



Institut für Kolbenmaschinen

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

Aufbau und Inbetriebnahme eines  
Einzylinder-Prüfstands zur Untersuchung  
zyklischer Verbrennungsschwankungen im  
HCCI-Betrieb eines Ottomotors

Diplomarbeit

vorgelegt von

cand. mach. Marvin Röder

Karlsruhe, Dezember 2013

---

Betreuer: Dipl.-Ing. Marius Neurohr

Prof. Dr. sc. techn. T. Koch



**Diplomarbeit**  
**für**  
**Herrn cand. mach. Marvin Röder**

**„Aufbau und Inbetriebnahme eines Einzylinder-Prüfstands  
zur Untersuchung zyklischer Verbrennungsschwankungen  
im HCCI-Betrieb eines Ottomotors“**

Stetig steigende Anforderungen an Kraftstoffverbrauch und Schadstoffausstoß führen zwangsläufig zur Weiterentwicklung bestehender Brennverfahren. Die Verbrennung in Ottomotoren ist dabei teilweise starken zyklischen Schwankungen unterlegen, deshalb ist die Kenntnis der internen Vorgänge während der Verbrennung entscheidend. Dabei ist die gleichzeitige und zyklusaufgelöste Messung aller entscheidenden Größen innerhalb des Brennraums erforderlich, um jegliche Einflussfaktoren auf die Verbrennung zu erfassen.

Im Rahmen eines FVV-Projekts werden am Institut für Kolbenmaschinen Untersuchungen zu zyklischen Verbrennungsschwankungen sowohl im HCCI-Betrieb bei niedrigen Lasten und Drehzahlen, als auch im fremdgezündeten Betrieb bei höheren Lasten und Drehzahlen an einem Einzylinder-Forschungsaggregat durchgeführt.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit erfolgt die Planung und Durchführung eines Prüfstandsbaus für einen Einzylinder-Ottomotor. Zusätzlich sollen die für den Messbetrieb erforderlichen Messsysteme eingeplant und aufgebaut werden, um zyklusaufgelöst Brennraumströmung, Einspritzstrahlen, Zündort und Flammenausbreitung zu erfassen. Eine Charakterisierung der Verbrennung soll mit einer Ionenstrommessung an der Zündkerze durchgeführt werden. Anschließend erfolgt eine Basisvermessung eines ausgewählten Betriebspunkts bei einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  und einem indizierten Mitteldruck von 2,0 bar.

Die Ergebnisse dieser Diplomarbeit werden entsprechend dargestellt, bewertet und dokumentiert.

Im Einzelnen umfasst die Diplomarbeit folgende Teilaufgaben:

- Aufbau und Inbetriebnahme eines Einzylinder-Prüfstands
- Aufbau und Inbetriebnahme der erforderlichen Messtechnik
- Basisvermessung des Einzylinder-Aggregats
- Auswertung der zyklischen Schwankungen des Einspritzdrucks und der Strahlausbreitung
- Detaillierte Auswertung und Dokumentation der gesammelten Erkenntnisse

Bearbeitungszeit: 6 Monate

Betreuer: Dipl.-Ing. Marius Neurohr (KIT)

Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch



---

# **Erklärung zur Selbstständigkeit und wissenschaftlichen Praxis**

Ich versichere hiermit, dass ich die Arbeit selbstständig verfasst habe und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe und dass ich die wörtlich oder inhaltlich übernommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Die Satzung der Universität Karlsruhe (TH) zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis in der jeweils gültigen Fassung habe ich beachtet.

Rheinstetten, 20.12.2013

---

Ort, Datum

Unterschrift



# Inhaltsverzeichnis

<b>Nomenklatur</b> .....	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen der Verbrennung</b> .....	<b>3</b>
2.1 Grundlagen der ottomotorischen Verbrennung.....	3
2.2 Grundlagen der HCCI-Verbrennung.....	6
2.3 Zyklische Verbrennungsschwankungen .....	10
2.3.1 Alternierende Zyklusschwankungen .....	11
<b>3 Prüfstands Aufbau</b> .....	<b>13</b>
3.1 Versuchsmotor.....	13
3.1.1 Serienmotor.....	13
3.1.2 Modifizierter Motor.....	14
3.2 Umgebung .....	19
3.2.1 Motorenprüfstand .....	19
3.2.2 Umgebungskonditionierung .....	20
3.2.3 Motorsteuerung .....	21
3.3 Messtechnik.....	22
3.3.1 Indiziersystem .....	22
3.3.2 Allgemeine Datenerfassung .....	22
3.3.3 Kraftstoffstrahlvisualisierung.....	22
3.3.4 Ionenstrommessung.....	25
<b>4 Messungen</b> .....	<b>27</b>
4.1 Grundvermessung .....	27
4.1.1 Vorbereitung.....	27
4.1.2 Einspritzbeginn-Variation.....	30
4.1.3 Steuerzeiten-Variation.....	31
4.2 Vermessung alternierender Zyklusschwankung .....	32
<b>5 Ergebnisse</b> .....	<b>33</b>
5.1 Auswertung Einspritzbeginn-Variation.....	36
5.2 Auswertung Steuerzeiten-Variation .....	51
5.3 Auswertung Vermessung alternierender Zyklusschwankung.....	54
<b>6 Fazit</b> .....	<b>63</b>
<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>65</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>67</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>69</b>



# Nomenklatur

## Physikalische Größen

Symbol	Bedeutung	Einheit
$A_{iS}$	Isentroper Strömungsquerschnitt	$m^2$
$A_V$	Innenquerschnitt des Ventilsitzes	$m^2$
$b_e$	Effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch	$g kWh^{-1}$
$b_i$	Indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch	$g kWh^{-1}$
$c$	Geschwindigkeit	$m s^{-1}$
$f$	Frequenz	Hz
$m$	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	$kg^{-1}$
$n$	Drehzahl	$min^{-1}$
$P_i$	Indizierte Leistung	W
$p$	Druck	bar
$p_{me}$	Effektiver Mitteldruck	bar
$p_{mi}$	Indizierter Mitteldruck	bar
$Q_B$	Verbrennungswärme	J
$R_L$	Spezifische Gaskonstante von Luft	$J kg^{-1} K^{-1}$
$T$	Temperatur	K
$U$	Spannung	V
$X_{AGR}$	Massenanteil Restgas im Zylinder	-
$X_B$	Anteil Massenumsatz	-
$\alpha$	Kurbelwinkel	°
$\alpha_V$	Durchströmzahl (auf $A_V$ bezogen)	-
$\rho_{iS}$	Dichte bei isentroper Strömung	$kg m^{-3}$
$\sigma$	Standardabweichung	-
$\kappa$	Isentropenexponent	-
$\lambda$	Luftverhältnis	-

## Abkürzungen

---

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
AGR	Abgasrückführung
AÖ	Auslassöffnung
AS	Auslassschluss
AV	Auslassventil
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
DE	Direkteinspritzung
DVA	Druckverlaufsanalyse
EB	Einspritzbeginn
EÖ	Einlassöffnung
ES	Einlassschluss
EV	Einlassventil
FFV	Flammenfrontverbrennung
fps	Frames per second
H <sub>2</sub> O	Wasser(dampf)
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
ISM	Ionenstrommessung
KW	Kurbelwinkel
KW <sub>n</sub> LWOT	Kurbelwinkel nach Ladungswechsel-OT
KW <sub>v</sub> LWOT	Kurbelwinkel vor Ladungswechsel-OT
KW <sub>v</sub> ZOT	Kurbelwinkel vor Zünd-OT
LW	Ladungswechsel
LWA	Ladungswechselanalyse
LWOT	Ladungswechsel-OT
MJ	Modelljahr
N <sub>2</sub>	Stickstoff
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt
UT	Unterer Totpunkt
X <sub>10%</sub>	10-Prozent-Massenumsatzpunkt
X <sub>50%</sub>	50-Prozent-Massenumsatzpunkt
ZOT	Zünd-OT

---

# 1 Einleitung

Der Verbrennungsmotor in Form des 4-Takt-Ottomotors kann mittlerweile auf eine über 135-jährige Entwicklungsgeschichte zurückblicken. Obwohl in der letzten Zeit alternative Antriebe wie Elektromotoren verstärkt in Erscheinung treten, wird aufgrund deren Nachteile wie mangelnder Wirtschaftlichkeit und Reichweite der Verbrennungsmotor in absehbarer Zeit nicht ersetzt werden können. Umso wichtiger ist es, diese bekannten konventionellen Verfahren weiterzuentwickeln, um den stetig steigenden Anforderungen an Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen gerecht zu werden. Neben bereits in Serie eingesetzten Technologien wie Aufladung, Downsizing, Direkteinspritzung, variabler Ventilsteuerung, Zylinderabschaltung und aufwendiger Abgasnachbehandlung ist ein vielversprechendes Verfahren diesbezüglich das Konzept HCCI-Betriebs. HCCI steht für „Homogeneous Charge Compression Ignition“ und beschreibt die kontrollierte Selbstzündung eines homogenen Luft-Kraftstoff-Gemischs durch dessen Kompression. Während bei den konventionellen Brennverfahren die Verbrennungslage im Ottomotor durch die Fremdzündung mittels Zündfunken und beim Dieselmotor durch die Einspritzlage sowohl zeitlich als auch räumlich gesteuert werden können, stellt die Kontrolle der HCCI-Verbrennung eine große Herausforderung dar. Insbesondere die teilweise starken zyklischen Verbrennungsschwankungen trotz vermeintlich unveränderter operativer Parameter stellen ein großes Problem dar und erfordern daher intensive Ursachenforschung. Hierfür wurden eine Reihe von Prüfstandsuntersuchungen an einem Einzylinder-Forschungsaggregat durchgeführt.



## 2 Grundlagen der Verbrennung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der Verbrennung im Verbrennungsmotor vorgestellt. Abschnitt 2.1 beschreibt die konventionelle Flammenfrontverbrennung im Ottomotor, Abschnitt 2.2 die Besonderheiten des HCCI-Brennverfahrens. Abschnitt 2.3 befasst sich mit dem Auftreten zyklischer Schwankungen des Verbrennungsschwerpunkts und Teilabschnitt 2.3.1 mit dem HCCI-charakteristischen Phänomen der alternierenden Zyklusschwankungen.

### 2.1 Grundlagen der ottomotorischen Verbrennung

Im konventionellen Ottomotor mit Saugrohreinspritzung oder Direkteinspritzung im Homogenbetrieb vermischen sich eingespritzter Kraftstoff und Ansaugluft während des Ansaugvorgangs zu einem weitestgehend homogenen Luft-Kraftstoff-Gemisch. In Abhängigkeit von vielen Randbedingungen wie konstruktiven Motorparametern oder Größen wie Drehzahl und Last leitet die elektronische Motorsteuerung die Zündung zum jeweils optimalen Zeitpunkt ein. Diese erfolgt mittels eines Lichtbogenüberschlags an den in den Brennraum hineinragenden Elektroden einer Zündkerze. Die dort auftretende hohe Temperatur von mehreren tausend Kelvin entflammt das umliegende Luft-Kraftstoff-Gemisch. Von diesem Flammenkern ausgehend breitet sich eine Flammenfront aus, welche sich wie in Abbildung 2.1 dargestellt kugelförmig in alle Richtungen ausbreitet bis die Zylinderladung im gesamten Brennraum (begrenzt durch Kolben, Zylinder und Zylinderkopf) umgesetzt ist.

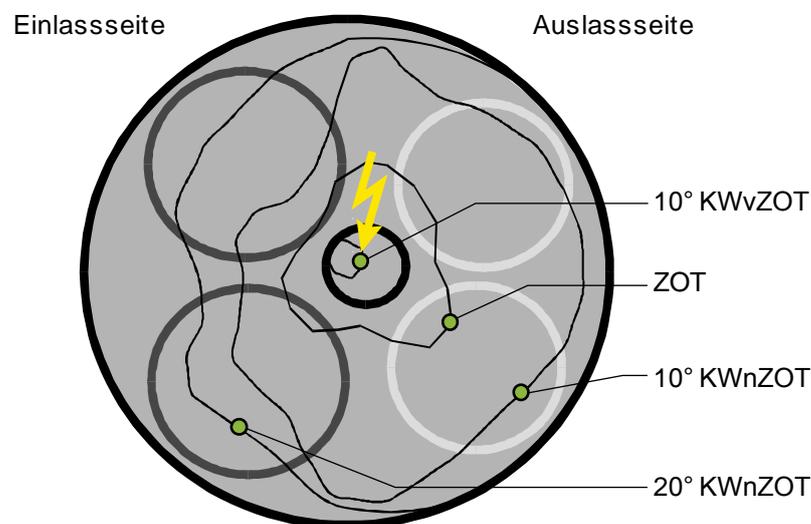
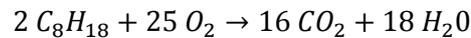


Abbildung 2.1 – Flammenfrontausbreitung, nach [1]

Bei einer idealen, vollständigen Verbrennung entstehen als Endprodukte nur Kohlendioxid und Wasser, wie beispielhaft die Reaktionsgleichung der Oxidation von *n*-Octan zeigt.



In der Praxis jedoch läuft die Verbrennung nie ideal ab, wodurch Schadstoffe wie Kohlenmonoxid, Stickoxide, unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Partikel im Abgas vorzufinden sind. Abbildung 2.2 zeigt die Zusammensetzung des Abgases eines Ottomotors im stöchiometrischen Betrieb.

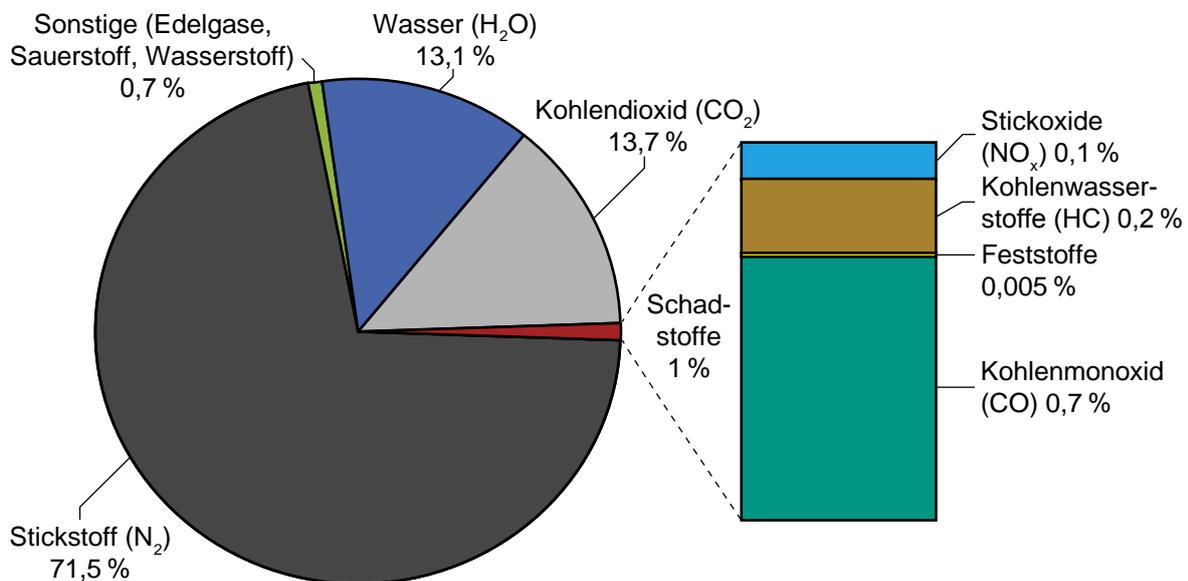


Abbildung 2.2 – Abgaszusammensetzung Ottomotor, nach [1]

Zur Minimierung der Schadstoffe bedarf es einer Abgasnachbehandlung, wofür in der Regel ein Drei-Wege-Katalysator eingesetzt wird. Hier wird das Abgas über eine sehr große Oberfläche geleitet, welche mit katalytischem Material (Platin, Rhodium und Palladium) beschichtet ist. Dadurch wird die benötigte Reaktionsenergie herabgesetzt und verbliebene HC und CO können zu CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O oxidiert und NO<sub>x</sub> zu N<sub>2</sub> und CO<sub>2</sub> reduziert werden. Damit sowohl Oxidations- als auch Reduktionsvorgänge gleichzeitig ablaufen können ist eine exakte Regelung des Luft-Kraftstoff-Gemischs auf  $\lambda = 1$  erforderlich. Im Fall von Benzin als Kraftstoff bedeutet dies, dass für 1 kg Kraftstoff je nach dessen genauer Zusammensetzung etwa 14,5 kg Luftmasse zur Reaktion zur Verfügung stehen müssen. Abbildung 2.3 stellt den Konvertierungsgrad der jeweiligen Schadstoffkomponente in Abhängigkeit des Luftverhältnisses  $\lambda$  dar.

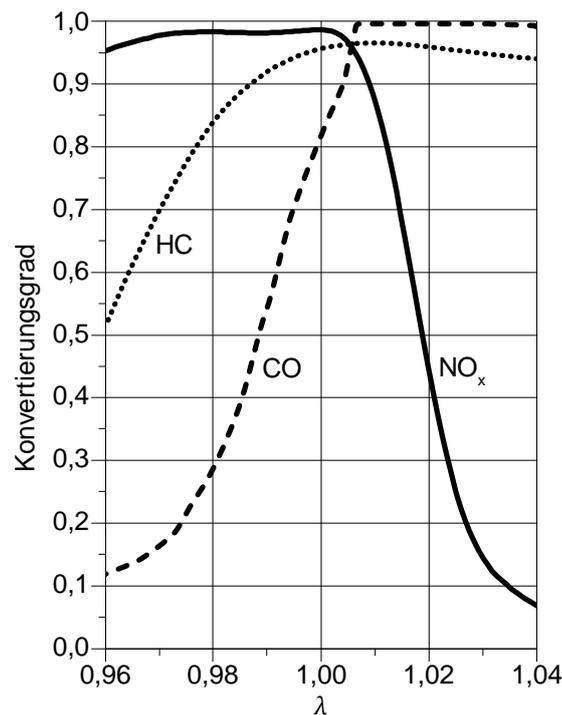


Abbildung 2.3 – Konvertierungsgrad 3-Wege-Katalysator, nach [1]

Beim Ottomotor mit Direkteinspritzung im Schichtladebetrieb wird der Kraftstoff während des Kompressionshubs eingespritzt. Hierbei entsteht lediglich um den Bereich der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch, was bedeutet, dass im Mittel über den gesamten Brennraum ein sehr mageres Gemisch ( $\lambda > 4$ ) vorliegt. Der hohe Sauerstoffanteil im Abgas ermöglicht eine leichte Oxidation von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid, NO<sub>x</sub> lässt sich jedoch nicht mehr direkt reduzieren. Eine Reduktion lässt sich nur erreichen, indem die Stickoxide in Form von Nitrat (NO<sub>3</sub>) in einem Speicherkatalysator zwischengespeichert und bei fettem Motorbetrieb reduziert werden. Die begrenzte Speicherkapazität führt zwangsläufig zur Notwendigkeit von regelmäßig wiederkehrendem Betrieb des Motors in Betriebspunkten, welche gravierende Nachteile hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs aufweisen.

Eine Alternative zum NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator stellt das Verfahren der selektiven katalytischen Reaktion dar. Aktuell findet es zwar nur in Dieselmotoren Anwendung, ist jedoch prinzipiell für mager betriebene Ottomotoren genauso anwendbar [2]. Hierbei wird eine 32,5-prozentige wässrige Harnstofflösung in den Abgasstrom eingedüst, welche mittels katalytischer Hydrolyse in Ammoniak (NH<sub>3</sub>) umgesetzt wird und im weiteren Reaktions-schritt Stickoxide zu Stickstoff reduziert [1]. Dieses Verfahren bringt zwar gegenüber dem Einsatz eines Speicherkatalysators nur zu vernachlässigende Kraftstoffverbrauchsnachteile mit sich, erfordert jedoch einen Zusatztank für die mitzuführende Harnstofflösung und regelmäßiges Nachtanken dieser.

Somit zeigt sich, dass die Abgasreinigung bezüglich Stickoxiden bei überstöchiometrischer Verbrennung nur sehr umständlich durchgeführt werden kann. Stöchiometrischer Betrieb, bei dem Stickoxide einfach reduziert werden können steht jedoch im Zielkonflikt zu möglichst geringem Kraftstoffverbrauch, welcher sich gemäß der in Abbildung 2.4 dargestellten „Fischhakenkurve“ bei  $\lambda \approx 1,12$  einstellt.

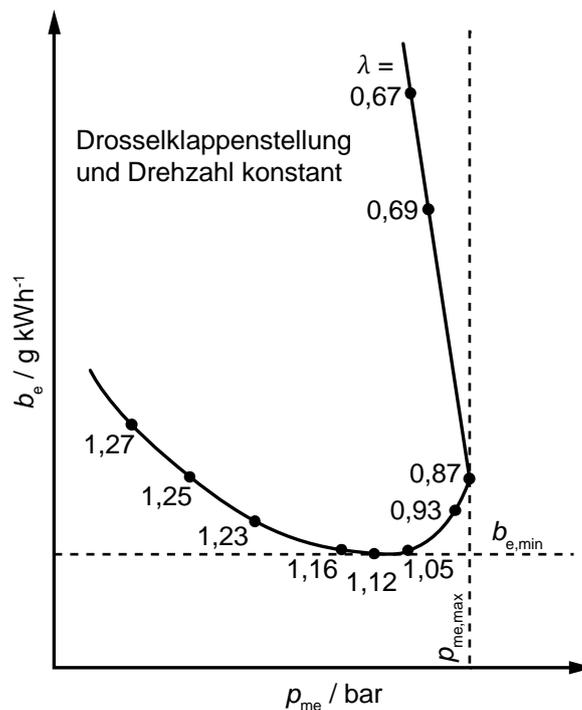


Abbildung 2.4 – Fischhakenkurve für einen Ottomotor, nach [1]

Es gilt somit Brennverfahren zu erforschen, bei denen die Schadstoffemissionen, insbesondere von  $\text{NO}_x$ , bereits innermotorisch minimiert werden. Ein vielversprechendes Verfahren diesbezüglich stellt die im Folgeabschnitt vorgestellte HCCI-Verbrennung dar.

## 2.2 Grundlagen der HCCI-Verbrennung

Bezüglich Gemischbildung gleicht der HCCI-Betrieb dem konventionell saugrohreinspritzenden oder homogen direkteinspritzenden Betrieb. Mit Ausnahme der ersten Zündung zum Starten des Motors wird die Entflammung jedoch nicht über einen Zündfunken eingeleitet, sondern findet gegen Ende der Kompressionsphase wenige Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt automatisch statt. Entgegen der sich relativ langsam und gleichmäßig von einem Zündort ausbreitenden Flammenfrontverbrennung findet hier die Verbrennung innerhalb eines sehr kurzen Zeitintervalls (wenige Grad Kurbelwinkel) und annähernd im gesamten Brennraum gleichzeitig statt. Abbildung 2.5 stellt die an Onishi et

al. [3] angelehnten idealisierten Modelle der Flammenfrontverbrennung (links) und HCCI-Verbrennung (rechts) dar.

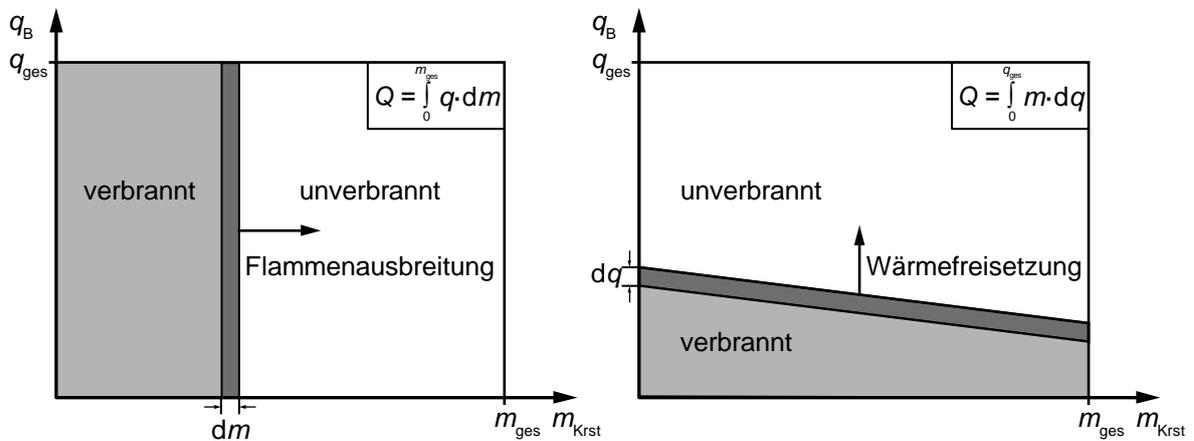


Abbildung 2.5 – Idealisierte Modelle Flammenfrontverbrennung und HCCI-Verbrennung, nach [4]

Bei der Flammenfrontverbrennung erfolgt die Integration über den differentiellen Massenanteil  $dm$ , da durch die Ausbreitung der Flamme das Luft-Kraftstoffgemisch im Brennraum nach und nach umgesetzt wird. Bei der HCCI-Verbrennung dagegen erfolgt die Integration über den differentiellen Wärmeanteil  $dq$ , da das gesamte Luft-Kraftstoff-Gemisch nahezu gleichzeitig umgesetzt wird. Lokale Unterschiede des Reaktionsfortschritts sind anhand der Neigung der Reaktionszone im Diagramm angedeutet [4]. In Abbildung 2.6 ist die Flammenausbreitung der HCCI-Verbrennung (oben) der der Flammenfrontverbrennung (unten, ausgehend von unten gelegener Zündkerze) gegenübergestellt.



Abbildung 2.6 – Flammenausbreitung bei HCCI-Verbrennung und Flammenfrontverbrennung, nach [5]

Aufgrund der sehr schnellen Flammenausbreitung entstehen hohe Druckgradienten, welche es aus Gründen der akustischen Laufruhe sowie mechanischen Bauteilbelastbarkeit im Bereich von unter ca. 3 bar pro Grad Kurbelwinkel zu halten gilt, was den HCCI-Betrieb auf den Einsatz bei niedriger bis mittlerer Last beschränkt [1].

Um die nötigen Randbedingungen zur Selbstzündung zu erreichen existieren verschiedene Strategien, Abbildung 2.7 zeigt diese im kompakten Überblick. Eine Möglichkeit zum Erreichen der zur Selbstzündung notwendigen hohen Temperatur ist ein entsprechend erhöhtes Verdichtungsverhältnis, was allerdings erhebliche Einschränkungen bezüglich

der Möglichkeit des fremdgezündeten Betriebs des Motors nach sich ziehen würde. Ein anderer Ansatz ist die Vorwärmung der Ansaugluft, welche jedoch energieaufwendig und träge ist. Auch denkbar ist eine Erhöhung der Temperatur und des Füllgrads des Brennraums durch Aufladung, jedoch ist dieses Verfahren, zumindest allein, nicht zielführend zum Betrieb bei niedrigen und mittleren Lasten. Theoretisch ebenso denkbar ist die Verwendung von Kraftstoffen unterschiedlicher Zündwilligkeiten, in der Praxis scheitert diese Methode jedoch an der sinnvollen Umsetzbarkeit. Stand der Technik ist die Methode der Rückführung oder Rückhaltung von heißem Abgas, wodurch die Gemischtemperatur gegenüber der Ansauglufttemperatur deutlich erhöht wird, ohne dass ein für niedrige Kennfeldbereiche unerwünscht hoher Füllgrad erreicht wird. Im Abgas vorhandene Radikale unterstützen ebenfalls die Selbstzündung.

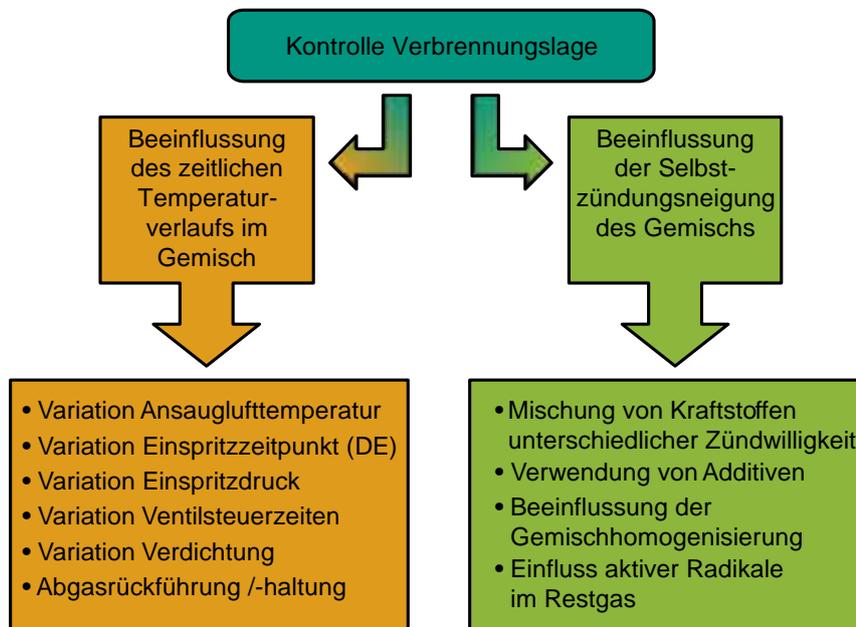


Abbildung 2.7 – Kontrollmöglichkeiten der HCCI-Verbrennungslage, nach [1]

Rückführung des Abgases kann intern oder extern erfolgen, Rückhaltung ist immer ein interner Vorgang. Bei der internen Variante der Abgasrückführung, auch Abgasrücksaugen genannt, bleibt das Auslassventil noch eine gewisse Zeit lang während des Ansaugtakts geöffnet, wodurch Abgas aus dem Abgastrakt wieder zurück in den Brennraum gesaugt wird. Bei der externen Abgasrückführung wird ein Teil des Abgasmassenstroms am Abgaskrümmers entnommen und über ein Steuerventil dem Frischgas zugemischt. Aufgrund der langen Leitungswege erfolgt jedoch eine in diesem Fall unerwünschte Abkühlung des Abgases, zudem ist die Genauigkeit der exakten Rückföhrate begrenzt. Vorteilhaft diesbezüglich ist die interne Variante, bei der die Rücksaugung oder Rückhal-

tung des Abgases durch eine entsprechend eingestellte (negative) Überschneidung der Ein- und Auslassventile geschieht, wie in Abbildung 2.8 dargestellt.

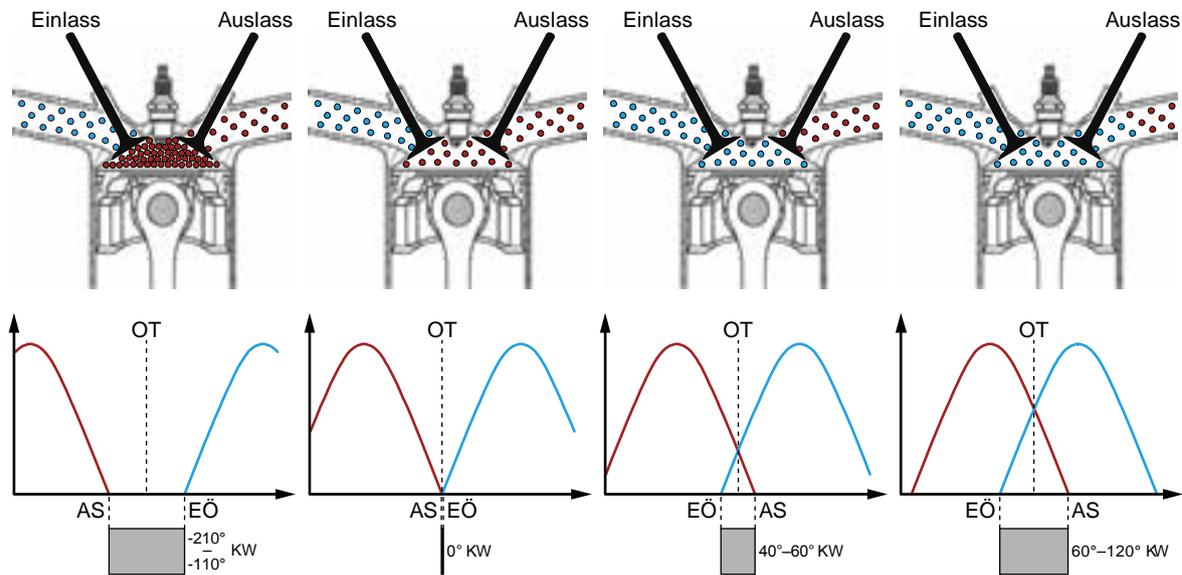


Abbildung 2.8 – Ventilüberschneidung, nach [1]

Das Auslassventil ist hierbei deutlich bevor das Einlassventil zu öffnen beginnt bereits vollständig geschlossen, wodurch nur ein Teil des Abgases aus dem Brennraum ausgeschoben wird. Während bei konventionellen Motoren zur Reduzierung der Verbrennungstemperatur und somit der  $\text{NO}_x$ -Emissionen der Anteil an Restgas bei 15–25 % liegt, werden im HCCI-Betrieb Werte von bis zu 70 % eingesetzt [6].

Durch die Selbstzündung lässt sich der Magerbetrieb gegenüber der Flammenfrontverbrennung weit über die Zündgrenzen dieser erweitern. Die hieraus resultierenden niedrigeren Verbrennungstemperaturen liegen unterhalb der  $\text{NO}_x$ -Bildungstemperatur von ca. 2000 K [1], was zur Folge hat, dass die Stickoxidbildung bereits innermotorisch nahezu komplett vermieden wird. Gleichzeitig nähert sich der Verbrennungsprozess infolge der schnellen Verbrennung der Gleichraumverbrennung, welche den Idealfall des ottomotorischen Verbrennungsprozesses darstellt und eine Steigerung des Wirkungsgrades zur Folge hat. Untersuchungen von Lavy et al. [7] an einem Motor im Betriebspunkt  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{\text{mi}}=2,0 \text{ bar}$  zeigten bereits das Potenzial der HCCI-Verbrennung bezüglich spezifischem Kraftstoffverbrauch und den Emissionen der Schadstoffe  $\text{NO}_x$ , HC und CO, wie in Abbildung 2.9 dargestellt.

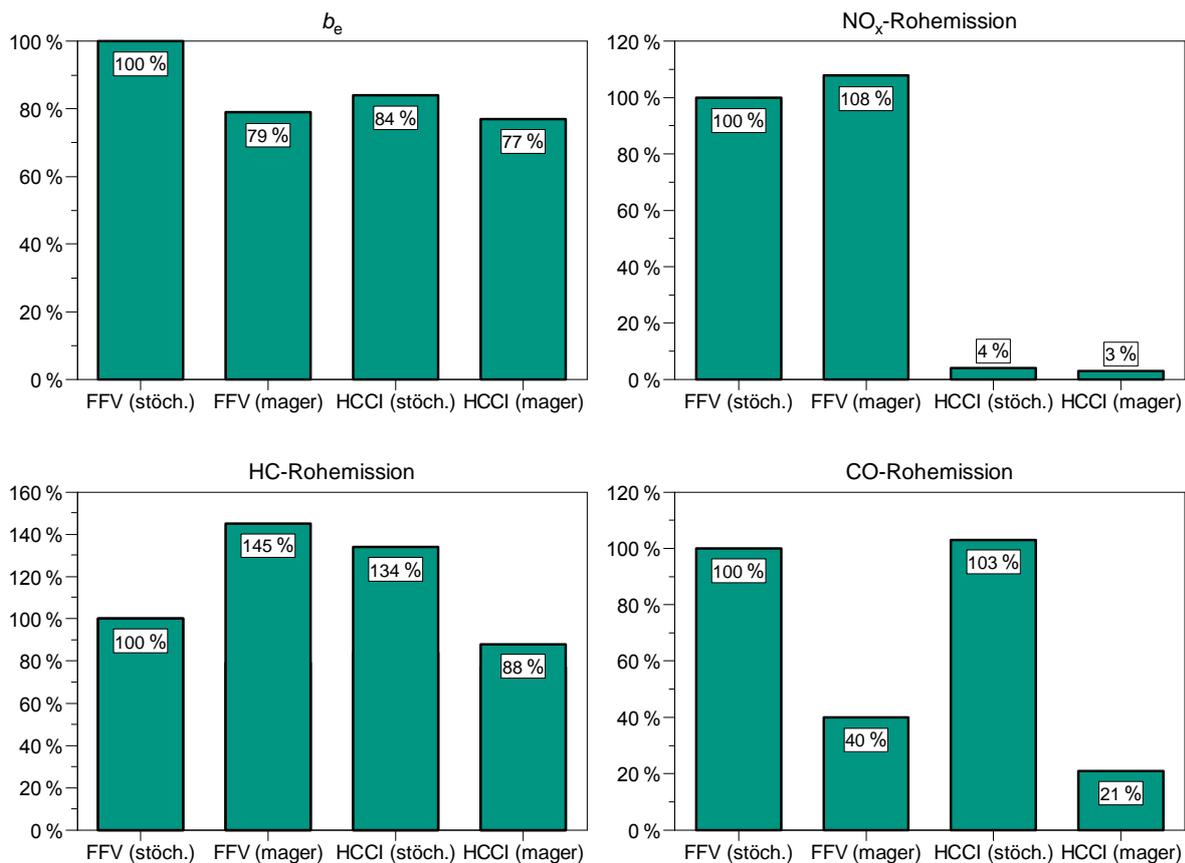


Abbildung 2.9 – Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch FFV & HCCI, Daten aus [7]

Abgesehen von der Tatsache, dass der magere HCCI-Betrieb in allen Bereichen die besten Werte liefert sticht besonders die äußerst geringe  $\text{NO}_x$ -Emission hervor. Zusammengefasst lässt sich sagen, dass das HCCI-Verfahren großes Potenzial hat den Zielkonflikt bisheriger Verfahren zwischen möglichst hohem Wirkungsgrad und möglichst geringer Schadstoffemissionen zu lösen.

### 2.3 Zyklische Verbrennungsschwankungen

Idealerweise läuft die Verbrennung bei unveränderten operativen Parametern Zyklus für Zyklus identisch ab. In der Praxis jedoch treten mehr oder weniger starke Zyklus-zu-Zyklus-Schwankungen des Verbrennungsablaufs auf. Ursächlich für diese sind variable Ausgangsbedingungen, bedingt durch Unterschiede bei der Zündung und Gemischbildung. Letztere wiederum ist abhängig von Einspritzung und Strömungsturbulenzen im Ansaugbereich und Zylinderinneren. Die Unterschiede des Verbrennungsablaufs führen zu unterschiedlichen Zylinderdruckverläufen, wie in Abbildung 2.10 dargestellt.

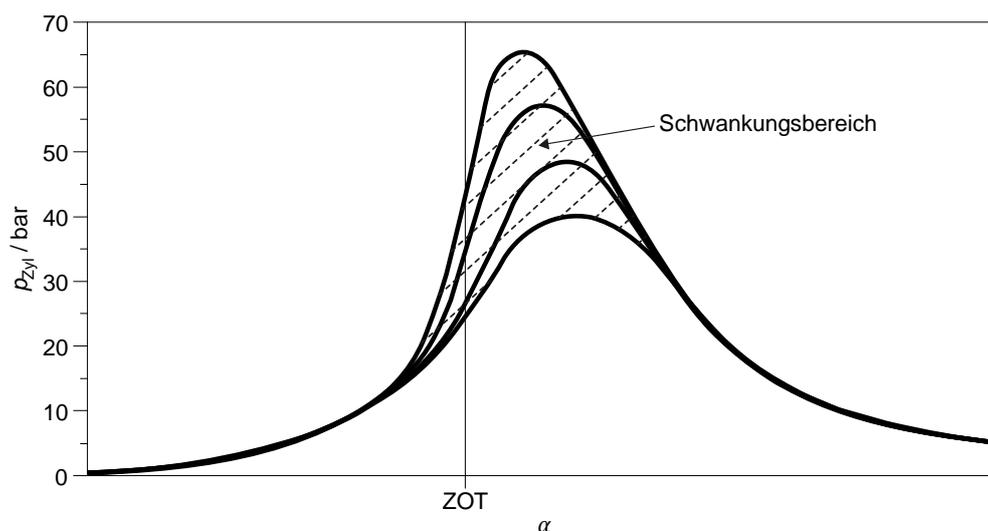


Abbildung 2.10 – Zyklische Verbrennungsschwankungen beim Ottomotor, nach [1]

Die Unterschiede von Zyklus zu Zyklus zeigen sich sowohl in den Maximalwerten des Zylinderdrucks als auch in der Lage dessen sowie daraus resultierend dem Mitteldruck. Die Schwankungsbreite beträgt je nach Betriebspunkt bis zu über 20 %. Diese zyklischen Schwankungen sind verantwortlich für Laufunruhe und führen im Extremfall zu Verbrennungsaussetzern, was im Einbußen im Wirkungsgrad und erhöhte Ruß- und HC-Emissionen nach sich zieht [1] [8].

Im HCCI-Betrieb sind diese Schwankungen aufgrund des Prinzips der Abgasrückhaltung noch problematischer. Da der vorangegangene Zyklus unmittelbaren Einfluss auf den aktuellen Zyklus nimmt führen Verbrennungsaussetzer unweigerlich zum Stillstand des Motors, weil durch die ausgesetzte Verbrennung im nächsten Zyklus nicht ausreichend heißes Abgas zur Einleitung der Selbstzündung vorhanden ist [9]. Grundsätzlich ist die Breite der Schwankungen im HCCI-Betrieb geringer als bei der ottomotorischen Flammenfrontverbrennung, da die Einleitung der Verbrennung nicht an den festen Ort der Zündkerze gebunden ist, sondern sich nach dem Ort der thermodynamisch günstigsten Gegebenheiten richten kann. Jedoch können insbesondere an Kennfeldgrenzen sogenannte alternierende Zyklusschwankungen auftreten, welche eine Besonderheit des HCCI-Verfahrens darstellen [10] und im folgenden Abschnitt beschrieben werden.

### 2.3.1 Alternierende Zyklusschwankungen

Wie bereits im vorherigen Abschnitt erwähnt, nimmt der aktuelle Zyklus aufgrund des Prinzips der Abgasrückhaltung unmittelbaren Einfluss auf den nächsten. Dies kann zum Phänomen der alternierenden Zyklusschwankungen führen, bei dem es zu einem stabilen Wechsel zwischen Zyklen früher und später Verbrennungslage kommt.

Abbildung 2.11 stellt die schwankende Lage des Verbrennungsschwerpunkts einer Messung über 50 Zyklen dar.

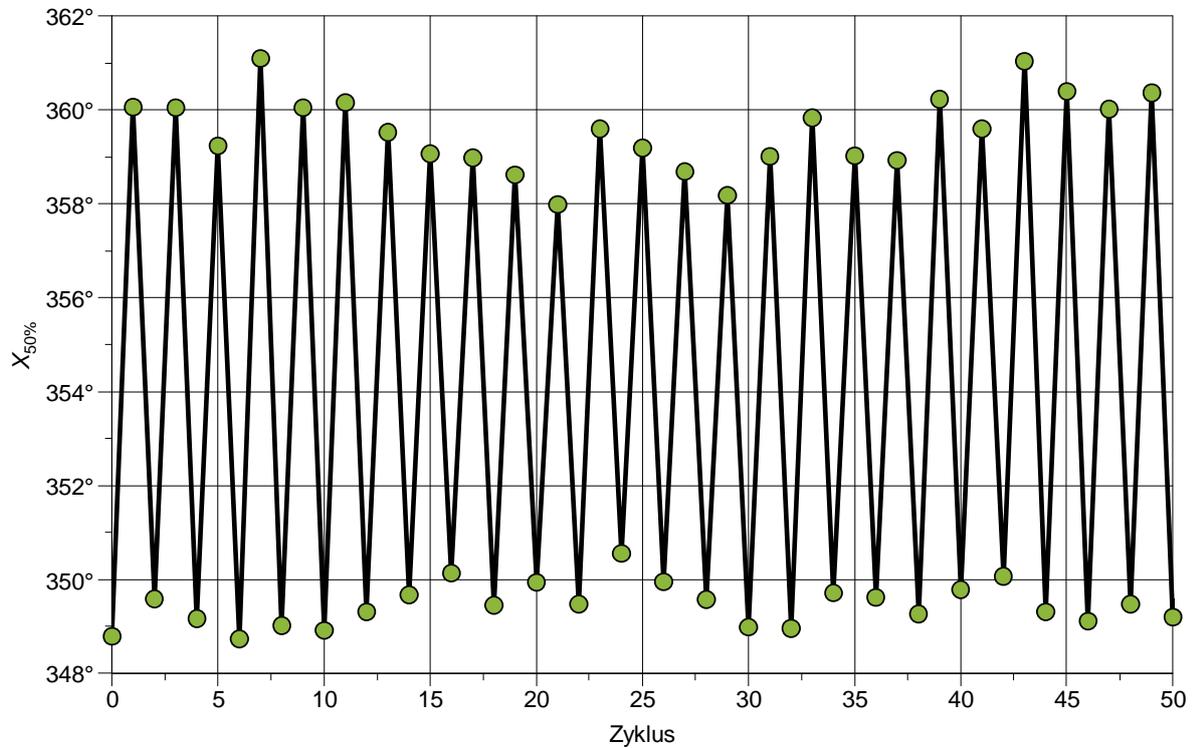


Abbildung 2.11 – Alternierende Zyklusschwankung

Oftmals ist zu erkennen, dass die Schwankung dabei vermeintlich grundlos beginnen und genauso wieder enden kann. Aufgrund ihrer Häufigkeit und Intensität ist es erforderlich, die ursächlichen Mechanismen zu erforschen, da diese möglicherweise eine Schlüsselrolle sowohl bezüglich der Erweiterung des Kennfelds im HCCI-Betrieb als auch der Betriebsartenumschaltung spielen [10].

## 3 Prüfstands Aufbau

Dieses Kapitel beschreibt den gesamten Aufbau des Prüfstands, bestehend aus dem in Abschnitt 3.1 vorgestellten Versuchsmotor, der in Abschnitt 3.2 beschriebenen Prüfstands Umgebung und der in Abschnitt 3.3 beschriebenen eingesetzten Messtechnik.

### 3.1 Versuchsmotor

Gegenstand sämtlicher Versuche dieser Arbeit ist ein Einzylinder-Forschungsaggregat, welches über umfangreiche Modifikationen aus einem Serienmotor entwickelt wurde.

Abschnitt 3.1.1 beschreibt den zugrundeliegenden Serienmotor, Abschnitt 3.1.2 die für den HCCI-Betrieb und die Messungen erforderlichen durchgeführten Modifikationen.

#### 3.1.1 Serienmotor

Grundlage für den Forschungsmotor ist das Model 654 des österreichischen Herstellers Rotax, welcher hauptsächlich durch seinen Einsatz in der Motorrad-Baureihe F 650 von BMW in den Jahren 1993 bis 2007 eine große Verbreitung erlangte. Er verfügt über vier Ventile, welche von zwei obenliegenden Nockenwellen über Tassenstößel betätigt werden. Diese werden über eine hydraulisch gespannte Steuerkette von der Kurbelwelle angetrieben. Er ist wassergekühlt und verfügt über eine Trockensumpfschmierung. Verwendet wurde die in Abbildung 3.1 dargestellte erste Modelvariante, welche von BMW im Modell F 650 der Modelljahre 1993–2000 und F 650 ST der Modelljahre 1996–2000 verbaut wurde. Mit einem Hubvolumen von  $652 \text{ cm}^3$  erzielt der Motor eine Nennleistung von  $35 \text{ kW}$  bei einer Drehzahl von  $6500 \text{ min}^{-1}$  und ein Nenndrehmoment von  $57 \text{ Nm}$  bei einer Drehzahl von  $5200 \text{ min}^{-1}$ . Die weiteren technischen Daten sind Tabelle 3.1 der Gegenüberstellung mit dem zum HCCI-Betrieb modifizierten Motor in Abschnitt 3.1.2 zu entnehmen.



Abbildung 3.1 – Serienmotor Rotax 654, nach [11]

### 3.1.2 Modifizierter Motor

Zum Einsatz im HCCI-Betrieb sowie zur optischen Zugänglichkeit des Brennraums waren eine Reihe von Modifikationen erforderlich, zudem wurde der Motor auf Direkteinspritzung umgerüstet. Hierfür wurde der Bereich der zentral gelegenen der beiden Zündkerzen entsprechend bearbeitet, so dass ein dort Hochdruck-Injektor eingesetzt werden konnte. Verwendet wurde ein Magnetventil mit Sechs-Loch-Düse des Typs *HDEV5* vom Hersteller *Robert Bosch GmbH*. Das Strahlbild des Injektors ist gegenüber der Mittelachse geneigt, wodurch die schräge Einbaulage teilweise kompensiert wird. Abbildung 3.2 zeigt die Einbauposition des Injektors.

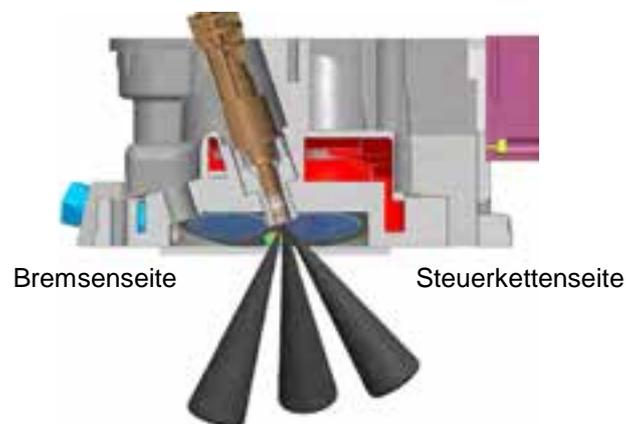


Abbildung 3.2 – Injektor eingebaut, nach [12]

Zur Steigerung des serienmäßigen Verdichtungsverhältnisses von 9,7:1 auf 10,84:1 wurde ein Kolben mit domförmigem Kolbenboden eingesetzt.

Der HCCI-Betrieb erfordert grundsätzlich andere Ventilsteuerzeiten als der fremdgezündete Betrieb. Hierfür wurden sowohl Einlass- als auch Auslassnockenwelle mit hydraulischen Flügelzellen-Nockenwellenverstellern ausgerüstet, welche eine Phasenverstellung von 38° KW einlassseitig und 52° KW auslassseitig ermöglichen. Funktionsprinzip dieser Versteller ist die über den Verstellbereich mechanische Trennung zwischen Nockenwelle und Nockenwellenrad. Der Innenflügelring („Rotor“) des Verstellers ist dabei fest mit der Nockenwelle verbunden, der Außenflügelring („Stator“) mit dem Nockenwellenrad. Über ein Hydraulik-Proportionalventil kann die Kammer zwischen den Flügeln des Rotors und des Stators mit Öldruck beaufschlagt werden, wodurch sich im Rahmen des Verstellbereichs beliebige Lagen zwischen Rotor und Stator einstellen lassen [4]. Abbildung 3.3 zeigt das Funktionsprinzip eines solchen Flügelzellen-Nockenwellenverstellers.

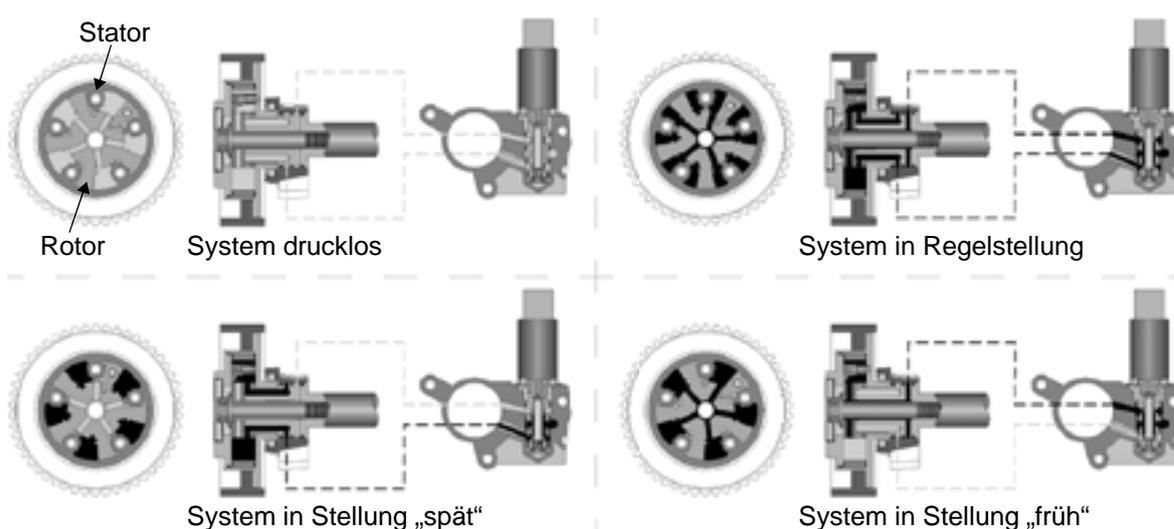


Abbildung 3.3 – Funktionsprinzip Flügelzellen-Nockenwellenversteller, nach [13]

Im drucklosen Betrieb ist keine definierte Lage eingestellt, der Verstellbereich ist durch den mechanischen Anschlag zwischen Rotor und Stator begrenzt. In Regelstellung werden die Kammern beider Seiten zwischen Rotor und Stator entsprechend der gewünschten Einstellung mit Öldruck beaufschlagt. Bei maximaler maximalen Spät- bzw. Frühverstellung werden nur die Kammern einer Seite zwischen Rotor und Stator mit Öldruck beaufschlagt, die andere Seite erreicht den mechanischen Anschlag.

Darüber hinaus kamen spezielle Nockenwellen zum Einsatz, deren Erhebungsprofile sowie Maximalhübe mit 2,0 mm einlassseitig und 1,5 mm auslassseitig für die geplanten Niedriglastbetriebspunkte optimiert sind. Die Nockenwellenprofile sowie die Bereiche der Phasenverstellung sind in Abbildung 3.4 dargestellt.

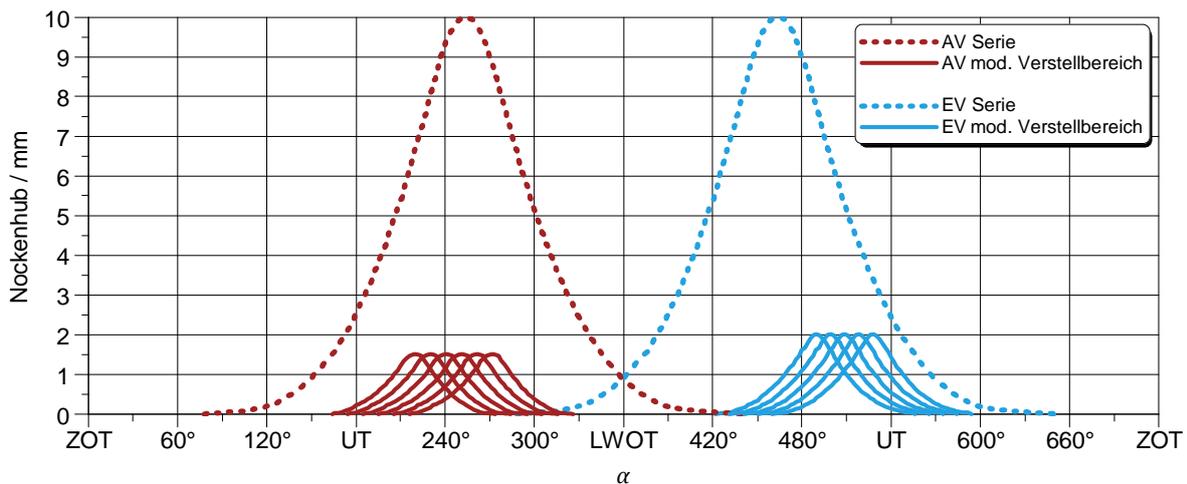


Abbildung 3.4 – Vergleich Nockenwellenprofile

Zu beachten ist, dass sich in der Praxis aufgrund der Übertragung des Nockenhubes auf die Stößel und des Ventilspiels abweichende Ventilhube und somit ebenfalls veränderte Öffnungs- und Schließzeitpunkte ergeben.

Tabelle 3.1 stellt die wichtigsten Eigenschaften des serienmäßigen Motors gegenüber dem zum HCCI-Betrieb modifizierten Motor gegenüber.

Eigenschaft	Serienmotor	Modifizierter Motor
Hersteller	Rotax	Rotax / IFKM
Bezeichnung	654 (BMW, MJ 1993–2000)	654 (BMW, MJ 1993–2000, mod.)
Anzahl Ventile	4 (2 AV / 2 EV)	
Hubvolumen	652 cm <sup>3</sup>	
Bohrung / Hub	100 mm / 83 mm	
Gemischbildung	Vergaser	Direkteinspritzung
Verdichtungsverhältnis	9,7 : 1	10,84 : 1
Hub EV / AV	10,0 mm / 10,0 mm	2,0 mm / 1,5 mm
Einlassöffnung	17° KWvLWOT	72°–110° KWnLWOT
Einlassschluss	225° KWnLWOT	188°–226° KWnLWOT
Auslassöffnung	227° KWvLWOT	183°–131° KWvLWOT
Auslassschluss	15° KWnLWOT	96°–44° KWvLWOT
Ventilüberschneidung	32° KW	-206° – -116° KW

Tabelle 3.1 – Eigenschaften originaler und modifizierter Motor, vgl. [11]

Zur messtechnischen Erfassung der Phasenlage wurden Kurbelwelle sowie Nockenwellen mit Aufnahmen für Inkrementalgeber ausgerüstet.

Weitergehende Modifikationen betrafen die Installation von Zugängen zum Brennraum. Insgesamt wurden hierfür sechs Gewindehülsen in den Zylinderkopf eingebracht, davon jeweils zwei auf der Seite der Steuerkette sowie gegenüberliegend und jeweils eine auf der Seite der Einlass- sowie Auslasskanäle. Im auslassseitigen Zugang wurde ein

piezoelektrischer Drucksensor installiert, um den Druck im Brennraum erfassen zu können. Für die anderen fünf Gewindehülsen wurden zwei Typen von passenden Einsätzen gefertigt. Für die späteren Untersuchungen der Einspritzstrahlausbreitung wurden Einschraubeinsätze gefertigt, die durch eine Glasscheibe von 9 mm Durchmesser und 3 mm Stärke am Ende einen optischen Zugang zum Brennraum ermöglichen. Zunächst wurden Scheiben aus Quarzglas verwendet, diese erwiesen sich jedoch im Laufe der Testreihen als nicht ausreichend druckbeständig, was zu häufigen Rissen in den Glasscheiben führte. Ein Austausch der Scheiben gegen mechanisch höher belastbares Saphirglas behob diese Problematik. Positiver Nebeneffekt des Werkstoffs Saphirglas ist die gegenüber Quarzglas deutlich erhöhte und zu Stahl nahezu gleiche Wärmeleitfähigkeit, was den Einfluss der optischen Zugänge auf die Vorgänge im Brennraum verringert. Für vorangehende Grundlagenuntersuchungen ohne den Einsatz optischer Messtechnik wurden zum Zweck der möglichst geringen Beanspruchung der Gläser formidentische Einschraubeinsätze aus massivem Stahl gefertigt. Abbildung 3.5 zeigt den modifizierten Zylinderkopf mit eingeschraubten Vollstahl-Einsätzen in dem einlassseitigen sowie den beiden steuerkettenseitigen Zugängen.

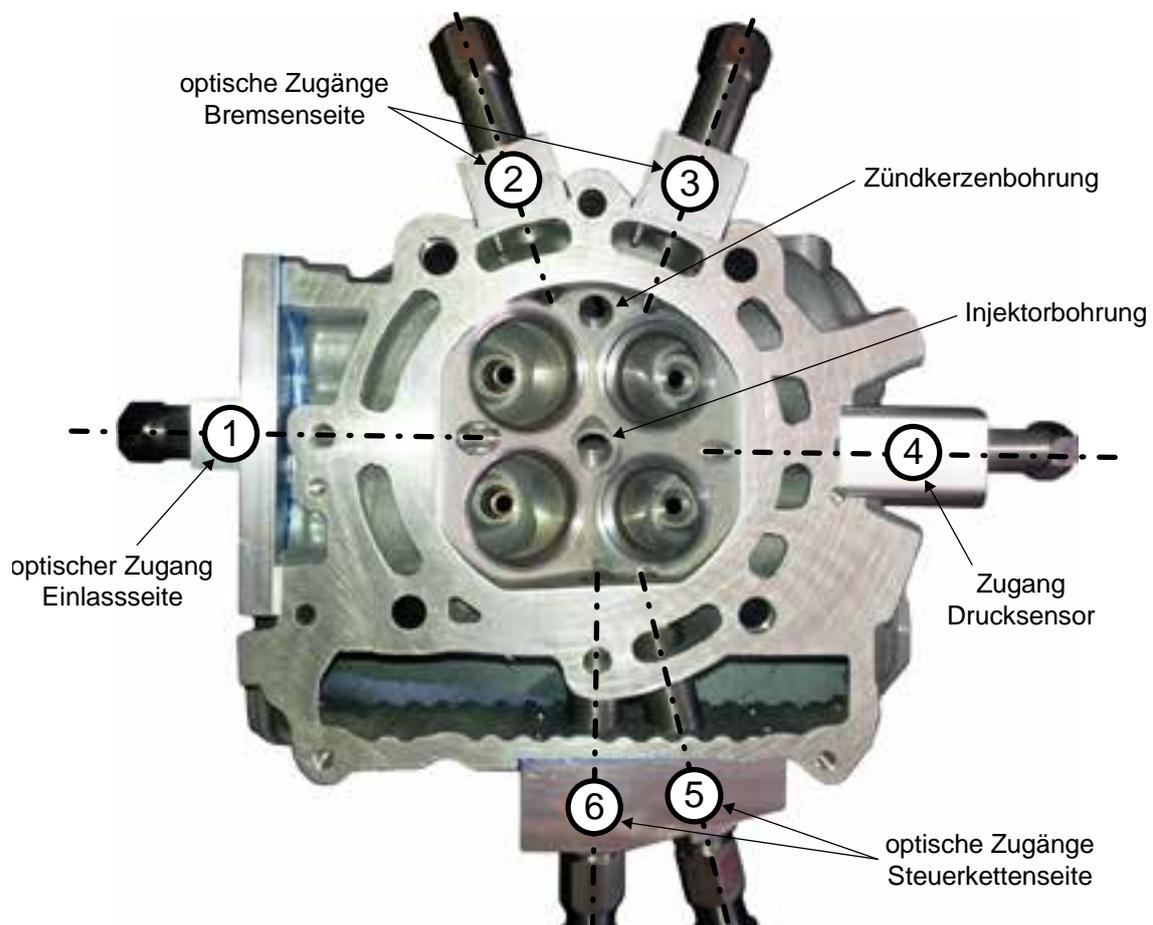


Abbildung 3.5 – Zylinderkopf modifiziert

Abbildung 3.6 zeigt das Blickfeld endoskopischer Aufnahmen des Brennraums durch den jeweiligen optischen Zugang.

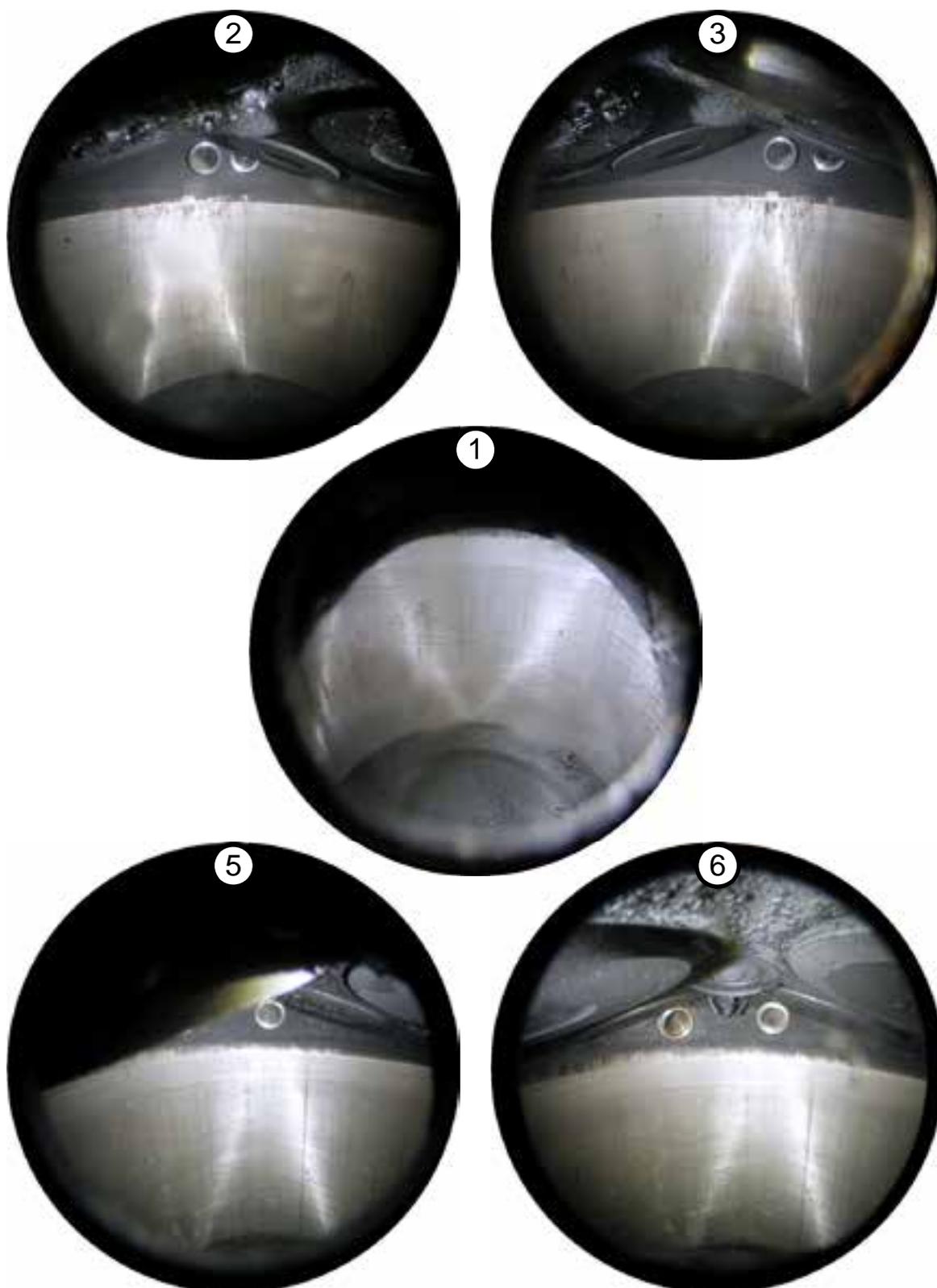
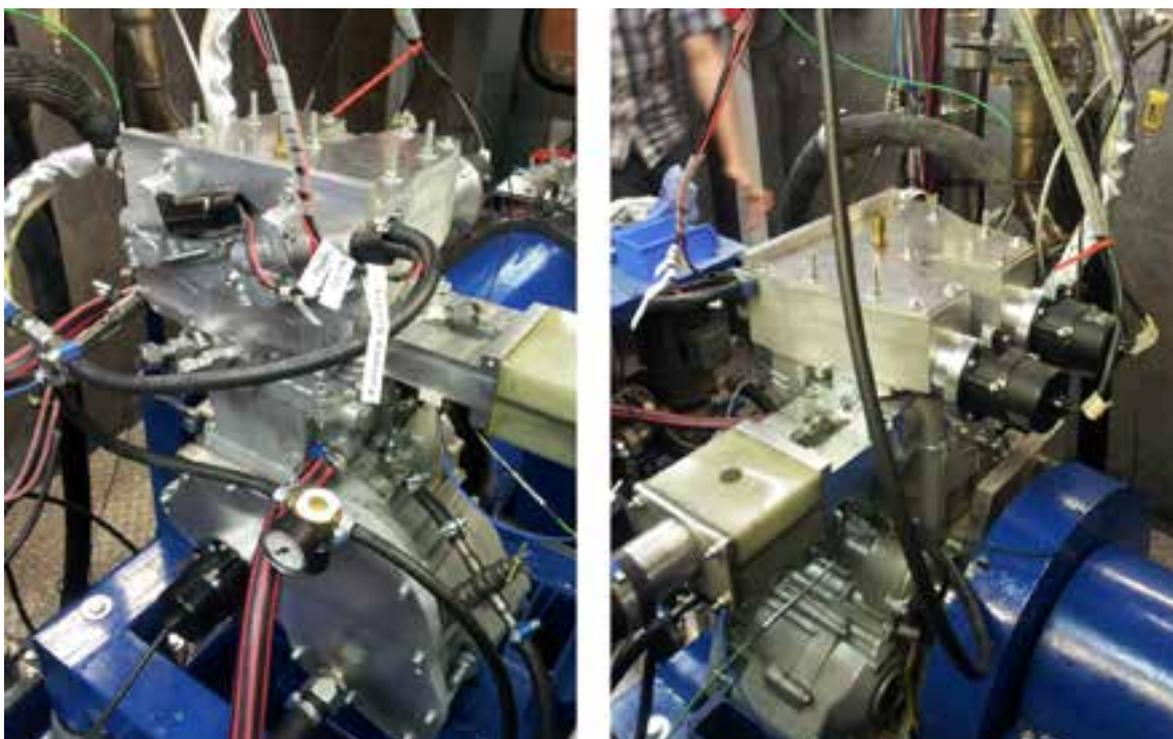


Abbildung 3.6 – Endoskopieaufnahmen Brennraumzugänge  
1: einlassseitig, 2 & 3: bremsenseitig, 5 & 6: steuerkettenseitig

Aufgrund des einlassseitigen Brennraumzugangs war die Montage des originalen Ansaugrohrs nicht mehr möglich. Dieses wurde durch eine Neuanfertigung ersetzt, welche über integrierte Messstellen für Ansaugdruck und -temperatur verfügt. Abgasseitig wurde der originale Krümmer zur Adaption an die Prüfstands Umgebung modifiziert und um Stellen zur Abgasentnahme sowie Messung von Abgastemperatur und -druck erweitert. Abbildung 3.7 zeigt den modifizierten Motor in der Prüfstands Umgebung (Injektor nicht montiert).



*Abbildung 3.7 – Motor aufgebaut in Prüfstands Umgebung*

## **3.2 Umgebung**

Der nun für den geplanten Einsatz fertig modifizierte Motor wurde in einem Prüfstandscontainer aufgebaut und in die dort vorhandene Mess- und Ansteuertechnik integriert. Die genauen Einzelkomponenten werden in den folgenden Teilabschnitten vorgestellt.

### **3.2.1 Motorenprüfstand**

Der Motorenprüfstand basiert auf einer Asynchronmaschine mit einer maximalen Dauerleistung von 45 kW bei einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  bzw. 28 kW bei  $6500 \text{ min}^{-1}$ . Es ist ein Vier-Quadranten-Betrieb möglich, ebenso kann im Bremsbetrieb zwischen konstanter Drehzahl und konstantem Drehmoment gewählt werden.

Zur Analyse des Abgases steht dem Prüfstand eine Abgasmessanlage vom Typ *AMA 2000* des Herstellers Pierburg zur Verfügung. Hierfür wird dem Abgasstrom eine geringe Menge Abgas entnommen und über beheizte Leitungen zur Abgasmessanlage geleitet, um ein Kondensieren flüchtiger Stoffe bei Umgebungstemperatur zu verhindern. Dort wird der Probenstrom aufgeteilt und mittels verschiedener Analysatoren die Konzentration der jeweiligen Bestandteile bestimmt. Die Bestimmung der HC-Konzentration erfolgt mittels Flammen-Ionisations-Detektor (FID), die  $\text{NO}_x$ -Konzentration mittels Chemilumineszenz-Detektor (CLD), die  $\text{CO}$ - sowie  $\text{CO}_2$ -Konzentration mittels nichtdispersivem Infrarot-Absorptions-Analysator (NDIR) und die  $\text{O}_2$ -Konzentration mittels thermomagnetischem Sauerstoffanalysator.

### 3.2.2 Umgebungskonditionierung

Beim HCCI-Verfahren haben äußere Randbedingungen einen erheblichen Einfluss auf den Ablauf der Verbrennung. Daher ist es zur Gewinnung reproduzierbarer Messergebnisse zwingend erforderlich sämtliche Umgebungseinflüsse möglichst konstant zu halten. Zu diesem Zweck wird das Kühlwasser durch eine externe Konditioniereinheit mittels PID-Regelung auf einer voreingestellten Solltemperatur gehalten. Für die Öltemperatur steht keine eigenständige Regelung zur Verfügung, stattdessen ist diese über einen Öl-Wasser-Wärmetauscher direkt an die Wassertemperatur gekoppelt. Die Integration des Motors in den externen Ölkreislauf wurde durch die serienmäßige Trockensumpfschmierung vereinfacht.

Zur Luftkonditionierung kam ebenfalls eine externe Konditionieranlage zum Einsatz. Diese regelt Temperatur, Feuchte und Druck der Ansaugluft auf die voreingestellten Werte. Durch die Druckregelung ist zudem eine Fremdaufladung des Motors bis zu einem Ladedruck von ca. 0,15 bar möglich. Über einen Bypass in der Luftzuleitung wird die nicht vom Motor benötigte konditionierte Luft dem Prüfstandscontainer zugeführt, womit auch die Umgebungsluft auf die voreingestellte Temperatur konditioniert wird. Unter sehr heißen Umgebungsbedingungen kam es vor, dass die eingestellten Werte nicht durch die externe Luftkonditionieranlage erreicht werden konnten. Hierfür wurde der Prüfstandscontainer mit einem optional zuschaltbaren Wasser-Luft-Wärmetauscher ausgestattet. Maximal 8 °C kaltes Kühlwasser stellt das Erreichen der gewünschten niedrigen Temperatur sicher. In den Pfad der Ansaugluft wurde ein wassergekühlter Ladeluftkühler eingebunden. Über die Temperatur des diesen durchströmenden Kühlwassers, welche mittels eines Ventils durch die variable Mischung von kaltem und heißem Kühlwasser eingestellt wird kann Einfluss auf die Ansauglufttemperatur direkt am Motor genommen werden.

Abschließend befindet sich unmittelbar vor dem Ansaugrohr ein Luftberuhigungsfass, um die von der Luftkonditionieranlage verursachten Druckschwingungen zu eliminieren.

Die Kraftstoffversorgung besteht aus einer außerhalb des Prüfstands installierten kombinierten Konditionier- und Verbrauchsmesseinheit des Herstellers Pierburg. Diese regelt die Kraftstofftemperatur auf den voreingestellten Wert und bestimmt über eine Volumensmessung in Verbindung mit dem Dichtewert des Kraftstoffs den Kraftstoffmassenverbrauch. Mit niedrigem Druck (< 5 bar) wird der Kraftstoff zu dem Railwagen innerhalb des Prüfstands gefördert, in dem ein Drehstrom-Asynchronmotor eine Drei-Kolben- Radialhochdruckpumpe vom Typ *HDP 1* des Herstellers *Robert Bosch GmbH* antreibt. Diese kann dauerhaft einen Kraftstoffraildruck von 120 bar und kurzzeitig bis zu 200 bar bereitstellen. Die Grundeinstellung sowie Regelung des Drucks erfolgt über einen verstellbaren Federdruck-Regler. Von hier aus wird der Kraftstoff über eine flexible Hochdruckleitung dem Injektor zugeführt.

Tabelle 3.2 zeigt einen Überblick der Soll-Werte und Toleranzen der Umgebungsbedingungen.

Größe	Sollwert	Toleranz
Temperatur Luftfass	25,0 °C	±1,0 °C
Druck Luftfass	1050 mbar (abs.)	±2 mbar
Relative Feuchte Luftfass	35,0 %	±1,0 %
Temperatur Kühlwasser	95,0 °C	±1,0 °C
Raildruck	100,0 bar	±2,0 bar

*Tabelle 3.2 – Soll-Werte Umgebungsbedingungen*

### 3.2.3 Motorsteuerung

Die Steuerung des Motors erfolgt per PC über die IFKM-eigene Software *DAQ* in Verbindung mit der Echtzeitverarbeitungshardware *ADwin-Gold*. Diese verarbeitet die Befehle der Software und steuert die Hardware des Motors entsprechend an.

Zur Zündung wird das in die Zündspule integrierte Zündmodul direkt angesteuert.

Die Kraftstoffeinspritzung erfolgt durch eine zusätzliche Injektor-Endstufe des Herstellers Bosch, welche das eingangsseitige Ansteuer-Rechtecksignal in die spezielle vom Einspritzventil benötigte Signalform mit erhöhter Anfangsspannung wandelt.

Die Ansteuerung der Nockenwellen-Phasensteller erfolgt durch jeweils ein Proportionalregler-Modul mit integrierter Endstufe.

Eine manuell regelbare Drosselklappe ist in den Ansaugweg unmittelbar vor dem Luftberuhigungsfass integriert, um Kennfeldbereiche abdecken zu können, die drosselfrei nicht erreichbar wären.

### 3.3 Messtechnik

Die eingesetzte Messtechnik lässt sich in vier Teilsysteme gliedern, das Indiziersystem, die allgemeine Datenerfassung, die optische Messtechnik zur Kraftstoffstrahlvisualisierung sowie die Ionenstrommesstechnik. In den folgenden Abschnitten werden die Systeme im Detail vorgestellt.

#### 3.3.1 Indiziersystem

Als Indiziermessung wird die kurbelwinkelaufgelöste Erfassung von Messgrößen bezeichnet. Es kamen zwei gekoppelte Indiziersysteme vom Typ *COMBI* des Herstellers *SMETEC* zum Einsatz, womit insgesamt 16 Kanäle erfasst und per FireWire-Verbindung zum Indizier-PC übertragen werden können.

Erfasst wurden Kurbelwinkel, Nockenwellenwinkel, Drehzahl, Zündsignal, Injektorsignal, Ionenstromsignal, Triggersignal der Kameraaufnahme, Druck im Zylinder, Druck im Ansaugrohr, Druck im Abgaskrümmen sowie der Kraftstoffdruck vor dem Injektor. Zur Erfassung der Position von Kurbelwelle und Nockenwellen kamen Inkrementalgeber mit einer Auflösung von  $0,1^\circ$  zum Einsatz, die Druckmessungen erfolgten mit piezoelektrischen und piezoresistiven Drucksensoren.

#### 3.3.2 Allgemeine Datenerfassung

Als allgemeine Datenerfassung wird die Erfassung aller Messwerte bezeichnet, die nicht oder nicht ausschließlich kurbelwinkelaufgelöst aufgezeichnet werden. Bei der hierfür eingesetzten Hardware handelt es sich um einen modularen Eigenbau des IFKM. Die Module können individuell zur jeweiligen Messgröße und dem entsprechenden Sensor parametrisiert werden. Die Erfassung der Messdaten erfolgt mit der bereits in Abschnitt 3.2.3 vorgestellten Software *DAQ*.

#### 3.3.3 Kraftstoffstrahlvisualisierung

Zur Untersuchung der Ausbreitung des Kraftstoff-Einspritzstrahls kommt das Prinzip des Mie-Streulichtverfahrens zum Einsatz. Die diesem Verfahren zugrundeliegende Theorie besagt, dass einfallendes Licht an sphärischen Partikeln gestreut wird, wenn deren Durchmesser größer ist als die Wellenlänge des Lichts [14]. Somit kann die Ausbreitung des flüssigen Kraftstoffs visualisiert werden, indem dieser beleuchtet und das gestreute Licht mit einer Kamera erfasst wird [15].

Eine gewünschte zeitliche Auflösung von  $1^\circ$  KW entspricht bei der gegebenen Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  der Aufnahme von 12.000 Einzelbildern pro Sekunde, was den Einsatz

einer Hochgeschwindigkeits-Kamera erforderlich macht. Verwendet wurde das Modell *HighSpeedStar 6* des Herstellers *LaVision*, dargestellt in Abbildung 3.8.



Abbildung 3.8 – Hochgeschwindigkeitskamera *LaVision HighSpeedStar 6* [16]

Bis zu einer Aufnahmezeit von 5.400 fps ist die maximale Bildauflösung von 1024×1024 Pixeln einstellbar. Bei der eingestellten Aufnahmezeit von 12.000 fps beträgt die höchste einstellbare Bildauflösung noch 768×512 Pixel, wovon aufgrund des kreisförmigen optischen Zugangs ein quadratischer Bildausschnitt von 512×512 Pixeln ausgewählt wurde. Die Kamera ist per Gigabit-Ethernet an einen eigenständigen PC angebunden, von welchem die Steuerung über die Software *DaVis* erfolgt, in der neben den oben genannten Parametern auch die Art des Triggersignals zur Einstellung der Lage des Aufnahmebeginns eingestellt wird. Hierzu wurde das elektrische Signal der Einspritzung verwendet. Der Start der Aufnahme erfolgte manuell zeitgleich mit den anderen Systemen.

Die Beleuchtung des Brennraums erfolgte mittels eines Klasse-4-Dauerstrichlasers mit einer Nennleistung von 5,5 W. Der punktförmige Laserstrahl wurde mittels einer Lichtschnittoptik am Ende des einlassseitigen Zugangs entlang der Zylinder-Mittelachse aufgeweitet. Zudem wurde im Strahlengang zuvor eine Linse eingesetzt, welche den Laserstrahl geringfügig aufweitet. Hierdurch erfolgt eine vollflächige Ausnutzung der Lichtschnittoptik und somit eine Maximierung des Aufweitewinkels. Abbildung 3.9 stellt den optischen Aufbau schematisch dar.

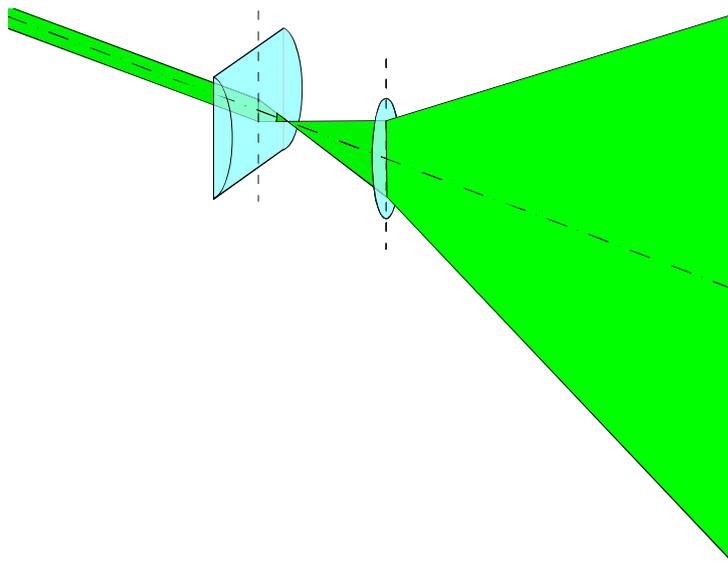


Abbildung 3.9 – Lichtschnittoptik, nach [12]

Aufgrund der Platzverhältnisse am Prüfstand konnte das Licht nicht geradlinig in die motorfeste Lichtschnittoptik eingekoppelt werden. Daher wurde die Laserlichtquelle in einem Winkel von  $90^\circ$  zum Zugang positioniert und über einen Spiegel entsprechend umgelenkt. Abbildung 3.10 zeigt den gesamten optischen Aufbau im Betrieb.

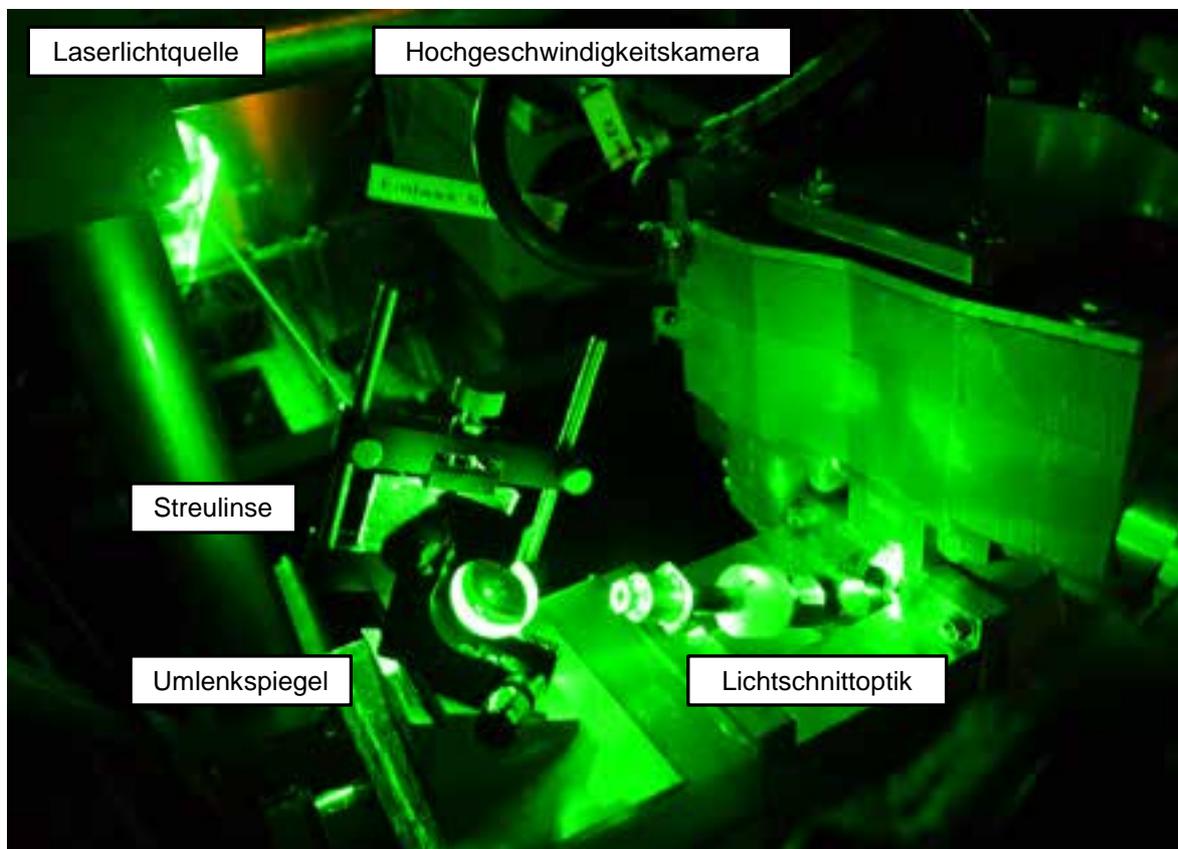


Abbildung 3.10 – Optischer Aufbau zur Kraftstoffstrahlvisualisierung

Aufgrund der Geometrie des einlassseitigen Zugangs ist eine vollständige Ausleuchtung des Brennraums bis zu dem in der Spitze des Brennraumdachs gelegenen Injektors nicht möglich. Hierzu wurde in Zugang 5 die Faseroptik eines Stroboskops installiert. Dieses bietet jedoch nur eine Blitzfrequenz von maximal 200 Hz, wodurch nur ein Blitz pro Aufnahme sinnvoll eingesetzt werden konnte. Dieser Blitz sollte zeitlich exakt zu Beginn der Einspritzung erfolgen, was jedoch aufgrund von Timingproblemen bei der Triggerung nicht zuverlässig gelang. Somit erfolgte die Beleuchtung des Kraftstoffstahls lediglich durch den Laser-Lichtschnitt.

### 3.3.4 Ionenstrommessung

Grundlage der Ionenstrommessung ist die Detektion von Ladungsträgern. Im Brennraum können diese aufgrund zweier Effekte auftreten, der chemischen Ionisierung im Bereich der Flamme sowie der thermischen Ionisierung im Bereich heißen Gases. Gemessen werden können diese mittels einer in den Brennraum hineinragenden, elektrisch isolierten Elektrode. An dieser wird eine elektrische Gleichspannung gegenüber der Motormasse angelegt und der in diesem Stromkreis fließende Strom gemessen, welcher von der Ionenkonzentration an der Elektrode abhängt. Abbildung 3.11 zeigt den entsprechenden Prinzipschaltplan.

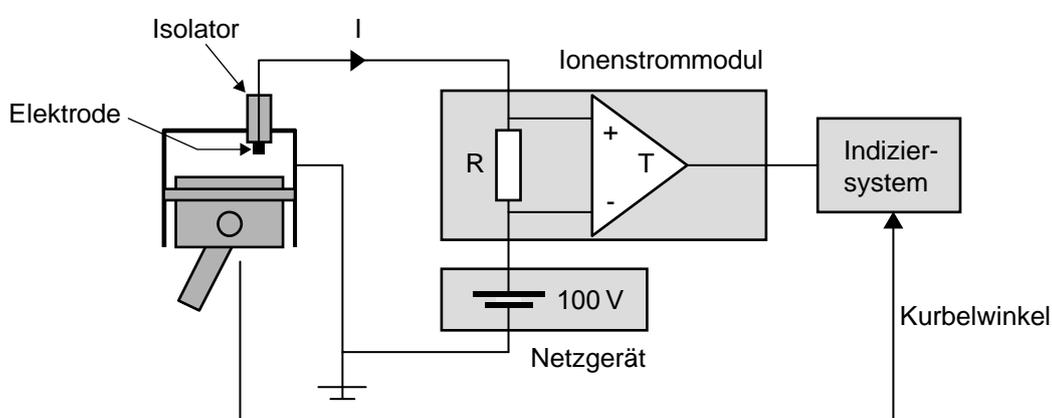


Abbildung 3.11 – Prinzipschaltplan Ionenstrommessung [17]

Das Ionenstrommodul besteht aus einem Messwiderstand und einem Trennverstärker. Sobald durch die Existenz freier Ladungsträger an der Messsonde ein Strom fließt führt dies zu einem Spannungsabfall am Messwiderstand  $R$ . Dieser wird vom Trennverstärker  $T$  auf ein für das Indiziersystem messbaren Spannungsbereich von 0–10 V umgewandelt. Da je nach Art und Lage der Ionenstromsonde und Verlauf der Verbrennung unterschiedlich hohe Ionenströme auftreten können ist die Verstärkung des Trennverstärkers

einstellbar, um stets ein möglichst hohes, aber nicht übersteuertes Messsignal zu erhalten [17]. Abbildung 3.12 zeigt den realen Aufbau des Ionenstrommoduls.

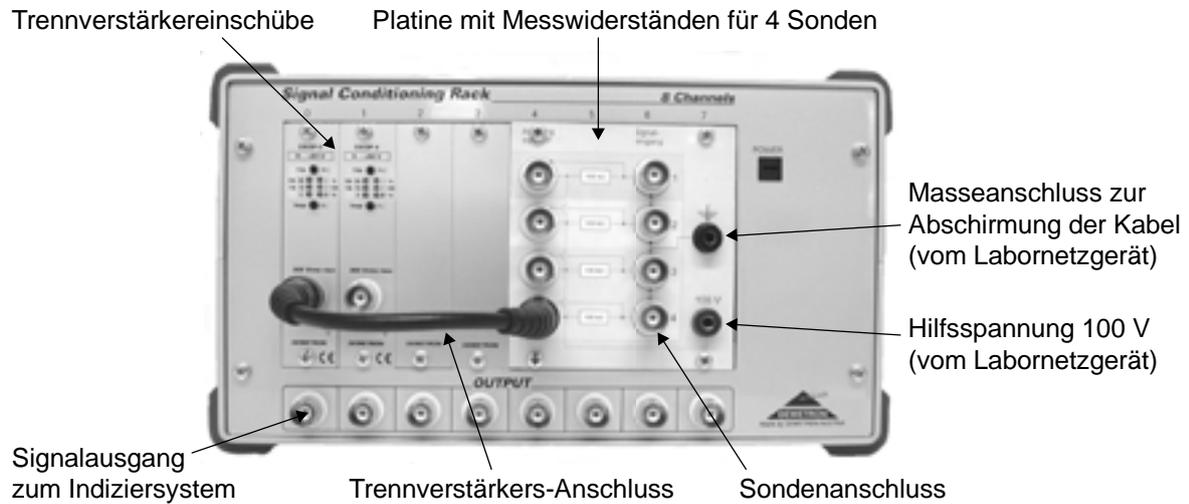


Abbildung 3.12 – Ionenstrommodul [17]

Als Ionenstromsonde wurde in diesem Fall die bereits vorhandene Zündkerze verwendet, indem nach dem Umschalten zum HCCI-Betrieb an dieser die Ionenstrommesstechnik anstelle der Zündspule angeschlossen wurde.

## 4 Messungen

Die Vermessung des Motors erfolgte in zwei Teilschritten. Zuerst erfolgte die in Abschnitt 4.1 beschriebene Grundvermessung, um Kenntnis über das Verhalten des Motors im gesamten Bereich der Einspritzbeginn- sowie Steuerzeitenvariation zu erhalten.

Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen erfolgt in Abschnitt 4.2 der zweite Teilschritt mit der Einstellung und detaillierten Vermessung eines Betriebspunkts besonders ausgeprägter zyklischer Verbrennungsschwankung.

### 4.1 Grundvermessung

Vor den eigentlichen Prüfstandsmessungen war die Bestimmung einiger Kenngrößen des Motors erforderlich. Diese dienen der Validierung der Modifikationsmaßnahmen und wurden zu den in Abschnitt 5 beschriebenen Berechnungen benötigt. Die Bestimmung dieser Kenngrößen wird in Teilabschnitt 4.1.1 beschrieben, ebenso die Durchführung der Referenzmessungen. Danach erfolgt in Abschnitt 4.1.2 die Beschreibung der Vermessung der Einspritzbeginn-Variation sowie in Abschnitt 4.1.3 die der Steuerzeiten-Variation.

#### 4.1.1 Vorbereitung

Zunächst wurde der Zylinderkopf auf einem Fließprüfstand vermessen. Hierzu wurde der Zylinderkopf mittels eines Hochleistungsgebläses vom Brennraum her in Saug- sowie Druckrichtung durchströmt. Dies wurde für ein Einlass- und ein Auslassventil durchgeführt, welche in Schritten von 0,5 bzw. 1,0 mm im Bereich von 0–10,5 mm geöffnet wurden. Abbildung 4.1 zeigt das Funktionsprinzip des Fließprüfstands, daneben sind die Formeln zur Berechnung der Durchströmzahlen  $\alpha_V$  dargestellt. Es wurde eine konstante Druckdifferenz von  $\Delta p = 50$  mbar zwischen dem Luftberuhigungsfass vor dem Zylinderkopf-Brennraum und der Umgebung vor dem Ansaug- bzw. Auslasskanal eingestellt und der sich hierzu einstellende Luftmassenstrom mittels eines kalibrierten Heißfilm-Luftmassenmessers erfasst und aufgezeichnet. Ebenso wurde an den genannten Druckmessstellen die Temperatur der Luft gemessen, um deren Dichte berechnen zu können. Mittels dieser Daten erfolgte in Verbindung mit den geometrischen Kennwerten der Ventile die Berechnung der auf den Ventilsitzinnenquerschnitt bezogenen Durchströmzahlen  $\alpha_V$ . Tabelle 4.1 stellt die Ergebnisse der Berechnungen dar, Abbildung 4.2 zeigt den Zylinderkopf montiert auf dem Fließprüfstand.

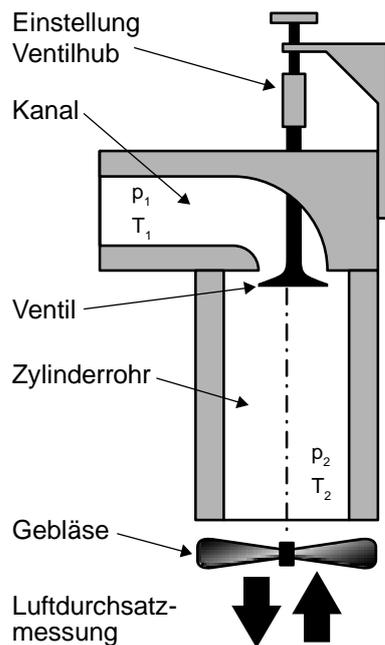


Abbildung 4.1 – Prinzipskizze  
Luftdurchsatzmessung, vgl. [1]

$$\alpha_V = \frac{A_{iS}}{A_V}$$

$$A_{iS} = \frac{\dot{m}}{c_{iS} * \rho_{iS}}$$

$$c_{iS} = \sqrt{\frac{2 * \kappa}{\kappa - 1} * R_L * T_1 * \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

$$\rho_{iS} = \rho_1 * \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

$A_V$  Ventilsitz-Innenquerschnitt

$\dot{m}$  Luftmassenstrom

$T_1$  Temperatur der Umgebung vor  
Ansaug- bzw. Auslasskanal

$p_1$  Druck der Umgebung vor  
Ansaug- bzw. Auslasskanal

$p_2$  Druck im Luftberuhigungsfass  
vor Zylinderkopf-Brennraum

Ventilhub / mm	$\alpha_{V,vor} AV$	$\alpha_{V,rück} AV$	$\alpha_{V,vor} EV$	$\alpha_{V,rück} EV$
0,0	0,000	0,000	0,000	0,000
0,5	0,120	0,128	0,080	0,080
1,0	0,269	0,265	0,165	0,181
1,5	0,405	0,425	0,262	0,264
2,0	0,548	0,598	0,356	0,369
2,5	0,684	0,698	0,467	0,468
3,0	0,793	0,768	0,573	0,608
3,5	0,885	0,848	0,684	0,693
4,0	0,963	0,930	0,776	0,796
4,5	1,028	1,002	0,860	0,881
5,0	1,072	1,062	0,914	0,942
6,0	1,160	1,112	1,004	1,040
7,0	1,254	1,174	1,090	1,111
8,0	1,336	1,212	1,166	1,161
9,0	1,395	1,255	1,220	1,203
10,0	1,438	1,281	1,252	1,248
10,5	1,452	1,294	1,263	1,276

Tabelle 4.1 – Durchströmzahlen  $\alpha_V$



Abbildung 4.2 – Zylinderkopf auf Fließprüfstand

Danach erfolgte die Bestimmung des Zylinderkopf-Brennraumvolumens. Hierfür wurde dieses mittels einer Acrylglasplatte abgedeckt, zur Abdichtung kam eine dünn aufgetragene Schicht Fett zum Einsatz. Der Zylinderkopf wurde waagrecht ausgerichtet und über eine zentrale Bohrung in der Platte mit Öl befüllt, wie in Abbildung 4.3 dargestellt.

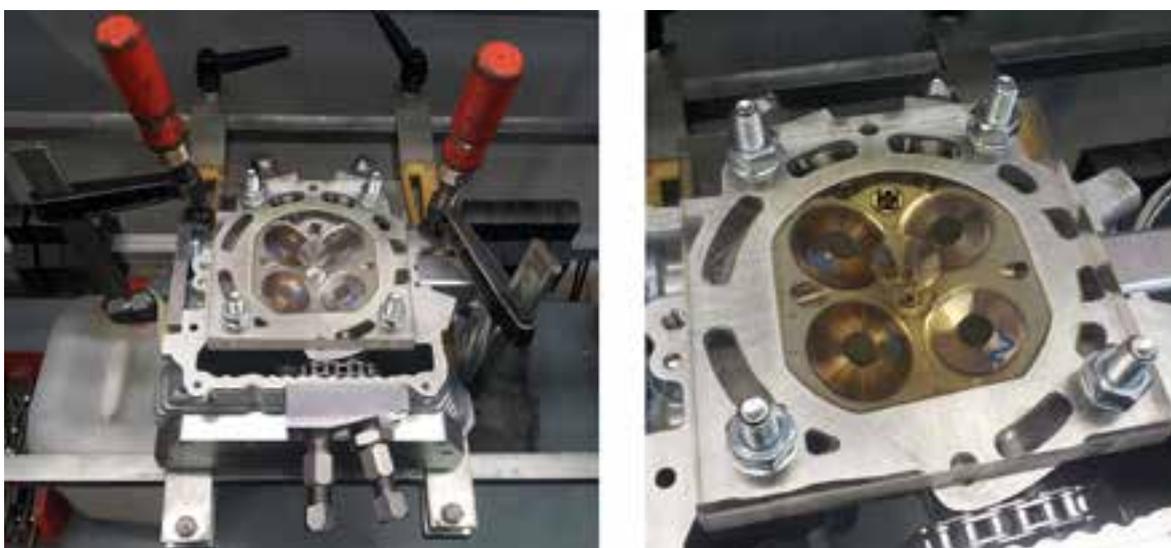


Abbildung 4.3 – Bestimmung Zylinderkopf-Brennraumvolumen

Das Öl wurde über einen digitalen Tropfenzähler zugeführt, vom welchem nach vollständiger Befüllung das Gesamtvolumen direkt abgelesen werden konnte. Es ergab sich ein Zylinderkopf-Brennraumvolumen von  $63,88 \text{ cm}^3$ , woraus sich in Verbindung mit dem Hubvolumen von  $651,88 \text{ cm}^3$ , dem aus der  $1,45 \text{ mm}$  hohen Zylinderkopfdichtung resultierenden Volumen von  $11,39 \text{ cm}^3$  sowie dem Volumen des Kolbendoms von  $9,02 \text{ cm}^3$  ein geometrisches Verdichtungsverhältnis von  $10,84 : 1$  ergibt.

Der letzte Schritt der Vermessung vor dem Zusammenbau des Motors war die Vermessung der Nockenwellen. Hierzu wurden die Ein- sowie Auslassnockenwelle jeweils einzeln im Nockenwellen-Lagerkäfig des Motors montiert. Zur Messung des Nockenhubes wurde die Spitze einer Messuhr senkrecht auf den Nocken aufgelegt. Anstelle des Ritzels wurde eine Gradscheibe montiert und Nockenerhebung und Winkelstellung wurden in 1-Grad-Schritten notiert. Abbildung 4.4 zeigt den gesamten Aufbau, die Ergebnisse der Nockenwellen-Vermessung wurden bereits in Abbildung 3.4 in Abschnitt 3.1.2 dargestellt.



Abbildung 4.4 – Vermessung Nockenwellen

Nun wurde der Motor komplett montiert und nach einer Einfahrphase den Referenzmessungen unterzogen. Die Drehzahl des Motors wurde hierbei, wie für alle Messungen, über die Einstellung des Motorenprüfstands auf  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  gehalten, der Druck im Ansaugrohr wurde konstant auf  $p_{\text{Saug}} = 1050 \text{ mbar}$  eingestellt. Die Einlassnockenwelle wurde auf einen Einlassschluss von  $209^\circ \text{ KWnLWOT}$ , die Auslassnockenwelle auf einen Auslassschluss von  $88^\circ \text{ KWvLWOT}$  eingestellt. Mit diesen Einstellungen erfolgte zuerst eine Schleppmessung ohne Einspritzung und Verbrennung, danach eine gefeuerte Messung. Bei dieser erfolgte der Beginn der Kraftstoffeinspritzung bei  $300^\circ \text{ KWvZOT}$ , der indizierte Mitteldruck wurde, wie bei allen Messungen, über die Anpassung der eingespritzten Kraftstoffmenge auf  $p_{\text{mi}} = 2,0 \text{ bar}$  eingestellt. Die hier beschriebenen Referenzmessungen wurden von nun an vor und nach jeder Messreihe durchgeführt, um eventuelle Verschleißerscheinungen oder Defekte dokumentieren und erkennen zu können.

#### 4.1.2 Einspritzbeginn-Variation

Hinsichtlich der Vermessung der Einspritzbeginn-Variation erfolgte die Durchführung von vier Messreihen.

Bei der ersten Messreihe wurde der Druck im Ansaugrohr konstant auf  $p_{\text{Saug}} = 1050$  mbar eingestellt. Die Einlassnockenwelle wurde auf einen Einlassschluss von  $209^\circ$  KWnLWOT und die Auslassnockenwelle auf einen Auslassschluss von  $88^\circ$  KWvLWOT eingestellt. Der Beginn der Kraftstoffeinspritzung wurde zwischen  $270^\circ$  KWvZOT und  $410^\circ$  KWvZOT in Schritten von  $10^\circ$  KW variiert.

Bei der zweiten Messreihe wurde das Luftverhältnis konstant auf  $\lambda = 1,4$  gehalten, indem der Druck im Ansaugrohr  $p_{\text{Saug}}$  entsprechend eingestellt wurde. Identisch zur ersten Messreihe wurde die Einlassnockenwelle auf einen Einlassschluss von  $209^\circ$  KWnLWOT und die Auslassnockenwelle auf einen Auslassschluss von  $88^\circ$  KWvLWOT eingestellt. Der Beginn der Kraftstoffeinspritzung wurde zwischen  $270^\circ$  KWvZOT und  $370^\circ$  KWvZOT in Schritten von  $10^\circ$  KW variiert. Eine frühere Einspritzung als  $370^\circ$  KWvZOT war unter der Voraussetzung des konstanten Luftverhältnisses von  $\lambda = 1,4$  nicht möglich, da aufgrund des begrenzten Ladedrucks in Verbindung mit dem geringen Einlassventilhub die hierzu nötige Luftmenge nicht mehr erreicht werden konnte.

Bei der dritten Messreihe wurde das Luftverhältnis konstant auf  $\lambda = 1,4$  gehalten sowie der Druck im Ansaugrohr konstant auf  $p_{\text{Saug}} = 1050$  mbar eingestellt. Hierzu wurde über die Phasenlage der Auslassnockenwelle der Öffnungszeitpunkt des Auslassventils entsprechend variiert, die Einlassnockenwelle wurde für alle Messungen auf einen Einlassschluss von  $209^\circ$  KWnLWOT eingestellt. Der Beginn der Kraftstoffeinspritzung wurde zwischen  $270^\circ$  KWvZOT und  $410^\circ$  KWvZOT in Schritten von  $10^\circ$  KW variiert.

Messreihe vier entspricht von der Vorgehensweise grundsätzlich der dritten Messreihe, jedoch wurde das Luftverhältnis konstant auf  $\lambda = 1,0$  gehalten.

Tabelle 4.2 zeigt die Unterschiede der Messreihen im Überblick.

Größe	Messreihe 1	Messreihe 2	Messreihe 3	Messreihe 4
$p_{\text{Saug}}$	1050 mbar	var.	1050 mbar	1050 mbar
$\lambda$	var.	1,4	1,4	1,0
ES	$209^\circ$ KWnLWOT	$209^\circ$ KWnLWOT	$209^\circ$ KWnLWOT	$209^\circ$ KWnLWOT
AS	$88^\circ$ KWvLWOT	$88^\circ$ KWvLWOT	var.	var.
EB	$270^\circ$ – $410^\circ$ KWvZOT	$270^\circ$ – $370^\circ$ KWvZOT	$270^\circ$ – $410^\circ$ KWvZOT	$270^\circ$ – $410^\circ$ KWvZOT

Tabelle 4.2 – Eigenschaften Messreihen Einspritzbeginn-Variation

### 4.1.3 Steuerzeiten-Variation

Bei der Steuerzeiten-Variation wurde der Druck im Ansaugrohr konstant auf  $p_{\text{Saug}} = 1050$  mbar eingestellt. Als Einspritzbeginn wurde der Zeitpunkt  $410^\circ$  KWvZOT gewählt, welcher bei den vorangegangenen Messungen der Einspritzbeginnvariation die größte zyklische Schwankung aufwies. Die Einstellungen der Einlass- sowie Auslassno-

ckenwelle wurden im Rahmen der Grenzen der Lauffähigkeit variiert. In Abbildung 4.5 sind die ausgewählten Betriebspunkte der Steuerzeiten-Variation dargestellt.

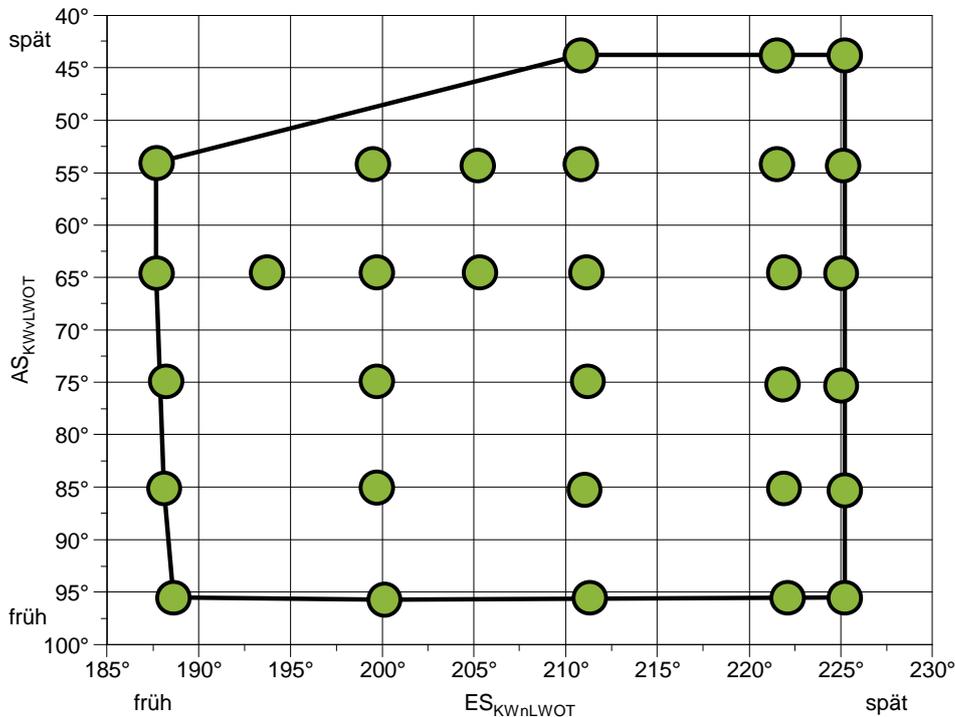


Abbildung 4.5 – Betriebspunkte Steuerzeiten-Variation

## 4.2 Vermessung alternierender Zyklusschwankung

Die detailliertere Vermessung alternierender Zyklusschwankung umfasst neben allen zuvor bereits erfassten Messgrößen zusätzlich die indizierte Messung des Kraftstoffdrucks, die indizierte Messung des Ionenstromsignals sowie die Visualisierung der Kraftstoffeinspritzung. Basierend auf den in Abschnitt 4.1 gewonnenen Erkenntnissen wurden zwei Betriebspunkte ausgewählt. Nachdem aus den vorangegangenen Messungen bekannt war, dass alternierende Zyklusschwankungen durch frühen Einspritzbeginn verstärkt in Erscheinung treten wurde hier der Betriebspunkt mit Einspritzbeginn von  $420^\circ$  KWvZOT gewählt. Zu Vergleichszwecken wurde zudem der lediglich geringfügig schwankende Betriebspunkt mit spätem Einspritzbeginn von  $300^\circ$  KWvZOT vermessen. Bei beiden Messungen wurde die Einlassnockenwelle auf einen Einlassschluss von  $209^\circ$  KWnLWOT und die Auslassnockenwelle auf einen Auslassschluss von  $88^\circ$  KWvLWOT eingestellt, der Druck im Ansaugrohr wurde konstant auf  $p_{\text{Saug}} = 1050$  mbar eingestellt

## 5 Ergebnisse

Die bei den Prüfstandsmessungen ermittelten experimentellen Daten wurden in verschiedenen Stufen ausgewertet. Die Software des in Abschnitt 3.3.1 beschriebenen Indiziersystems *COMBI* verfügt über die Möglichkeit, unmittelbar im Anschluss an jede Messung Berechnungen durchzuführen. Die auf diesem Weg berechneten Werte des indizierten Mitteldrucks  $p_{mi}$ , des 50-Prozent-Umsatzpunkts  $HV_{50\%}$  und des Druckgradienten  $d_p/d_\alpha$  wurden jedoch nur zu Kontrollzwecken verwendet und protokolliert. Die eigentliche Berechnung erfolgte über eine Auswerteroutine, welche nach jeder abgeschlossenen Messung die Indizierdaten importiert und daraus die folgenden Werte berechnet.

$p_{mi}$	Über alle Zyklen gemittelter indizierter Mitteldruck
$V_{p_{mi}}$	Variation von $p_{mi}$
$H_{5\% / 10\% / 50\% / 90\% / 95\%}$	5- / 10- / 50- / 90- / 95-Prozent-Umsatzpunkt des Heizverlaufs
$d_p/d_\alpha$	Mittelwert des Zylinderdruckgradienten
$d_p/d_{\alpha,max}$	Maximalwert des Zylinderdruckgradienten
$\lambda_{Brettschneider}$	Aus den Abgasbestandteilen berechnetes Luftverhältnis [18]
$P_i$	Indizierte Leistung
$b_i$	Indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
$HC_i / CO_i / NO_{x,i}$	Spezifischen Emissionen von HC / CO / NO <sub>x</sub>

Weiterhin wurden anhand der charakteristischen Schwingungen des Zylinderdrucksignals (bedingt durch den Körperschall des Aufsetzens der Ventile auf die Ventilsitzringe) die Schließzeitpunkte von Einlass- und Auslassventil berechnet. In Verbindung mit den bekannten Hubkurven der Nockenwellen sind somit auch die Öffnungszeitpunkte bekannt. Zur numerischen Definition der Intensität der in Abschnitt 2.3.1 beschriebenen alternierenden Zyklusschwankung wird das Bestimmtheitsmaß  $r_k$  eingeführt. Dieses basiert auf der Korrelation nach Pearson, welche gemäß den folgenden Formeln den allgemeinen Zusammenhang zwischen zwei Messgrößen  $M_1$  und  $M_2$  beschreibt.

$$R_k(M_{1,k}, M_{2,k}) = \left( \frac{1}{f-1} \sum_{i=1}^f \left[ \frac{(M_{1,k,i} - M_{1,k,m})}{\sigma_{1,k}} \right] \left[ \frac{(M_{2,k,i} - M_{2,k,m})}{\sigma_{2,k}} \right] \right)$$

$$\sigma_{1,k} = \sqrt{\left( \frac{1}{f-1} \sum_{i=1}^f (M_{1,k,i} - M_{1,k,m})^2 \right)}$$

$$\sigma_{2,k} = \sqrt{\left( \frac{1}{f-1} \sum_{i=1}^f (M_{2,k,i} - M_{2,k,m})^2 \right)}$$

$k, i$	Laufindex des Korrelationsfensters und der Zyklen im Korrelationsfenster
$R_k$	Korrelationskoeffizient des Korrelationsfensters $k$
$f$	Korrelationsfenstergröße
$M_{1/2,k,i}$	Messgröße 1/2 des Zyklus im Korrelationsfenster $k$
$M_{1/2,k,m}$	Mittelwert der Messgröße im Korrelationsfenster $k$
$\sigma_{1/2,k}$	Standardabweichung der Messgröße 1/2 im Korrelationsfenster $k$

Zur Erfassung einer alternierenden Zyklusschwankung werden die Messwerte in Gruppen aufeinanderfolgender Zyklen zusammengefasst, wobei die Korrelationsfenstergröße  $f$  die Anzahl aufeinanderfolgender Zyklen beschreibt. Aus der Anzahl an Zyklen einer Messung ergibt sich somit die Anzahl an Korrelationsfenstern mit dem Laufindex  $k$ . Dieses beinhaltet die Zyklen  $k$  bis  $k - 1 + f$ . Bei der gewählten Korrelationsfenstergröße von  $f=25$  besteht das erste Korrelationsfenster  $k=1$  somit aus den Zyklen 1–25, das zweite ( $k=2$ ) aus den Zyklen 2–26 usw. Der so berechnete Korrelationskoeffizient  $R_k$  kann im Bereich von -1 bis +1 liegen. Das Quadrat von diesem ergibt das sogenannte Bestimmtheitsmaß, welches im Bereich von 0–1 liegt. [10].

$$r_k = R_k(M_{1,k}, M_{2,k})^2$$

Die Bestimmung des Grads der alternierenden Zyklusschwankung erfolgt über die Korrelation der Werte der 50-Prozent-Umsatzpunkte  $X_{50\%,k}$  und  $X_{50\%,k+1}$  gemäß oben genannten Berechnungsgrundlagen. Die alternierende Zyklusschwankung ist umso ausgeprägter, je näher das Bestimmtheitsmaß  $r_k$  am Wert 1 liegt [10].

Die berechneten Daten wurden automatisiert zusammen mit den Indizierdaten, den Messwerten der Datenerfassung (siehe Abschnitt 3.3.2) sowie grundlegenden Parametern des Motors und des verwendeten Kraftstoffs in einer separaten Datenbank für jede Messung abgespeichert. Parallel dazu erfolgt eine Visualisierung ausgewählter Daten in einer Übersicht wie in Abbildung 5.1 dargestellt.

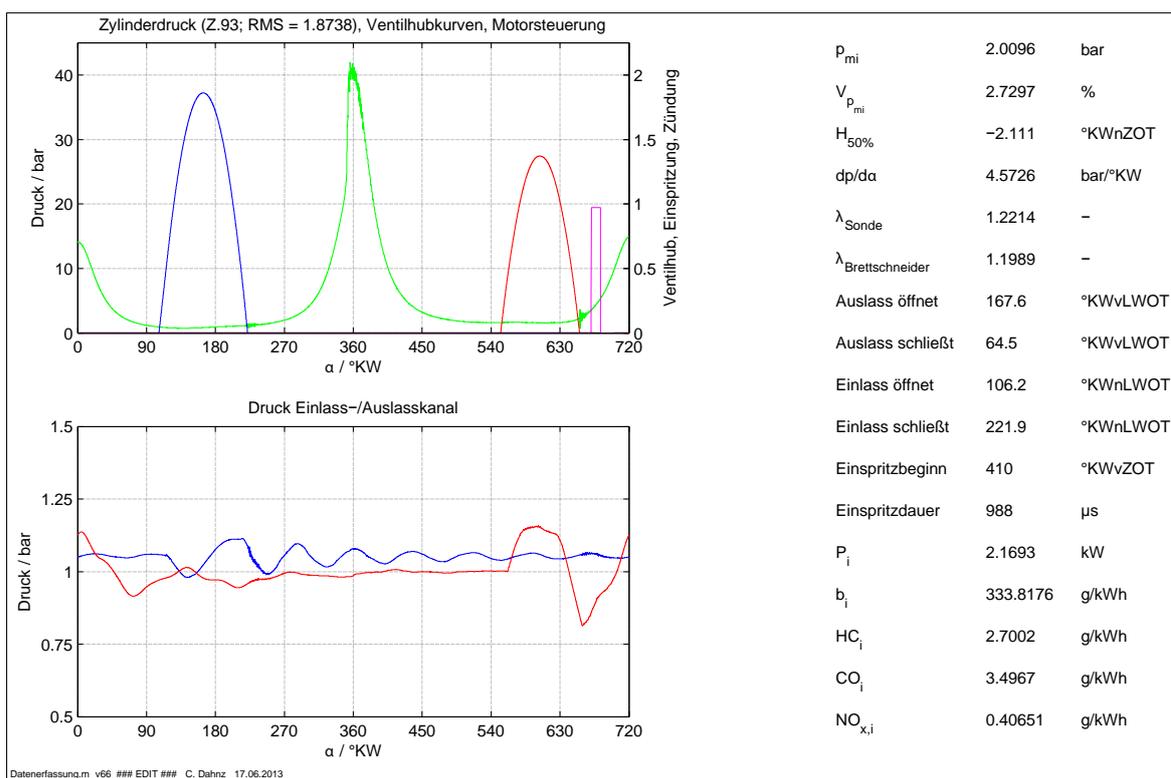


Abbildung 5.1 – Übersichtsdarstellung Messergebnisse

Zudem erfolgte in einem separaten Fenster die Darstellung der zyklischen Schwankung der jeweiligen Messung. Hierzu wurden der 50-Prozent-Umsatzpunkt  $X_{50\%}$  sowie das Bestimmtheitsmaß der Schwankung  $r_k$  über den Zyklen wie in Abbildung 5.2 dargestellt.

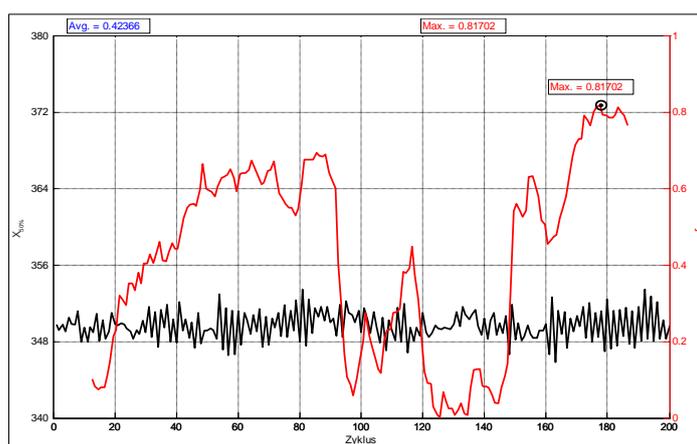


Abbildung 5.2 – Darstellung Zyklusschwankung

Darüber hinaus wurde mittels des institutseigenen Auswerteprogramms *BREMO* die Berechnung einer Vielzahl charakteristischer Werte der Druckverlaufs- sowie Ladungswechselanalyse durchgeführt, wovon ausgewählte Werte in den folgenden Auswertungen dargestellt werden.

## 5.1 Auswertung Einspritzbeginn-Variation

Zur Auswertung der Messungen der Einspritzbeginn-Variation erfolgt die Verlaufsdarstellung kurbelwinkelaufgelöster Werte der Druckverlaufsanalyse für ausgewählte Zeitpunkte des Einspritzbeginns sowie die Darstellung gemessener und berechneter Werte in Abhängigkeit des Einspritzbeginns. Bei der ersten und dritten Messreihe traten bei einem Einspritzbeginn von  $410^\circ$  KWvZOT eine stark ausgeprägte zyklische Schwankung auf, weshalb für diese Betriebspunkte die Daten eines Zyklus früher sowie eines Zyklus später Verbrennungslage dargestellt sind. Zudem erfolgt für diese Betriebspunkte die Darstellung des 50-Prozent-Umsatzpunkts über alle Zyklen der Messung.

Abbildung 5.3 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf die Verläufe von  $p_{Zyl}$ ,  $T_{mittel}$ ,  $dQ_B$  und  $X_B$  der ersten Messreihe dar.

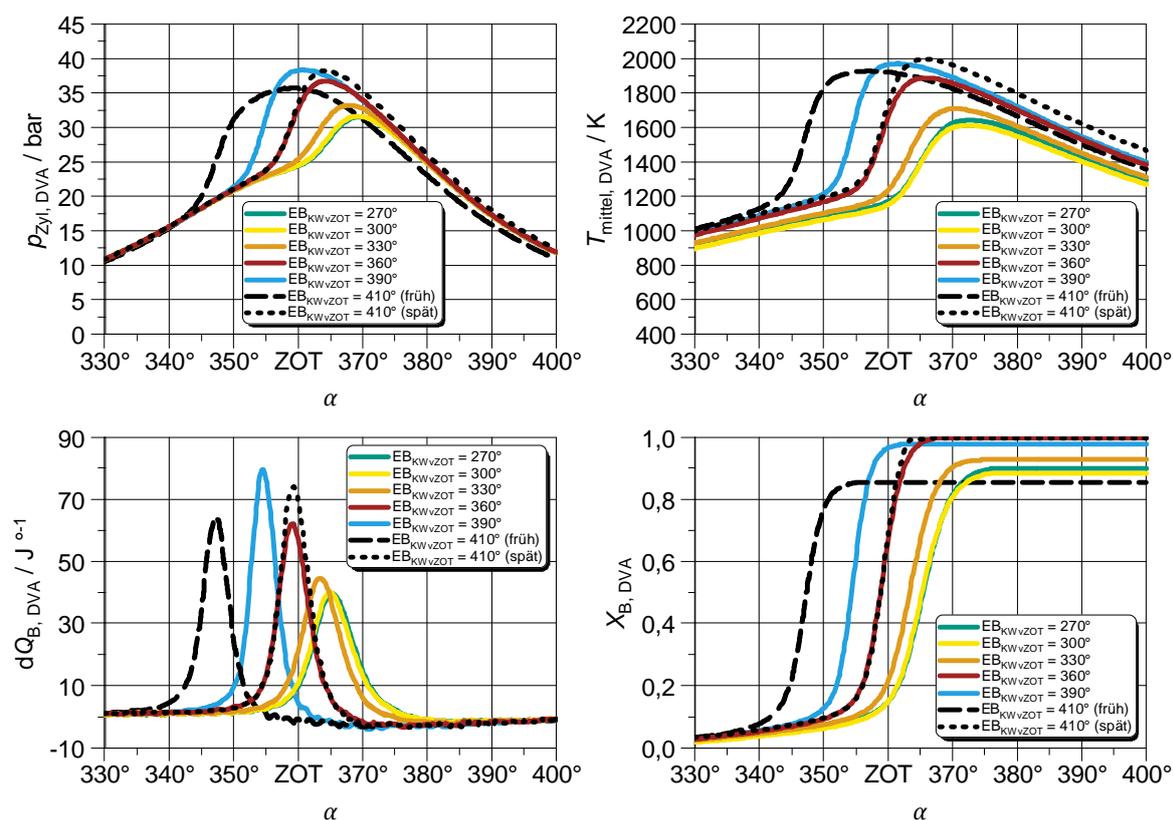


Abbildung 5.3 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $p_{Zyl}$ ,  $T_{mittel}$ ,  $dQ_B$  und  $X_B$

Es ist zu erkennen, dass eine frühere Einspritzung einen früheren Anstieg des Druckverlaufs und einen höheren maximalen Zylinderdruck zur Folge hat. Analog dazu verhält sich der Verlauf der mittleren Brennräumtemperatur. Noch deutlicher zu erkennen ist dieses Phänomen an der Wärmeabfuhr. Frühere Einspritzzeitpunkte ergeben hier einen

höheren, aber schmalen Kurvenverlauf, was einen schnelleren Umsatz der Zylinderladung bedeutet. Auch beim Massenumsatz ist ein vergleichbares Verhalten zu beobachten. Die Unterschiede der Maxima resultieren aus der Berechnungsungenauigkeit durch die begrenzt genauen Vorgaben, relevant ist nur Lage und Steigung des Anstiegs. Abbildung 5.4 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$  der ersten Messreihe dar.

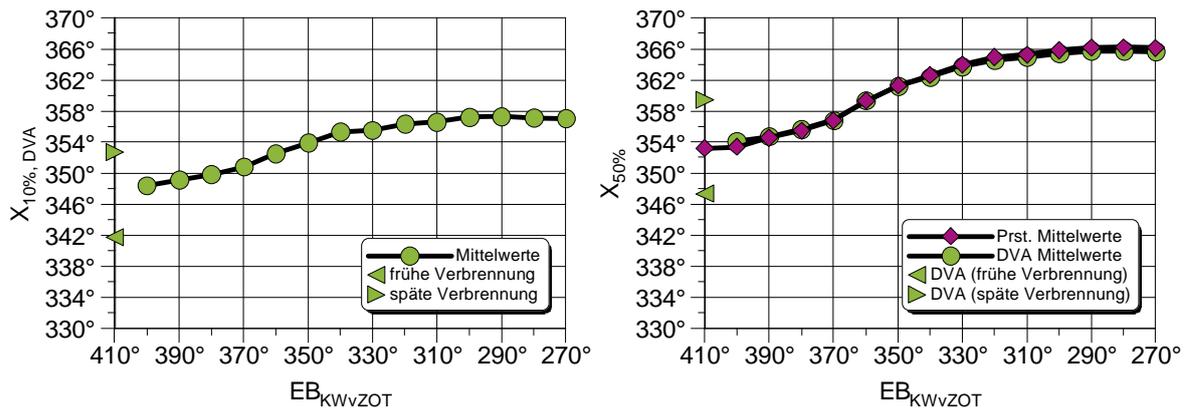


Abbildung 5.4 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$

Beide Kurven zeigen identische Verläufe. Wie bereits anhand der Lage der Kurven in Abbildung 5.3 zu erkennen liegt der jeweilige Umsatzpunkt umso früher, je früher die Einspritzung erfolgt. Die Werte der 50-Prozent-Umsatzpunkte der Druckverlaufsanalyse wurden zudem mit den am Prüfstand berechneten Werten verglichen, hierbei zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung. Abbildung 5.5 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $r_k$  sowie  $X_{50\%}$  zyklus aufgelöst für den Betriebspunkt mit Einspritzbeginn von  $410^\circ$  KWvZOT der ersten Messreihe dar.

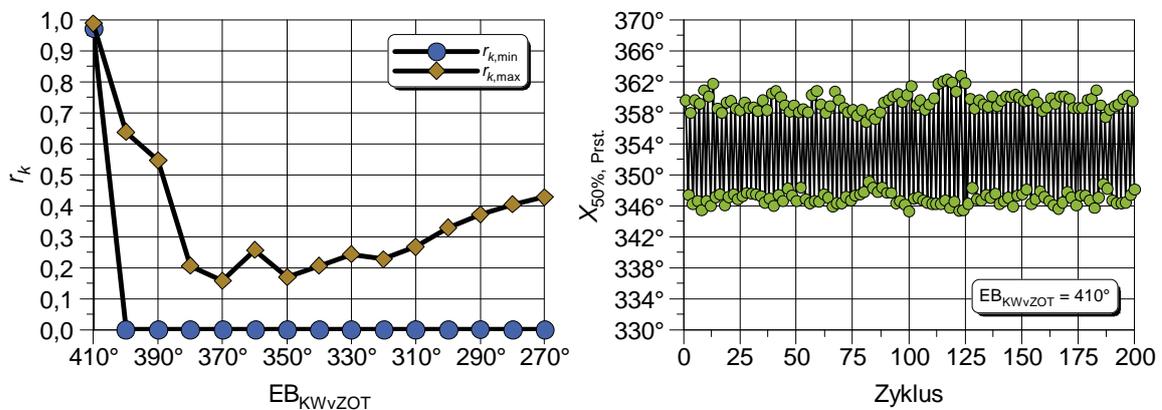


Abbildung 5.5 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $r_k$  und  $X_{50\%}$  zyklus aufgelöst für den Betriebspunkt mit Einspritzbeginn von  $410^\circ$  KWvZOT

Die Maximalwerte des Bestimmtheitsmaßes der Schwankung der Verbrennungslage nehmen von Einspritzbeginn  $270^\circ$  KWvZOT bis  $350^\circ$  KWvZOT gleichmäßig ab, steigen dann aber ab Einspritzbeginn  $380^\circ$  KWvZOT wieder steil an, bis schließlich bei Einspritzbeginn  $410^\circ$  KWvZOT nahezu das Maximum von 1 erreicht wird, was eine sehr stark alternierende Schwankung der Verbrennung bedeutet. Das Minimum des Bestimmtheitsmaßes liegt hier ebenfalls sehr nah am Maximum von 1, was eine über die gesamte Messung ausgeprägte alternierende Schwankung bedeutet, wie in der zyklusaufgelösten Darstellung des Verbrennungsschwerpunkts zu erkennen ist. Abbildung 5.6 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{A\ddot{O}}$  und  $T_{Abgas}$  der ersten Messreihe dar.

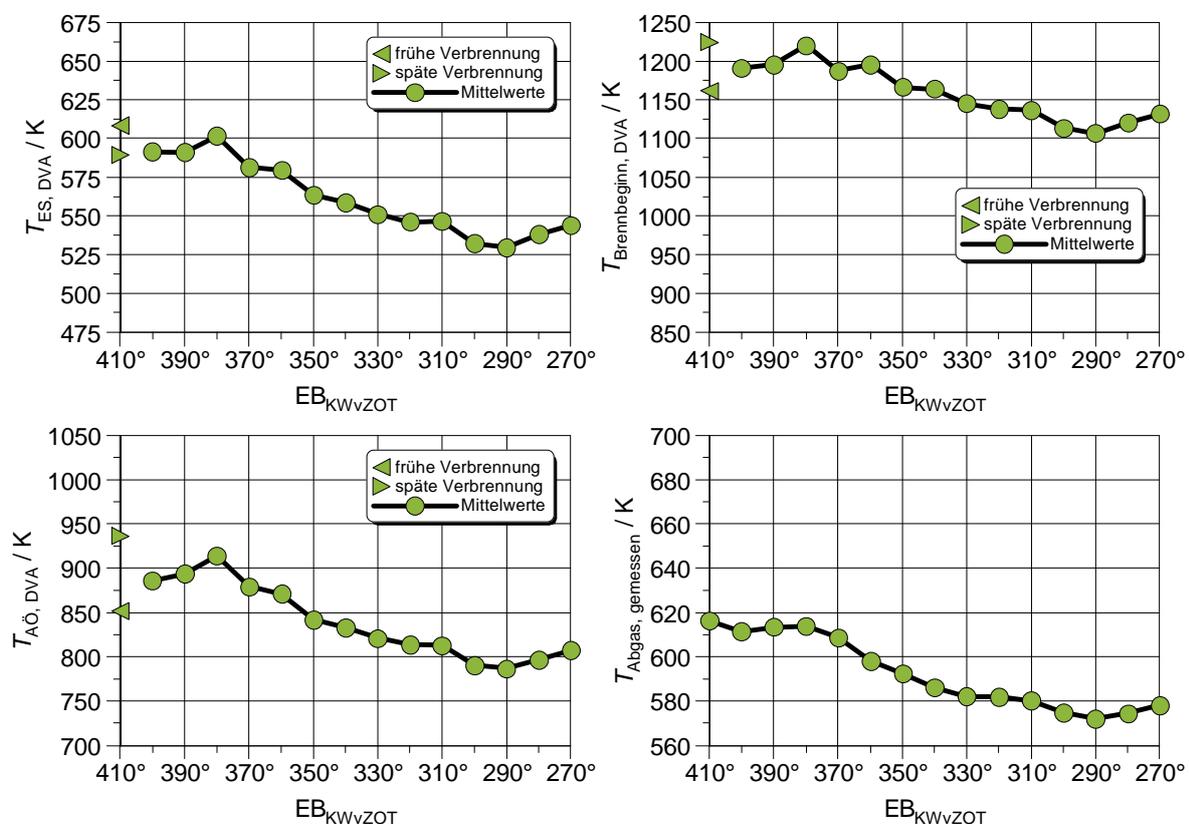


Abbildung 5.6 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{A\ddot{O}}$  und  $T_{Abgas}$

Die Temperaturen steigen gleichermaßen mit früherer Einspritzung, wie bereits in Abbildung 5.3 anhand von  $T_{mittel}$  dargestellt. Ebenfalls zu erkennen ist, dass die Verläufe der berechneten Temperaturen sehr gut mit dem der gemessenen Abgasatemperatur übereinstimmen. Abbildung 5.7 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{AGR}$ ,  $\lambda_{Sonde}$  und  $\lambda_{Brettschneider}$  der ersten Messreihe dar.

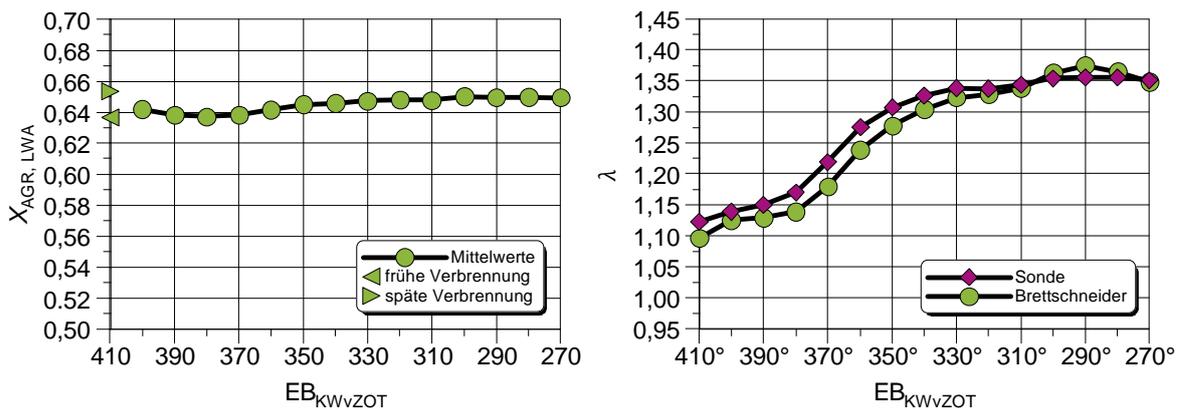


Abbildung 5.7 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{AGR}$ ,  $\lambda_{Sonde}$  und  $\lambda_{Brettschneider}$

Der Abgasanteil zeigt einen leichten Einbruch im Bereich von  $360^\circ$  KWvZOT bis  $400^\circ$  KWvZOT. Zurückzuführen ist dies auf die (wie Abbildung 5.6 zu erkennen) in diesem Bereich maximale Brennraumtemperatur bei Auslassöffnung, wodurch eine gegenüber den anderen Betriebspunkten erhöhte Abgasmenge ausgeschoben wird. Die berechneten Werte des Luftverhältnisses weisen eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen auf. Aufgrund des mit früherem Einspritzbeginn abnehmenden Wirkungsgrads ist zum Erreichen des konstanten indizierten Mitteldrucks eine höhere Einspritzmenge nötig, wodurch sich ein fetteres Gemisch einstellt. In Abbildung 5.5 zeigte sich ein Betriebspunkt ausgeprägter alternierender Zyklusschwankung, mit welchem sich die folgende Analyse im Detail auseinandersetzt. Neben den jeweiligen Größen ist in allen Abbildungen die Öffnung des Auslass- und Einlassventils dargestellt. Abbildung 5.8 zeigt den Zylinderdruckverlauf des Zyklus 100 später Verbrennungslage, des darauffolgenden Zyklus 101 früher Verbrennungslage und das Einspritzsignal in einer Übersichtsdarstellung.

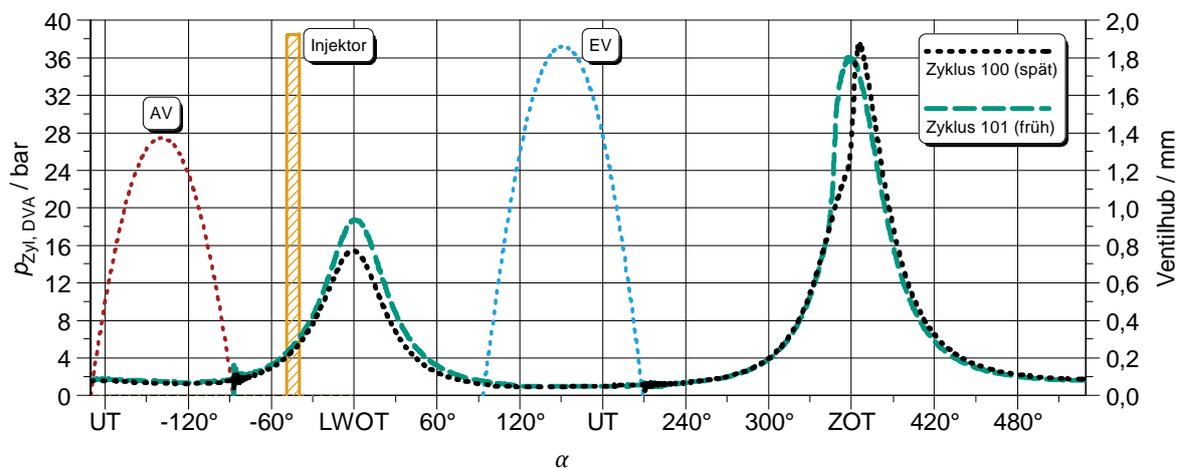


Abbildung 5.8 – Messreihe 1 – Übersichtsdarstellung  
Betriebspunkt alternierender Zyklusschwankung

Das höhere Zylinderdruckniveau des spät brennenden Zyklus wird aufgrund dessen erhöhter Brennraumtemperatur in der Zwischenkompression des darauffolgenden früh brennenden Zyklus fortgeführt. Dieses Phänomen deckt sich mit dem von Ishibashi et al. [19] als „Auto-ignition Corollary“ bezeichneten Effekt. Abbildung 5.9 zeigt den gemessenen Druckverlauf von  $p_{\text{Auslass}}$  im Abgaskrümmen während der Öffnung des Auslassventils und  $p_{\text{Einlass}}$  im Ansaugrohr während der Öffnung des Einlassventils sowie den hieraus berechneten Massenstrom und die Gesamtmasse der Zylinderladung.

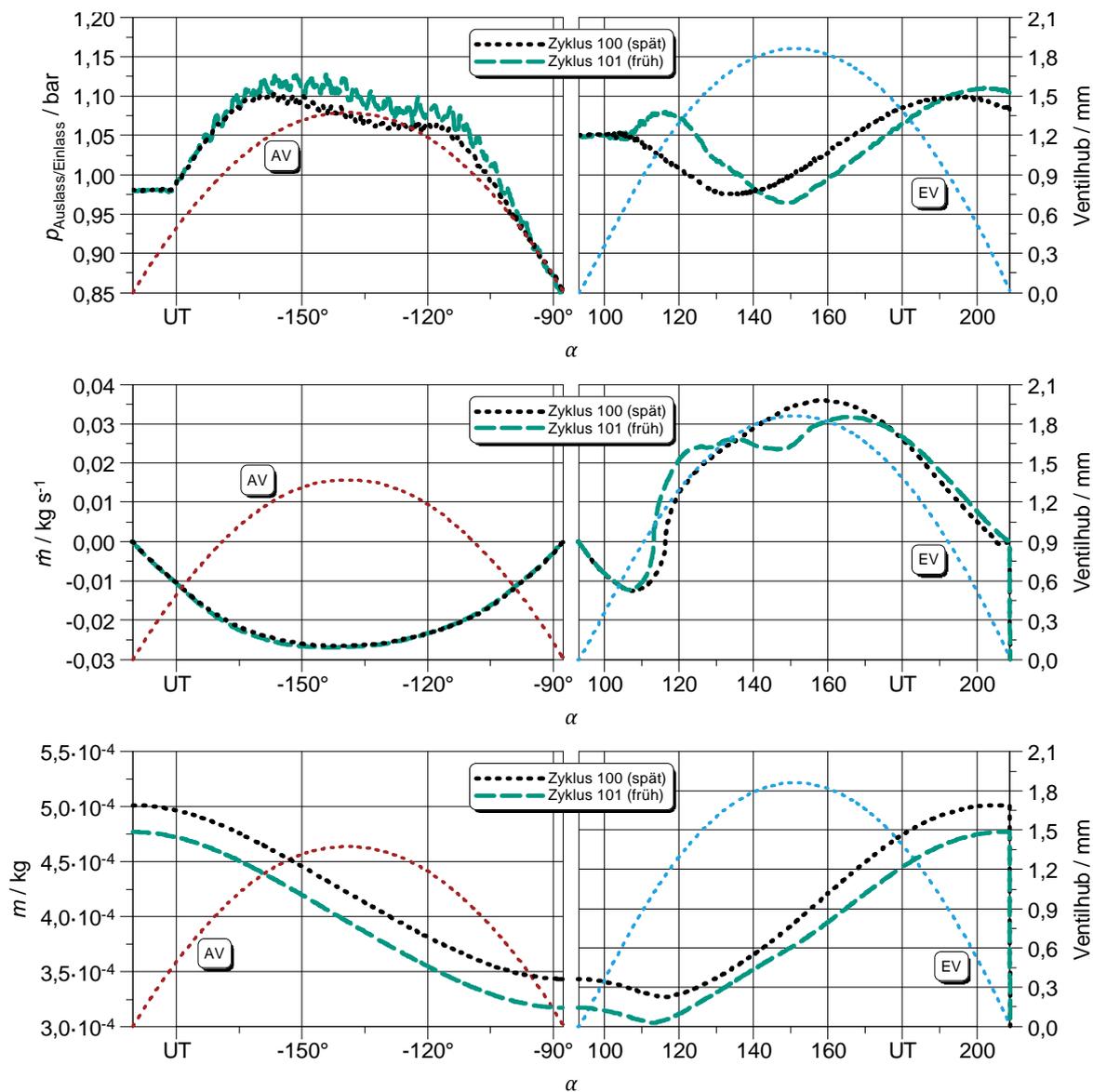


Abbildung 5.9 – Druckverlauf  $p_{\text{Auslass}}$  und  $p_{\text{Einlass}}$ , Massenstrom und Gesamtmasse Zylinderladung

Es ist analog zum Druckniveau der darauffolgenden Zwischenkompression im früh brennenden Zyklus ein höheres Auslassdruckniveau zu erkennen, was sich in Form einer Druckschwankung höheren Maximal- und Minimalwerts des Einlassdrucks fortführt. Im

spät brennenden Zyklus stellt sich aufgrund des niedrigeren Druckniveaus am Auslass ein etwas geringerer Massenstrom durch diesen ein, wodurch sowohl Restgasanteil als auch Gesamtmasse im Zylinder gegenüber dem früh brennenden Zyklus erhöht sind. Dies hat durch die erhöhte Temperatur und Radikalkonzentration der Zylinderladung eine frühere Umsetzung dieser zur Folge, wodurch auch der Verbrennungsschwerpunkt wieder früher liegt. Das hieraus resultierende höhere Druckniveau führt wiederum zu einem erhöhten Ausschleiben des Restgases und somit einem niedrigeren Restgasanteil, wodurch wieder ein Zyklus später Verbrennungslage folgt und sich ein Betrieb alternierend schwankender Verbrennungslagen einstellt.

Abbildung 5.10 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf die Verläufe von  $p_{Zyl}$ ,  $T_{mittel}$ ,  $dQ_B$  und  $X_B$  der zweiten Messreihe dar.

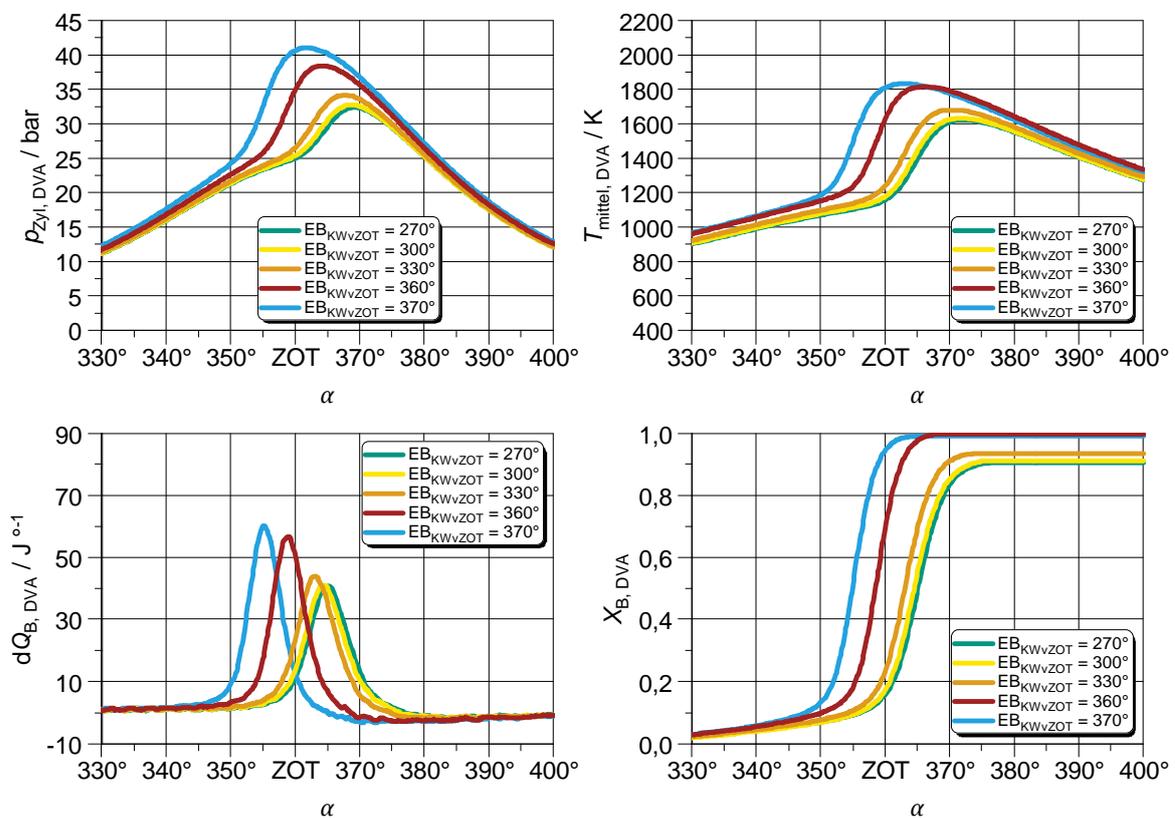


Abbildung 5.10 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $p_{Zyl}$ ,  $T_{mittel}$ ,  $dQ_B$  und  $X_B$

Grundsätzlich zeigt sich ein mit Messreihe 1 vergleichbarer Einfluss des Einspritzbeginns. Die zur Einstellung des Luftverhältnisses von  $\lambda = 1,4$  nötigen höheren Einlassdrücke haben höhere Liefergrade zur Folge, woraus ein höheres Zylinderdruckniveau resultiert. Aufgrund der mageren Verbrennung liegen die mittleren Brennraumtemperaturen, insbesondere bei früherer Einspritzung, auf niedrigerem Niveau als bei der ersten Mess-

reihe, ebenso die Höchstwerte der Wärmefreisetzung. Abbildung 5.12 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$  der zweiten Messreihe dar.

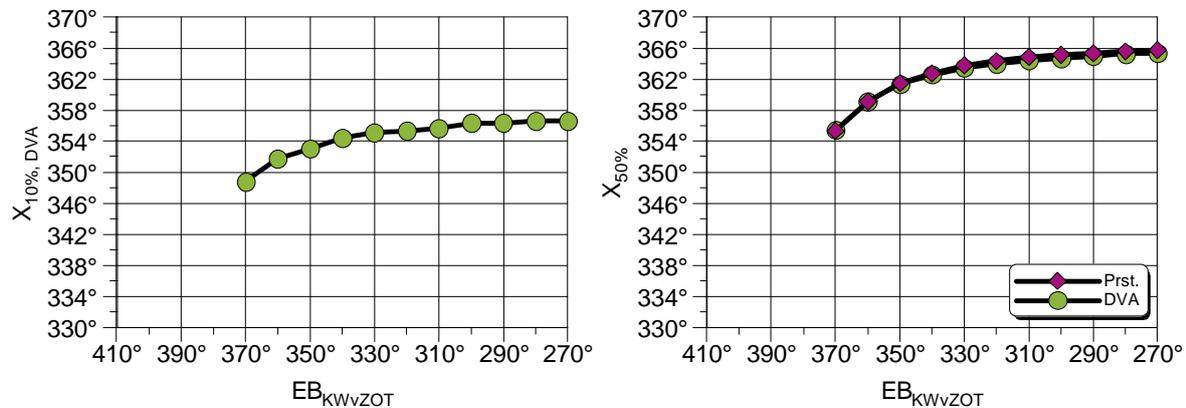


Abbildung 5.11 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$

Es ist zu erkennen, dass die Lagen der 10- sowie 50-Prozent-Umsatzpunkte bis zu einem Einspritzbeginn von 360° KWvZOT nahezu identisch zu denen aus Messreihe 1 sind, lediglich bei dem Einspritzbeginn von 370° KWvZOT stellt sich eine etwas frühere Verbrennungslage ein. Es zeigt sich auch hier eine sehr gute Übereinstimmung der Werte der 50-Prozent-Umsatzpunkte aus Prüfstandsrechnung und Druckverlaufsanalyse. Abbildung 5.12 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $r_k$  der zweiten Messreihe dar.

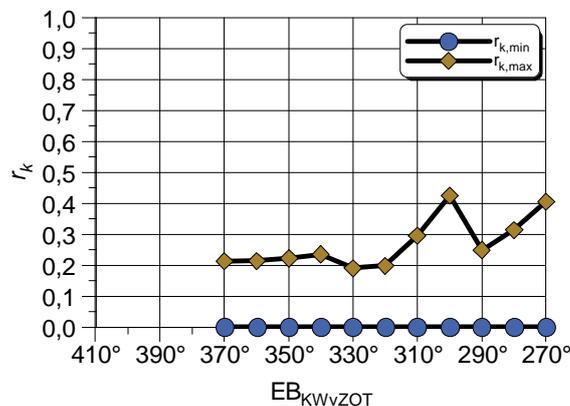


Abbildung 5.12 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $r_k$

Die Maximalwerte des Bestimmtheitsmaßes der Schwankung der Verbrennungslage zeigen mit einem moderaten Anstieg im Bereich des Einspritzbeginns von 310°–270° KWvZOT einen ähnlichen Verlauf wie in Messreihe 1. Die dort erkennbaren alternierenden Schwankungen bei Einspritzbeginn vor 380° KWvZOT treten in dieser Messreihe nicht auf, da derart frühe Einspritzzeitpunkte unter Voraussetzung des konstanten Luftverhältnisses von  $\lambda = 1,4$  nicht eingestellt werden konnten, wie bereits in Ab-

schnitt 4.1.2 beschrieben. Abbildung 5.13 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{AÖ}$  und  $T_{Abgas}$  der zweiten Messreihe dar.

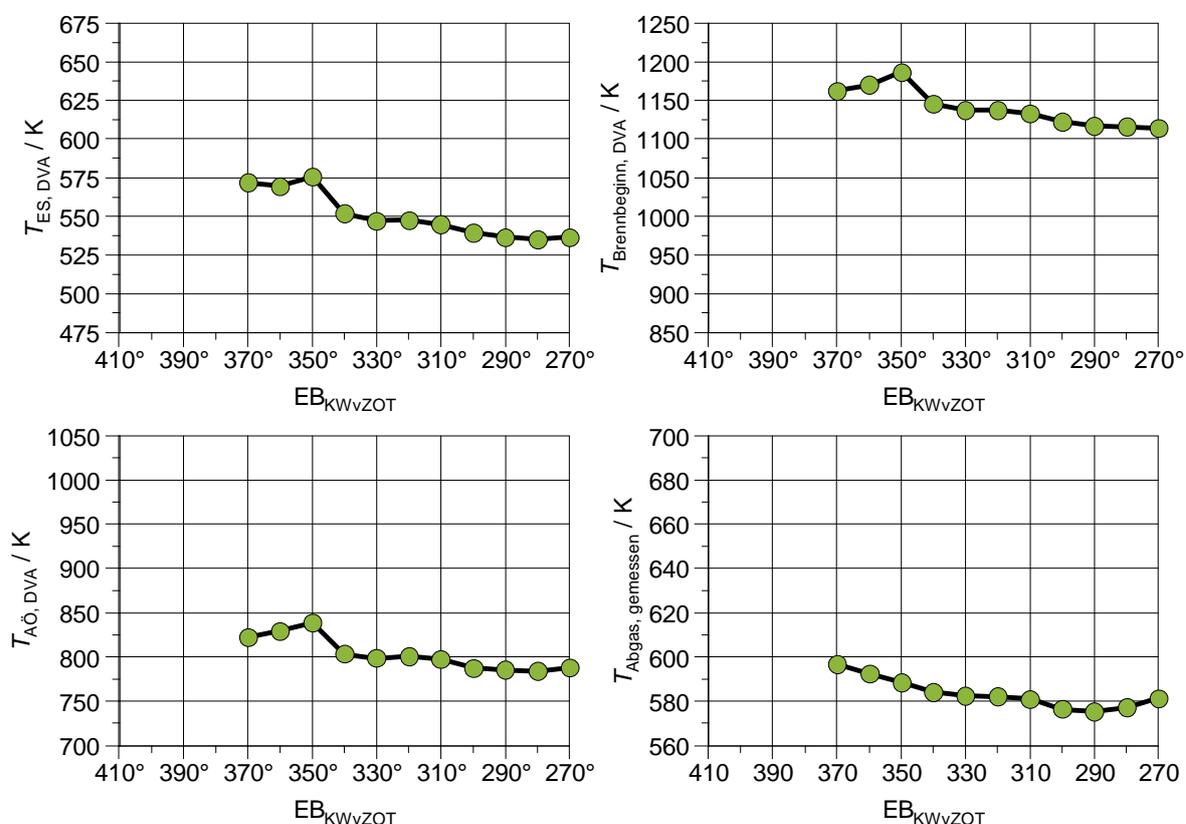


Abbildung 5.13 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{AÖ}$  und  $T_{Abgas}$

Der Verlauf der Temperaturen ist mit dem der ersten Messreihe vergleichbar, jedoch tritt bei später Einspritzung kein solch ausgeprägter Anstieg der Temperaturen auf. Das gesamte Temperaturniveau liegt aufgrund der mageren Verbrennung unterhalb dessen der ersten Messreihe. Abbildung 5.14 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{AGR}$ ,  $\lambda_{Sonde}$  und  $\lambda_{Brettschneider}$  der zweiten Messreihe dar.

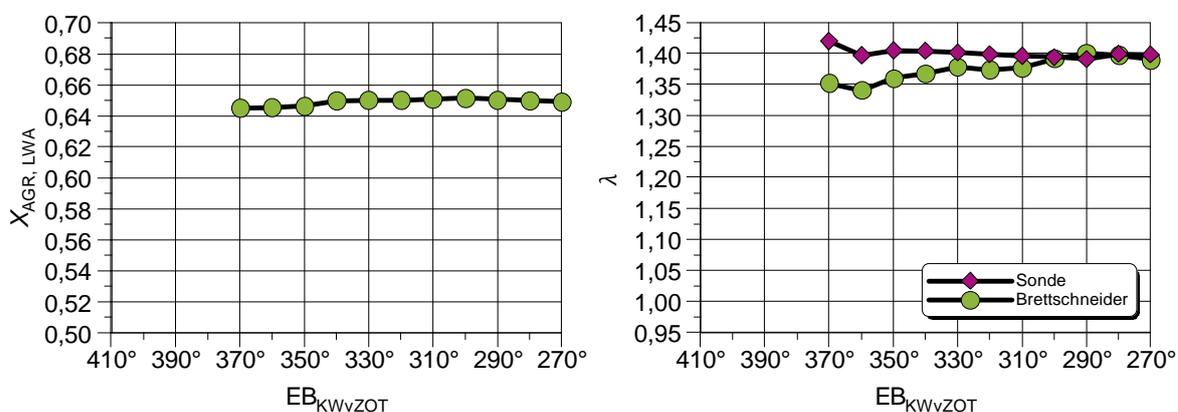


Abbildung 5.14 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{AGR}$ ,  $\lambda_{Sonde}$  und  $\lambda_{Brettschneider}$

Der Abgasanteil liegt grundsätzlich im gleichen Bereich wie der der ersten Messreihe, es tritt jedoch in Richtung früherer Einspritzung nur ein weniger ausgeprägter Abfall auf. Da bei dieser Messreihe das Luftverhältnis konstant auf  $\lambda = 1,4$  gehalten wurde zeigt sich für die gemessenen Werte des Luftverhältnisses erwartungsgemäß ein nahezu konstanter Verlauf. Die im Bereich früher Einspritzung zunehmende Abweichung der berechneten Werte resultiert aus den Grenzen der Genauigkeit der Berechnungsgrundlagen.

Abbildung 5.15 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf die Verläufe von  $p_{Zyl}$ ,  $T_{mittel}$ ,  $dQ_B$  und  $X_B$  der dritten Messreihe dar.

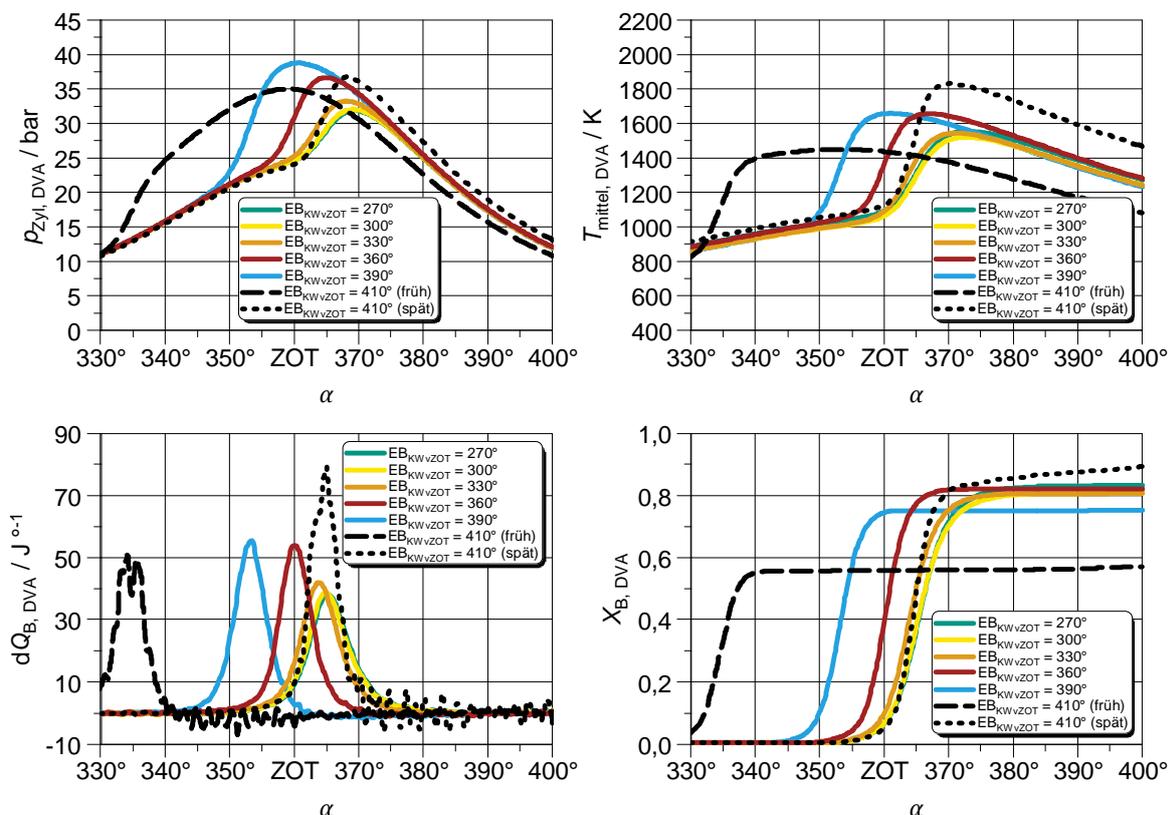


Abbildung 5.15 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $p_{Zyl}$ ,  $T_{mittel}$ ,  $dQ_B$  und  $X_B$

Aufgrund der Einstellung des Luftverhältnisses über den Zeitpunkt des Auslassschlusses anstelle des Einlassdrucks ergibt sich gegenüber Messreihe 2 wieder eine Absenkung des Zylinderdruckniveaus auf das der ersten Messreihe. Insbesondere bei frühen Einspritzzeitpunkten ist das mittlere Temperaturniveau gegenüber Messreihe 2 nochmals erniedrigt, da aufgrund des späteren Auslassschlusses nur eine weniger stark ausgeprägte Zwischenkompression und somit eine geringere Wärmefreisetzung durch Vorreaktionen in dieser erfolgt. Analog verhält es sich mit den Höchstwerten der Wärmefreisetzung. Abbildung 5.16 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$  der dritten Messreihe dar.

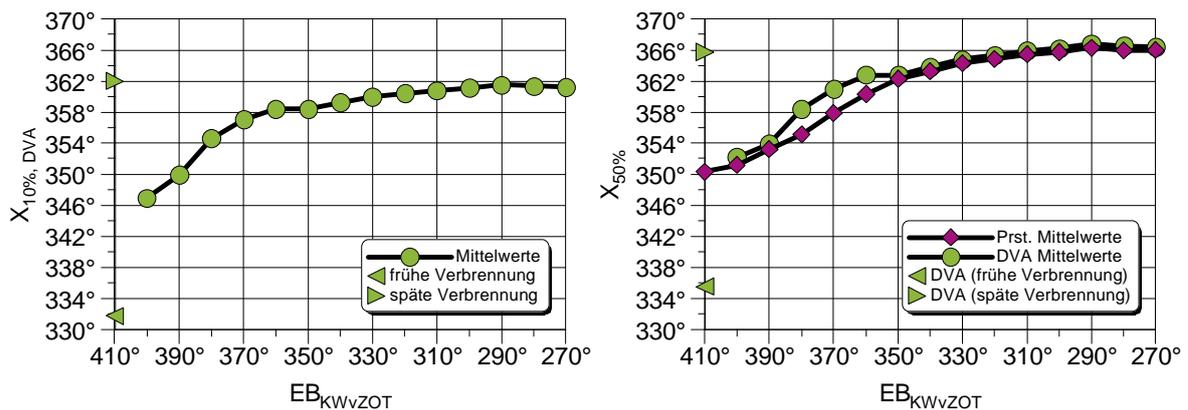


Abbildung 5.16 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$

Gegenüber Messreihe 1 und 2 ist im Bereich mittlerer bis später Einspritzzeitpunkte eine deutliche Spätverschiebung der 10-Prozent-Umsatzpunkte zu erkennen, was auf das zuvor beschriebene niedrigere Temperaturniveau zurückzuführen ist. Nach Einleitung der Verbrennung schreitet diese dann, wie am schnellen Anstieg zu Beginn der Darstellung von  $X_B$  in Abbildung 5.15 zu erkennen schneller voran, wodurch die 50-Prozent-Umsatzpunkte wieder im Bereich deren aus Messreihe 1 und 2 liegen. Abbildung 5.17 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $r_k$  sowie  $X_{50\%}$  zyklus aufgelöst für den Betriebspunkt mit Einspritzbeginn von  $410^\circ$  KWvZOT der dritten Messreihe dar.

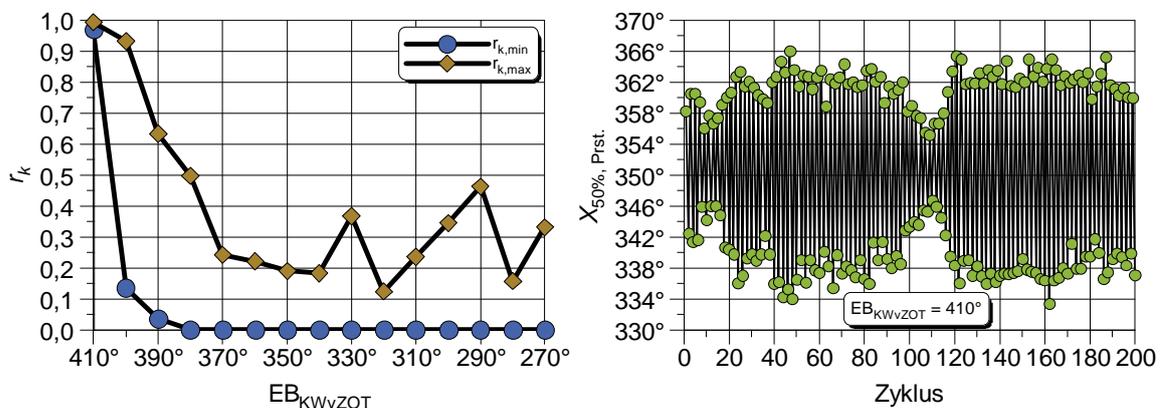


Abbildung 5.17 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $r_k$  und  $X_{50\%}$  zyklus aufgelöst für den Betriebspunkt mit Einspritzbeginn von  $410^\circ$  KWvZOT

Das Bestimmtheitsmaß der Schwankung der Verbrennungslage liegt bis zu einem Einspritzbeginn von  $370^\circ$  KWvZOT auf vergleichbarem Niveau wie in Messreihe 2, steigt dann aber bei früherer Einspritzung vergleichbar mit Messreihe 1 steil an, bis schließlich bei Einspritzbeginn  $410^\circ$  KWvZOT nahezu das Maximum von 1 erreicht wird, was eine sehr stark alternierende Schwankung der Verbrennung bedeutet. Das Minimum des Bestimmtheitsmaßes liegt hier ebenfalls sehr nah am Maximum von 1, was eine über die

gesamte Messung ausgeprägte alternierende Schwankung bedeutet, wie in der zyklus aufgelösten Darstellung des Verbrennungsschwerpunkts zu erkennen. Die Schwankungsbreite ist größer als bei Messreihe 1, zudem ist kurz nach Beginn und in der Mitte der Messung ein Ab- und Aufklingen dieser zu erkennen ist. Abbildung 5.18 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{AÖ}$  und  $T_{Abgas}$  der dritten Messreihe dar.

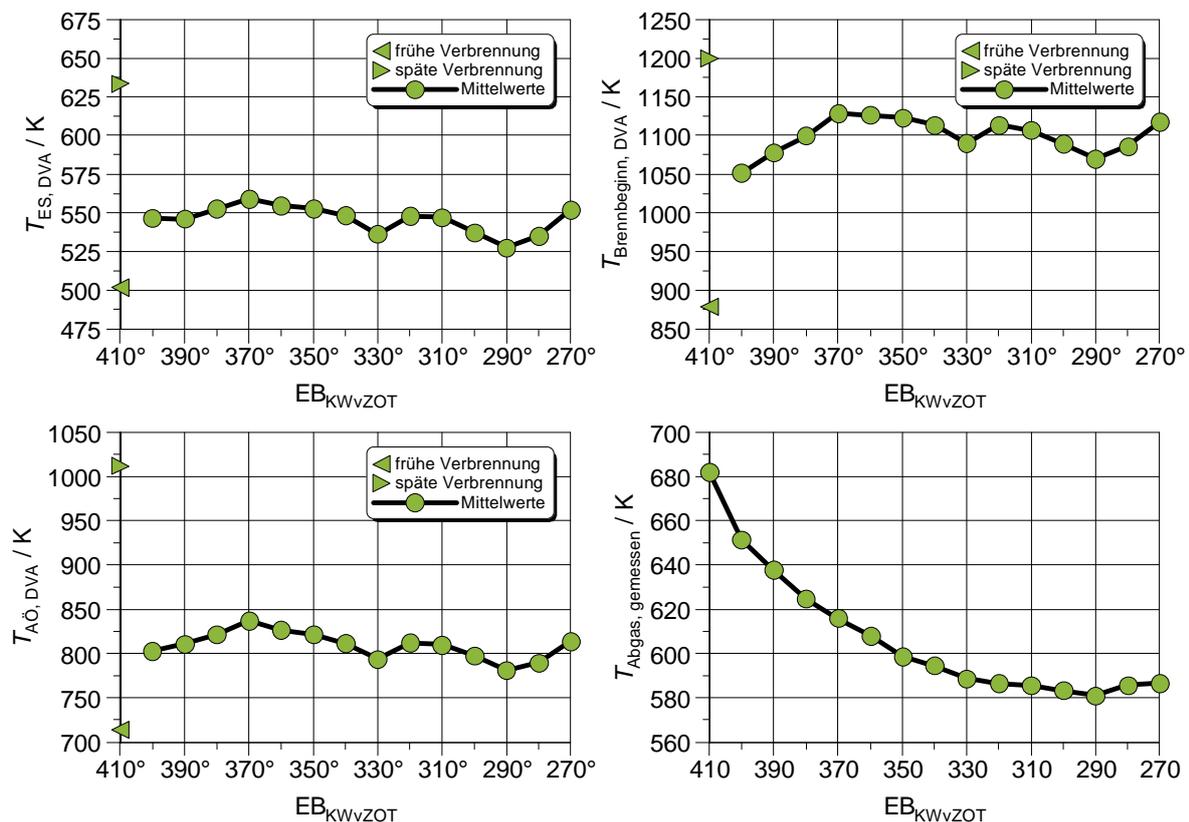


Abbildung 5.18 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{AÖ}$  und  $T_{Abgas}$

Der Verlauf der Temperaturen ist tendenziell mit dem der ersten Messreihe vergleichbar, jedoch ist der Anstieg hin zu früherer Einspritzung nicht so stark ausgeprägt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass wie in Abbildung 5.19 dargestellt mit früherem Einspritzbeginn eine spätere Öffnung des Auslassventils erforderlich ist um ein konstantes Luftverhältnis von  $\lambda = 1,4$  einzustellen, woraufhin mehr Zeit zur Abkühlung der Zylinderladung zur Verfügung steht. Das Temperaturniveau liegt aufgrund der mageren Verbrennung unter dem der ersten Messreihe, **die Abgastemperaturen dagegen sind erhöht**. Abbildung 5.19 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{AGR}$ ,  $\lambda_{Sonde}$ ,  $\lambda_{Brettschneider}$  und den erforderlichen AS der dritten Messreihe dar.

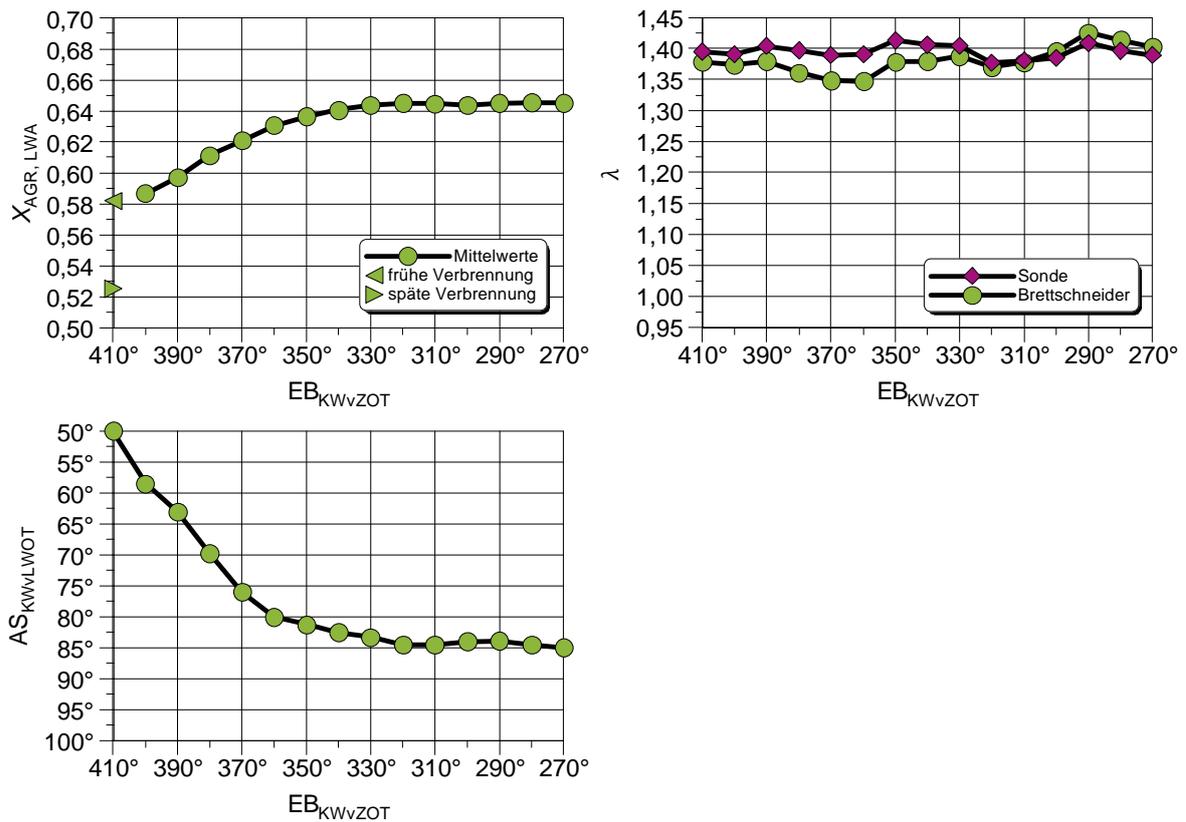


Abbildung 5.19 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{AGR}$ ,  $\lambda_{Sonde}$ ,  $\lambda_{Brettschneider}$  und den erforderlichen AS

Der Anteil des Abgases an der Zylinderladung nimmt mit früherer Einspritzung aufgrund des in dieser Messreihe damit verbundenen späteren Auslassschlusses und des daraus resultierenden erhöhten Ausschlebens des Restgases ab. Analog zur vorherigen Messreihe zeigt sich sowohl für die berechneten als auch die gemessenen Werte des Luftverhältnisses ein näherungsweise konstanter Verlauf. Wie bereits zuvor erwähnt erfordert die Einstellung des konstanten Luftverhältnisses von  $\lambda = 1,4$  mit früherem Einspritzbeginn eine Spätverstellung des Auslassschlusses. Infolge des erhöhten Ausschlebens des Restgases wird eine höhere Menge an Frischgas in der Zylinderladung erreicht, welche zum Erreichen des Luftverhältnisses von  $\lambda = 1,4$  erforderlich ist. Abbildung 5.20 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf die Verläufe von  $p_{Zyl}$ ,  $T_{mittel}$ ,  $dQ_B$  und  $X_B$  der vierten Messreihe dar.

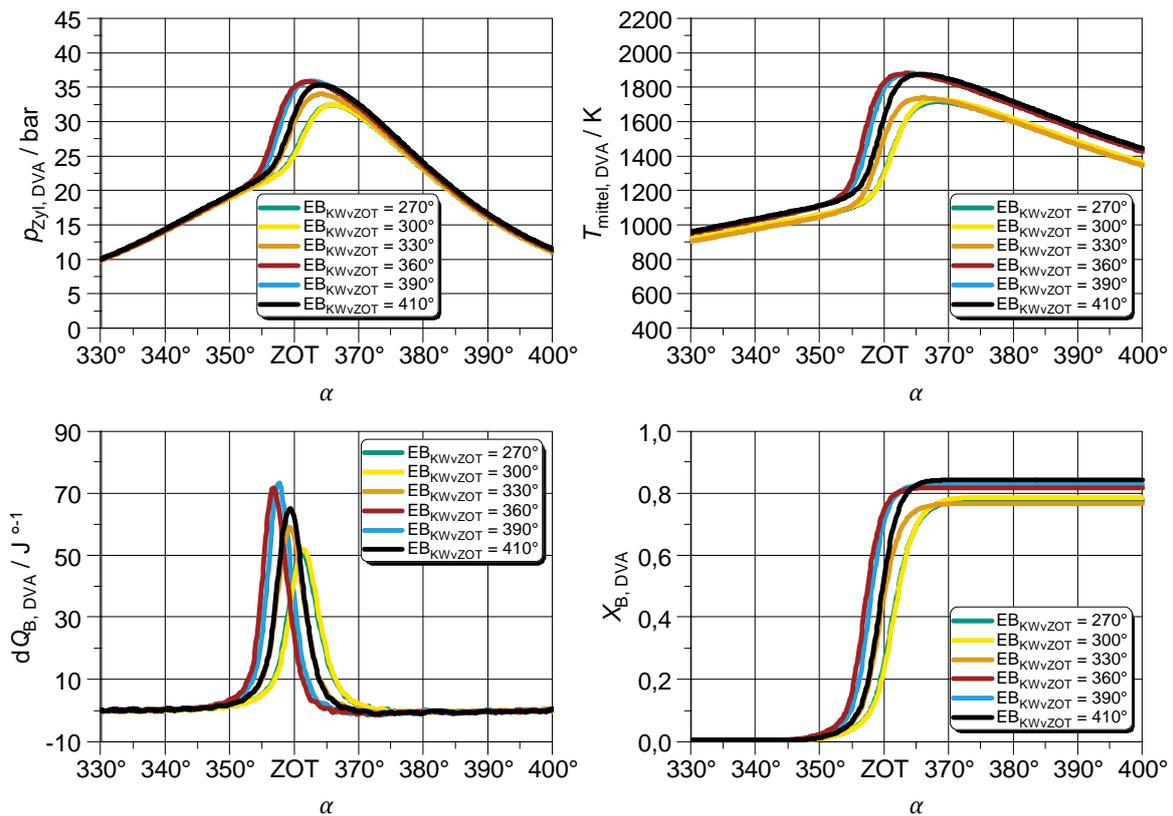


Abbildung 5.20 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $p_{Zyl}$ ,  $T_{\text{mittel}}$ ,  $dQ_B$  und  $X_B$

Im stöchiometrischen Betrieb stellt sich aufgrund der geringeren Luftmenge in der Zylinderladung gegenüber der mager betriebenen Messreihe 3 ein niedrigeres Niveau des Zylinderdruckverlaufs und eine Erhöhung der mittleren Brennraumtemperatur ein, ebenso erfolgt ein Anstieg der Höchstwerte der Wärmefreisetzung. Allgemein ist ein geringerer Einfluss des Einspritzbeginns als bei den vorherigen Messreihen zu beobachten. Abbildung 5.21 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$  der vierten Messreihe dar.

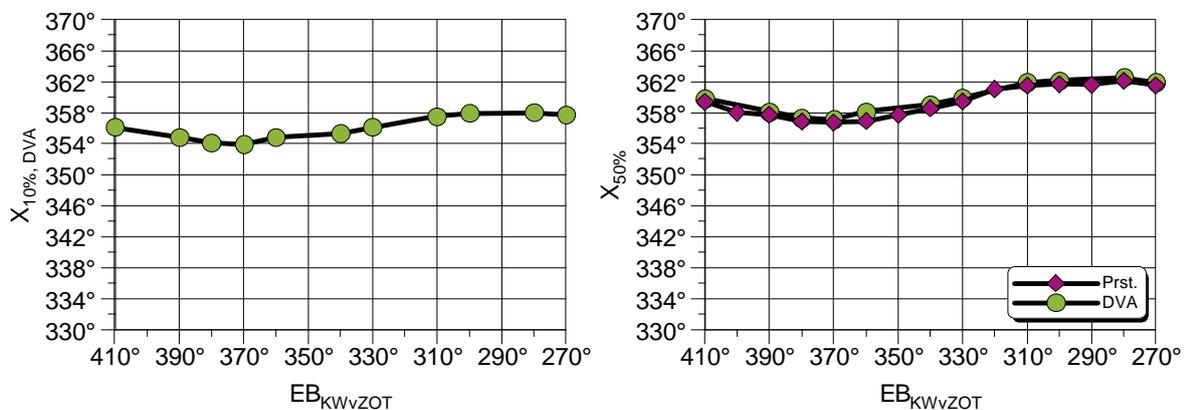


Abbildung 5.21 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$

Gegenüber Messreihe 3 ist im Bereich mittlerer bis später Einspritzzeitpunkte eine Frühverschiebung beider Umsatzpunkte zu erkennen, bei früherer Einspritzung erfolgt jedoch keine weitere Frühverschiebung, womit diese Umsatzpunkte gegenüber der hier stark abfallenden dritten Messreihe später liegen. Im Bereich der Einspritzzeitpunkte von 330°-400° KWvZOT (dem Bereich des in Abbildung 5.24 dargestellten späteren Auslasschlusses) ist eine Frühverlagerung der Verbrennung zu erkennen. Abbildung 5.22 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $r_k$  der vierten Messreihe dar.

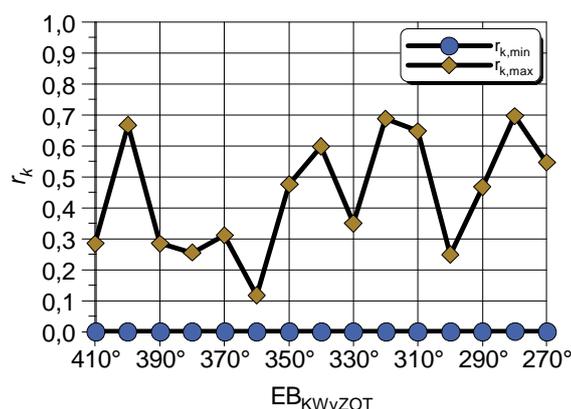


Abbildung 5.22 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $r_k$

Das Bestimmtheitsmaß der Schwankung der Verbrennungslage weist mittelhohe Maximalwerte auf, welche jedoch in keinem erkennbaren Zusammenhang zu anderen Messgrößen stehen. Abbildung 5.23 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{AÖ}$  und  $T_{Abgas}$  der vierten Messreihe dar.

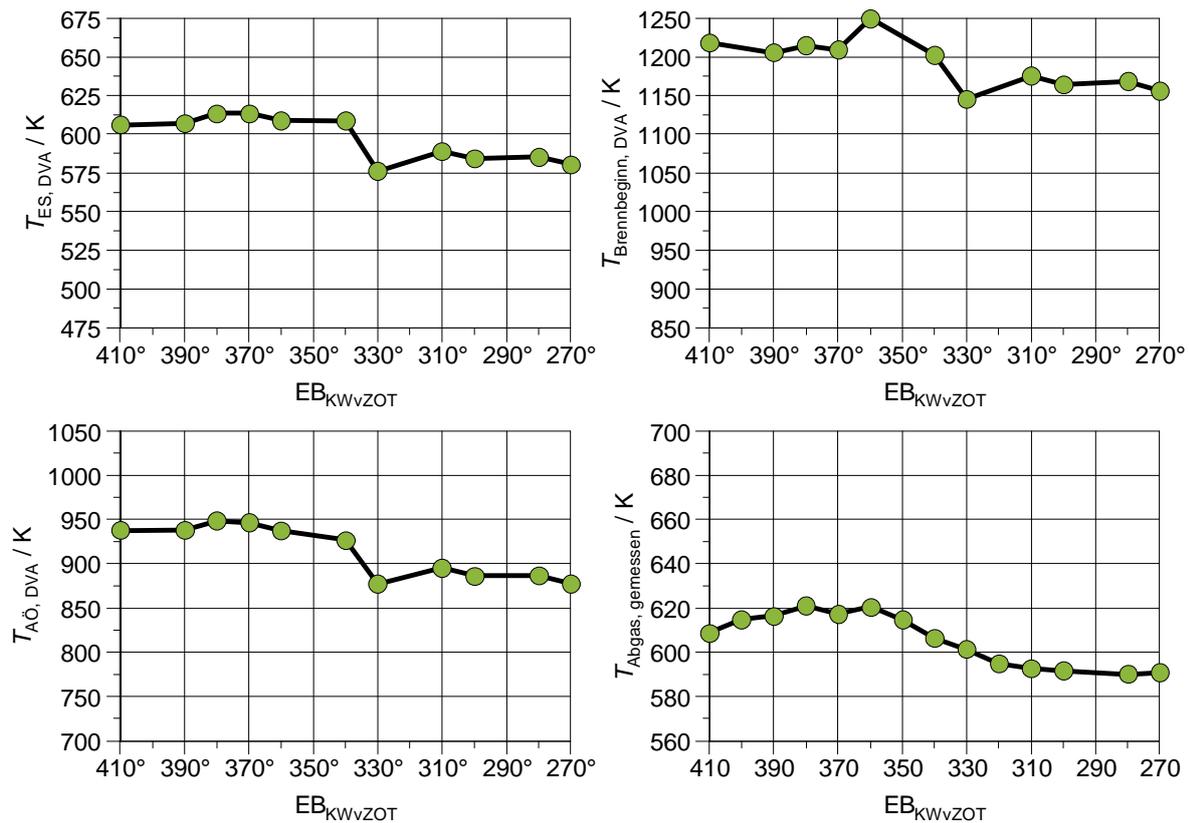


Abbildung 5.23 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{AÖ}$  und  $T_{Abgas}$

Aufgrund der stöchiometrischen Verbrennung ergeben sich gegenüber der mageren Verbrennung in Messreihe 3 deutlich höhere Brennraumtemperaturen. Der Verlauf der Temperaturen bei Einlassschluss und Auslassöffnung ist abgesehen von dem fehlenden Anstieg bei später Einspritzung vergleichbar, die Temperatur bei Brennbeginn weist keinen Abfall zu früheren Einspritzzeitpunkten hin auf. **Die Abgastemperaturen sind gegenüber Messreihe 3 insbesondere im Bereich früher Einspritzung niedriger, da das Auslassventil früher öffnet.** Abbildung 5.24 stellt den Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{AGR}$ ,  $\lambda_{Sonde}$ ,  $\lambda_{Brettschneider}$  und den erforderlichen AS der vierten Messreihe dar.

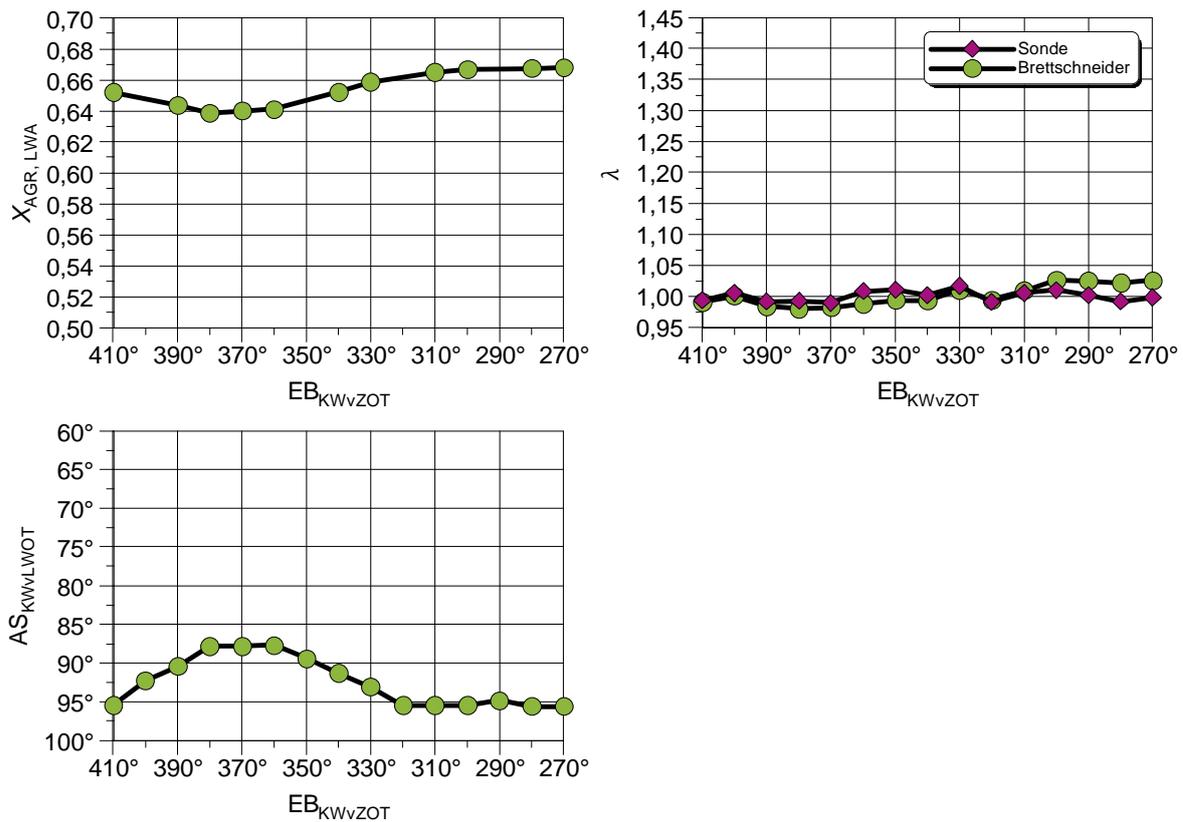


Abbildung 5.24 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf  $X_{AGR}$ ,  $\lambda_{Sonde}$ ,  $\lambda_{Brettschneider}$  und den erforderlichen AS

Aufgrund der Spätverstellung des Auslassschlusses im Bereich des Einspritzbeginns von 330°-400° KWvZOT und dem daraus resultierenden erhöhten Ausschleusen des Abgases sinkt in diesem Bereich der Anteil dessen an der Zylinderladung. Das gemessene Luftverhältnis weist den zu erwartenden nahezu konstanten Verlauf auf, die Abweichungen des berechneten Luftverhältnisses zeigen die aus den vorherigen Messungen bekannten Tendenzen. Analog zu Messreihe 3 erfordert die Einstellung des konstanten Luftverhältnisses von  $\lambda = 1,0$  eine im Bereich des Einspritzbeginns von 270°-320° KWvZOT konstante Lage des Auslassschlusses. Im Bereich des Einspritzbeginns von 330°-360° KWvZOT ist eine Spätverstellung, im Bereich des Einspritzbeginns von 380°-410° KWvZOT wieder eine Frühverstellung des Auslassschlusses erforderlich.

## 5.2 Auswertung Steuerzeiten-Variation

Zur Auswertung der Messungen der Steuerzeiten-Variation erfolgt die Darstellung ausgewählter Werte in Abhängigkeit von Einlass- und Auslassschluss.

Abbildung 5.25 stellt den Einfluss der Steuerzeiten auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$  dar.

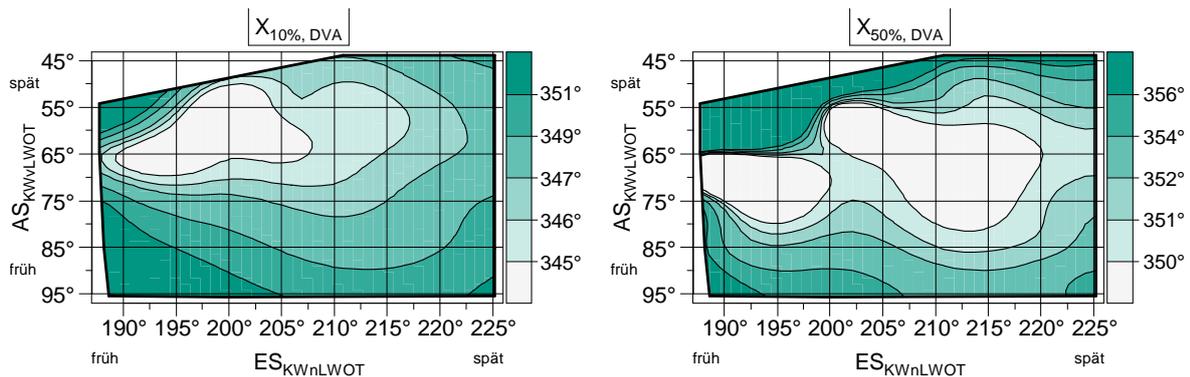


Abbildung 5.25 – Einfluss der Steuerzeiten auf  $X_{10\%}$  und  $X_{50\%}$

Wie bereits anhand von Messreihe 3 der Einspritzbeginn-Variation (aufgrund der dortigen Überlagerung des Einflusses der Variation des Einspritzbeginns nur tendenziell) zu erkennen ist hat eine Spätverstellung des Auslassschlusses eine frühere Verbrennungslage zur Folge. Die vermeintliche Verschiebung zu späterer Verbrennungslage im Bereich sehr späten Auslassschlusses resultiert aus den hier stark ausgeprägten alternierenden Zyklusschwankungen der Verbrennung. Die Variation des Einlassschlusses hat einen geringeren Einfluss als die des Auslassschlusses, hier zeigt sich lediglich in Richtung der Randbereiche der Früh- bzw. Spätverstellung eine Spätverschiebung der Verbrennungslage. Abbildung 5.26 stellt den Einfluss der Steuerzeiten auf  $r_{k,min}$  und  $r_{k,max}$  dar.

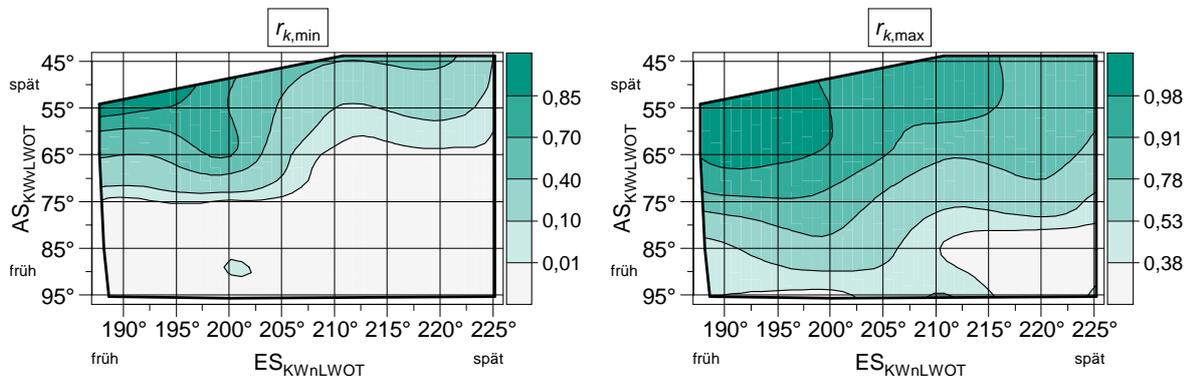


Abbildung 5.26 – Einfluss der Steuerzeiten auf  $r_{k,min}$  und  $r_{k,max}$

Die Maximalwerte sowohl des minimalen als auch maximalen Bestimmtheitsmaßes der alternierenden Zyklusschwankung liegen im Bereich der kleinsten Spreizung der Nockenwellen, wobei auch hier der Einfluss des Auslassschlusses ausgeprägter als der des Einlassschlusses ist. Abbildung 5.27 stellt den Einfluss der Steuerzeiten auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{AÖ}$  und  $T_{Abgas}$  dar.

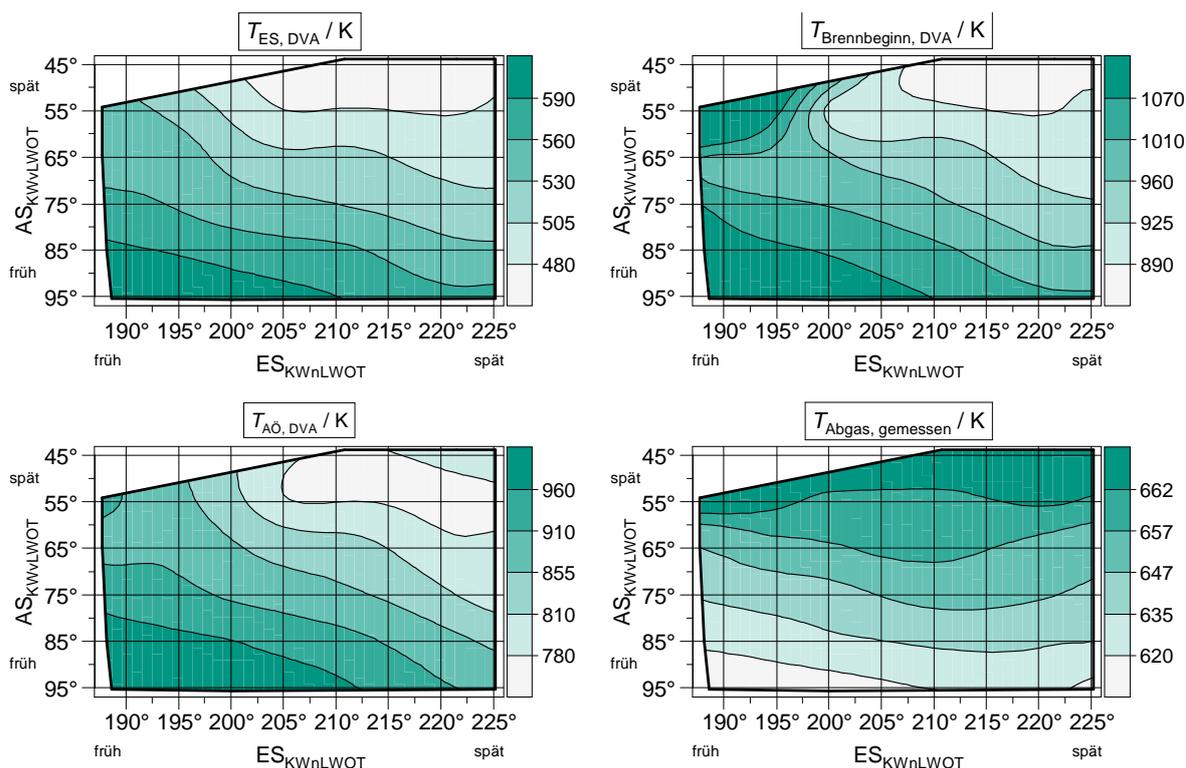


Abbildung 5.27 – Einfluss der Steuerzeiten auf  $T_{ES}$ ,  $T_{Brennbeginn}$ ,  $T_{AO}$  und  $T_{Abgas}$

Die Temperaturen bei Einlassschluss, Brennbeginn und Auslassöffnung zeigen grundsätzlich einen vergleichbaren Verlauf und steigen tendenziell gleichermaßen mit Frühverstellung des Auslass- und Einlassschlusses. Die erhöhten Temperaturen bei Brennbeginn bei spätem Auslassschluss und gleichzeitig frühem Einlassschluss resultieren aus den hier stark ausgeprägten alternierenden Zyklusschwankungen der Verbrennung, wie in Abbildung 5.26 bereits dargestellt. Die Abgastemperatur steigt mit Spätverstellung des Auslassschlusses. Der Einlassschluss hat nur einen geringen Einfluss, hier zeigt sich lediglich in Richtung Früh- bzw. Spätverstellung eine leichte Absenkung der Abgastemperatur. Abbildung 5.28 stellt den Einfluss der Steuerzeiten auf  $X_{AGR}$ ,  $\dot{m}_{Luft}$ ,  $\lambda_{Sonde}$  und  $\lambda_{Brettschneider}$  dar.

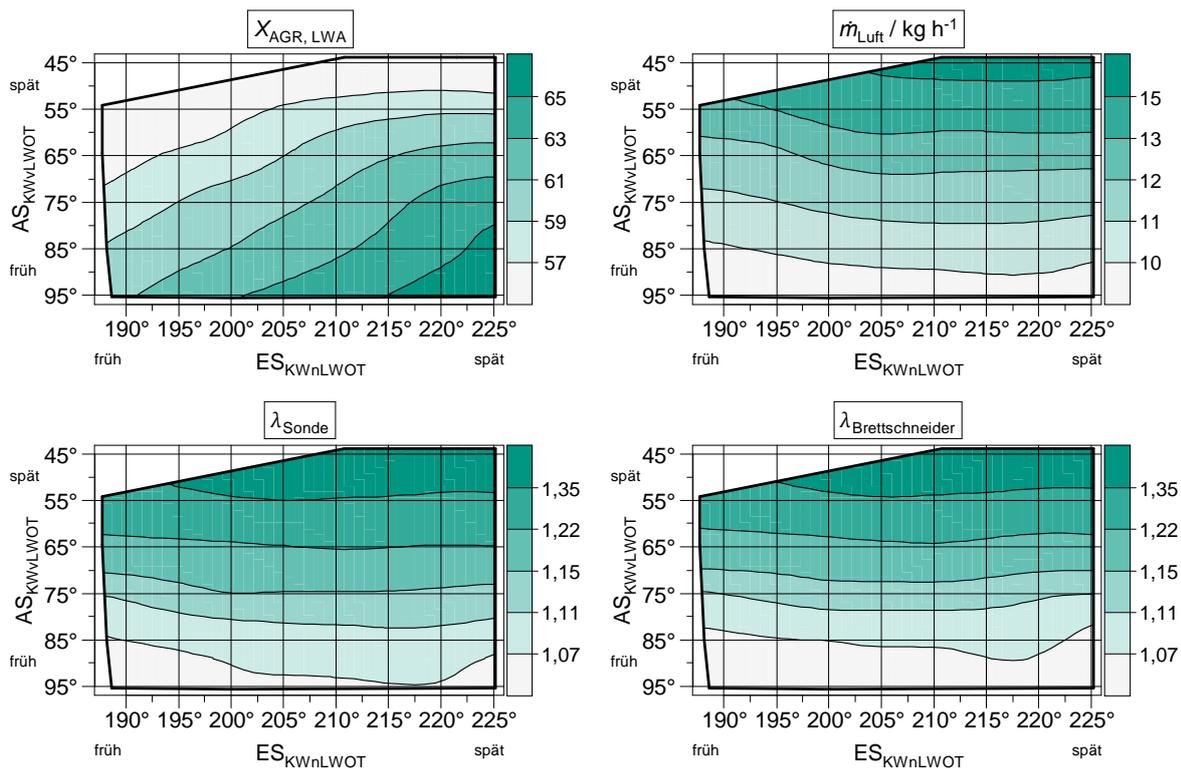
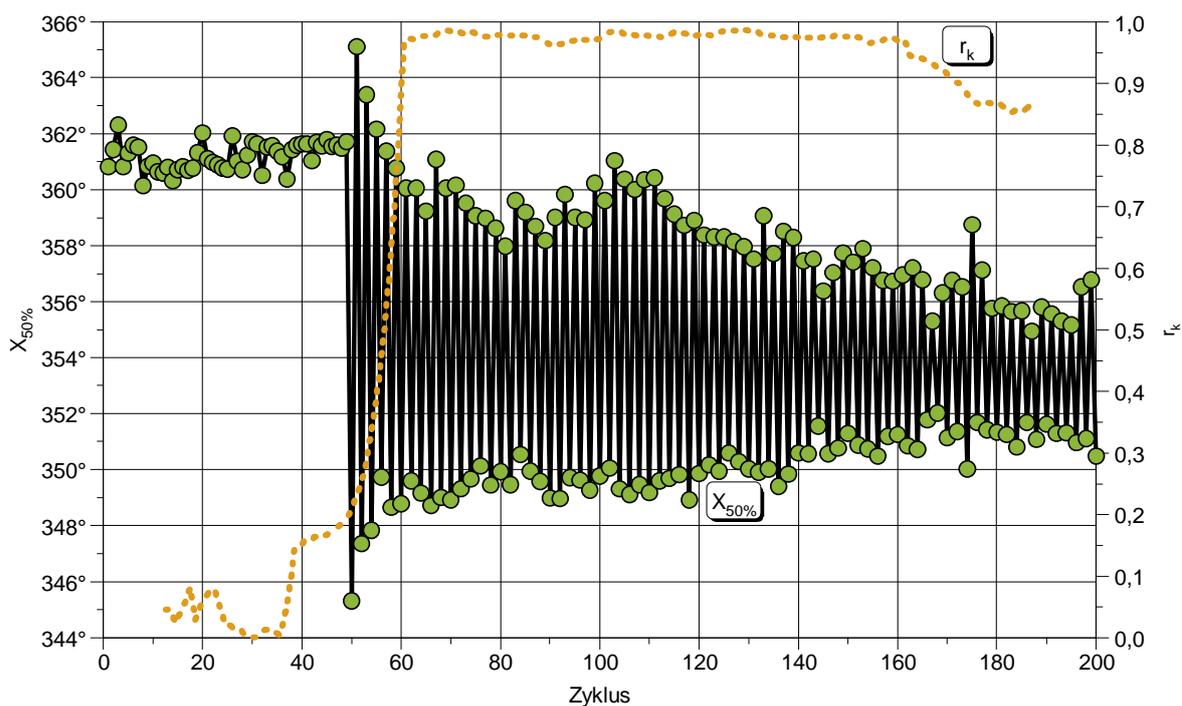


Abbildung 5.28 – Einfluss der Steuerzeiten auf  $X_{AGR}$ ,  $\dot{m}_{Luft}$ ,  $\lambda_{Sonde}$  und  $\lambda_{Brettschneider}$

Der Anteil des zurückgehaltenen Abgases steigt tendenziell mit steigender Spreizung der Nockenwellen, da hierbei sowohl die Menge des ausgeschobenen Abgases als auch der angesaugten Frischluft abnimmt. Weiterhin ist deutlich zu erkennen, dass die Höhe des angesaugten Luftmassenstroms in direktem Zusammenhang zu dem Zeitpunkt des Auslassschlusses steht. Je später das Auslassventil schließt, desto höher ist der darauf folgend angesaugte Luftmassenstrom, da eine höhere Abgasmenge ausgeschoben wird. Das Luftverhältnis verhält sich analog dazu, je höher der Luftmassenstrom, desto höher ist auch das Luftverhältnis. Zwischen gemessenem und berechnetem Luftverhältnis besteht eine geringe Abweichung, welche in Richtung fettem Gemisch leicht zunimmt.

### 5.3 Auswertung Vermessung alternierender Zyklusschwankung

Wie aus den vorangegangenen Messungen zu erwarten war weist der eingestellte Betriebspunkt eine erhebliche zyklische Schwankung auf. Abbildung 5.29 zeigt die Lage des Verbrennungsschwerpunkts  $X_{50\%}$  und das zu Beginn von Kapitel 5 eingeführte Bestimmtheitsmaß der alternierenden Zyklusschwankung  $r_k$ .

Abbildung 5.29 –  $X_{50\%}$  und  $r_k$ 

Bis Zyklus 49 war der zum Motorstart erforderliche späte Einspritzbeginn von  $300^\circ$  KWvZOT eingestellt, zu Zyklus 50 erfolgte die Umschaltung auf den eigentlich zu vermessenden frühen Einspritzbeginn von  $420^\circ$  KWvZOT. Es ist deutlich zu erkennen, dass zu diesem Zeitpunkt die Schwankungsbreite von  $X_{50\%}$  sofort um ein Vielfaches zunimmt, woraufhin auch ein Anstieg von  $r_k$  bis nahezu zum Maximum von 1 erfolgt. Hierbei erfolgte im Bereich der Zyklen 50–153 die Aufnahme von 47 Einspritzvorgängen. Diese wurden in Einspritzungen vor früher sowie vor später Verbrennungslage kategorisiert und nach entsprechender Nachbearbeitung zu Vergleichszwecken einzelbildweise dargestellt. Abbildung 5.30 und Abbildung 5.31 zeigen stellvertretend für alle aufgenommenen Zyklen der Messreihe die Einspritzung vor Zyklus 98 mit früher Verbrennungslage und Zyklus 101 mit später Verbrennungslage.

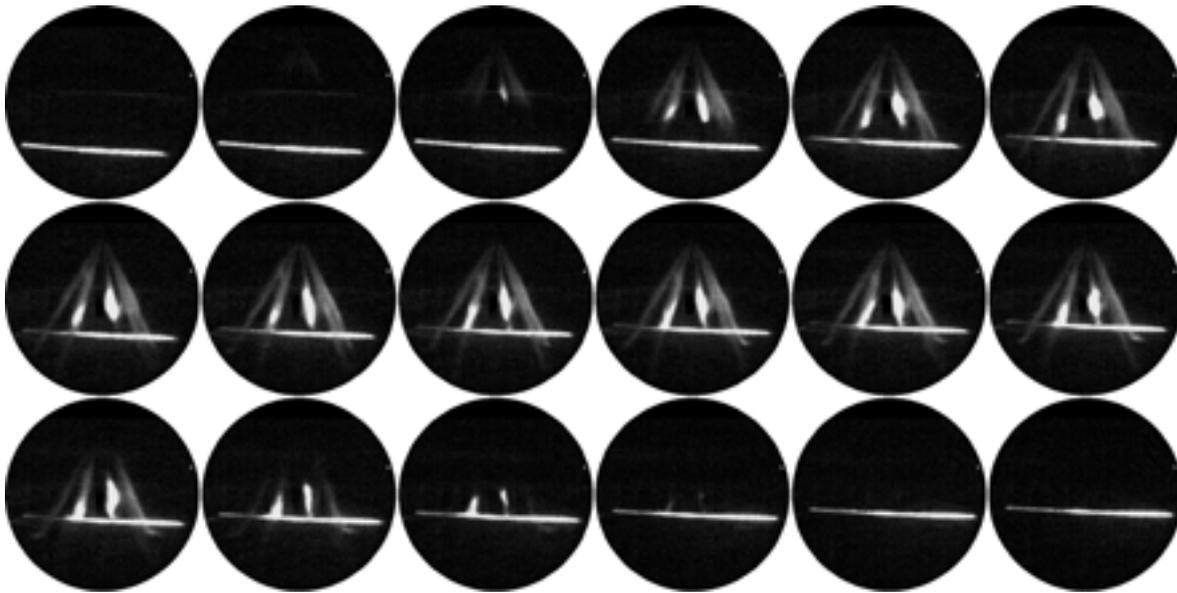


Abbildung 5.30 – Einspritzung vor Zyklus 98 (frühe Verbrennungslage)

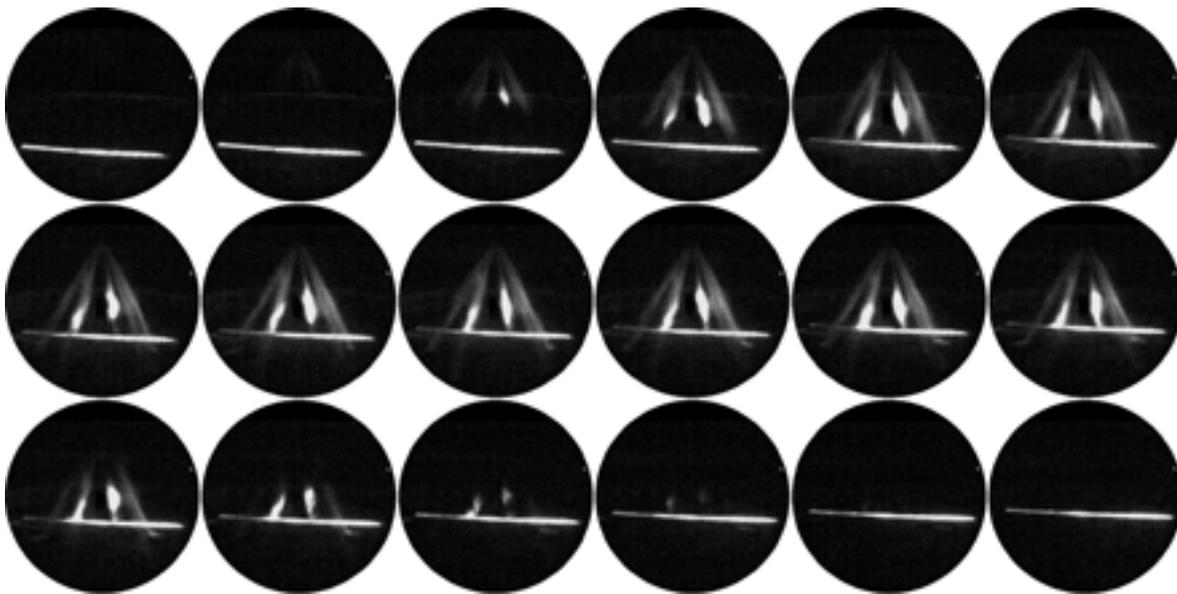


Abbildung 5.31 – Einspritzung vor Zyklus 101 (späte Verbrennungslage)

Die Auswertung der Aufnahmen der Einspritzung zeigt keinerlei signifikante Unterschiede. Die Luminanzanalyse mittels Bildverarbeitungssoftware ergibt eine mittlere Bildhelligkeit aller Sequenzen von 19,2 auf einer Skala von 0–255. Die Abweichung hellerer und dunklerer Sequenzen hiervon ist mit maximal  $\pm 3\%$  zu gering, als dass sich daraus Schlüsse über die Menge oder Ausbreitung des eingespritzten Kraftstoffs ziehen ließen. Die optische Beurteilung lässt ebenfalls auf keine relevante Differenzen beim Einspritzvorgang schließen. Eine mögliche Verwehung des Kraftstoffstrahls durch die Brennraumströmung war ohnehin nicht zu erwarten, da die Einspritzung vor dem Öffnen des Einlass-

ventils erfolgte. Unter Berücksichtigung der Einschränkungen des Messaufbaus hinsichtlich Beleuchtungsintensität und -homogenität sowie optischer und zeitlicher Auflösung der Aufnahmen lässt sich feststellen, dass die Einspritzung als über alle Zyklen konstant und somit nicht ursächlich für die Entstehung einer alternierenden Zyklusschwankung angesehen werden kann.

Der nächste Ansatz ist die Auswertung der elektrischen Ansteuerung des Injektors, um einen möglichen Einfluss dieser zu untersuchen. In der kurbelwinkelaufgelösten Darstellung der indizierten Messwerte ist zu erkennen, dass die Breite des Injektorsignals korrelierend zur Lage des Verbrennungsschwerpunkts variiert. Jedoch variiert die mittlere Drehzahl des jeweiligen Zyklus in gleichem Maße, so dass sich letztendlich die absolute zeitliche Ansteuerdauer des Injektors als konstant erwiesen hat und somit ein Einfluss dieser ausgeschlossen werden kann.

Ein weiterer Ansatz ist die Untersuchung des Kraftstoffdrucks, da bei identischer Einspritzzeit die zugeführte Kraftstoffmenge von diesem abhängig ist. Abbildung 5.32 zeigt das Signal der Injektoransteuerung und des indizierten Kraftstoffdrucks.

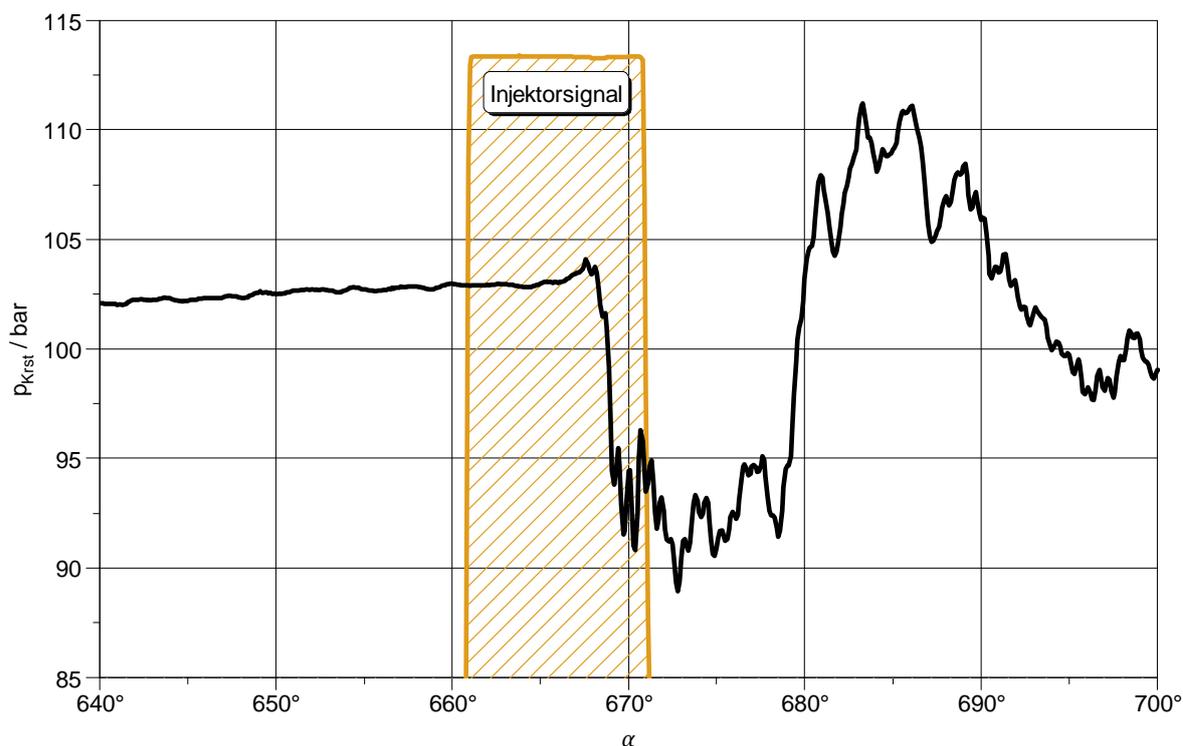


Abbildung 5.32 – Verlauf Kraftstoffdruck und Injektorsignal

Es ist zu erkennen, dass der Kraftstoffdruck bis zum Beginn der Einspritzung näherungsweise konstant verläuft. Sobald der Injektor mit einer Totzeit von ca. 7° KW gegenüber der

elektrischen Ansteuerung öffnet fällt dieser für die Dauer der Einspritzung um ca. 10 bar ab.

Zur Untersuchung eines möglichen Einflusses der Kraftstoffdruckschwankung auf die Lage des Verbrennungsschwerpunkts wurde der Faktor  $\Delta p^2$  eingeführt, welcher nach folgender Formel das Quadrat der Differenz zwischen Kraftstoffdruck  $p_{Krst}$  und Zylinderdruck  $p_{Zyl}$  berechnet.

$$\Delta p^2 = (p_{Krst} - p_{Zyl})^2$$

Gemäß dem Gesetz von Bernoulli steht der Druck  $p$  eines Fluids in linearem Zusammenhang zum Quadrat dessen Strömungsgeschwindigkeit  $c$ .

$$\frac{\rho}{2} * c^2 + p = const.$$

Die Strömungsgeschwindigkeit ist bei konstantem Strömungsquerschnitt proportional zum Volumenstrom, wodurch ein linearer Zusammenhang zwischen der eingespritzten Kraftstoffmenge und dem Faktor  $\Delta p^2$  besteht. Dieser Wert wird in Abbildung 5.33 auf den Mittelwert 1 normiert dargestellt mit der Lage des 50-Prozent-Umsatzpunkts der Verbrennung verglichen. Aus Gründen der Lesbarkeit ist die Darstellung auf 50 Zyklen (Zyklus 75–125) beschränkt.

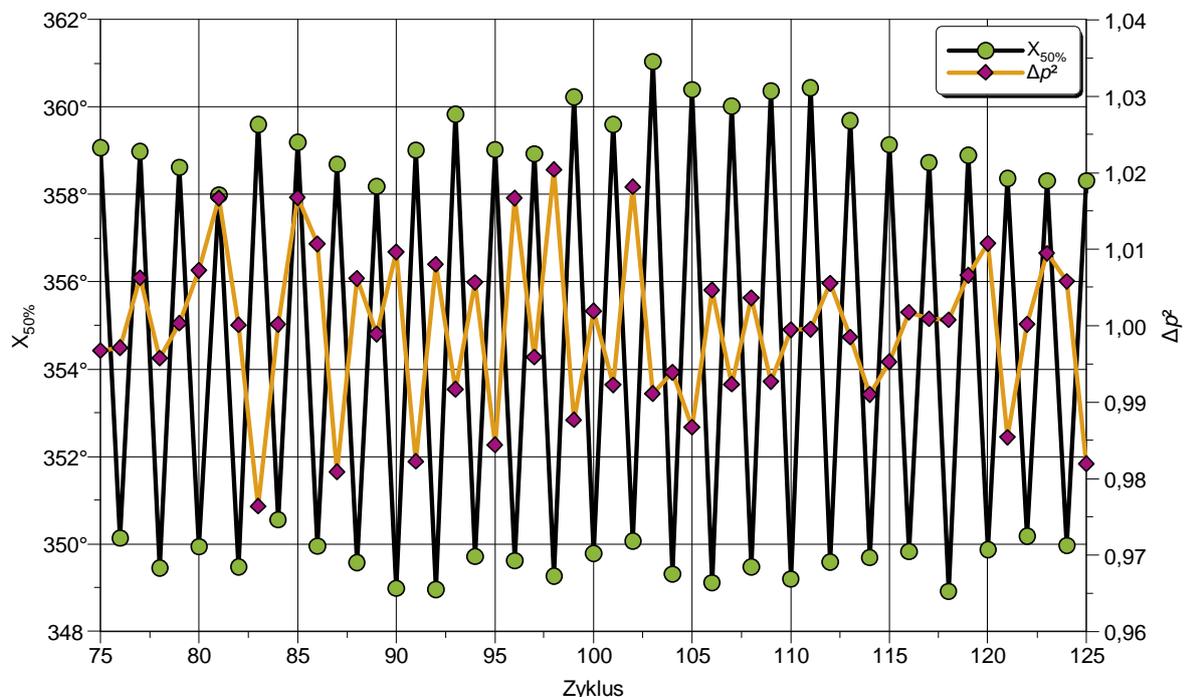


Abbildung 5.33 – Vergleich  $\Delta p^2$  –  $X_{50\%}$  stark schwankende Verbrennung

Auch hier ist kein Zusammenhang zwischen der Schwankung der Verbrennung und der des Kraftstoffdrucks erkennbar. Abbildung 5.34 verdeutlicht dies, hier ist bei noch stärker schwankender Druckdifferenz kaum Schwankung der Verbrennung vorhanden.

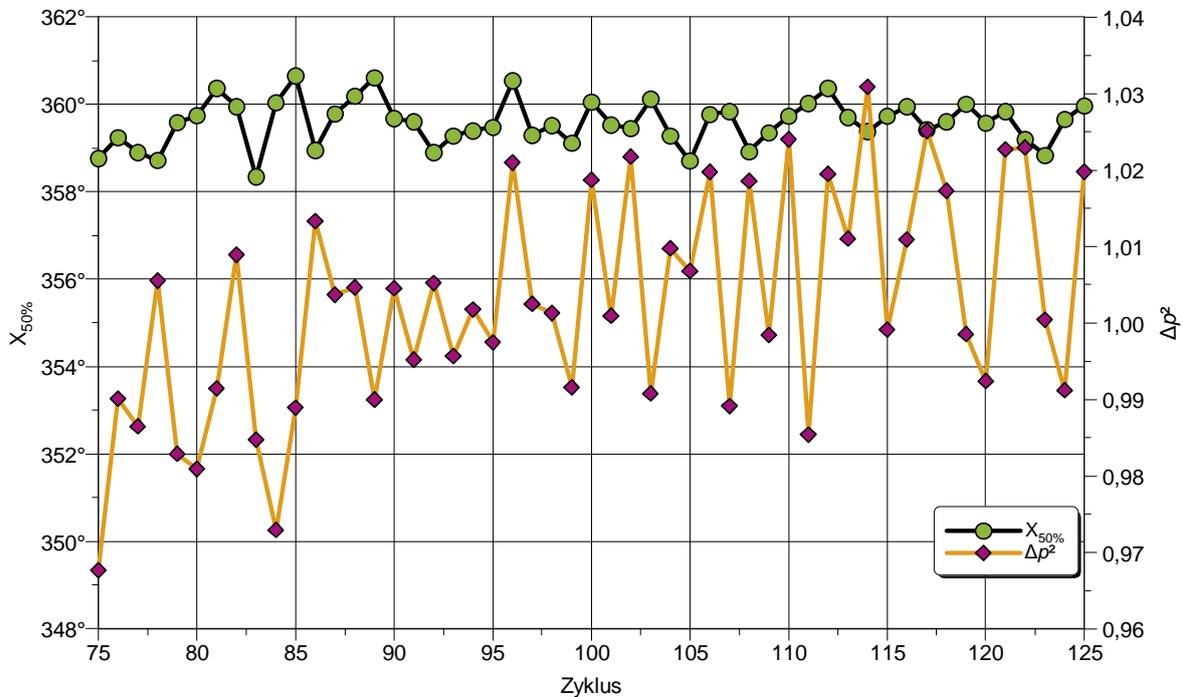


Abbildung 5.34 – Vergleich  $\Delta p^2$  –  $X_{50\%}$  schwach schwankende Verbrennung

Im Rahmen der Untersuchung der Einspritzung ist jedoch anzumerken, dass der verwendete Injektor aufgrund der betriebspunktbedingten sehr geringen Einspritzmengen in einem nicht optimalen Bereich sehr kurzer Öffnungsdauern betrieben wird. Dadurch steigt der Einfluss der schwierig zu erfassenden Vorgänge bei Öffnungsbeginn und -ende, wodurch ein mit keiner der bisher verwendeten Methoden erfassbarer Einfluss auf die Einspritzung entstehen kann.

Der nächste Ansatz ist die Auswertung des Ionenstromsignals. Zunächst erfolgte mittels einer Auswerterroutine die Berechnung der 50-Prozent-Umsatzpunkte der Verbrennung und der Zwischenreaktion beim Ladungswechsel. Hierzu wurden für jeden Zyklus die Start- und Endpunkte des auszuwertenden Signalbereichs ausgewählt und die Einzelwerte innerhalb dessen aufsummiert. Der 50-Prozent-Umsatzpunkt liegt hier an der Position, an der die Summe der Einzelwerte die Hälfte der Gesamtsumme beträgt. Die so erhaltenen Werte wurden mit den aus dem Zylinderdruck berechneten 50-Prozent-Umsatzpunkten verglichen, zunächst wie in Abbildung 5.35 dargestellt der Verbrennungsumsatz.

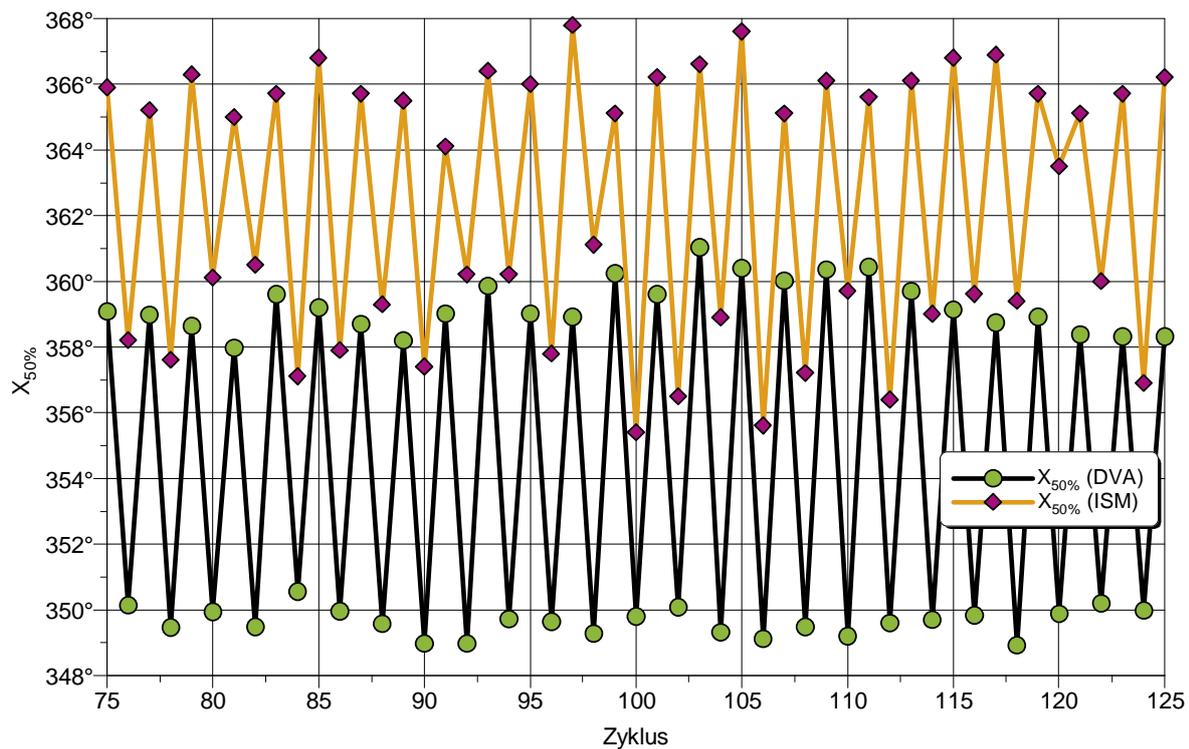


Abbildung 5.35 – Vergleich  $X_{50\%}$  (DVA) –  $X_{50\%}$  (ISM)

Der aus dem Ionenstromsignal berechnete 50-Prozent-Umsatzpunkt ist gegenüber dem aus dem Zylinderdruck berechneten um ca. 7° KW nach spät verschoben, was allerdings in diesem Fall nicht von Relevanz ist. Wichtiger ist die relative Lage der aufeinanderfolgenden Werte sowie deren Schwankungsbreite, worin sich eine sehr gute Korrelation zeigt, so dass das Ionenstromsignal grundsätzlich als verlässlich gewertet werden kann. Es besteht die Vermutung, dass in der Zwischenkompression Vorreaktionen stattfinden, welche über erhöhte Temperatur und Radikalkonzentration Einfluss auf die darauffolgende Verbrennung nehmen. Darum erfolgt in Abbildung 5.36 die Gegenüberstellung des aus dem Zylinderdruck berechneten 50-Prozent-Umsatzpunkts der Verbrennung und des aus dem Ionenstromsignal berechneten 50-Prozent-Umsatzpunkts der Zwischenkompression des vorangegangenen Ladungswechsels.

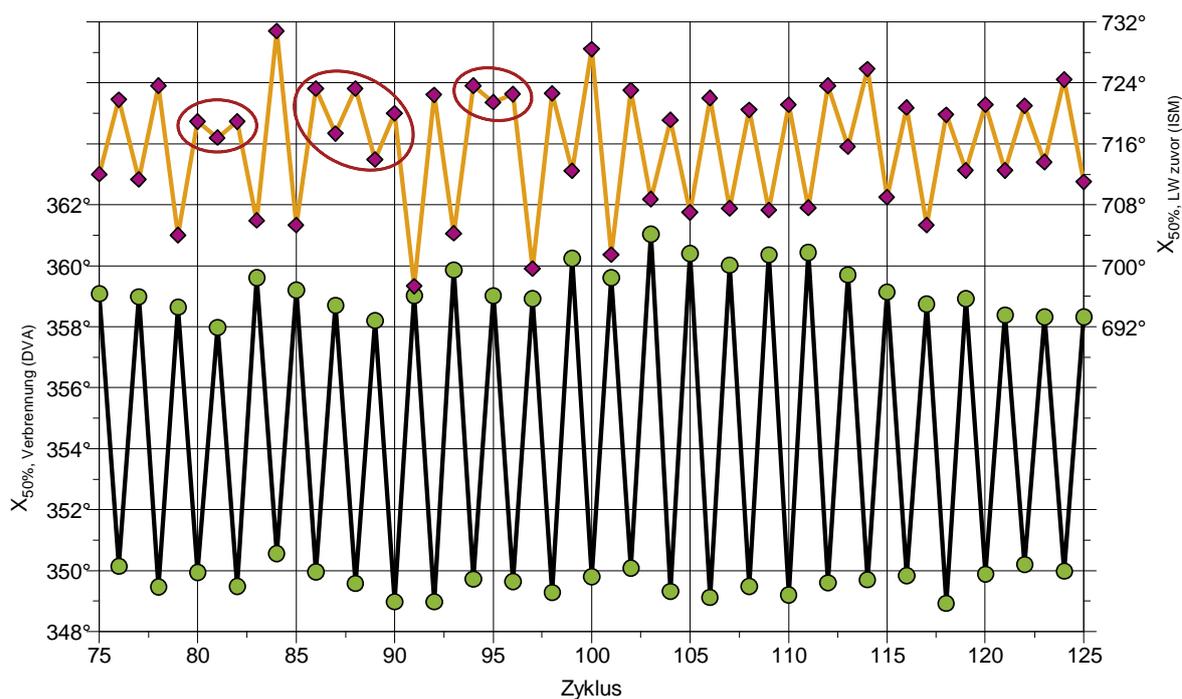


Abbildung 5.36 – Vergleich  $X_{50\%}$ , Verbrennung (DVA) –  $X_{50\%}$ , LW zuvor (ISM)

Hierbei ist grundsätzlich eine alternierende Schwankung des aus dem Ionenstromsignal berechneten 50-Prozent-Umsatzpunkts in der Zwischenkompression des vorangegangenen Ladungswechsels erkennbar. Allerdings gibt es Bereiche, in denen nur eine geringfügige Schwankung auftritt (siehe Markierungen im Diagramm), der 50-Prozent-Umsatzpunkt der Verbrennung allerdings eine unverändert hohe Schwankungsbreite aufweist. Somit ist kein direkter Zusammenhang der beiden Werte erkennbar, so dass ein Einfluss der Zwischenkompression auf die folgende Verbrennung anhand der vorliegenden Daten nicht beurteilt werden kann. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Ionenstrommessung lediglich an einer einzelnen Stelle im Brennraum erfolgte und somit der Verbrennungsvorgang auch nur lokal an dieser Stelle beurteilt werden kann. Sämtliche Vorgänge an anderen Orten im Brennraum können mit dem aktuellen Messaufbau nicht erfasst werden und bleiben daher unberücksichtigt.



## 6 Fazit

Die Untersuchungen dieser Arbeit haben aufgezeigt, dass alternierende Zyklusschwankungen mittels entsprechender Einstellung des Betriebspunkts durchaus reproduzierbar sind. Allerdings war mit den bisherigen Möglichkeiten der Untersuchung keine direkte Ursache für das Auftreten der Schwankungen identifizierbar. Es besteht weiterhin Forschungsbedarf, um die zugrundeliegenden Mechanismen erkennen zu können.

Möglichkeiten diesbezüglich stellen erweiterte optische Untersuchungen dar, beispielsweise die Untersuchung der Brennraumströmung mittels PIV (Particle Image Velocimetry) oder die dreidimensionale Untersuchung der Zündortlage und Flammenausbreitung mittels auf Photomultiplier-Technologie basierender endoskopischer Vielfach-Lichtleitermesstechnik, wie sie bereits von Günthner [4] erfolgreich zur grundlegenden Verbrennungsuntersuchung eingesetzt wurde.

Ebenso sinnvoll erscheint es, den Ansatz der Ionenstrommessung auszuweiten, indem die Messung des Ionenstroms an mehreren Stellen im Brennraum durchgeführt wird, um nicht nur eine Aussage über die zeitlichen Vorgänge der Verbrennung treffen zu können, sondern auch über deren räumliche Lage. Die bereits vorhandenen Zugänge bieten optimale Voraussetzungen zur einfachen Erweiterung der Ionenstrommessung.

Aufgrund des nicht optimalen Betriebspunkts des Injektors erscheint der Austausch dessen gegen eine Variante kleinerer Düsenbohrungen sinnvoll, um den Einfluss der schwierig zu erfassenden Vorgänge bei Öffnungsbeginn und -ende durch eine insgesamt deutlich längere Einspritzzeit zu minimieren. Denkbar wäre auch der Wechsel zu einem Piezo-Injektor, welcher prinzipbedingt eine deutlich präzisere Zumessung der Kraftstoffmenge ermöglicht [20]. Hierzu ist allerdings auch der Austausch des Injektor-Steuergeräts erforderlich.

Unterstützend zu den Messungen am Motor haben auch die stetig fortschreitenden Methoden der Simulation das Potenzial neue, wichtige Erkenntnisse über die Gemischbildungs- und Verbrennungsprozesse zu liefern.

Für ein erweitertes Verständnis erscheint die Untersuchung anderer Betriebspunkte sinnvoll, jedoch ist der Versuchsmotor in seiner aktuellen Auslegung aufgrund der Niedrighub-Nockenwellen und begrenzten Verstellmöglichkeiten der Steuerzeiten auf einen schmalen Kennfeldbereich beschränkt. Die Integration eines modernen vollvariablen Ventiltriebs würde eine maximale Kennfelderweiterung ohne die Notwendigkeit zukünftiger Umbaumaßnahmen ermöglichen.



# Literaturverzeichnis

- [1] **Spicher, Ulrich.** *Skriptum Verbrennungsmotoren A+B*. Auflage SS 2010. Karlsruhe : Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Kolbenmaschinen, 2010.
- [2] **ElringKlingler AG.** Pkw-Abgasnachbehandlung – SCR oder Speicherkatalysator? *ElringKlingler AG*. [Online] [Zitat vom: 08. 11 2013.] <http://www.elringklinger.de/de/pkw-abgasnachbehandlung-scr-oder-speicherkatalysator>.
- [3] **Onishi, Shigeru, et al., et al.** *ctive Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines*. s.l. : SAE Technical Paper 790501, 1979.
- [4] **Günthner, Michael.** *Untersuchung der Eigenschaften und Kontrollmöglichkeiten der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung von Ottokraftstoff*. Karlsruhe : s.n., 2004.
- [5] **Abuelsamid, Sam.** ABG Tech analysis and driving impression: GM's HCCI Engine. *AutoblogGreen*. [Online] 26. August 2007. [Zitat vom: 22. 09 2013.] <http://green.autoblog.com/2007/08/26/abg-tech-analysis-and-driving-impression-gms-hcci-engine/>.
- [6] **Graf, Nicole.** *Einsatz der laserinduzierten Fluoreszenz organischer Moleküle zur Visualisierung von Gemischbildungs- und Verbrennungsprozessen*. Heidelberg : s.n., 2003.
- [7] **Lavy, Jacques, et al., et al.** Controlled Auto-Ignition (CAI): A new highly efficient and near-zero NOx emission combustion process for gasoline engine application. [Buchverf.] Pierre Duret. *A new generation of engine combustion processes for the future?* Paris : Editions Technip, 2001.
- [8] **Liu, Daming, et al., et al.** Cycle-to-cycle variation analysis of in-cylinder flow in a gasoline engine with variable valve lift. *Experiments in Fluids*. 2012.
- [9] **Hönl, Michael.** *Untersuchung der kontrollierten Selbstzündung bei aufgeladenen Ottomotoren*. s.l. : Logos-Verlag, 2010.
- [10] **Sauter, W., Hensel, S. und Schubert, A.** *Benzinselbstzündung - Untersuchung der Selbstzündungsmechanismen für einen HCCI-Benzinbetrieb im Hinblick auf NOX und HC-Rohemissionen unter Berücksichtigung der Kennfeldtauglichkeit*. Karlsruhe : s.n., 2007.
- [11] The BMW F650 Technical FAQs. *F650.com*. [Online] [Zitat vom: 18. September 2013.] <http://faq.f650.com/main.html>.

- [12] **Benzinger, Marc-Sebastian, et al., et al.** *CFD BSZ Vorhaben Nr. 1022 – Numerische Simulation und Validierung der Benzinselbstzündung – Abschlussbericht*. Karlsruhe, Darmstadt, Duisburg : s.n., 2013.
- [13] **Hydraulik-Ring.** *Kettenspanner und Nockenwellenverstellungssysteme (Katalog)*. 2002.
- [14] **Raffel, Markus, Willert, Christian E. and Kompenhans, Jürgen.** *Particle Image Velocimetry - A Practical Guide*. Göttingen : Springer, 1998.
- [15] **Eichmeier, Johannes.** *Kombinierte Verbrennung brennraumintern gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten untersucht am Beispiel von Diesel und Benzin*. [Hrsg.] Prof. Dr.-Ing. U. Spicher. Berlin : Logos Verlag Berlin GmbH, 2012. Bd. 3/2012.
- [16] **LaVision GmbH.** *Produktbeschreibung HighSpeedStar 6*. 2013.
- [17] **Kubach, Heiko.** *Ionenstrom als Sensorsignal der dieselmotorischen Verbrennung*. Karlsruhe : s.n., 2004.
- [18] **Brettschneider, Johannes.** Berechnung des Luftverhältnisses  $\lambda$  von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Meßfehlern auf  $\lambda$ . *Bosch Technische Berichte*. 1979.
- [19] **Ishibashi, Y. und Tsushima, Y.** A Trial for Stabilizing Combustion in Two-Stroke Engines at Part Throttle Operation. [Buchverf.] Pierre Duret. *A new generation of engine combustion processes for the future?* Paris : Editions Technip, 1993.
- [20] Siemens: Piezo-Benzindirekteinspritzung für Ottomotoren. *Springer für Professionals*. [Online] 05. 05 2006. [Zitat vom: 04. 12 2013.] <http://www.springerprofessional.de/siemens-piezo-benzindirekteinspritzung-fuer-ottomotoren-5363/3940514.html>.

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1 – Flammenfrontausbreitung, nach [1] .....	3
Abbildung 2.2 – Abgaszusammensetzung Ottomotor, nach [1] .....	4
Abbildung 2.3 – Konvertierungsgrad 3-Wege-Katalysator, nach [1] .....	5
Abbildung 2.4 – Fischhakenkurve für einen Ottomotor, nach [1] .....	6
Abbildung 2.5 – Idealierte Modelle Flammenfrontverbrennung und HCCI-Verbrennung, nach [4] .....	7
Abbildung 2.6 – Flammenausbreitung bei HCCI-Verbrennung und Flammenfrontverbrennung, nach [5].....	7
Abbildung 2.7 – Kontrollmöglichkeiten der HCCI-Verbrennungslage, nach [1] .....	8
Abbildung 2.8 – Ventilüberschneidung, nach [1] .....	9
Abbildung 2.9 – Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch FFV & HCCI, Daten aus [7].....	10
Abbildung 2.10 – Zyklische Verbrennungsschwankungen beim Ottomotor, nach [1].....	11
Abbildung 2.11 – Alternierende Zyklusschwankung .....	12
Abbildung 3.1 – Serienmotor Rotax 654, nach [11] .....	14
Abbildung 3.2 – Injektor eingebaut, nach [12] .....	14
Abbildung 3.3 – Funktionsprinzip Flügelzellen-Nockenwellenversteller, nach [13] .....	15
Abbildung 3.4 – Vergleich Nockenwellenprofile.....	16
Abbildung 3.5 – Zylinderkopf modifiziert.....	17
Abbildung 3.6 – Endoskopaufnahmen Brennraumzugänge 1: einlassseitig, 2 & 3: bremsenseitig, 5 & 6: steuerkettenseitig.....	18
Abbildung 3.7 – Motor aufgebaut in Prüfstands Umgebung .....	19
Abbildung 3.8 – Hochgeschwindigkeitskamera LaVision HighSpeedStar 6 [16].....	23
Abbildung 3.9 – Lichtschnittoptik, nach [12] .....	24
Abbildung 3.10 – Optischer Aufbau zur Kraftstoffstrahlvisualisierung.....	24
Abbildung 3.11 – Prinzschaltplan Ionenstrommessung [17] .....	25
Abbildung 3.12 – Ionenstrommodul [17].....	26
Abbildung 4.1 – Prinzipskizze Luftdurchsatzmessung, vgl. [1] .....	28
Abbildung 4.2 – Zylinderkopf auf Fließprüfstand .....	29
Abbildung 4.3 – Bestimmung Zylinderkopf-Brennraumvolumen .....	29
Abbildung 4.4 – Vermessung Nockenwellen .....	30
Abbildung 4.5 – Betriebspunkte Steuerzeiten-Variation .....	32
Abbildung 5.1 – Übersichtsdarstellung Messergebnisse .....	35
Abbildung 5.2 – Darstellung Zyklusschwankung .....	35
Abbildung 5.3 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $p_{Zyl}$ , $T_{mittel}$ , $dQ_B$ und $X_B$ .....	36
Abbildung 5.4 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $X_{10\%}$ und $X_{50\%}$ .....	37
Abbildung 5.5 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $r_k$ und $X_{50\%}$ zyklusaufgelöst für den Betriebspunkt mit Einspritzbeginn von 410° KWvZOT .....	37
Abbildung 5.6 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $T_{ES}$ , $T_{Brennbeginn}$ , $T_{AÖ}$ und $T_{Abgas}$ .....	38

Abbildung 5.7 – Messreihe 1 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $X_{AGR}$ , $\lambda_{Sonde}$ und $\lambda_{Brettschneider}$ .....	39
Abbildung 5.8 – Messreihe 1 – Übersichtsdarstellung Betriebspunkt alternierender Zyklussschwankung .....	39
Abbildung 5.9 – Druckverlauf $p_{Auslass}$ und $p_{Einlass}$ , Massenstrom und Gesamtmasse Zylinderladung .....	40
Abbildung 5.10 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $p_{Zyl}$ , $T_{mittel}$ , $dQ_B$ und $X_B$ .....	41
Abbildung 5.11 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $X_{10\%}$ und $X_{50\%}$ .....	42
Abbildung 5.12 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $r_k$ .....	42
Abbildung 5.13 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $T_{ES}$ , $T_{Brennbeginn}$ , $T_{AÖ}$ und $T_{Abgas}$ .....	43
Abbildung 5.14 – Messreihe 2 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $X_{AGR}$ , $\lambda_{Sonde}$ und $\lambda_{Brettschneider}$ .....	43
Abbildung 5.15 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $p_{Zyl}$ , $T_{mittel}$ , $dQ_B$ und $X_B$ .....	44
Abbildung 5.16 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $X_{10\%}$ und $X_{50\%}$ .....	45
Abbildung 5.17 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $r_k$ und $X_{50\%}$ zyklusaufgelöst für den Betriebspunkt mit Einspritzbeginn von $410^\circ$ KWvZOT .....	45
Abbildung 5.18 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $T_{ES}$ , $T_{Brennbeginn}$ , $T_{AÖ}$ und $T_{Abgas}$ .....	46
Abbildung 5.19 – Messreihe 3 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $X_{AGR}$ , $\lambda_{Sonde}$ , $\lambda_{Brettschneider}$ und den erforderlichen AS .....	47
Abbildung 5.20 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $p_{Zyl}$ , $T_{mittel}$ , $dQ_B$ und $X_B$ .....	48
Abbildung 5.21 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $X_{10\%}$ und $X_{50\%}$ .....	48
Abbildung 5.22 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $r_k$ .....	49
Abbildung 5.23 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $T_{ES}$ , $T_{Brennbeginn}$ , $T_{AÖ}$ und $T_{Abgas}$ .....	50
Abbildung 5.24 – Messreihe 4 – Einfluss des Einspritzbeginns auf $X_{AGR}$ , $\lambda_{Sonde}$ , $\lambda_{Brettschneider}$ und den erforderlichen AS .....	51
Abbildung 5.25 – Einfluss der Steuerzeiten auf $X_{10\%}$ und $X_{50\%}$ .....	52
Abbildung 5.26 – Einfluss der Steuerzeiten auf $r_{k,min}$ und $r_{k,max}$ .....	52
Abbildung 5.27 – Einfluss der Steuerzeiten auf $T_{ES}$ , $T_{Brennbeginn}$ , $T_{AÖ}$ und $T_{Abgas}$ .....	53
Abbildung 5.28 – Einfluss der Steuerzeiten auf $X_{AGR}$ , $\dot{m}_{Luft}$ , $\lambda_{Sonde}$ und $\lambda_{Brettschneider}$ .....	54
Abbildung 5.29 – $X_{50\%}$ und $r_k$ .....	55
Abbildung 5.30 – Einspritzung vor Zyklus 98 (frühe Verbrennungslage) .....	56
Abbildung 5.31 – Einspritzung vor Zyklus 101 (späte Verbrennungslage) .....	56
Abbildung 5.32 – Verlauf Kraftstoffdruck und Injektorsignal .....	57
Abbildung 5.33 – Vergleich $\Delta p^2$ – $X_{50\%}$ stark schwankende Verbrennung .....	58
Abbildung 5.34 – Vergleich $\Delta p^2$ – $X_{50\%}$ schwach schwankende Verbrennung .....	59
Abbildung 5.35 – Vergleich $X_{50\%}$ (DVA) – $X_{50\%}$ (ISM) .....	60
Abbildung 5.36 – Vergleich $X_{50\%}$ , Verbrennung (DVA) – $X_{50\%}$ , LW zuvor (ISM) .....	61

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1 – Eigenschaften originaler und modifizierter Motor, vgl. [11].....	16
Tabelle 3.2 – Soll-Werte Umgebungsbedingungen .....	21
Tabelle 4.1 – Durchströmzahlen $\alpha_v$ .....	28
Tabelle 4.2 – Eigenschaften Messreihen Einspritzbeginn-Variation .....	31