigkeiten ausgehend vom Zündzeitpunkt bis zum Erreichen der jeweiligen Meßstellen für den 1., 5. und 25. Zyklus nach dem Start im Vergleich zu einem Zyklus mit einer Kühlwassertemperatur von 30°C bzw. zum betriebswarmen Motorzustand bei  $\lambda = 1$  im Zündkerzenbereich aufgetragen. Signifikant ist hierbei die wesentlich langsamere Flammenausbreitung in Richtung Einlaßseite beim 25. Zyklus, während der 1. und der 5. Zyklus eine etwas gleichmäßigere Flammenausbreitung aufweisen. Bei einer Kühlwassertemperatur von 30°C bzw. unter betriebswarmen Motorbedingungen zeigen die Messungen ähnliche Tendenzen. Demzufolge wird hier über die Lichtleiter-Meßzündkerze die für einen Vierventiler typische ausgeprägte Ladungsbewegung (Tumble) in den Auslaßventilbereich



erfaßt. Negative Auswirkungen auf die Verbrennung können hier nicht beobachtet werden und somit keine eindeutigen Rückschlüsse auf Kohlenwasserstoffemissionen gezogen werden. Bemerkenswert ist außerdem die Vorzugsrichtung der Flammenfront in Richtung der Auslaßseite des Nachbarzylinders, was auch bei höheren Drehzahlen und Lasten in der Warmlaufphase beobachtet wurde.

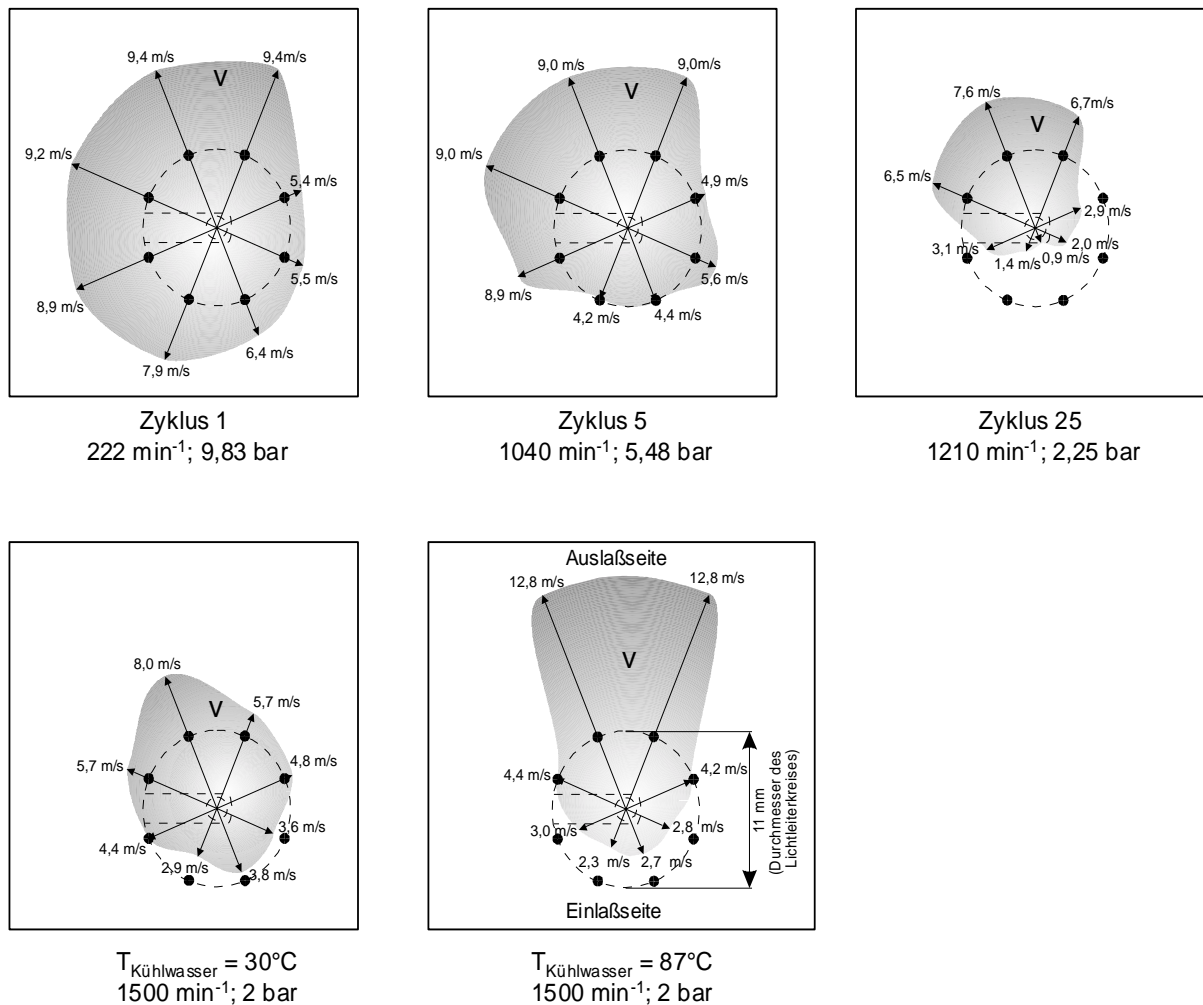


Abbildung 3.34: Flammenausbreitungsgeschwindigkeit beim Kaltstart, Warmlauf und im betriebswarmen Motorzustand

Abbildung 3.35 zeigt in einer Gegenüberstellung den Flammenfortschritt einzelner Zyklen bei einer linearen Interpolation zwischen den Lichtleitsonden in der Zündkerze und im Zylinderrohr (Betrachtung des Detektionsbereichs der oberen Zylinderrohrsonden), die zyklus aufgelösten Kohlenwasserstoffemissionen und die Abgastemperatur (Zeitkonstante der Thermoelementmeßkette von ca. 2 s). Deutlich zu erkennen ist ein erstes HC-Plateau während des Anlaßschleppvorganges, das aus im Brennraum gespeicherten Kohlenwasserstoffen stammt. Signifikant sind die HC-Peaks, die aus Spalt- und Wandanlagerungen im Kopfbereich

des Brennraums herrühren und jeweils am Anfang, aber auch am Ende der Auslaßphase ausgeschoben werden. Die danach folgenden Minima im HC-Verlauf resultieren aus kohlenwasserstoffarmen Abgasen der Hauptverbrennungszone. Charakteristisch ist das relative Minimum im HC-Verlauf beim 6. bis 8. Zyklus, das u.a. auf die Abmagerung zurückzuführen ist (siehe auch *Abbildung 3.32*).

In den Zyklen 25 bzw. 200 kommt die Flamme zwischen 50 und 60°KW nach Zünd-OT, also sehr spät, an der Zylinderrohrwand an. Beide Bilder zeigen einen sehr ähnlichen Flammenfortschritt, obwohl hier im 200. Zyklus die HC-Emissionen schon deutlich geringer sind. Großvolumige Quenchzonen konnten mit Hilfe der im Zylinderrohr untergebrachten Lichtleiter-Sonden hier nicht festgestellt werden. Problematisch bei der Flammendetektion durch die Zylinderrohrsonden waren jedoch Öl und Brennraumablagerungen während des Startvorgangs, die durch flüssigen Kraftstoff in die Sondenbohrungen auf der Einlaßseite transportiert wurden. Ein erheblicher Anteil des anfangs vorgelagert eingespritzten Kraftstoffs fließt vermutlich beim Öffnen des Einlaßventils an der Brennraumwand entlang. Begünstigt wird dies durch eine in dieser Phase äußerst niedrige Geschwindigkeit der angesaugten Luft. Die detektierten, stark schwankenden Signalintensitäten der Zylinderrohrsonden konnten somit nicht eindeutig Quencheffekten zugeordnet werden.

Das geringere Niveau der Kohlenwasserstoff-Rohemissionen nach ca. 200 Zyklen ist u.a. auf eine höhere Nachoxidation unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgas infolge des etwas höheren Temperaturniveaus zurückzuführen. Die Kohlenwasserstoffverläufe zeigen nach ca. 20 s eine auffällig geringe Streubreite. Erklärbar ist dieser Sachverhalt durch geringere Emissionen aus Wand- und Spaltablagerungen am Anfang der Auslaßphase bzw. aus dem Feuerstegbereich am Ende der Auslaßphase. Werden von Zyklus 25 bzw. 200 die Minima der Hauptverbrennungszone und Maxima der Wand- und Spaltablagerungen ins Verhältnis gesetzt, so sind die Kohlenwasserstoffemissionen aus Spalt- und Wandablagerungen um ca. 38% gefallen. Die Kohlenwasserstoffemissionen aus der Hauptverbrennungszone sinken dagegen lediglich um ca. 25%.

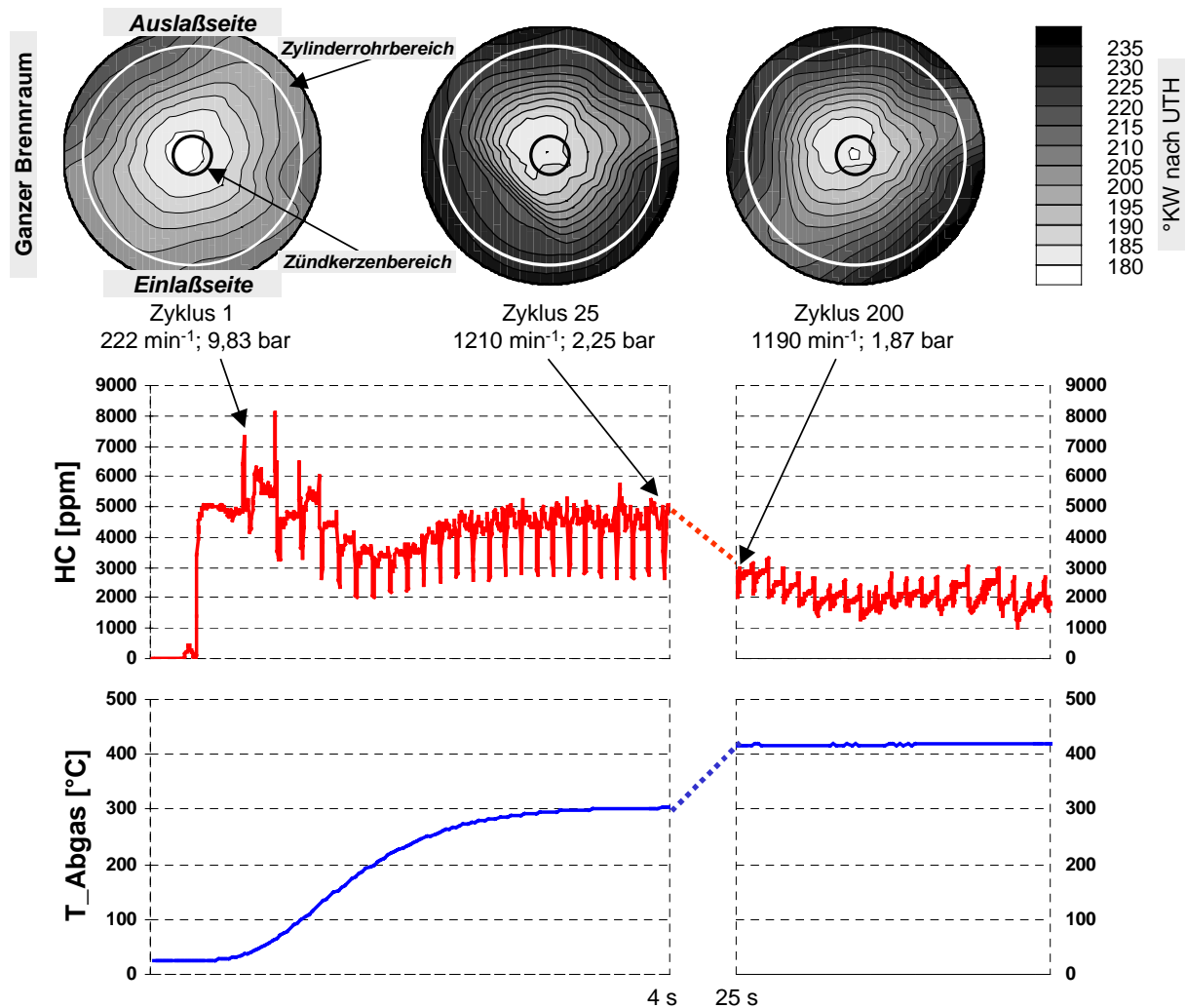


Abbildung 3.35: Flammenausbreitung, Kohlenwasserstoffemissionen bzw. Abgastemperaturen beim Startvorgang

Abbildung 3.36 bzw. 3.37 zeigen den Verlauf des Brennraumdrucks und der Lichtleiter-Sonden LLK1 (Auslaßbereich) und LLK2 (Einlaßbereich) in der Zündkerze sowie der Lichtleiter-Sonden LL1, LL5 und LL10 im Zylinderrohr für den 2. und 9. gefeuerten Zyklus bei einem Kaltstart. Signifikant ist hierbei der tendenziell ähnliche Verlauf des Zylinderdrucksignals und der Lichtleiter-Sonden in der Zündkerze, d.h. das Lichtleiter-Signal stellt in gewissen Grenzen einen Indikator für die Verbrennungsgüte dar. Vor allem in Abbildung 3.37 besitzt das LL-Signal einen sehr charakteristischen Verlauf für eine verschleppte Verbrennung, eine Flammenfront wird demnach mehrmals detektiert.

Die Lichtleiter-Sonden im Zylinderrohr zeigen aufgrund der Einbaulage und der damit verbundenen Problematik eine wesentlich geringere Signalintensität.

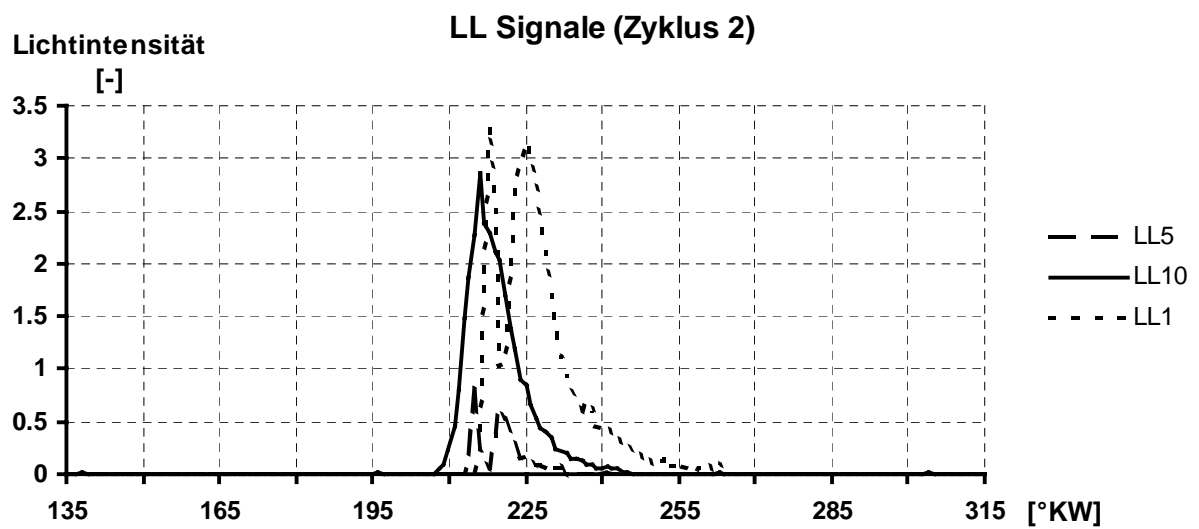
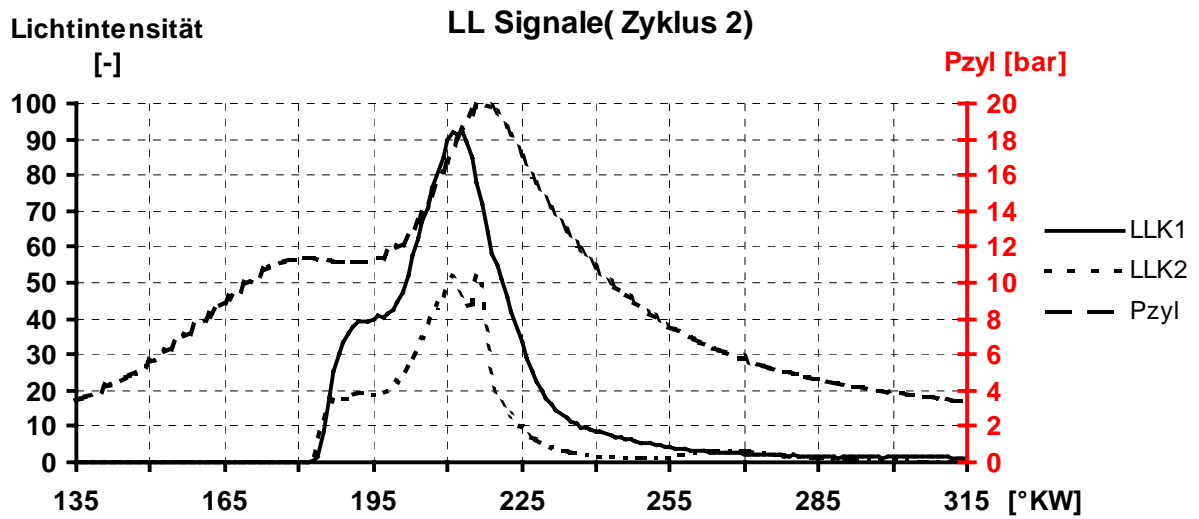


Abbildung 3.36: Brennraumdruck und Lichtleiter-Signale beim Kaltstart (Zyklus 2)

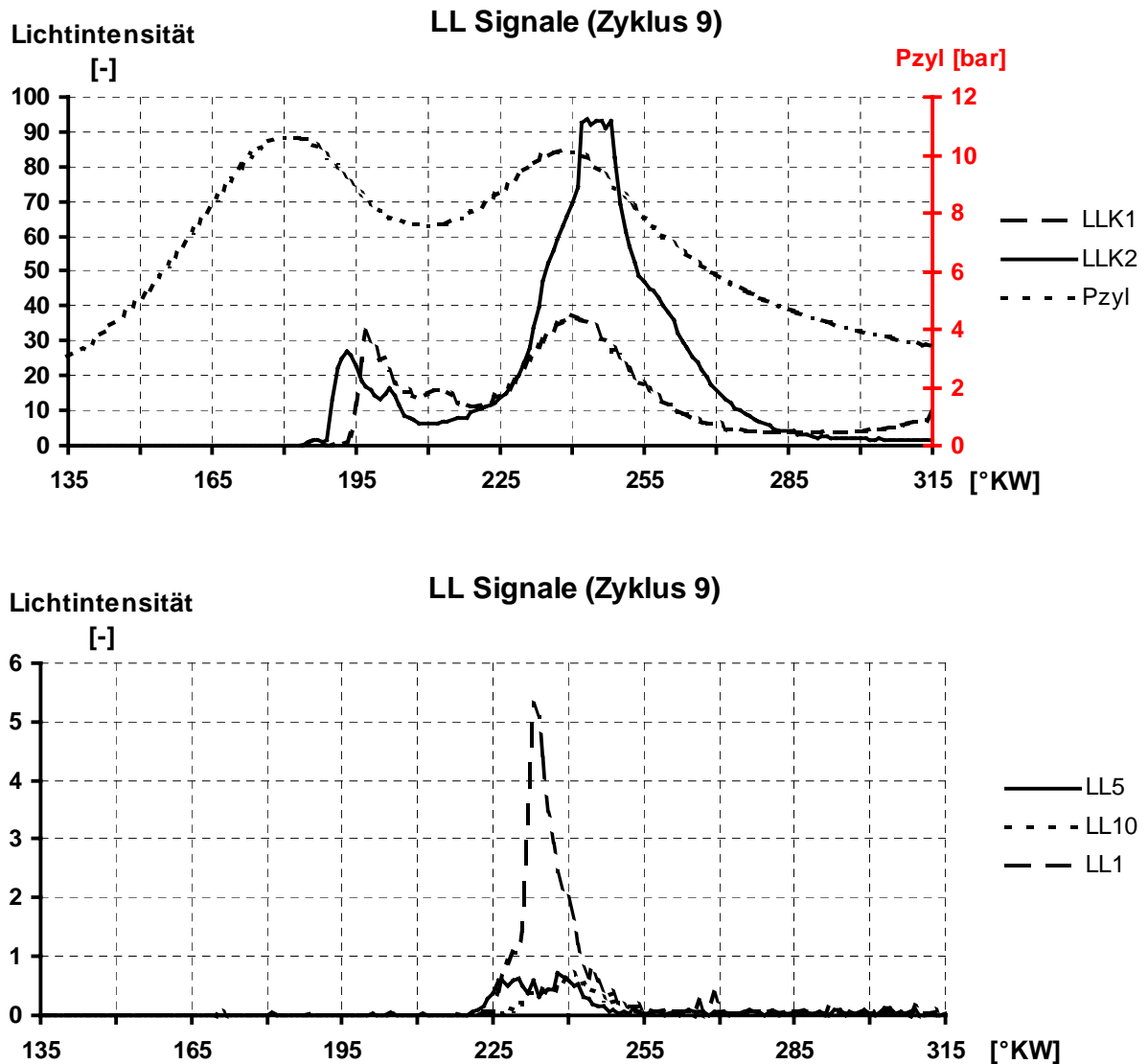


Abbildung 3.37: Brennraumdruck und Lichtleiter-Signale beim Kaltstart (Zyklus 9)

In *Abbildung 3.38* sind die Verläufe der Lichtleiter-Sonde LLK1 und des Zylinderdrucks für den Zyklus 2, 19 und 50 nach dem Start bzw. für einen betriebswarmen Stationärpunkt mit später Zündung aufgetragen. Die Besonderheit hier ist, daß das Lichtleiter-Signal zusätzlich über einen speziellen Bandfilter (900 nm) mit einem Photodetektor aufgenommen wurde und somit ein der Rußkonzentration proportionales Signal erhalten wurde. Signifikant ist hierbei, daß bei Zyklus 19 bzw. 50 die Intensität der Rußstrahlung die der ultravioletten Strahlung weit übersteigt. Demnach müßte die Umsetzung im Brennraum vorwiegend diffusionsgesteuert erfolgen. Im betriebswarmen Zustand ist keine Rußstrahlung mehr zu erkennen. Auch das herkömmliche Lichtleiter-Signal zeigt im warmen Zustand einen wesentlich anderen Verlauf, obwohl dieser Betriebszustand im Vergleich zu Zyklus 19

ähnliche Randbedingungen besitzt. Die Signalverläufe der Lichtleiter stellen folglich wichtige Beurteilungsgrößen des Kaltstartverhaltens dar.

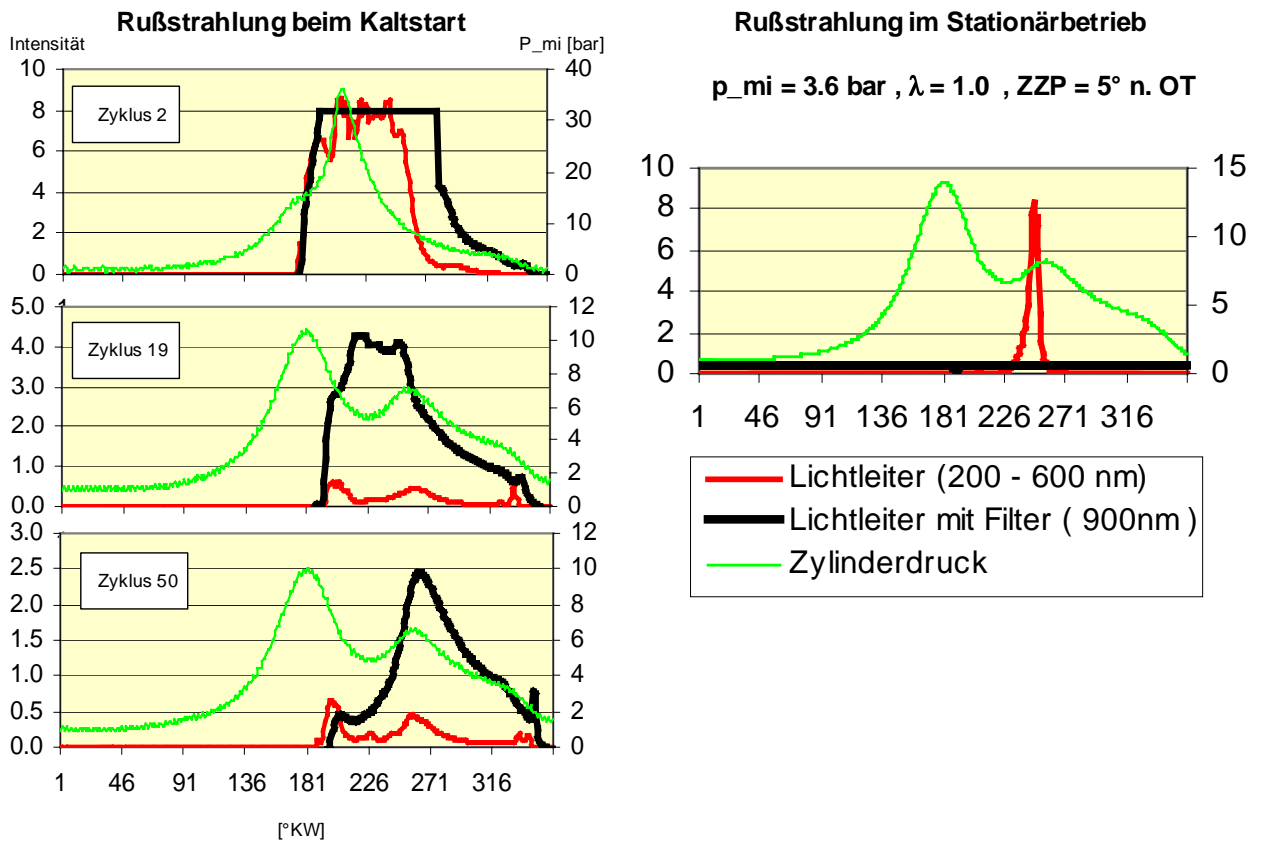


Abbildung 3.38: Brennraumdruck und Lichtleiter-Signale beim Kaltstart bzw. im betriebswarmem Zustand

Abbildung 3.39 zeigt die Verläufe der Rußintensität und des indizierten Mitteldrucks für die ersten 50 Zyklen nach dem Start. Die Rußintensität wurde vereinfachend über die Integration des Signalverlaufs berechnet. Gerade in den ersten Zyklen erhält man sehr hohe Rußkonzentrationen.

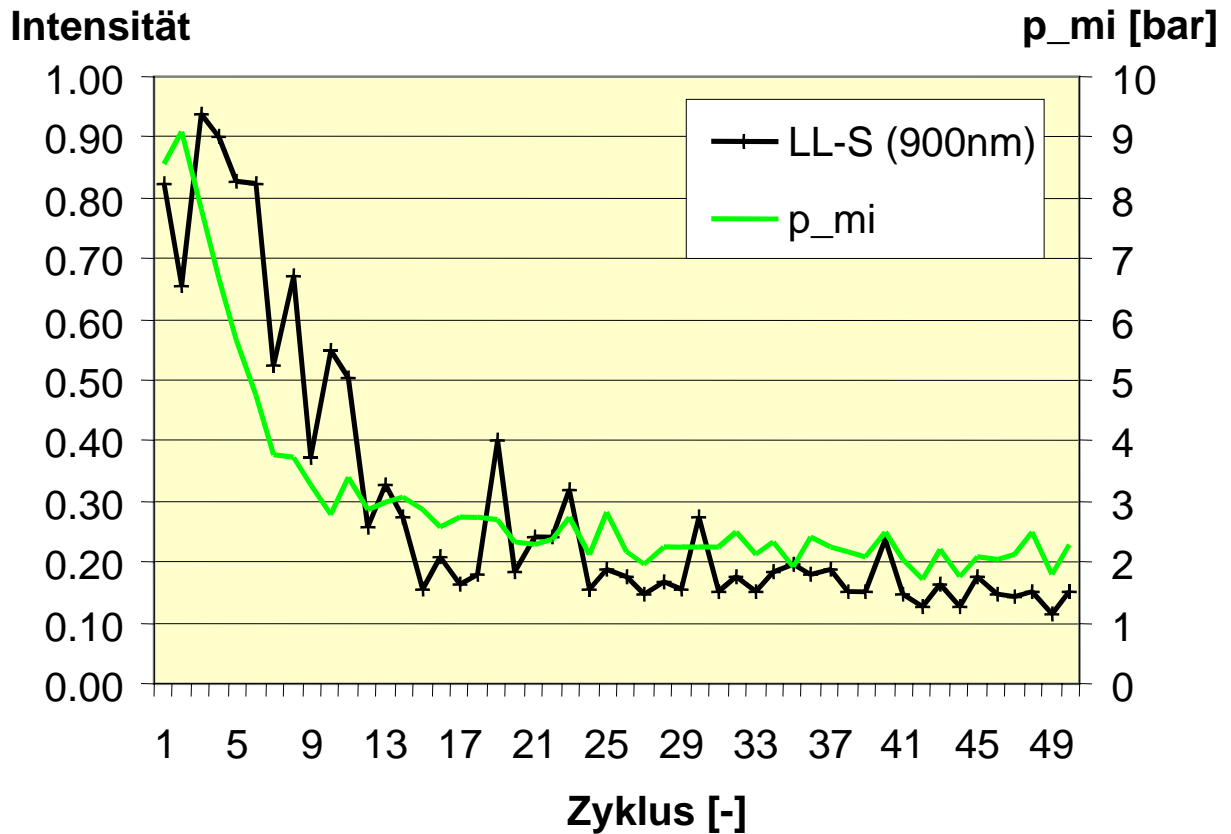


Abbildung 3.39: indizierter Mitteldruck und Rußintensität beim Kaltstart

In *Abbildung 3.40* ist ein Vergleich des Brennraumdrucks bzw. der HC-Analyse an der Zündkerze bei einem Kalt- bzw. einem Warmstart für die ersten 10 Zyklen dargestellt. Signifikant ist hierbei, daß in beiden Startvorgängen Indizien für erhebliche Wandfilme in den ersten Zyklen nach dem Start zu beobachten sind (zweites kleineres, relatives Maximum). Charakteristisch bei beiden HC-Signalen ist die typische Abmagerung nach erfolgtem Start.

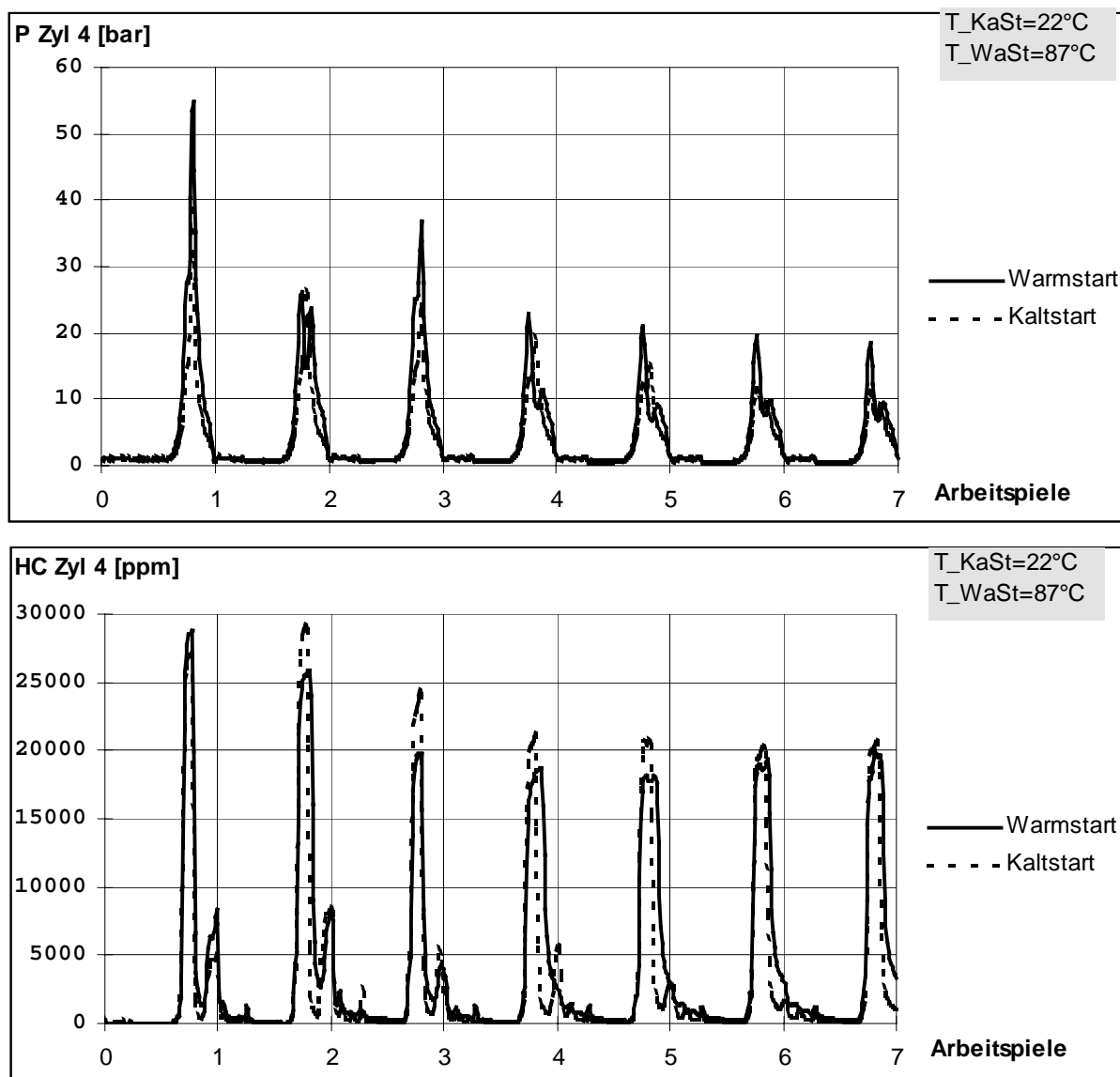


Abbildung 3.40: Brennraumdruck bzw. HC-Analyse an der Zündkerze beim Kalt- bzw. Warmstart

Abbildung 3.41 zeigt einen Vergleich der HC-Analyse an der Zündkerze bzw. die HC-Emissionen bei einem kalt bzw. warm geschleppten Motor für die ersten 7 Zyklen. Deutlich zu erkennen ist das höhere HC-Niveau sowohl im Brennraum als auch im Auslaßtrakt im betriebswamen Motorzustand.



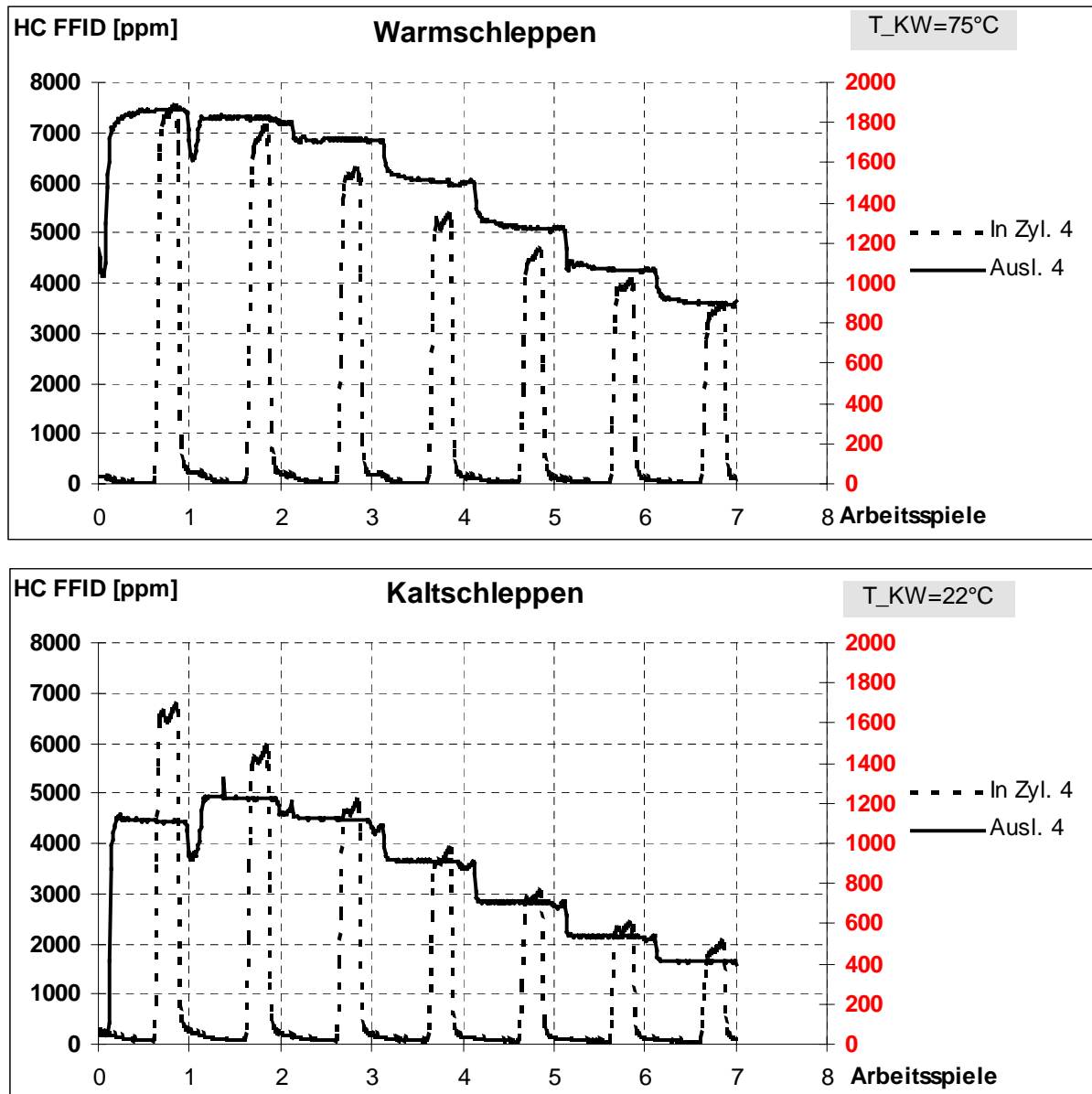


Abbildung 3.41: HC-Analyse an der Zündkerze bzw. HC-Emissionen beim kalt bzw. warm geschleppten Motor (220 1/min)

Abbildung 3.42 zeigt einen Kaltstart mit anschließender Warmlaufphase. Dabei wurde nach 60 s ein Lastsprung auf 30% Öffnung der Drosselklappe eingeleitet und nach 300 s wieder auf Leerlauf zurückgestellt. Die HC-Emissionen wurden vor bzw. nach dem Katalysator aufgenommen. Ebenso die Temperaturen, wobei zusätzlich im Katalysator gemessen wurde. Signifikant ist hierbei die anfängliche Speicherfähigkeit des Katalysators für Kohlenwasserstoffe, die stark temperaturabhängig ist. Nach ca. 60 s fängt der Katalysator an zu konvertieren.

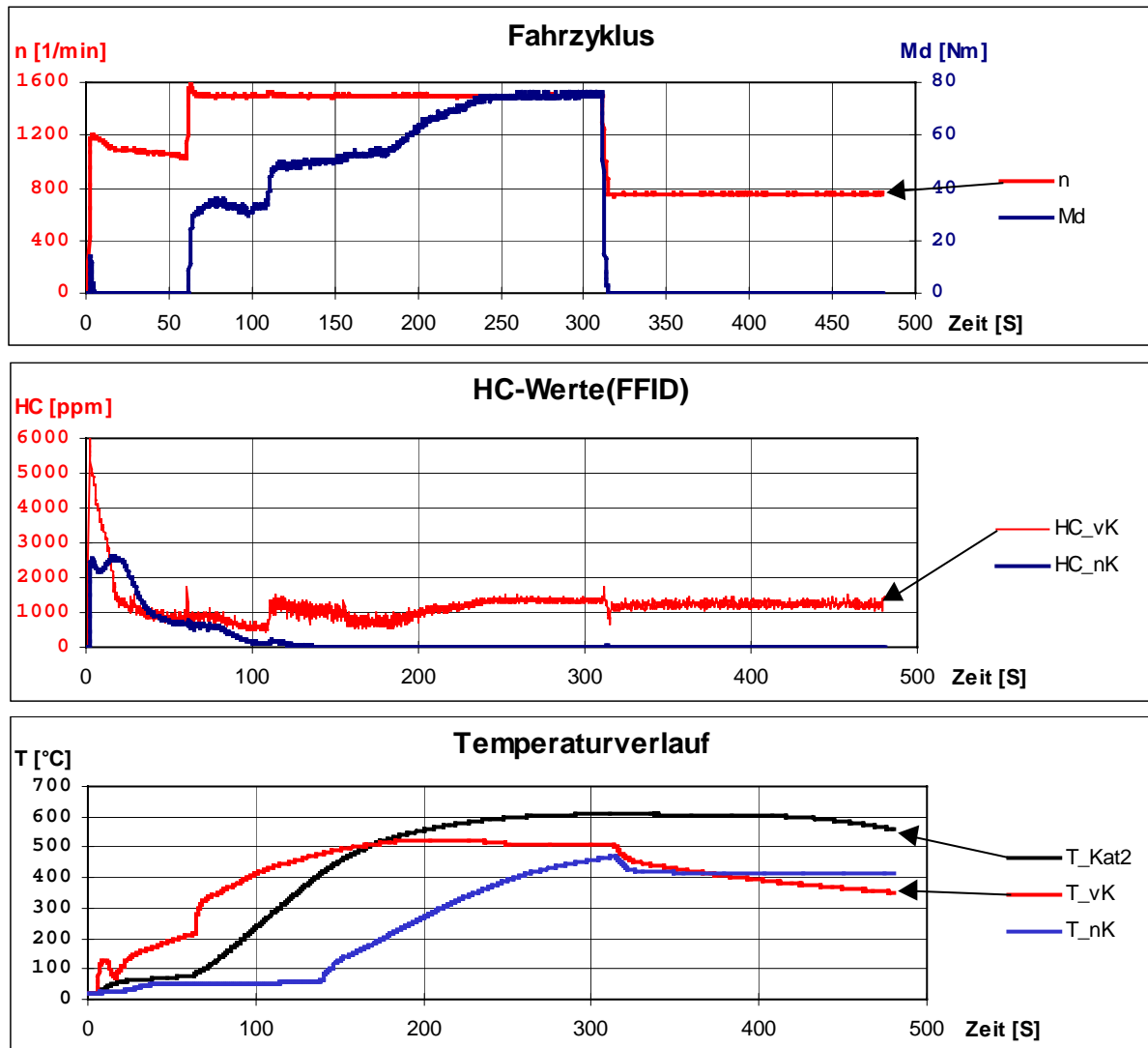


Abbildung 3.42: Kaltstart mit anschließender Warmlaufphase; HC-Emissionen bzw. Temperaturverläufe vor, im und nach Kat.

In *Abbildung 3.43* ist der Verlauf der Drehzahl, des Drehmoments und der Zylinderrohrtemperaturen (Ebene der Lichtleiter-Sonden) an verschiedenen Meßstellen bzw. der Öl- und der Kühlwassertemperatur (s. Abbildung) dargestellt. Signifikant ist der sehr langsame Anstieg der Öl-Temperatur. Deutlich zu erkennen sind spontane Zylinderrohr-Temperaturanstiege infolge von Lastsprüngen, vor allem am Auslaß.

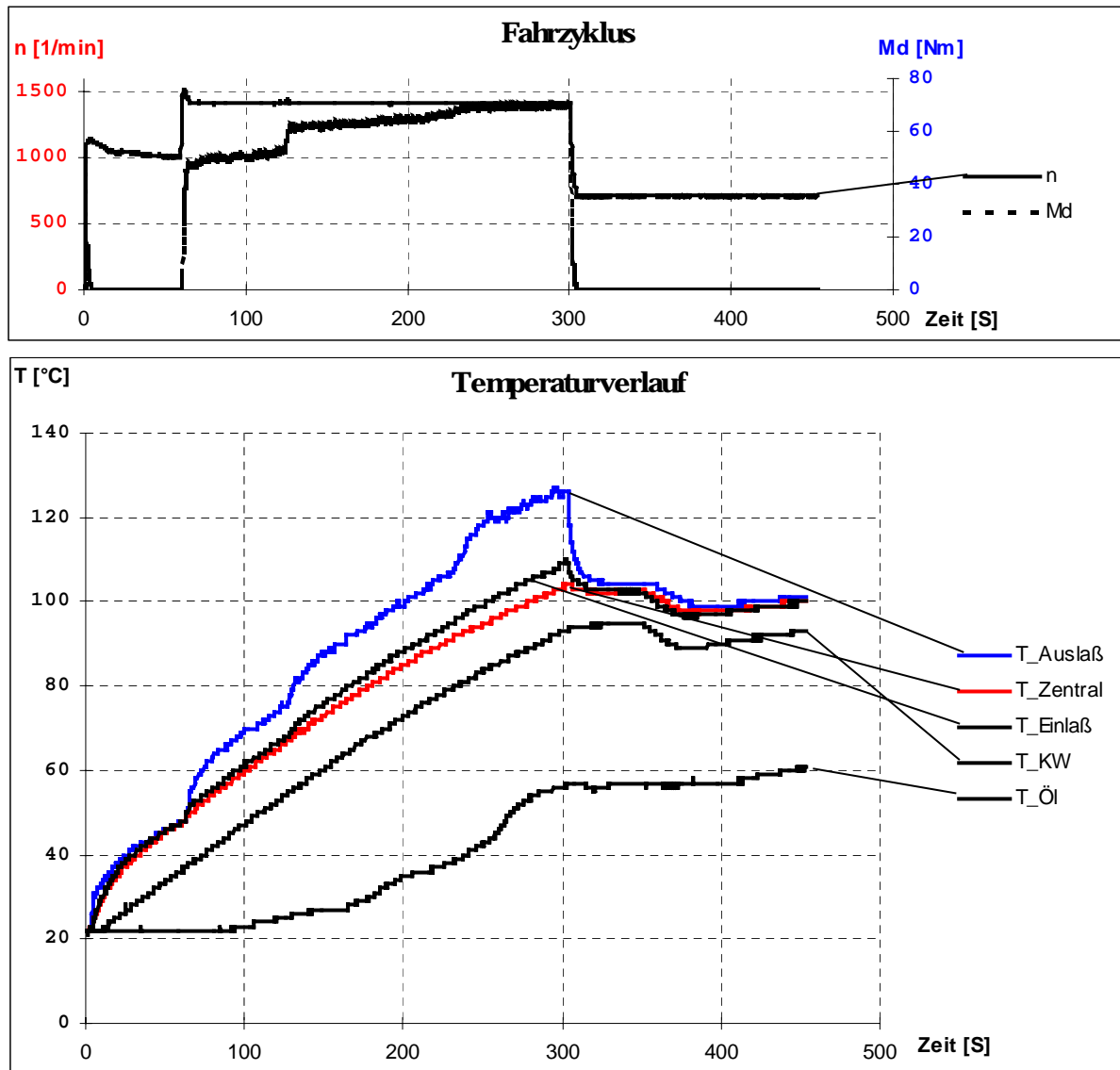


Abbildung 3.43: Kaltstart mit anschließender Warmlaufphase; Temperaturverläufe von Zylinderrohr, Kühlwasser und Öl

Abbildung 3.44 zeigt den Verlauf der HC-Rohemissionen für die ersten Zyklen am Auslaß des Zylinders 4 bei einer Starttemperatur von 7 bzw. 22°C. Signifikant ist das deutlich höhere Niveau der HC-Emissionen bei 7°C. Beide Startvorgänge zeigen anfänglich HC-Peaks, die aus Spalt- und Wandanlagerungen im Kopfbereich des Brennraums herrühren und jeweils am Anfang der Auslaßphase ausgeschoben werden. Die danach folgenden Minima im HC-Verlauf resultieren aus „HC-armen“ Abgasen der Hauptverbrennungszone.

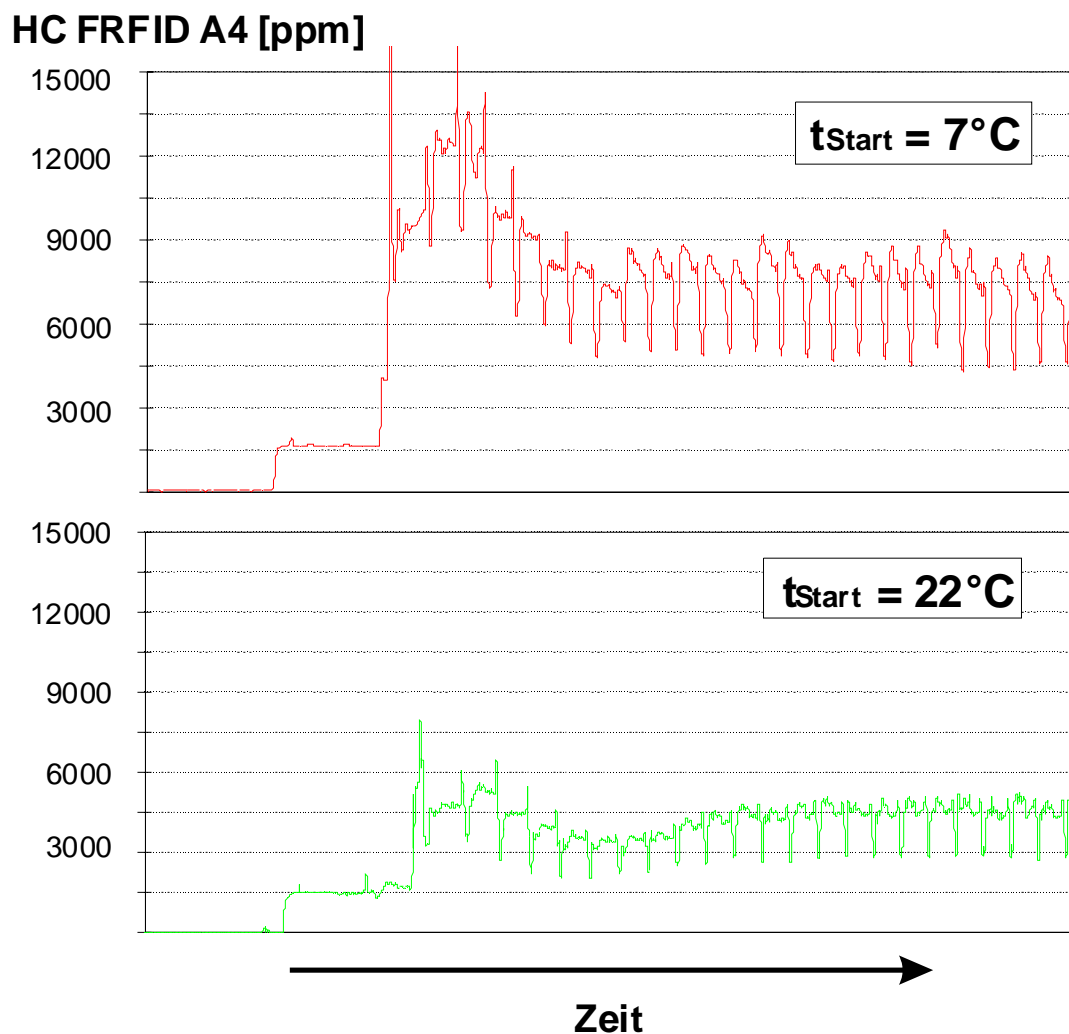


Abbildung 3.44: HC-Emissionen beim Kaltstart bei 7 bzw. 22°C

In *Abbildung 3.45* ist die Drehzahl, das Drehmoment (für 22°C), die zyklusaufgelösten HC-Emissionen und deren Integralwert, sowie verschiedene Abgastemperaturen bei einem Kaltstart mit anschließender Warmlaufphase bei einer Starttemperatur von 7 bzw. 22°C. Erwartungsgemäß steigen die HC-Emissionen mit fallender Temperatur. Die Summe der HC-Emissionen zeigen bei 7°C einen Anstieg der Rohemissionen in den ersten 180 s um ca. 190 % gegenüber einer Starttemperatur von 22°C. Die Katalysatortemperatur von 300°C wird ca. 40 s später erreicht, d.h. die Konvertierung der Emissionen beginnt ebenso ca. 40 s später.

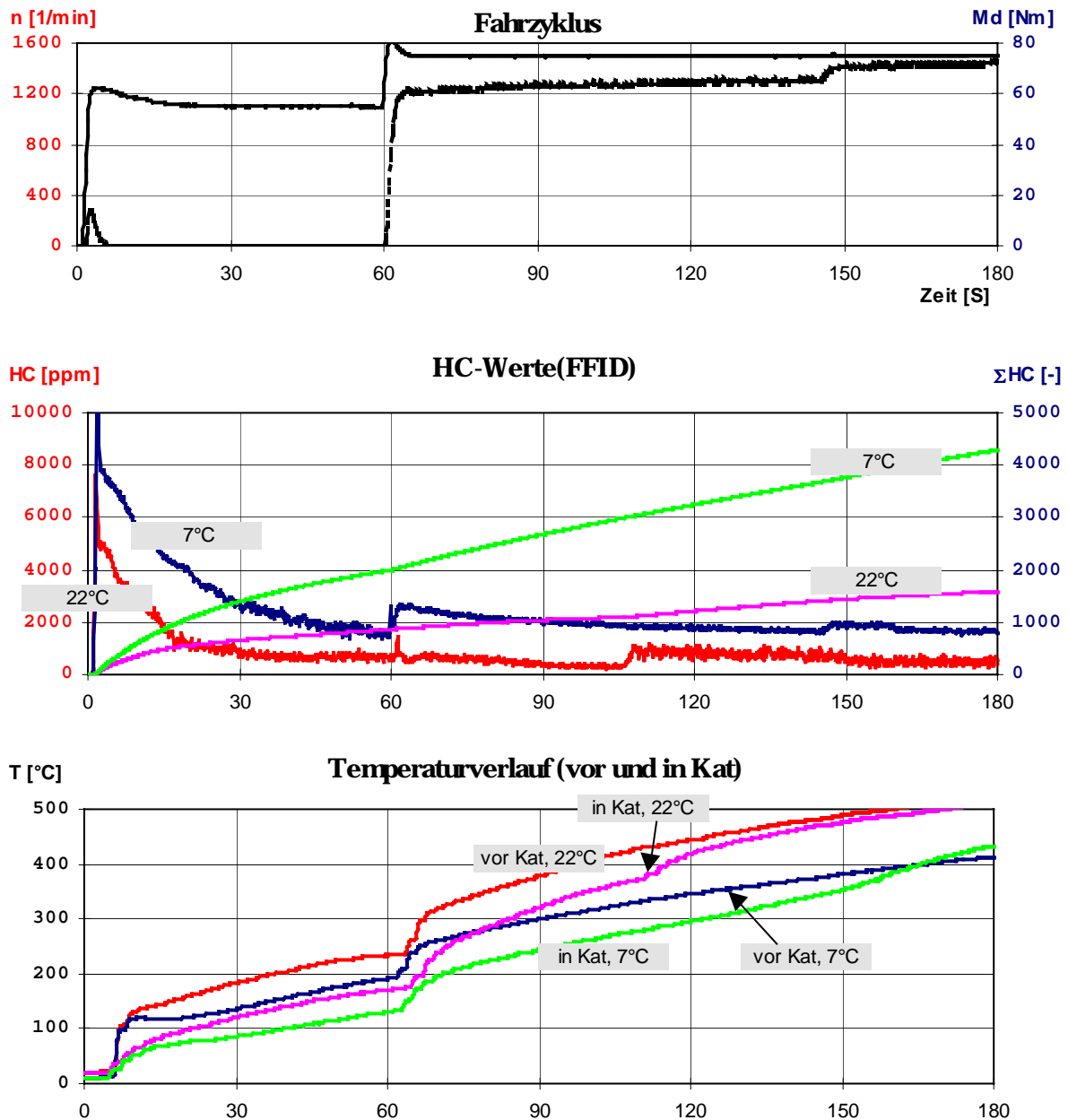


Abbildung 3.45: Kaltstart mit anschließender Warmlaufphase bei 7 bzw. 22°C; HC-Emissionen bzw. Temperaturverläufe vor und im Kat.

In *Abbildung 3.46* sind die Drehzahl, das Drehmoment, die zyklusaufgelösten HC-Emissionen und deren Integralwert sowie verschiedene Abgastemperaturen bei einem Kaltstart mit anschließender Warmlaufphase bei einer Starttemperatur von ca. 22°C dargestellt. Durch eine Blende (Reduzierung des Rohrdurchmessers um ca. 60 %) wurde der Abgasgedruck erhöht. Wesentlich ist hierbei die Verringerung der HC-Rohemissionen um ca. 20 % in der Zeit von ca. 480 s. Ursache könnte der erhöhte Restgasanteil (interne Abgasrückführung) sein.

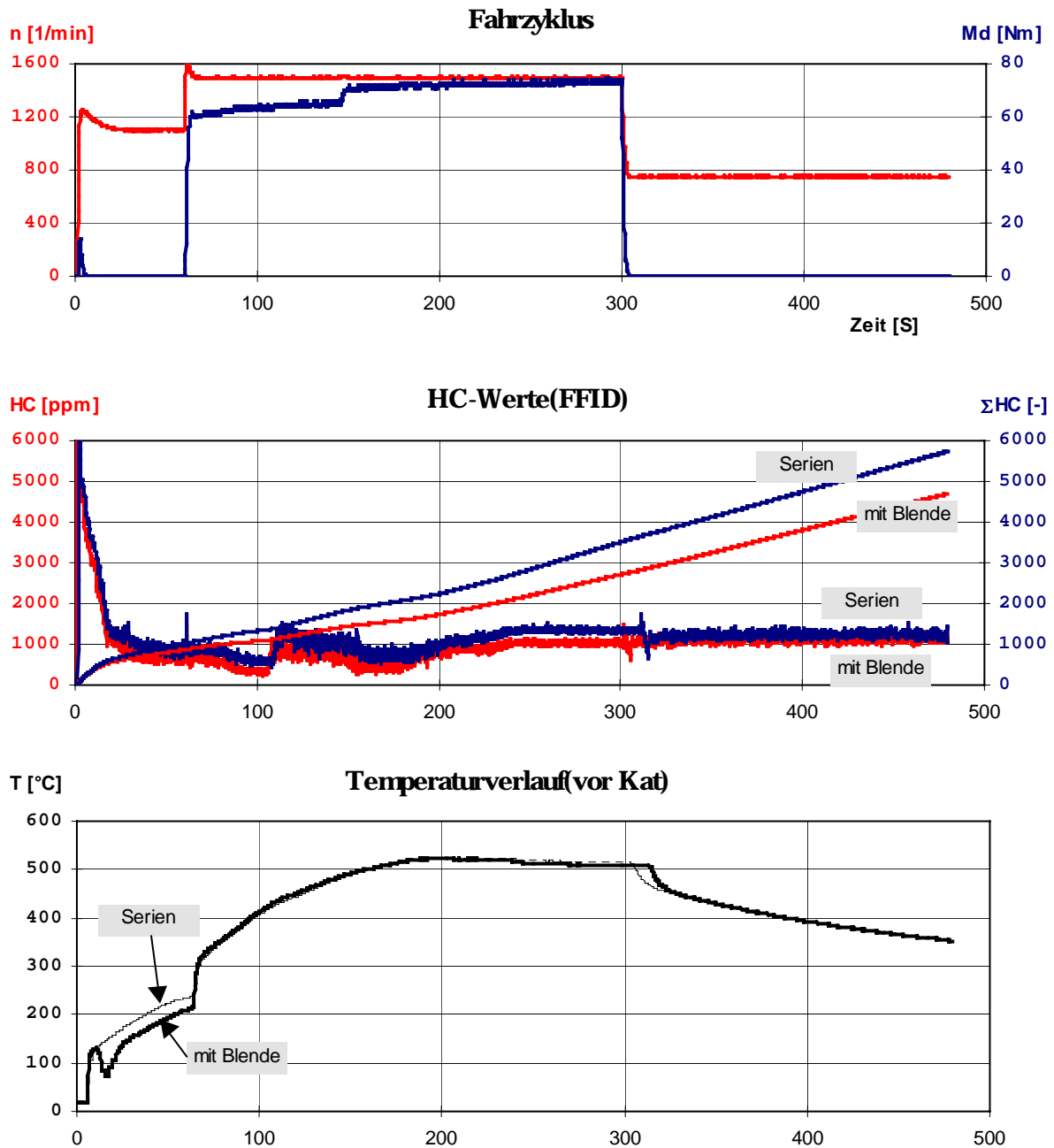


Abbildung 3.46: Kaltstart mit anschließender Warmlaufphase bei Erhöhung des Abgasgedruckes: HC-Emissionen bzw. Temperaturverläufe vor Kat.

Abbildung 3.47 zeigt bei einer Warmlaufphase ( $n = 1500$  1/min,  $p_{mi} = \text{ca. } 6$  bar, Serienmotorsteuerung) die HC-Emissionen vor sowie nach dem Katalysator. Deutlich zu erkennen ist ein Sprung in der Kohlenwasserstoffemission bei einer Kühlwassertemperatur von ca.  $61^\circ\text{C}$ . An dieser Stelle schaltet das Steuergerät von saugsynchroner auf vorgelagerte Einspritzung um.

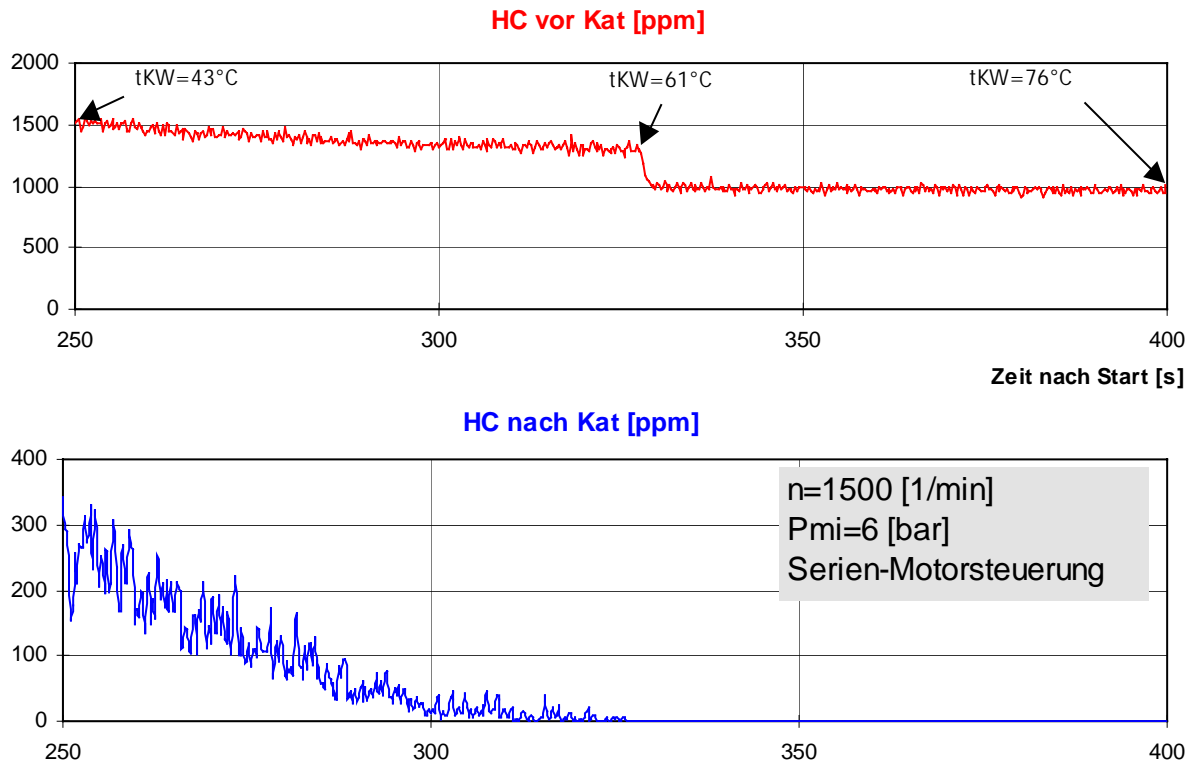


Abbildung 3.47: HC-Emissionen vor und nach dem Katalysator beim Warmlauf

## 4. Zusammenfassung

Der überwiegende Anteil der Kohlenwasserstoffemissionen eines Ottomotors wird in den ersten Minuten eines Testzyklusses, d.h. in der Kaltstart- und Warmlaufphase ausgeschieden. Ursache hierfür ist die mangelnde Kraftstoffverdampfung und unvollständige Verbrennung des Kraftstoffs. Während dieser Betriebsphase ist außerdem der Katalysator noch nicht betriebsbereit, so daß keine Nachreaktion der unverbrannten Kohlenwasserstoffe stattfinden kann. Die Kombination niedriger Kohlenwasserstoff-Rohemissionen in Verbindung mit hohen Abgastemperaturen für die Aufheizung des Katalysators ist geprägt durch die Gemischbildung und Verbrennung und ist deshalb für das Bestehen zukünftiger Abgasgesetzgebungen entscheidend. Ausschlaggebend hierfür ist der nach den Abgasbestimmungen (Euro III bzw. IV) relevante Testbeginn direkt nach dem Start des Verbrennungsmotors. Bei einem Abgastest nach dem D3-Standard beginnt der Testzyklus des Verbrennungsmotors erst nach einer Warmlaufphase von 40 Sekunden. Die HC-Rohemissionen sind dann von untergeordneter Bedeutung. Problemverschärfend bei Euro III bzw. IV ist der Einbezug einer weiteren Testphase, die bei einer Umgebungstemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  durchgeführt wird. Dabei treten die aufgezeigten Effekte der Gemischbildung und Verbrennung, sowie die daraus resultierende Kohlenwasserstoffbildung noch wesentlich stärker in Erscheinung. Sämtliche Maßnahmen zur HC-Reduktion, die z.B. erst im Abgastrakt durch eine elektrische Aufheizung des Katalysators erfolgen, werden einen erhöhten Energiebedarf zur Folge haben (höhere  $\text{CO}_2$ -Emissionen). Eine bessere Anpassung der Gemischbildung im Saugrohr, sowie Brennraum und anschließenden Verbrennung, durch sowohl konstruktive als auch regelungstechnische Maßnahmen, ist für die Kaltstartphase zukünftig unumgänglich.

Im Rahmen des PEF-Vorhabens „*HC-Rohemissionen beim Kaltstart in der Warmlaufphase sowie bei Last- und Drehzahlsprüngen*“ wurden umfangreiche Untersuchungen zur äußeren Gemischbildung durchgeführt. Hierzu diente ein neu aufgebauter mit der erforderlichen Peripherie ausgerüsteter Motorenprüfstand. Als Versuchsträger wurde von einem Industriepartner ein 4-Zylinder Serien-Ottomotor mit Vierventiltechnik und einem Hubvolumen von  $1998\text{ cm}^3$  zur Verfügung gestellt.

Zur Variation des Gemischbildungsverhaltens wurden konstruktive und regelungstechnische Maßnahmen, wie z.B. eine Verstelleinrichtung an der Einspritzleiste zur Schwenkung des



Einspritzwinkels um  $\pm 5^\circ$  zur Originallage, durchgeführt. Des Weiteren wurde zwischen vorgelagerter und saugsynchroner Einspritzung unterschieden.

Um Erkenntnisse über das Entflammungsverhalten, die Flammenausbreitung und eventuelle Quenchzonen vor allem in der Startphase zu erhalten, wurden Lichtleiter-Meßsonden in einer Zündkerze und sekantenförmig im Zylinderrohr integriert. Die Kohlenwasserstoffanalyse im Brennraum und Abgastrakt erfolgte dabei zyklusaufgelöst. Mit dieser Meßtechnik konnte u.a. die im Saugrohr und Brennraum gespeicherte Kraftstoffmenge quantitativ erfaßt werden.

In der Projektphase konnten beim Kaltstart bei  $22^\circ\text{C}$  mit Hilfe der Meßtechniken zur Verbrennungs- und Abgasanalyse Zusammenhänge zwischen der Gemischbildung, der Verbrennung und den Kohlenwasserstoff-Rohemissionen in Abhängigkeit verschiedener Variationsparameter aufgezeigt werden. Die Untersuchungen haben bisher gezeigt, daß ein schneller Startvorgang und ein gutes Instationärverhalten des Motors bei der Abstimmung der Motoreigenschaften gegenüber niedrigen HC-Rohemissionen im Vordergrund stehen. Wesentlich beim Kaltstart ist die Gemischbildung zu Beginn der Startphase, da hier die Kraftstoffverdampfung infolge kalter Wände und äußerst geringer Gasgeschwindigkeit nahezu bedeutungslos ist. Der Kraftstoff wird nicht wie bei höheren Drehzahlen durch die Relativgeschwindigkeit der Ansaugluft zerstäubt, sondern der größte Teil des Kraftstoffs fließt entlang der Wandungen in den Brennraum hinein (Bestätigung durch Versuche). Die Folge ist eine hohe Kraftstoffwandfilmbildung an den kalten Brennraumwänden. Eine „gute“ Gemischbildung ist unter diesen Voraussetzungen nicht gewährleistet. Ein erheblicher Anteil dieses Kraftstoffüberschusses kann nicht an der Reaktion teilnehmen und wird aus dem Brennraum wieder ausgespült. Eine höhere Ladungsbewegung in der Startphase könnte zu einer erheblichen Verbesserung der Gemischbildung beim Startvorgang führen. Realisierbar ist dies z.B. durch eine höhere Anlasserdrehzahl oder zusätzliche Drosselklappen nahe dem Einlaßventil zur Erzeugung höherer Gasgeschwindigkeiten. Ca. 5% der durchgeführten Kaltstarts zeigten außerdem, daß im ersten gezündeten Zyklus keine Verbrennung auftrat (keine Gewährleistung einer sicheren Entflammung). Die daraus resultierenden Kohlenwasserstoff-Emissionen steigen kurzzeitig auf den 5- bis 8-fachen Wert gegenüber einer erfolgreichen Zündung an.

Eine schnelle Betriebsbereitschaft des Katalysators erfordert heiße Abgase. Dies wird erreicht, durch eine bewußt erzeugte, verschleppte Verbrennung mittels eines späten Zündzeitpunkts. Die Energiefreisetzung erfolgt hier so spät, daß der Kraftstoff zu einem erheblichen Teil nicht mehr in positive Arbeit umgewandelt werden kann. Er wird in Form von „heißem Abgas“ aus

dem Brennraum ausgeschoben. Da eine gewünschte Nachverbrennung des Kraftstoffs wegen des gerade erst ansteigenden Temperaturgradienten (die zur Verfügung stehende Energie wird zur Aufheizung der Abgasanlage benötigt) noch nicht stattfinden kann, sind erhöhte HC-Emissionen die Folge. Demnach müssen Strategien dieser Art zum Erreichen von Euro III bzw. IV wesentlich besser abgestimmt werden.

Zusätzlich durchgeführte Thermoelementmessungen im Einlaßkanal zeigten ein höheres Temperaturniveau der betrachteten Einlaßkanaloberfläche bei saugsynchroner Einspritzung im Vergleich zur vorgelagerten. Grund hierfür ist die geringere Verweilzeit des Kraftstoffs im Ansaugkanal und geringere Benetzung des Kanalbodens bzw. der Ventile bei saugsynchroner Einspritzung. Die erhöhten HC-Emissionswerte bei saugsynchroner Einspritzung könnten folglich auch auf die schlechtere Ausnutzung des Einlaßventils bzw. des unteren Kanalbereichs als „Kraftstoffverdampfer“ zurückzuführen sein. Eine vorgelagerte Einspritzung bei gleichzeitiger Konzentration des Kraftstoffstrahls auf den Ventilteller könnte demzufolge eine Reduzierung der Kohlenwasserstoff-Rohemissionen zur Folge haben.

Zur Erweiterung des Erkenntnisstandes wurde außerdem eine Visualisierung der Gemischbildungsvorgänge im Saugrohr realisiert. Die Untersuchungen wurden in Zusammenarbeit mit dem Institut für Thermische Strömungsmaschinen durchgeführt. Die verwendete Meßtechnik war dabei eine zeitlich und räumlich hochauflösende Laser-Lichtschnitt-Technik. Die Ergebnisse der Visualisierung der Kraftstoffausbreitung im Saugrohr zeigten Korrelationen mit der Verbrennungs- und Abgasanalyse. Hierbei wurde deutlich, daß gerade die Abstimmung zwischen Einspritzstrahl und Saugrohrgeometrie für eine gezielte HC-Reduzierung im Warmlauf von erheblicher Bedeutung ist.

Untersuchungen zur Abgasnachbehandlung haben gezeigt, daß mit Hilfe eines partiell angeströmten Katalysators sowohl die HC-Rohemission (ca. 15 %) als auch die Emission nach dem Katalysator (ca. 20 %) abgesenkt werden konnten.

Insgesamt konnten mit Hilfe der erzielten Ergebnisse sowohl Detailfragen geklärt, als auch das globale Verständnis für die Zusammenhänge zwischen Gemischbildung, Verbrennung und Abgasemissionen verbessert werden.

Bei dem Vorhaben sind unmittelbare Nutzungsmöglichkeiten für zahlreiche Anwendungsgebiete gegeben. In erster Linie ist hier die Gemischaufbereitung für Verbrennungsmotoren aller Leistungsklassen in den unterschiedlichsten Einsatzgebieten zu sehen. All diesen ist

gemeinsam, daß für die Zukunft eine deutliche Verschärfung der Abgasproblematik absehbar ist.

Schon während der Projektbearbeitung zeigte sich positive Resonanz des Motorenlieferanten auf diese Ergebnisse, womit zukünftige Optimierungsprozesse im Kaltstart und Warmlauf besser verständlich sind. Des weiteren sind die in der Projektphase aufgezeigten und teils entwickelten Meß- und Auswerteverfahren gerade für den Entwickler von Einspritzventilen bzw. Saugrohrgeometrien ein sehr hilfreiches Analysewerkzeug.

Geplante veröffentlichte Arbeiten:

Feng, B.; Kölmel, A.; Spicher, U.; Rottenkolber, G., Dullenkopf, K., Wittig, S.,  
*Hydrocarbon Emissions of Internal Combustion  
Engines during Cold-Start and Warm-Up,*  
SAE Paper, 99XXXX, 1999

## 5. Literatur

- 1 Burk, P.L., Hochmuth, J.K., Anderson, D.R., Sung, S., Tauster, S.J., Tolentino, C.O., Rogalo, J., Miles, G., Niejako, M., Punke, A., Dahle, U.:  
Cold Start Hydrocarbon Emissions Control.  
SAE-Paper 950410, 1995.
- 2 Campbell, S., Clasen, E., Chang, C., Rhee, K.T.:  
Flames and Liquid Fuel in an SI Engine Cylinder During Cold Start.  
SAE-Paper 961153, 1996.
- 3 W.K. Cheng, D. Hamrin, J.B. Heywood, S. Hochgreb, K. Min, M. Norris  
An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines  
SAE PAPER, 932708, 1993
- 4 N. Collings  
A New Technique For Measuring HC-Concentration in Real Time  
in a Running Engine  
SAE PAPER, 880517, 1988
- 5 I.C. Finlay, D.J. Boam, J.F. Bingham, T.A. Clark  
Fast Response FID Measurement of Unburned Hydrocarbons in the  
Exhaust Port of a Firing Gasoline Engine  
SAE PAPER, 902165, 1990
- 6 J.W. Fox, K.D. Min, W.K.Cheng, J.B. Heywood  
Mixture Preparation in SI Engine with Port Fuel Injection  
During Starting and Warm up  
SAE PAPER, 922170, 1992
- 7 B. Gatellier, J. Trapie, D. Herrier, J.M. Quelin, F. Galliot  
Hydrocarbon Emissions of SI Engines as Influenced by Fuel  
Absorption-Desorption in Oil Films

- SAE PAPER, 902165, 1990
- 8 Havenith, C.; Rijkeboer, R.  
Niedrigtemperatur-Emissions-Grenzwerte für PKW mit Ottomotor  
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100, 1998/6
- 9 J.B. Heywood, B. John  
Internal Combustion Engine Fundamentals  
McGraw-Hill Book Company, New York, 1996
- 10 S. Ishizawa, Y. Takagi  
A Study of HC Emission from a Spark Ignition Engine  
JSME International Journal, Vol. 30, No. 260, 1987
- 11 Jackson, S.D., Williams, P.A.:  
Development of a Fuelling System to Reduce Cold-Start Hydrocarbon Emissions in an  
SI Engine.  
SAE-Paper 961119, 1996.
- 12 Kaiser, E.W. et al.:  
Time-Resolved Measurement of Speciated Hydrocarbon Emissions During  
Cold Start of a Spark-Ignited Engine.  
SAE-Paper 940963, 1994.
- 13 Kaiser, E.W., Siegel, W.O., Lawson, G.P., Connolly, L.F., Cramer, C.F., Dobbins,  
K.L.,  
Roth, P.W., Smokovitz, M.:  
Effect of Fuel Preparation on Cold-Start Hydrocarbon Emissions from a Spark-Ignited  
Engine.  
SAE-Paper 961957, 1996.
- 14 A. Panesar, P.G. Brown, W.A. Woods  
The results of recent experiment on unburnt hydrocarbons

- IMechE C45/88, 1988
- 15 M. Peckham, N. Collings  
Study of Engine Wall Layer Hydrocarbons with a Fast-Response FID  
SAE PAPER, 922237, 1992
- 16 Rottenkolber, G., Dullenkopf, K., and Wittig, S.  
Visualization and PIV Measurements inside the Intake Port of an IC-Engine  
9th international Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics,  
Lisbon, Portugal, 1998.
- 17 Samenfink, W., Elsäßer, A., Dullenkopf, K. and Wittig, S.  
Droplet Interaction with Shear-Driven Liquid Films: Analysis of the Secondary  
Droplet Characteristics  
ILASS-EUROPE 98, Manchester, 1998.
- 18 Shayler, P.J., Sage, J.D., Dixon, J. und Eade, D.:  
Computer Aided Evaluation of Cold Start Fuelling Strategy and  
Calibration Details for Spark Ignition Engines.  
SAE-Conference, Brainerd, Minnesota, February 1994.
- 19 Shayler, P.J., Tinwell, P.R., Dixon, J. und Eade, D.:  
A Development Methodology for Improving Cold Start Performance of  
Spark Ignition Engines.  
SAE-Conference, Brainerd, Minnesota, February 1994.
- 20 Shayler, P.J., Davies, M.T., Colechin, M.J.F., and Scarisbrick, A.  
Intake Fuel Transport and Emissions: The Influence of Injector Type and Composition  
SAE Technical Papers, No. 961969, 1996.
- 21 P. J. Schayler, R. M. Isaacs, T. H. Ma  
The Variation of In-Cylinder Mixture Ratios During Engine  
Cranking at Low Ambient Temperatures

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 206, 1992

- 22 U. Spicher, G. Schmitz, H.-P. Kollmeier  
Application of a New Optical Fiber Technique for Flame Propagation  
Diagnostics in IC Engine  
SAE PAPER, 881637, 1988
- 23 U. Spicher  
Optical Fiber Technique as a Tool to Improve Combustion Efficiency  
SAE PAPER, 902138, 1990
- 24 Weimar, H. J.; Töpfer, G.; Spicher, U.  
Optical Investigations on a Mitsubishi GDI-Engine in the Driving Mode  
SAE Technical Paper No. 990504, 1999