

# **Niedrigstemissionskonzept auf Basis eines abgasturboaufgeladenen Ottomotors mit Direkteinspritzung, vollvariablem Ventiltrieb und Sekundärlufteinblasung**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
**Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)**

von der Fakultät für Maschinenbau  
des Karlsruher Institutes für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**  
von

Dipl.-Ing. Manfred Miklautschitsch  
aus St. Jakob im Rosental/Kärnten

Tag der mündlichen Prüfung:

02.12.2011

Hauptreferent:

o. Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Korreferent:

Univ.-Prof. Dr. techn. Helmut Eichseder

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Antriebsentwicklung der BMW AG in München.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher, dem Leiter des Instituts für Kolbenmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit sowie die Übernahme des Hauptreferates.

Herrn Univ.-Prof. Dr. techn. Helmut Eichlseder, Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der TU Graz, danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit und für die Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Schwarz, Leiter der Abteilung Entwicklung Thermodynamik, Aufladung und Abgassystem der BMW AG in München, danke ich für das Ermöglichen der Promotion in der Brennverfahrensentwicklung der BMW AG und das damit entgegengebrachte Vertrauen.

Für die hervorragende Betreuung der Arbeit seitens der BMW AG sowie die fachliche und freundschaftliche Unterstützung, ohne die das Gelingen dieser Arbeit nicht möglich gewesen wäre, danke ich herzlich Herrn Dr.-Ing. Julian Becker. Für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und die für diese Arbeit sehr fruchtbaren Anregungen danke ich Herrn Dr.-Ing. Erik Schünemann, dem Teamleiter der versuchsseitigen Brennverfahrensentwicklung der BMW AG.

Allen Mitarbeitern der Abteilung Entwicklung Thermodynamik EA-31 der BMW AG in München danke ich für die freundschaftliche Zusammenarbeit. Dank gebührt auch allen Prüfstandsfahrern und Messtechnikexperten von EA-81 und EA-833, die mich bei der Durchführung und Umsetzung zahlreicher Ideen tatkräftig unterstützten.

Meine ganz besondere Dankbarkeit gilt meinen Eltern Anna und Max Miklautschitsch für ihre uneingeschränkte Unterstützung, wodurch sie meinen beruflichen Werdegang erst möglich gemacht haben. Abschließend möchte ich mich von ganzem Herzen bei meiner Lebenspartnerin Kerstin Uschnig bedanken, die mir mit stetem Zuspruch und Optimismus immer eine wertvolle Stütze war und ist.

München, im Dezember 2011

Manfred Miklautschitsch

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> .....	<b>2</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>3</b>
<b>1. Einleitung</b> .....	<b>6</b>
1.1 Anforderungen an zukünftige Ottomotoren.....	6
1.1.1 <i>Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes bei gleichzeitiger Steigerung der spezifischen Performance</i> .....	6
1.1.2 <i>Aktuelle und zukünftige Emissionsgesetzgebungen weltweit</i> .....	7
1.2 Motivation und Zielsetzung .....	8
1.2.1 <i>Innovative Ottomotortechnologien zur Erfüllung zukünftiger Anforderungen</i> .....	8
1.2.2 <i>Schwerpunkt und Gliederung dieser Arbeit</i> .....	9
<b>2. Abgasturboaufgeladener Ottomotor mit Direkteinspritzung und variablem Ventiltrieb</b> .....	<b>12</b>
2.1 Ottomotor mit Direkteinspritzung.....	12
2.2 Der variable Ventiltrieb.....	13
2.3 Abgasturboaufladung.....	16
2.4 Die Kombination von Abgasturboaufladung, vollvariablem Ventiltrieb und Benzindirekteinspritzung .....	17
<b>3. Schadstoffemissionen der Start- und Katalysatorheizphase</b> .....	<b>19</b>
3.1 Emissionsentstehung im DI-Ottomotor .....	19
3.2 Aktuelle Lösungsansätze zur Emissionsreduzierung.....	22
3.2.1 <i>Startstrategie</i> .....	23
3.2.2 <i>Katalysatorheizverfahren</i> .....	24
3.3 Konzeptauswahl eines Katalysatorheizverfahrens für abgasturboaufgeladene Ottomotoren zur Einhaltung niedrigster Emissionsgrenzwerte .....	27
<b>4. Versuchsaufbauten und Analysemethoden</b> .....	<b>31</b>
4.1 Versuchsträger und –betrieb.....	31
4.1.1 <i>Versuchsdurchführung</i> .....	31
4.1.2 <i>Einzylindermotor für thermodynamische Untersuchungen</i> .....	33
4.1.3 <i>Einzylindermotor für optische Untersuchungen</i> .....	36
4.1.4 <i>Sechszylindermotor (Validierungsmotor)</i> .....	39

4.2	Standardmesstechnik.....	41
4.2.1	Indizierung.....	41
4.2.2	Abgasmesstechnik.....	41
4.2.3	Temperaturmesstechnik.....	42
4.2.4	Messtechnik zur Messung der Medienströme.....	43
4.2.5	Bestimmung des Verbrennungsluftverhältnisses.....	44
4.3	Sondermesstechniken.....	44
4.3.1	Schnelle HC- Messung.....	44
4.3.2	Schnelle Temperaturmessung.....	45
4.3.3	Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF).....	46
4.3.4	Messung des Eigenleuchtens der Abgasnachverbrennung mit Sekundärluft im Brennraum.....	48
4.3.5	Bildverstärkende UV-sensitive Hochgeschwindigkeitsvideoskopie zur Visualisierung der Nachoxidation im Abgasrohr.....	49
4.3.6	Bildverstärkendes Endoskopie-System (Auslasskanalendoskopie zur Untersuchung der Nachreaktion im Auslasskanal).....	49
<b>5.</b>	<b>Analyse des Einflusses konventioneller Emissionsreduktions- und Katalysatorheizmaßnahmen bei Anwendung am abgasturbo- aufgeladenen DI-Ottomotor.....</b>	<b>51</b>
5.1	Einfluss des Feuerstegvolumens.....	51
5.2	Einfluss des Zündzeitpunktes.....	54
5.3	Einfluss der Motordrehzahl.....	60
5.4	Einfluss von Verbrennungsluftverhältnis und Sekundärluftmassenstrom.....	63
<b>6.</b>	<b>Analyse der aus Direkteinspritzung und Ventiltriebsvariabilität resultierenden Potenziale in Bezug auf die Verringerung der HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen am TVDI Motor.....</b>	<b>69</b>
6.1	Emissionsreduktionspotenziale der Direkteinspritzung.....	69
6.1.1	Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung.....	69
6.1.2	Zweifacheinspritzung.....	73
6.2	Einfluss Einlassventilhub und ein-/auslasseitige Nockenwellen- verstellung.....	76
6.2.1	Unterstöchiometrischer Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärlufteinblasung.....	76
6.2.2	Unterstöchiometrischer Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung.....	81
6.3	Auslegung des Sekundärluftsystems.....	87
6.3.1	Analyse der Abgasnachreaktion mit Sekundärluft im Abgastrakt.....	87
6.3.2	Einfluss des Ortes der Sekundärlufteinleitung.....	92
6.3.3	Einfluss der Ladungswechseldynamik.....	100
6.3.4	Einfluss des Sekundärlufteinblasedrucks.....	104

<b>7. Validierung der Ergebnisse aus den Stationäruntersuchungen im instationären Katalysatorheizten nach Kaltstart am TVDI Motor .....</b>	<b>110</b>
7.1 Vorgehensweise bei der Validierung.....	110
7.2 Potenzial der Zweifacheinspritzung.....	113
7.3 Applikation im Katalysatorheizbetrieb und Ort der Sekundärlufteinleitung .....	116
<b>8. Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>120</b>
<b>9. Anhang.....</b>	<b>125</b>
9.1 Ermittlung der SULEV-Grenzwerte .....	125
9.2 Magnetspuleninjektor mit Mehrlochdüse.....	126
9.3 Ermittlung der Start- und Leerlaufemissionen der ersten 20 Sekunden nach dem Kaltstart des Motors.....	127
9.4 Berechnung des ins Schmieröl eingetragenen Kraftstoffanteils .....	127
<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>128</b>
<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>132</b>
<b>Nomenklatur .....</b>	<b>140</b>

# 1. Einleitung

## 1.1 Anforderungen an zukünftige Ottomotoren

### 1.1.1 Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes bei gleichzeitiger Steigerung der spezifischen Performance

Steigende Kraftstoffpreise, die steuerliche Begünstigung kraftstoffsparender Fahrzeuge und ein allgemein gesteigertes Umweltbewusstsein führen dazu, dass der Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeuges für den Kunden ein zunehmend wichtiger werdendes Entscheidungskriterium beim Fahrzeugerwerb darstellt. Hinzu kommt, dass der Autoverkehr in zunehmendem Maße zum Klimawandel beiträgt. Etwa 12 % der Gesamtemissionen des wichtigsten Treibhausgases Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) in der EU stammen vom Kraftstoff von Personenkraftwagen. Trotz großer bereits erzielter Fortschritte in Bezug auf die Kraftstoffeffizienz konnten die Folgen des zunehmenden Verkehrs und der immer größer und schwerer werdenden Fahrzeuge nicht neutralisiert werden. Während die Treibhausgasemissionen beispielsweise in der EU insgesamt im Zeitraum 1990-2007 um knapp 5 % gesenkt werden konnten, sind die CO<sub>2</sub>-Emissionen aus dem Straßenverkehr um 26 % angestiegen [1]. Weltweit werden daher seitens der Gesetzgeber – sowohl in Europa, USA und Japan als auch in wirtschaftlich aufstrebenden Ländern wie China – signifikante Absenkungen der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Kraftfahrzeugen und damit niedrigere Kraftstoffverbräuche gefordert. Abbildung 1 zeigt für die Europäische Union die Entwicklung der durchschnittlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen der letzten Jahre sowie die verpflichtenden Flottengrenzwerte (bezogen auf das durchschnittliche EU-Leergewicht der EU 27 Flotte), welche ab dem Jahr 2012 stufenweise eingeführt werden.

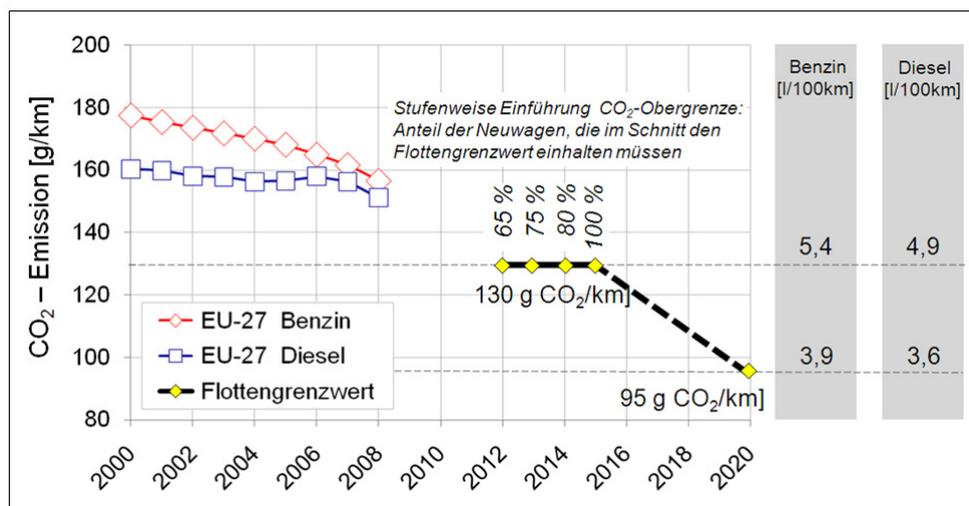


Abbildung 1: Entwicklung der durchschnittlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen und zukünftige CO<sub>2</sub>-Flottengrenzwerte in der EU [2]

Durch den Einsatz und die Weiterentwicklung moderner Technologien und Maßnahmen am Ottomotor wie Direkteinspritzung, variable Ventiltriebe, Downsizing

durch Aufladung etc. konnte der Wirkungsgradnachteil des Ottomotors gegenüber dem Dieselmotor und damit der Unterschied bei den CO<sub>2</sub>-Emissionen deutlich verringert werden. Um die strengen, zukünftig eingeführten CO<sub>2</sub>-Flottengrenzwerte unterschreiten zu können, müssen neben Aerodynamik- und Gewichtsmaßnahmen am Fahrzeug sowie einem gesamthaften Energiemanagement konsequent weitere Potenziale am Verbrennungsmotor umgesetzt werden. Die dem Ziel reduzierter CO<sub>2</sub>-Emissionen gegenläufige Erwartung des Kunden nach besseren oder zumindest gleichbleibenden Fahrzeugeigenschaften in Bezug auf Fahrdynamik, Komfort und Sicherheit führt zu einer zusätzlichen Anspannung in der Entwicklung zukünftiger Ottomotoren.

### 1.1.2 Aktuelle und zukünftige Emissionsgesetzgebungen weltweit

Neben der Einführung von CO<sub>2</sub>-Grenzwerten zeichnet sich weltweit auch eine weitere Verschärfung der Emissionsgrenzwerte für unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO<sub>x</sub>) und Kohlenmonoxid (CO) ab. Die aktuell weltweit strengsten Abgasgesetze wurden vom California Air Resources Board (CARB) mit Einführung der Abgasgesetzgebung LEV II und des ZEV-Mandates verabschiedet und sind gültig für Kalifornien sowie weitere US-Bundesstaaten. Die LEV II Gesetzgebung definiert die Grenzwertstufen LEV II, ULEV II und SULEV II und legt in Abhängigkeit des Modelljahres der verkauften Fahrzeuge einen NMOG Flottengrenzwert (Non Methane Organic Gases) fest (Abbildung 2). Die Flotte der im jeweiligen Modelljahr zugelassenen Fahrzeuge jedes Herstellers muss diesen Grenzwert unterschreiten. Ab dem Modelljahr 2009 unterschreitet der NMOG Flottengrenzwert den ULEV II-Grenzwert. Damit ist der Verkauf von SULEV-Fahrzeugen zur Einhaltung des Flottengrenzwertes zwingend notwendig. Die CARB schreibt in der LEV II für SULEV-Fahrzeuge die Einhaltung der SULEV-Grenzwerte über einen Zeitraum von 15 Jahren oder eine Laufzeit von 150 000 Meilen vor [8]. Da es in der LEV I die Grenzwertstufe SULEV noch nicht gab, wird in dieser Arbeit SULEV II vereinfacht als SULEV bezeichnet.

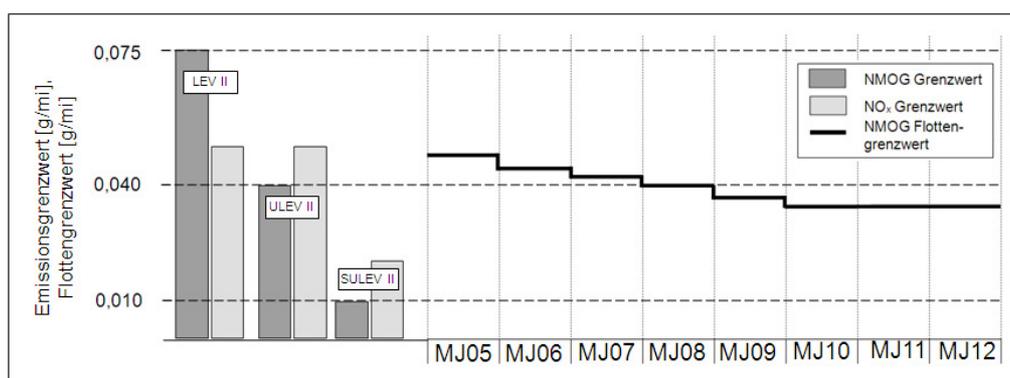


Abbildung 2: NMOG-Flottengrenzwert und Grenzwertstufen der LEV II Gesetzgebung

Das ZEV-Mandat (Zero Emission Vehicle) legt fest, dass ein bestimmter Anteil aller verkauften Neufahrzeuge emissionsfrei sein muss. Diese Bedingung erfüllen bislang

lediglich Fahrzeuge mit Elektroantrieb oder Brennstoffzelle mit H<sub>2</sub>-Betankung. In Abhängigkeit von der Größe des Herstellers kann das ZEV-Mandat vollständig oder teilweise auch durch PZEV-Fahrzeuge (Partial Zero Emission Vehicles) erfüllt werden, welche – neben anderen Kriterien (z.B. limitierte Emission aus der Verdunstung des Kraftstoffs) – die SULEV-Abgasgrenzwerte einhalten müssen. Bereits heute hat mit Südkorea ein Staat außerhalb der USA die Grenzwerte der LEV II Gesetzgebung weitgehend übernommen. Vor dem Hintergrund stark steigender Zulassungszahlen, insbesondere in den Schwellenländern und deren Megacities, muss mit weiter verschärften Emissionsgesetzgebungen auch in diesen Märkten gerechnet werden. Diese Entwicklung macht deutlich, dass zukünftige Ottomotoren neben verbessertem spezifischem Leistungsverhalten bei gleichzeitig geringeren Kraftstoffverbräuchen auch der Forderung nach niedrigsten Abgasemissionen gerecht werden müssen.

## **1.2 Motivation und Zielsetzung**

### **1.2.1 Innovative Ottomotortechnologien zur Erfüllung zukünftiger Anforderungen**

Downsizing in Kombination mit Abgasturboaufladung stellt bei modernen DI-Ottomotoren einen erfolgversprechenden Ansatz zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches dar. Durch die Erhöhung des maximal erzielbaren Mitteldrucks mittels Abgasturbolader werden mit einem hubraumschwächeren Motor die gleichen Leistungsdaten wie bei einem größeren Motor erreicht.

Der kleinere Hubraum führt dazu, dass die Motoren in einem höheren Last-Drehzahl-Kollektiv und damit „entdrosselter“ betrieben werden, d. h. es kommt zu einer Verlagerung von häufig durchfahrenen Betriebspunkten hin zu Betriebspunkten mit niedrigerem spezifischen Kraftstoffverbrauch. Weitere Vorteile der Hubraumverkleinerung, die sich ebenfalls positiv auf den Kraftstoffverbrauch auswirken, sind die geringere absolute Reibleistung des kleineren Motors sowie das in der Regel geringere Motorgewicht [3].

Das vom aufgeladenen Ottomotor mit Saugrohreinspritzung bekannte niedrige Verdichtungsverhältnis kann beim aufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung aufgrund der inneren Gemischkühlung und folglich des verbesserten Klopfverhaltens deutlich erhöht und damit der thermische Wirkungsgrad verbessert werden [4],[9],[28]. Eine weitere Reduzierung des Kraftstoffverbrauches primär im Teillastbetrieb kann durch den Einsatz vollvariabler Ventilsteuerungen, welche die Laststeuerung bei Ottomotoren übernehmen und die Ladungswechselverluste deutlich verringern, erzielt werden [5].

Die Kombination der Technologien Aufladung, Direkteinspritzung und variable Ventilsteuerung im Ottomotor – im Folgenden TVDI bezeichnet – bietet somit erhebliches Potenzial, die mittel- und längerfristigen Anforderungen an den Kraftstoffverbrauch und somit den CO<sub>2</sub>-Ausstoß bei Beibehaltung der spezifischen Leistungswerte zu erfüllen [6].

## 1.2.2 Schwerpunkt und Gliederung dieser Arbeit

Der Anteil der emittierten Schadstoffe (HC, NO<sub>x</sub>, CO) aus dem Startprozess und der nachfolgenden Nachstartphase kann sowohl im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) als auch beim amerikanischen Testzyklus (Federal Test Procedure FTP75) bis zu 90 % der Gesamtemissionen betragen [7]. Ursachen dafür sind das relativ hohe Rohemissionsniveau aufgrund schlechter Verbrennungsrandbedingungen bei nicht betriebswarmem Motor sowie eine fehlende bzw. geringe Konvertierung des Katalysators bis zum Erreichen der Light-Off Temperatur. Der Optimierung des Startvorganges sowie der Entwicklung einer effektiven Katalysatorheizstrategie mit niedrigem Rohemissionsausstoß bei gleichzeitig hohem Abgasenthalpiestrom zur Verkürzung der Anspringszeit des Katalysators kommt daher eine zentrale Rolle bei der Umsetzung eines Niedrigstmissions-Brennverfahrens zu.

Die zur Einhaltung niedrigster Emissionsgrenzwerte geforderte Effektivität der Katalysatoraufheizung stellt bei abgasturboaufgeladenen Motoren eine besondere Herausforderung dar. Der Abgasturbolader wirkt hier als Wärmesenke, was zu einer deutlichen Reduktion der Abgastemperatur am Katalysatoreintritt während des Motorwarmlaufs und damit zu einem verzögerten Katalysator Light-Off führt [9]. Bei Turbomotoren mit höherer Zylinderzahl wird diese Problematik aufgrund des höheren Rohemissionsmassenstroms und der größeren wärmeabgebenden Oberflächen noch verschärft. Die Bereitstellung eines im Vergleich zu Saugmotoren deutlich erhöhten Abgasenthalpiestroms bei gleichzeitiger Minimierung der Rohemissionen und Beibehaltung der Leerlaufqualität ist die Anforderung, die an die Katalysatorheizstrategie abgasturboaufgeladener Motoren gestellt werden muss.

Die Entwicklung und die Optimierung einer Katalysatorheizstrategie für TVDI Motoren mit dem Ziel eines SULEV-tauglichen Niedrigstmissionskonzepts für diese zukünftig stark an Bedeutung gewinnenden Motoren stellen das zentrale Thema dieser Arbeit dar.

In Kapitel 2 dieser Arbeit erfolgt die Vorstellung der Technologien Benzin-direkteinspritzung, variabler Ventiltrieb und Abgasturboaufladung sowie die Darstellung der Vorteile, welche sich aus der Kombination dieser Einzeltechnologien ergeben.

In Kapitel 3 erfolgt die Konzeptauswahl für die Umsetzung eines Niedrigstmissionskonzepts für TVDI Motoren. Dabei wird gezeigt, dass das sekundärluftunterstützte Katalysatorheizen hohes Potenzial zur Erfüllung der gegenläufigen Forderungen nach erhöhten Abgasenthalpieströmen bei gleichzeitig minimierten Rohemissionen aufweist. Der unterstöchiometrische Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung steht daher im Fokus dieser Arbeit. Die Vorteile dieser Katalysatorheizstrategie gegenüber dem mageren Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärlufteinblasung werden in diesem Kapitel anhand des Emissionsverhaltens eines abgasturboaufgeladenen Motors im Warmlauf aufgezeigt.

Des Weiteren erfolgt auch eine Charakterisierung der relevanten Einstellungen und des Motorbetriebspunktes beim Sekundärluft-Katalysatorheizen sowie einleitend eine grundlegende Betrachtung der Herausforderungen und aktuellen Lösungsansätze im Kaltstart und anschließenden Motorwarmlauf bezüglich der Emissionsminimierung.

Kapitel 4 dient der Vorstellung der Versuchsträger und -aufbauten sowie der Erläuterung der Analysemethoden, die im Zuge der Entwicklung und Validierung des in dieser Arbeit behandelten Niedrigstemissionskonzeptes eingesetzt wurden. Zum Zwecke der Verständniserarbeitung und -vertiefung der komplexen Vorgänge im sekundärluftunterstützten Katalysatorheizbetrieb in Brennraum, Abgaskanal und Abgasrohr musste auf umfangreiche optische Sondermesstechniken zurückgegriffen werden, wobei die zur Anwendung kommenden Analyseverfahren teilweise erst im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelt bzw. optimiert wurden (z.B. Tracerzumischung zu der eingeblasenen Sekundärluft zur Visualisierung des Rückströmens von Sekundärluft aus dem Abgastrakt in den Brennraum).

In Kapitel 5 erfolgt die Untersuchung des Einflusses konventioneller Emissionsreduktions- und Katalysatorheizmaßnahmen bei Anwendung am abgasturboaufgeladenen DI-Ottomotor (Einfluss Feuersteg, Zündzeitpunkt, Motordrehzahl, Luftverhältnis der Zylinderladung, Sekundärluftmassenstrom). Dabei soll das Potenzial dieser Maßnahmen insbesondere in Bezug auf die Senkung der Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden im Detail analysiert und bewertet werden.

Als Analysewerkzeuge kamen auf der Berechnungsseite die thermodynamische Druckverlaufsanalyse zum Einsatz, die experimentellen Untersuchungen wurden an einem Sechszylindermotor und an Einzylindermotoren im stationären Leerlauf bei stationärer Zwangskühlung durchgeführt. Zum Zwecke der optischen Untersuchung der Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft bei Variation der Applikationsparameter Zündzeitpunkt, Motordrehzahl, Luftverhältnis und Sekundärluftmassenstrom konnte das wassergekühlte Abgasrohr durch ein optisch zugängliches Abgasrohr ersetzt werden.

Kapitel 6 zeigt die Möglichkeiten und Herausforderungen auf, die sich aus dem Einsatz der TVDI-Technologie im Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung ergeben. Ein zentrales Thema stellt dabei die Optimierung der Sekundärluftsystemauslegung dar. Mittels umfangreicher optischer Messtechnik und Indizierung, kombiniert mit schneller HC-Messung, konnten die nachreaktions- und damit emissionsrelevanten Vorgänge in Brennraum und Abgastrakt während des Motorwarmlaufs im Detail analysiert werden. Erst die dabei gewonnenen Erkenntnisse und das dadurch erlangte Wissen ermöglichen eine zielgerichtete, notwendigerweise motorentechnologiespezifische Auslegung des Sekundärluftsystems (Ort der Sekundärlufteinleitung, Sekundärluftdruck, etc.). als Voraussetzung zur Unterschreitung niedrigster Emissionsgrenzwerte.

Kapitel 7 ist dem instationären Katalysatorheizbetrieb nach Kaltstart gewidmet. Es erfolgt primär die Verifizierung der Messergebnisse aus den Stationäruntersuchungen sowie die Validierung des entwickelten Niedrigstmissionskonzeptes für abgasturboaufgeladene DI-Ottomotoren, welches aus den Erkenntnissen dieser Arbeit abgeleitet wurde. Validierungsmotor ist ein BMW Reihensechszylinder TVDI Ottomotor [9], als Emissionierungsanforderung gilt der SULEV-Standard.

## **2. Abgasturboaufgeladener Ottomotor mit Direkteinspritzung und variablem Ventiltrieb**

### **2.1 Ottomotor mit Direkteinspritzung**

Motiviert durch steigende Kraftstoffpreise und nicht zuletzt auch durch den Siegeszug des Dieselmotors mit Direkteinspritzung in Europa wurden in den letzten Jahren die Entwicklungsarbeiten an Ottomotoren mit Direkteinspritzung intensiviert und auch erste Motoren erfolgreich in Serie gebracht. Im Gegensatz zu Ottomotoren mit konventioneller Saugrohreinspritzung wird dabei der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingebracht. Die Direkteinspritzung bei Ottomotoren diente ursprünglich der Leistungssteigerung. Bereits im Jahre 1916 wurde diese bei der Firma Junkers für den Einsatz in Flugmotoren erprobt. Aufgrund der dabei nachgewiesenen Vorteile konzentrierten sich Anfang der 1930er Jahre mehrere Flugmotorenhersteller (Argus, BMW, Daimler-Benz, Junkers, Siemens) auf die Entwicklung der Benzin-Direkteinspritzung [77]. Im Jahr 1954 kam die Direkteinspritzung im Rennsport im Mercedes 300 SL (interne Typbezeichnung W 198) zum Einsatz. Probleme durch Ölverdünnung sowie Startprobleme aufgrund von Dampfblasenbildung bei betriebswarmem Motor führten jedoch wieder zu einem Wechsel zur Saugrohreinspritzung [66], welche bis über die Jahrtausendwende hinaus die dominierende Einspritztechnologie in Ottomotoren darstellte. Die erste Großserien-Anwendung der ottomotorischen Direkteinspritzung erfolgte im Jahr 1997 im Mitsubishi Carisma GDI. In den darauffolgenden Jahren folgten mehrere PKW-Hersteller, so dass sich bis heute die Direkteinspritzung in Ottomotoren neben der Saugrohreinspritzung etabliert hat.

Die entscheidenden Stärken des geschichtet betriebenen DI-Ottomotors liegen im hohen Verbrauchspotenzial, insbesondere in der Teillast und im Leerlaufbereich. Durch eine späte Einspritzung des Kraftstoffes im Kompressionstakt wird eine Ladungsschichtung im Brennraum mit zündfähigem Kraftstoff-Luft-Gemisch im Bereich der Zündkerze bei insgesamt magerem Luftverhältnis im Zylinder erzielt. Dadurch kann der Motor im Teillastbetrieb bei variablen, global hohen Luftverhältnissen weitgehend entdrosselt betrieben werden, was eine deutliche Absenkung der Ladungswechselerarbeit zur Folge hat. Durch den Luftüberschuss erhöht sich der thermische Wirkungsgrad [47], die Ladungsschichtung mit zentraler Positionierung des Kraftstoffes im Brennraum bietet weiteres Potenzial zur Reduzierung der Wandwärmeverluste. Durch die Innenkühlung aufgrund der Verdampfung des Kraftstoffes im Brennraum wird bei DI-Ottomotoren die Klopfneigung an der Vollast reduziert. Dies ermöglicht die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses, was sich positiv auf den Wirkungsgrad des Motors im gesamten Betriebsbereich auswirkt. Die direkte Benzineinspritzung erlaubt damit Verbesserungen im Teillastverbrauch von 10 – 30% gegenüber konventionellen Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung [65]. Um im Schichtbetrieb die zuverlässige Platzierung eines zündfähigen Kraftstoff-Luftgemisches im Bereich der Zündkerze zu gewährleisten, wurden unterschiedliche Arbeitsverfahren entwickelt. Diese werden

nach der Art des Gemischbildungsvorganges im Brennraum als wandgeführt, luftgeführt und spraygeführt bezeichnet. Auf die Darstellung der Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Arbeitsverfahren wird an dieser Stelle verzichtet und auf die umfangreich vorhandene Literatur verwiesen [3], [14], [15], [65]. Unabhängig vom Brennverfahren unterbindet der mit dem Magerbetrieb verbundene Sauerstoffüberschuss die Reduktionsmöglichkeit im Katalysator und damit die konventionelle Abgasnachbehandlung mit Dreiwegkatalysator. Um die hohen Systemkosten einer komplexen Magerabgasnachbehandlung zu umgehen, kommen heute verstärkt – insbesondere in Kombination mit Aufladung und alternativen Maßnahmen zur Reduzierung des Ladungswechselarbeit in der Teillast – DI-Homogenbrennverfahren zum Einsatz [23], [40], [67], [68].

Unabhängig vom Arbeitsverfahren bietet die Direkteinspritzung hohes Potenzial zur Absenkung der Schadstoffemissionen. Bei der Umsetzung von Niedrigstmissionskonzepten müssen Kaltstart, Katalysatorheizbetrieb und der Warmlauf optimiert werden. DI-Systeme eignen sich dafür besonders gut, da sie bei optimierter Applikation die für den Kaltstart erforderliche Kraftstoffmenge (Kaltstartanreicherung) sowie die Kraftstoffanlagerung an den kalten brennraumbegrenzenden Wänden deutlich reduzieren [7], [14]. Auf die Möglichkeiten und Potenziale der ottomotorischen Direkteinspritzung zur Schadstoffemissionsreduktion im Katalysatorheizbetrieb wird in dieser Arbeit im Detail eingegangen.

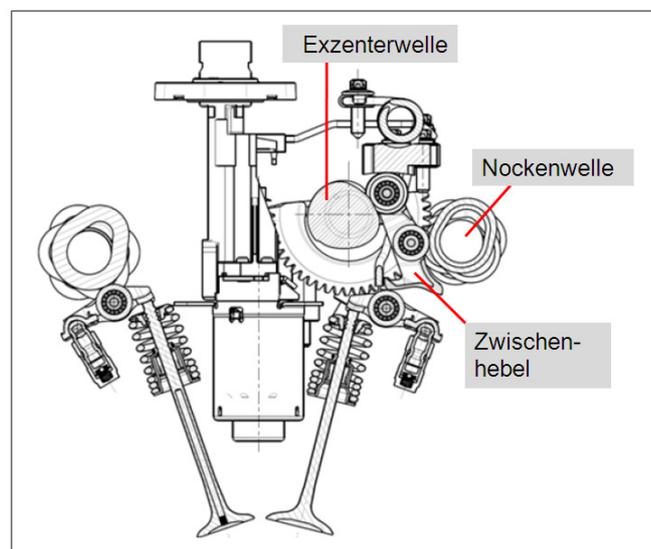
## **2.2 Der variable Ventiltrieb**

Durch den Einsatz variabler Ventilsteuerungen an Ottomotoren können die motorischen Eigenschaften und Zielgrößen wie Drehmomentverlauf, Leistung, Kraftstoffverbrauch, Ansprechverhalten und Abgasemissionen deutlich verbessert werden [69], [70], [71], [72].

Die Variabilität bezüglich der Phasenlage ermöglicht eine Anpassung der Ventilsteuerzeiten in Abhängigkeit der Drehzahl und Last und führt damit zu einer Maximierung der Zylinderfüllung über den gesamten Drehzahlbereich, wodurch ein verbesserter Drehmomentverlauf erreicht wird [65]. Der erste Serieneinsatz eines Phasenstellers erfolgte bereits im Jahr 1983 mit einem Zweipunkt-Phasensteller für die Einlassventile in einem Zweiliter-Vierzylindermotor der Firma Alfa Romeo [3]. Insbesondere in den 1990er Jahren wurden weltweit zahlreiche Patente zu diesem Thema angemeldet. Die variable Nockenwellensteuerung zählt heute zum Stand der Technik bei modernen Ottomotoren. Ein weiterer Vorteil variabler Ventilsteuerzeiten ist die Möglichkeit zur Variation der Ventilüberschneidung im Ladungswechsel-OT, wodurch interne Restgasrückführaten bzw. interne Spülung je nach Saugrohr- und Abgasgedruck an den jeweiligen Betriebspunkt angepasst werden können. Geringere Schadstoffemissionen und niedrigere spezifische Verbräuche in der Teillast sowie eine reduzierte Klopfneigung in der Vollast sind die Folge.

Die Variabilität bezüglich des Ventilhubes ermöglicht bei Ottomotoren mit Homogenbrennverfahren (Laststeuerung durch Variation der Zylinderfüllung) eine deutliche Reduktion der Drosselverluste in der Teillast und im Leerlaufbereich. Die klassische Füllungsregelung mittels Drosselklappe führt beim Ansaugen der Frischladung im gedrosselten Betrieb durch die aufzuwendende Ansaugarbeit aufgrund des Unterdrucks nach der Drosselklappe zu einem beträchtlichen Verlust (bis zu 40% im Leerlauf bezogen auf die Gesamtverluste) [65] und damit zu einer Wirkungsgradverschlechterung. Durch Ventiltriebe mit variablem Ventilhubverlauf können die Zylinderfüllung und damit die Motorlast über den Einlassventilhub und/oder die Einlassventilöffnungsdauer mit deutlich geringeren Drosselverlusten eingestellt werden. Unterschiedlichste technische Konzepte zur Realisierung eines (teil-)variablen Einlassventilhubverlaufs wurden nach der Jahrtausendwende von mehreren Herstellern vorgestellt und teilweise auch in Serie eingeführt [5], [67], [70], [73], [74], [75], [76].

Die Untersuchungen dieser Arbeit zum Potenzial eines vollvariablen Ventiltriebs im Katalysatorheizbetrieb wurden an Motoren durchgeführt, die mit der vollvariablen Ventilsteuerung VALVETRONIC der 3. Generation von BMW ausgestattet waren. Aus diesem Grund soll dieses Laststeuerungsverfahren für Ottomotoren im Folgenden in einem Ausmaß vorgestellt werden, welches für das Verständnis und die richtige Interpretation der Ergebnisse dieser Arbeit notwendig ist. Über dieses Ausmaß hinaus gehende Informationen zu der vollvariablen Ventilsteuerung VALVETRONIC von BMW können den zu diesem Thema zahlreich vorhandenen Publikationen entnommen werden [5], [70], [78].

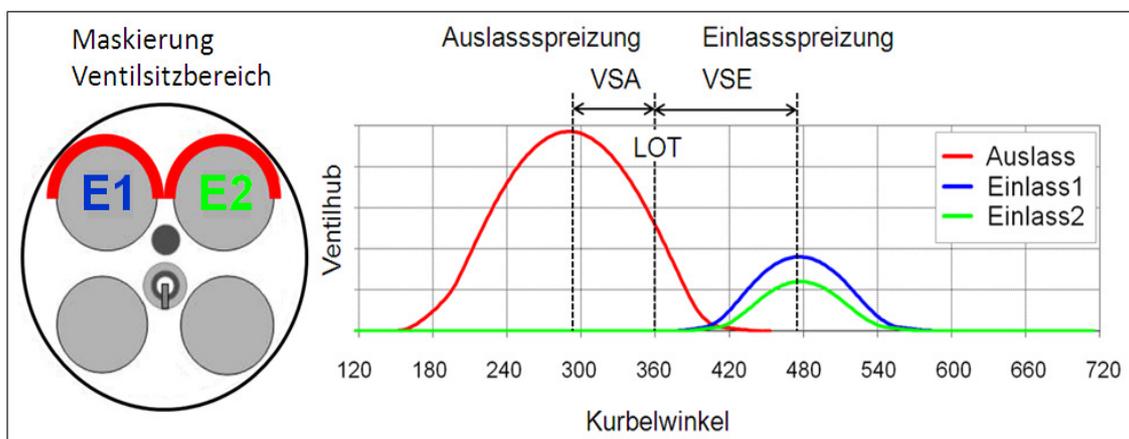


*Abbildung 3: BMW VALVETRONIC [6]*

Bei der BMW VALVETRONIC kommt zur Laststeuerung das als „frühes Einlassschließen“ bekannte Verfahren zum Einsatz. Bei diesem Verfahren bleibt die Drosselklappe während des Ansaugtaktes nahezu vollständig geöffnet, der Druck in der Sauganlage wird auf 50 mbar unter Umgebungsniveau gestellt. Die

Einlassventile schließen während des Ansaugtaktes bei Erreichen der gewünschten Zylinderfüllung. Dies erfordert stufenlos einstellbare Einlassventilöffnungsdauern. Der Basisventiltrieb der VALVETRONIC ist als Rollenschlepphebeltrieb ausgeführt. Realisiert werden die variablen Ventilöffnungsdauern mittels eines zusätzlichen Hebels (der sog. Zwischenhebel) zwischen Nockenwelle und Schlepphebel sowie einer zusätzlichen Welle mit Exzenternocken, an der sich der Zwischenhebel abstützt (Abbildung 3). Bei jeder Umdrehung der Nockenwelle wird der Zwischenhebel um den Abstützpunkt gedreht. Der Exzenter der Exzenterwelle stellt den Abstütz- und Drehpunkt des Zwischenhebels ein und legt damit auch fest, welcher Bereich der Arbeitskurve des Zwischenhebels mit dem Schlepphebel in Kontakt kommt. Abhängig von dieser Arbeitskurve ergibt sich der Ventilhubverlauf [79]. Die BMW VALVETRONIC zählt damit zur Gruppe der vollvariablen mechanischen Ventilsteuersysteme.

Neben der stufenlosen Variabilität von Einlassventilhub und –dauer sowie der stufenlosen Verstellung der Phasenlage der Ein- und Auslassventilsteuerzeiten kommen an Motoren mit VALVETRONIC der 3. Generation zusätzlich Maßnahmen zur Erhöhung der Ladungsbewegung im Leerlauf/Katalysatorheizen und in der Teillast zur Anwendung. Im Teilhubbetrieb (= Einlassventil nicht max. geöffnet) wird die in den Brennraum einströmende Ansaugluft mittels Maskierung im Bereich der Ventilsitze (Abbildung 4) beider Einlassventile gezielt ausgerichtet, so dass eine Erhöhung der tumbleförmigen Ladungsbewegung und damit des Turbulenzniveaus nach Zerfall des Tumbles erreicht wird.



*Abbildung 4: Ladungsbewegungsmaßnahmen Masking und Phasing bei der BMW VALVETRONIC der 3. Generation*

Zur Steigerung der drallförmigen Ladungsbewegung werden im Teilhubbetrieb die Einlassventile bis zu einem Ventilhub von ca. 6 mm unterschiedlich weit geöffnet, was als Phasing bezeichnet wird. Auch diese Maßnahme führt zu einer Erhöhung des Ladungsbewegungsniveaus am Kompressionsende, wodurch Verbrennungsstabilität und Restgasverträglichkeit in der Teillast und im Katalysatorheizbetrieb verbessert werden. In Abbildung 4 sind exemplarisch Ventilhubkurven mit unterschiedlichen Hubmaxima der beiden Einlassventile im

Teilhubbetrieb dargestellt. Der Begriff „Spreizung“ bezeichnet den Kurbelwinkelbereich zwischen dem Ventilhubmaximum und dem Ladungswechsel-OT und kommt im weiteren Verlauf dieser Arbeit zur Beschreibung der Ventilsteuerzeiten zur Anwendung.

Neben den bereits genannten Vorteilen bieten vollvariable Ventiltriebe ein hohes Potenzial zur Reduzierung der Schadstoffemissionen in den besonders emissionsrelevanten Betriebszuständen Start und Katalysatorheizen. Die Chancen und Potenziale zur Schadstoffemissionsreduktion, die sich aus dem Einsatz vollvariabler Ventiltriebe im Katalysatorheizbetrieb insbesondere in Kombination mit Sekundärlufteinblasung ergeben, werden in den folgenden Kapiteln dieser Arbeit im Detail analysiert.

### **2.3 Abgasturboaufladung**

Die Zylinderladung ist maßgeblich für das Drehmoment und damit die Leistung eines Verbrennungsmotors verantwortlich. Ein Motor mit hoher Zylinderfüllung hat demnach auch eine hohe hubraumspezifische Leistung [65]. Die primäre Aufgabe der Aufladung an Verbrennungsmotoren besteht in der Erhöhung von Motordrehmoment und -leistung sowie in der Verbesserung der Drehmomentcharakteristik des Motors. Mehrere Arten der Aufladung haben sich in den letzten Jahren bei ottomotorischen Brennverfahren unterschiedlicher Hersteller etabliert [9], [23], [35], [67], [80], [81], wobei die Abgasturboaufladung unter energetischen Gesichtspunkten eine günstige Variante darstellt. Bei dieser Art der Aufladung wird die thermische/kinetische Energie des Abgases genützt, um mit Hilfe einer im Abgasstrang verbauten Turbine einen im Ansaugtakt platzierten Verdichter anzutreiben. Dieser in der Regel in Radialbauweise ausgeführte Verdichter hat die Aufgabe, die Ansaugluft auf den gewünschten Ladedruck zu verdichten und auf diese Weise die erzielbare Zylinderfüllung zu steigern. Für eine detaillierte Erläuterung der Thermodynamik von abgasturboaufgeladenen Motoren wird an dieser Stelle auf Pischinger et al. [47] verwiesen, technische Details zu ausgeführten Abgasturboladern können Basshuysen et al. [3] entnommen werden.

Ottomotoren mit Abgasturboaufladung haben eine lange Tradition. Im Jahre 1973 wurde von BMW mit dem BMW 2002 Turbo das erste deutsche Serienfahrzeug mit Abgasturboaufladung vorgestellt [84], 1975 folgte Porsche mit dem 911 Turbo [83]. In den darauffolgenden Jahren gewann der Turbolader insbesondere im Motorsport hohe Popularität. Beinahe jeder Automobilhersteller bot zu dieser Zeit ein Spitzenmodell mit Abgasturboaufladung an. Komforteinbußen durch das verzögerte Ansprechverhalten aufgrund der damals noch relativ großen Lader führten jedoch nach kurzer Zeit – abgesehen von wenigen Ausnahmen – wieder zu einer Trendwende hin zum Saugmotor. Einen weiteren Nachteil abgasturboaufgeladener Motoren mit konventioneller Saugrohreinspritzung stellte der relativ hohe Kraftstoffverbrauch dieser Motoren dar. Durch den höheren Ladedruck wird eine höhere Verdichtungsendtemperatur erreicht. Damit steigt bei aufgeladenen Motoren

in der Volllast die Gefahr der irregulären Verbrennung (Selbstzündung, Klopfen). Um diese Gefahr zu reduzieren, muss das Verdichtungsverhältnis abgesenkt werden, was sich verbrauchssteigernd in der Teillast und – abhängig von der Verbrennungsschwerpunktlage – eventuell auch an der Volllast auswirkt.

Zusätzlich zu der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses wird der Zündzeitpunkt an der Volllast zur Vermeidung unzulässig hoher Spitzendrücke nach spät gestellt. Als ergänzende Maßnahme zur weiteren Reduzierung der Klopfneigung und auch aus Bauteilschutzgründen werden abgasturboaufgeladene Ottomotoren an der Volllast stark unterstöchiometrisch betrieben. All diese Maßnahmen sind die Gründe für die hohen Volllastverbräuche abgasturboaufgeladener Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung.

Erst durch die Einführung der Benzindirekteinspritzung und die Weiterentwicklung auf dem Gebiet der Aufladetechnik (hochwarmfeste Turbinenwerkstoffe, innovative Ladertechnologien) in den letzten Jahren konnten die Nachteile abgasturboaufgeladener Ottomotoren beseitigt werden.

#### **2.4 Die Kombination von Abgasturboaufladung, vollvariablem Ventiltrieb und Benzindirekteinspritzung**

Die Anforderungen an Verbrennungsmotoren werden zunehmend anspruchsvoller. Der Wunsch nach geringeren Kraftstoffverbräuchen bei gleichbleibenden oder sogar gestiegenen Ansprüchen in Bezug auf die Drehmoment- und Leistungswerte zeigt den Zielkonflikt, dem Motorenentwickler ausgesetzt sind. Insbesondere im Bereich der Ottomotorenentwicklung müssen zur Erfüllung dieser ständig steigenden und teils gegenläufigen Anforderungen neue Wege beschritten werden.

Downsizing stellt dabei einen möglichen Lösungsansatz dar, der von den Automobilherstellern auch verfolgt wird. Downsizing beschreibt Verfahren, mit denen hubraumkleine Motoren gleiche Werte in Bezug auf Drehmomentverlauf und Leistung erreichen wie Motoren mit größerem Hubraum. Durch die Hubraumreduktion werden Ottomotoren zur Erfüllung bestimmter Fahrleistungen in einem höheren Last-Drehzahl-Kollektiv und damit „entdrosselter“ betrieben. Eine Verlagerung der häufig gefahrenen Betriebspunkte in Kennfeldbereiche mit niedrigeren spezifischen Kraftstoffverbräuchen ist die Folge. Ein weiterer Vorteil der Hubraumverkleinerung beispielsweise durch Reduzierung der Zylinderanzahl ist die geringere absolute Reibleistung. Zur Kompensation der geringeren Zylinderladung aufgrund des geringeren Hubraums und der daraus resultierenden Drehmoment- und Leistungsschwäche müssen die im Hubraum reduzierten Motoren mit Aufladetechnik ausgestattet werden.

Durch die Kombination der Abgasturboaufladung mit Benzindirekteinspritzung können die klassischen Verbrauchsnachteile abgasturboaufgeladener Motoren vermieden werden. Durch die Innenkühlung aufgrund der Verdampfung des

Kraftstoffes im Brennraum wird bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung die Verdichtungsendtemperatur abgesenkt und damit die Klopfneigung an der Vollast deutlich reduziert. Auch die Flexibilität bzgl. Anzahl/Dauer und Einspritzdruck der Einspritzpulse sowie die Freiheiten bei der Auslegung des Kraftstoffsprays bieten weiteres Potenzial zur Reduzierung der Klopfneigung. Die bei Turbomotoren mit Saugrohreinspritzung durchgeführten Gegenmaßnahmen – Absenkung des Verdichtungsverhältnisses, Zündzeitpunktspätverstellung und Anfettung – können durch den Einsatz der Direkteinspritzung in deutlich abgeschwächtem Ausmaß angewendet werden.

Der Einsatz vollvariabler Ventiltriebe stellt aufgrund der daraus resultierenden Möglichkeit zur Variation der Ventilüberschneidung eine weitere verbrauchsneutrale Maßnahme zur Reduzierung der Klopfneigung bereit. Eine starke Ventilüberschneidung im aufgeladenen Betrieb führt nämlich dazu, dass der Brennraum um den Ladungswechsel-OT herum mit frischer Ansaugluft gespült und dadurch gekühlt wird. Sowohl die niedrigeren Bauteiltemperaturen im Brennraum als auch der aus der Spülung resultierende sehr niedrige Restgasgehalt haben eine signifikant reduzierte Neigung zu irregulärer Verbrennung zur Folge.

Der vollvariable Ventiltrieb stellt zudem bei Homogenbrennverfahren – wie bereits beschrieben – eine effektive Maßnahme zur Verbrauchsreduktion in der Teillast und im Leerlauf dar. Der stöchiometrische Motorbetrieb in diesen Betriebszuständen ermöglicht außerdem den Entfall der bei Motoren mit Schichtbrennverfahren notwendigen, sehr aufwändigen Magerabgasnachbehandlungstechnologie.

Die Kombination von Abgasturboaufladung, vollvariablem Ventiltrieb und Benzindirekteinspritzung stellt damit ein vielversprechendes Verbrennungskonzept zur Erfüllung zukünftiger Anforderungen an moderne Verbrennungsmotoren dar. Dies gilt sowohl für die weitere Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO<sub>2</sub>-Emission als auch im Hinblick auf die Umsetzung erhöhter spezifischer Leistungs- und Drehmomentwerte. Die Untersuchung des Potenzials eines solchen Verbrennungskonzepts zur Reduzierung der Schadstoffemissionen bzw. die Erarbeitung einer Strategie zur Erfüllung der weltweit strengsten Abgasgesetzgebungen für Motoren mit diesem Verbrennungskonzept ist Gegenstand dieser Arbeit.

### 3. Schadstoffemissionen der Start- und Katalysatorheizphase

#### 3.1 Emissionsentstehung im DI-Ottomotor

Bei der vollständigen Verbrennung eines Kohlenwasserstoffmoleküls ( $C_xH_y$ ) enthält das Abgas die Verbrennungsprodukte Kohlendioxid ( $CO_2$ ) und Wasserdampf ( $H_2O$ ) sowie Sauerstoff ( $O_2$ ) und Stickstoff ( $N_2$ ) im Falle der Verbrennung mit Luftüberschuss (überstöchiometrisch). Bei der realen, unvollständigen Verbrennung kommen die als Schadstoffe bezeichneten Komponenten Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte bzw. teilverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide ( $NO_x$ ) und Ruß (C) hinzu. Wie in Abbildung 5 zu sehen, ist die Bildung der Schadstoffkomponenten primär vom Verbrennungsluftverhältnis und der daraus resultierenden Verbrennungstemperatur abhängig. Die Schadstoffkomponenten der unvollständigen Verbrennung CO und HC nehmen im unterstöchiometrischen Bereich aufgrund des Sauerstoffmangels mit kleiner werdendem Verbrennungsluftverhältnis nahezu linear zu, im überstöchiometrischen Bereich ist die CO-Emission sehr niedrig und nahezu unabhängig vom Lambdawert. Die HC-Emissionen steigen gegen die magere Zündgrenze steil an. Die Stickoxidemissionen werden in erster Linie bei hohen Verbrennungstemperaturen nach dem Zeldovich-Mechanismus (11) aus dem Luftstickstoff gebildet ( $NO_x$ -Maximum bei ca.  $\lambda=1,1$ ). Eine Abmagerung der Zylinderladung über den Wert  $\lambda=1,1$  führt zu einer Abnahme der Verbrennungstemperatur und damit zu geringeren  $NO_x$ -Emissionen. Eine Anfettung hat aufgrund des reduzierten Sauerstoffangebots ebenfalls einen Abfall der  $NO_x$ -Emissionen zur Folge.

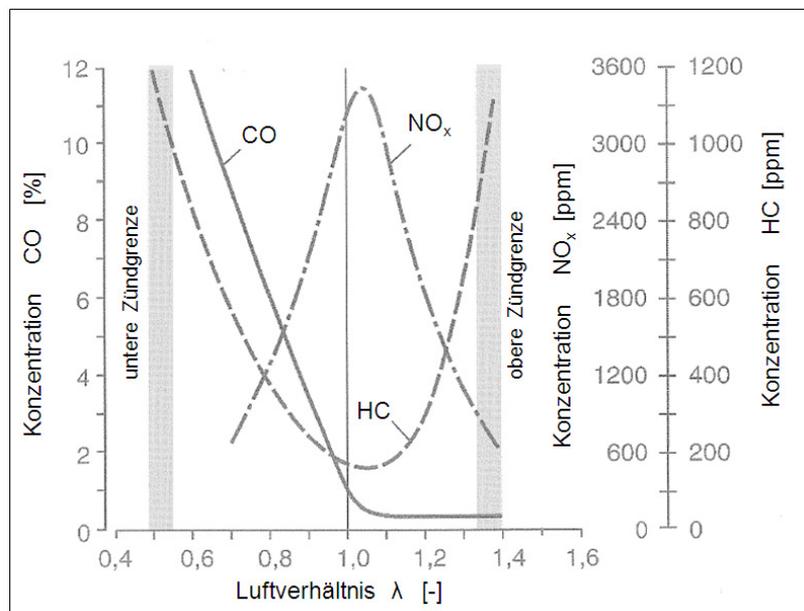


Abbildung 5: Schadstoffbildung im Ottomotor in Abhängigkeit des Luftverhältnisses [10]

Die zwei Hauptgründe für die Entstehung von Ruß in Verbrennungsmotoren sind eine stark inhomogene Gemischzusammensetzung mit deutlich unterstöchiometrischen Zonen des Kraftstoff-Luftgemisches sowie die Anwesenheit unverdampften Kraftstoffes, der mit der Flamme wechselwirken kann. Der Mechanismus der Rußbildung wird in Kubach et al. [13] im Detail beschrieben. Auch in Ottomotoren mit Direkteinspritzung kann es – abhängig von Brennverfahren und Betriebsstrategie – zu erheblicher Rußentstehung kommen. Die Gefahr unzulässig hoher Rußemissionen ist bei homogen betriebenen Ottomotoren aufgrund der längeren zur Verfügung stehenden Gemischaufbereitungszeit geringer als bei Motoren mit Schichtbrennverfahren.

Im überstöchiometrischen Bereich ( $\lambda > 1$ ) treten „hinter“ der Flammenfront vernachlässigbare HC-Konzentrationen auf. Diese Komponenten stammen großteils aus dem Kraftstoff aus Zonen, die nicht oder nur teilweise von der Verbrennung erfasst werden [14]. Auch die verwendeten Schmiermittel können eine Ursache für die HC-Rohemission darstellen. Die verschiedenen Mechanismen der Entstehung von HC-Emissionen an Ottomotoren wurden in der Vergangenheit vielfach im Detail untersucht und in zahlreichen Literaturbeiträgen sowohl für die Saugrohreinspritzung als auch die Direkteinspritzung erläutert. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle lediglich eine kurze Übersicht über die wesentlichsten HC-Quellen im DI-Ottomotor gegeben (Abbildung 6).

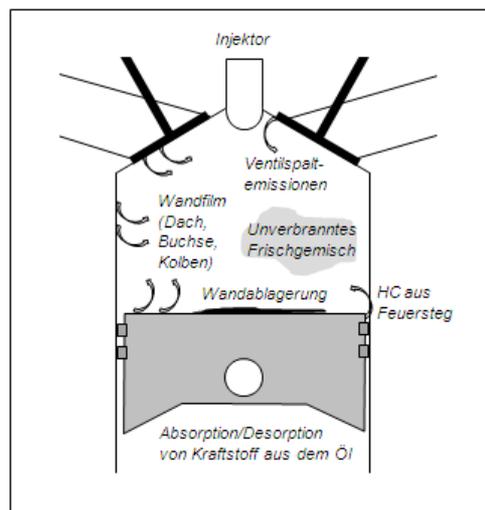


Abbildung 6: HC-Quellen im Brennraum eines DI-Ottomotors

Als eine der Hauptursachen für die Entstehung von HC-Emissionen im Ottomotor mit Direkteinspritzung wird das Erlöschen der Flamme im Brennraum angesehen [14],[15]. Dabei wird zwischen der Flammenlöschung durch Streckung (Flame Quenching) und der Flammenlöschung an der Wand und in Spalten (Wall Quenching) unterschieden. Unter der Flammenlöschung durch Streckung versteht man das vorzeitige Erlöschen der Flamme, obwohl ausreichend Frischgemisch vorhanden ist und die Flamme die kalte Brennraumwand noch nicht erreicht hat [16]. Dieses Verhalten kann beispielsweise durch zu hohe Turbulenz in der Flamme

ausgelöst werden. Bis zu einer bestimmten Grenze wirkt sich eine Erhöhung der Turbulenzintensität positiv auf Verbrennung aus, bei Überschreitung dieser kann eine Abnahme der Reaktionsgeschwindigkeit bis hin zum Erlöschen der Flamme beobachtet werden. Flame Quenching wird durch sehr fette oder magere Gemische sowie starke lokale Gemischinhomogenitäten begünstigt (Bsp. Magermotoren) [14].

Die Flammenlöschung an der Wand und in Spalten – das sogenannte Wall Quenching – wird durch die Wechselwirkung der Flamme mit den brennraumbegrenzenden Wänden verursacht. Die Ursachen für das Auslöschen der Flamme sind eine zu hohe Wärmeableitung an die kalte Wand und die daraus resultierende Abkühlung der wandnahen Reaktionszone sowie die Zerstörung reaktiver Zwischenprodukte durch Reaktionen an der Oberfläche der Wand [11],[22]. Insbesondere Brennraumspalte (Feuersteg, Kopfdichtung, Ventiltaschen, zerklüftete Kolbenoberfläche, Ventilsitzringe, Spalträume im Brennraumdach), in welche die Flamme aus den oben geschilderten Gründen nicht eindringen kann, erweisen sich als HC-Quellen [21]. Das größte Volumen, das sich der vollständigen Verbrennung entzieht, ist das Feuerstegvolumen. Der deutliche Einfluss des Feuersteges auf die HC-Emissionen ist Gegenstand zahlreicher Literaturbeiträge [17],[18],[19],[20].

Neben der Flammenlöschung als HC-Quelle im DI-Ottomotor wird in [14] auch der Einfluss von Wandablagerungen auf die HC-Emission beschrieben. Durch die direkte Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum kann es zur Benetzung der Zylinderwand sowie der Kolbenoberfläche mit Kraftstoff kommen. Dieser entzieht sich der Gemischbildung und verbrennt nach Einleitung der Zündung unter lokalem Sauerstoffmangel, was zur Ausbildung einer porösen Ablagerungsschicht an den Brennraumwänden führt. Diese schwammartige Schicht stellt einen Kraftstoffspeicher dar, der den Kraftstoff nach Aufheizung der Brennraumwände durch die Verbrennung wieder frei gibt. Weil beim Ausdampfen spät in der Expansion die Verbrennung schon vorbei ist, wird dadurch der Ausstoß von unverbrannten Kohlenwasserstoffen erhöht. Bei wandgeführten DI-Brennverfahren kommt diesem HC-Entstehungsmechanismus besonders hohe Bedeutung zu. Wandfilmbildung primär an der Zylinderlaufbuchse hingegen führt insbesondere bei DI-Ottomotoren mit früher Saughubeinspritzung, die mit homogenem Gemisch betrieben werden, zu erhöhten HC-Emissionen. Des Weiteren tragen noch Absorptions- und Desorptionsvorgänge von Kraftstoff aus dem Ölfilm zum Ausstoß von unverbrannten Kohlenwasserstoffen bei [17].

Durch die ungünstigen thermischen Randbedingungen im Kaltstart und Warmlauf des Motors werden die meisten der oben genannten Mechanismen der HC-Entstehung noch verstärkt, was ein deutlich höheres Niveau der HC-Emission der ersten Sekunden nach Motorstart gegenüber der des warmen Motorbetriebs zur Folge hat. Hinzu kommt, dass der Katalysator gerade in dieser Zeit noch nicht auf Betriebstemperatur ist und die Schadstoffe dadurch unbehandelt ausgestoßen werden.

### 3.2 Aktuelle Lösungsansätze zur Emissionsreduzierung

Wie einleitend bereits erwähnt, kann der Anteil der emittierten Schadstoffe (HC, NO<sub>x</sub>, CO) aus dem Startprozess und der nachfolgenden Nachstartphase sowohl im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) als auch beim US-amerikanischen Testzyklus (Federal Test Procedure FTP75) bis zu 90 % der Gesamtemissionen betragen [7].

Zur Veranschaulichung der enormen Bedeutung eines emissionsoptimierten Starts sowie einer effektiven Katalysatorheizstrategie für die Einhaltung des SULEV-Standards sind in Abbildung 7 die kumulierten HC-Emissionen während der ersten 100 Sekunden im FTP75 für beispielhafte Fahrzeuge der Grenzwertstufen LEV, ULEV und SULEV dargestellt.

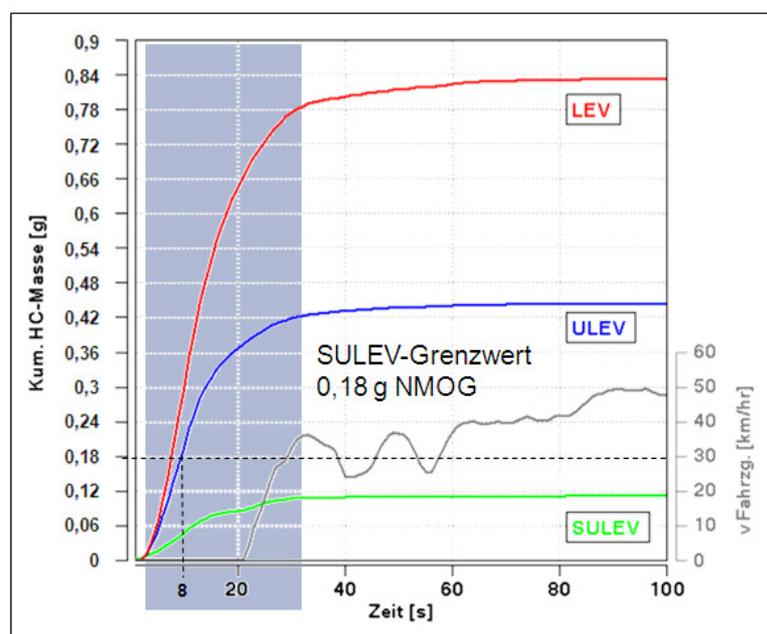


Abbildung 7: Kumulierte HC-Emissionen von Fahrzeugen unterschiedlicher Grenzwertstufen im FTP75 [24]

Mit einem Fahrzeug, das die strenge Grenzwertstufe ULEV erfüllt, wird der SULEV-Grenzwert bzgl. der HC-Emission bereits nach ca. 8 Sekunden Betrieb im FTP75 (Leerlauf 18s, Gesamtzyklus 1372 Sekunden) überschritten. Zu diesem Zeitpunkt befindet sich der Motor noch im Leerlauf. Ein Fahrzeug der Grenzwertstufe LEV würde den HC-Grenzwert noch früher überschreiten.

Im Folgenden wird ein Überblick über aktuelle Ansätze zur Emissionsreduzierung an DI-Ottomotoren im Kaltstart und Warmlauf gegeben. Bei modernen Emissionskonzepten stellen passive, hardwareseitige Maßnahmen zur Verkürzung der Anspringzeit des Katalysators (motornahe Anordnung der Katalysatoren, der Einsatz von Startkatalysatoren und optimierten Katalysatorträgersystemen, die Reduktion der thermischen Bauteilmasse sowie der Wärmeverluste bis zum Katalysator, etc.) in Kombination mit Emissionsreduktionsmaßnahmen in der

Motorsteuerung den Stand der Technik dar [9],[23],[35],[36],[37],[38]. Da die Optimierung des Katalysatorheizens die Zielsetzung dieser Arbeit darstellt, konzentriert sich die Auswertung der durchgeführten Literaturrecherche neben einer kurzen Erläuterung der in modernen DI-Motoren angewendeten Startstrategie primär auf die aktuell zum Einsatz kommenden Katalysatorheizstrategien.

### 3.2.1 Startstrategie

Speziell die während des Kaltstarts emittierten Rohemissionen können wegen des kalten Katalysatorsystems nahezu vollständig als zertifizierungsrelevante Emissionen betrachtet werden, die direkt auf das Ergebnis des Emissionstests wirken [27]. Zur Minimierung der HC-Emissionen kommt in modernen DI-Ottomotoren der sogenannte Hochdruck-Schichtstart zur Anwendung [4],[23],[25],[26]. Bei diesem wird der Kraftstoff während der Kompressionsphase kurz vor dem Zünd-OT in den Brennraum eingespritzt. Die zu diesem Zeitpunkt schon deutlich erhöhte Ladungstemperatur verbessert die Kraftstoffverdampfung und reduziert dadurch – in Kombination mit dem höheren Zylinderdruck – die Penetrationstiefe des Kraftstoffsprays. Der gegenüber dem Homogenstart erhöhte Einspritzdruck führt zu einer besseren Zerstäubung des Kraftstoffes, die daraus resultierenden kleineren Kraftstofftropfen haben einen kleineren Impuls und dringen damit weniger weit in den Brennraum ein. All diese Faktoren minimieren den Aufbau eines Kraftstoffwandfilms an den Brennraumwänden, wodurch die im Kaltstart notwendige Kraftstoffanreicherung (Kompensation von Kondensationseffekten etc.) und damit einhergehend die HC-Rohemissionen drastisch reduziert werden können [7]. Zusätzlich steigt die Zündsicherheit durch die Platzierung eines fetten Brenngemisches in Zündkerzennähe zum Zündzeitpunkt.

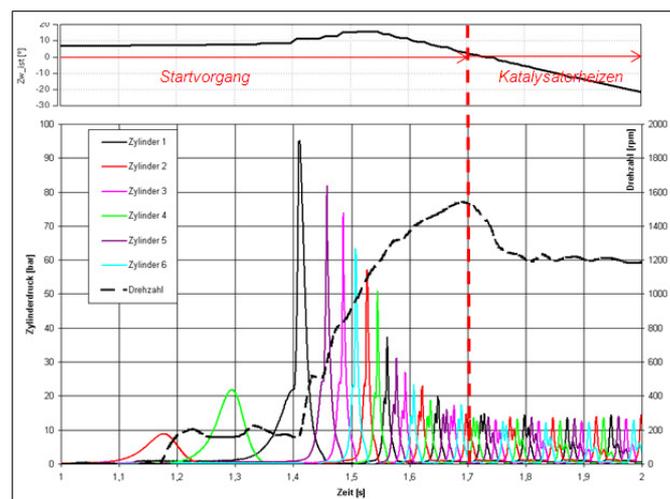


Abbildung 8. Start mit Übergang in den Katalysatorheizbetrieb am Sechszylindermotor mit Direkteinspritzung

Abbildung 8 zeigt die Zylinderdruckverläufe sowie die Verläufe von Motordrehzahl und Zündwinkel für den Hochdruck-Schichtstart mit anschließendem Übergang in den Katalysatorheizbetrieb. Bis zur ersten Verbrennung in Zylinder 1 wird der Motor

geschleppt, erkennbar an der relativ niedrigen Starterdrehzahl von ca. 200 1/min. Die einsetzende Verbrennung führt zu einer starken Drehzahlzunahme auf Werte, die über der Leerlaufdrehzahl liegen (Drehzahlüberschwinger). Bereits nach wenigen gefeuerten Zyklen werden der Einspritzzeitpunkt allmählich nach früh (in den Saughub) und der Zündzeitpunkt nach spät gestellt – der Motor geht in den Katalysatorheizbetrieb über. Detaillierte Ergebnisse aus der Untersuchung der Hochdruck-Schichtstart-Strategie und die Vorstellung daraus abgeleiteter Verbesserungspotenziale in Bezug auf die Reduzierung der HC-Emissionen werden von Wiemer [15] gegeben.

### 3.2.2 Katalysatorheizverfahren

Für die Einhaltung niedrigster Emissionsgrenzwerte ist das schnelle Erreichen des Katalysator Light-Off von entscheidender Bedeutung. Die Light-Off Temperatur eines Katalysators (Konvertierungsrate > 50%) für ottomotorische Anwendungen liegt im Neuzustand bei ca. 250 °C [3]. Unterhalb dieser Temperatur ist der Katalysator unwirksam oder nur wenig wirksam. Der Zweck des Katalysatorheizbetriebs ist die Bereitstellung eines hohen Abgaswärmestromes zur raschen Aufheizung des Katalysators. Dies wird in der Regel über eine Spätverstellung des Zündzeitpunktes realisiert, was eine verschleppte Verbrennung mit später Schwerpunktage und hoher Abgastemperatur zur Folge hat. Durch die Spätzündung nimmt der Verbrennungswirkungsgrad ab. Um das zur Überwindung der Motorreibung im Leerlauf notwendige Drehmoment bereitstellen zu können, muss der bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis betriebene Motor mit zunehmender Spätverstellung der Zündung stärker entdrosselt werden. Die daraus resultierende Erhöhung des Abgasmassenstroms trägt – in Kombination mit der erhöhten Abgastemperatur – zu einer deutlichen Steigerung des Abgasenthalpiestroms bei. Um gleichzeitig die HC-Rohemissionen bis zum Katalysator Light-Off zu minimieren, kann der Motor leicht mager betrieben werden. Die hohen Abgastemperaturen unterstützen dabei die Nachreaktion der unverbrannten Kohlenwasserstoffe mit dem Überschuss-Sauerstoff im Abgas, sehr niedrige HC-Rohemissionen sind die Folge. Die eben erläuterte Strategie der Katalysatoraufheizung mittels ZZP-Spätverstellung wird allerdings bei Zündzeitpunkten nach dem Zünd-OT durch die Abnahme der Verbrennungsstabilität und die damit einhergehende Erhöhung der HC-Rohemissionen beschränkt.

Die Direkteinspritzung ermöglicht aufgrund ihrer Flexibilität bzgl. der Anzahl und Dauer der Einspritzpulse pro Arbeitsspiel im Vergleich zu Saugmotoren deutlich spätere Zündzeitpunkte und damit ein wesentlich schnelleres Aufheizen des Katalysators. Auch der unterstöchiometrische Katalysatorheizbetrieb ( $\lambda < 1$ ) erhöht aufgrund des global fetteren Luftverhältnisses im Brennraum die Stabilität der Verbrennung und ermöglicht so deutlich spätere Zündwinkel, verglichen zum homogenen mageren Katalysatorheizbetrieb. Im Folgenden werden aktuelle Katalysatorheizstrategien ausgeführter DI-Ottomotoren mit und ohne Sekundärluft-einblasung beschrieben.

Die im Volkswagen-Konzern als Homogen-Split Verfahren (HOSP) bezeichnete Katalysator-Heizstrategie kommt bei TFSI(=TSI)-/FSI-Motoren mit seitlich eingebautem Magnetventil-Injektor zum Einsatz [29],[30]. Dabei wird der in den Brennraum eingespritzte Kraftstoff auf zwei Einspritzpulse aufgeteilt (Abbildung 9). Die erste Einspritzung wird im Saughub abgesetzt und dient der Erzeugung eines mageren homogenen Grundgemisches. Die zweite Einspritzung erfolgt als Schichteinspritzung im Kompressionshub. In Verbindung mit einer gerichteten Ladungsbewegung stellt diese ein fettes, zündfähiges Gemisch im Bereich der Zündkerze sicher, das stabile Entflammungsbedingungen auch bei späten Zündzeitpunkten nach dem Zünd-OT gewährleistet ( $10^\circ\text{KW nZOT} < \text{ZZP} < 20^\circ\text{KW nZOT}$ ).

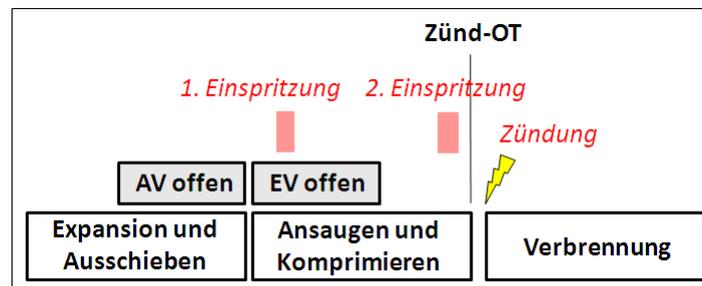


Abbildung 9: Parameter Homogen-Split Verfahren von VW [29]

In Luttermann et al. [31] wird eine Mager-Katalysatorheizstrategie für DI-Ottomotoren mit zentral im Brennraumdach eingebautem Piezoinjektor und strahlgeführtem Brennverfahren vorgestellt. Die schnell und präzise schaltenden Piezoaktoren sind in der Lage – trotz eines leicht mageren Verbrennungsluftverhältnisses im Brennraum – einen stabilen Katalysatorheizbetrieb bis hin zu sehr späten Zündzeitpunkten (ca.  $40^\circ\text{KW nZOT}$ ) zu realisieren. Dabei wird zusätzlich zur saugsynchron eingespritzten Grundeinspritzmenge eine sehr kleine Kraftstoffmenge (Zünderinspritzung, ca. 3 mg) in zeitlicher Nähe zum Zündzeitpunkt abgesetzt, mit der das leicht magere Grundgemisch entflammt wird (Abbildung 10).

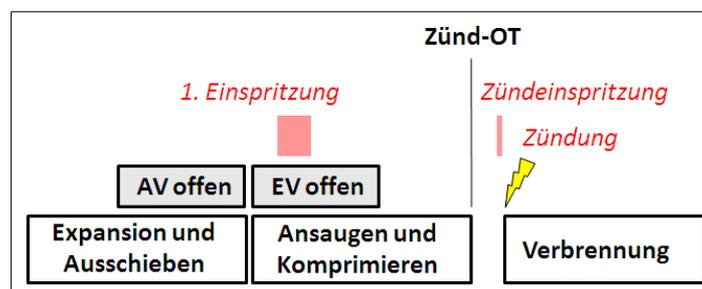


Abbildung 10: Parameter Katalysator-Heizbetrieb BMW DI-Brennverfahren [31]

Waltner et al. [32] beschreiben eine Mager-Katalysatorheizstrategie (ca.  $\lambda=1 \dots 1,05$ ) mit Dreifacheinspritzung. Zusätzlich zu Saughub- und Zünderinspritzung wird vom zentral eingebauten Piezoinjektor eine Einspritzung während des Kompressionshubes abgesetzt. Die erste, saugsynchrone Einspritzung dient der

Erzeugung eines mageren Grundgemisches, die zweite Einspritzung kurz vor dem Zünd-OT erzeugt eine fette Kraftstoffwolke zentral im Brennraum. Die dritte Einspritzung kurz vor dem Zeitpunkt der Zündung (Zündeinspritzung) gewährleistet eine sichere Entflammung und eine gute Verbrennungsstabilität (Abbildung 11). Gegenüber der Zweifacheinspritzung können mit diesem Verfahren während der Katalysatorheizphase die HC-Rohemissionen gesenkt und die Abgastemperaturen erhöht werden. Ursache dafür ist die bei Betrieb mit Dreifacheinspritzung stattfindende Abgasnachreaktion auf der Laufstrecke zwischen Krümmer und Startkatalysator, bei der unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid nachoxidiert werden. Der für die Nachreaktion benötigte Sauerstoff kommt aus den Randbereichen des Brennraums, in denen aufgrund der durch die zweite und dritte Einspritzung entstehenden Ladungsschichtung magere Verbrennungsbedingungen vorherrschen.

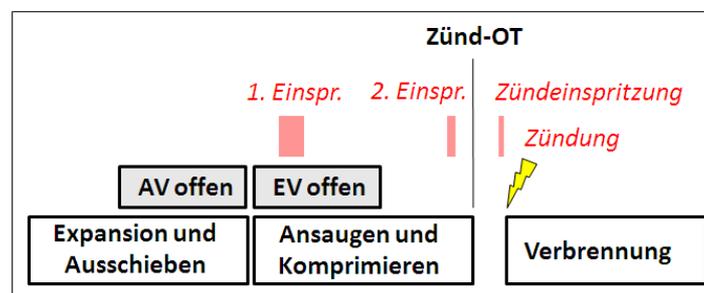


Abbildung 11: Parameter Katalysator-Heizbetrieb mit Dreifacheinspritzung der DaimlerChrysler AG [32]

Eiglmeier et al. [23] beschreiben eine auf dem Homogen-Split Verfahren basierende Katalysatorheizstrategie mit Sekundärlufteinblasung. Diese kommt beim Vierzylinder TFSI SULEV-Motor von Audi zur Anwendung. Im Katalysatorheizbetrieb wird von einer elektrisch betriebenen Pumpe in der Druckleitung des Sekundärluftsystems ein Überdruck von ca. 100 mbar aufgebaut. Eingeblassen wird die so genannte Sekundärluft direkt in die Auslasskanäle über Sekundärluftbohrungen im Zylinderkopf in räumlicher Nähe zu den Auslassventilen. Reaktive Komponenten im Abgas (unverbrannte Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid, Wasserstoff), die den Brennraum verlassen, reagieren im Abgastrakt mit der eingeblasenen Frischluft. Dadurch werden einerseits die HC-Rohemissionen verringert, andererseits wird durch die exotherme Nachreaktion die Abgastemperatur erhöht und damit die Aufheizung des Katalysators beschleunigt. Im Brennraum wird während des Katalysatorheizens ein Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0.9$  eingestellt. Aufgrund dieses global unterstöchiometrischen Luftverhältnisses kann die Laufruhe des Motors gegenüber mager laufenden Motoren deutlich verbessert werden, was eine weitere Spätverstellung des Zündwinkels und eine nochmals beschleunigte Aufheizung des Katalysators möglich macht.

In Grob [33] und Yamamoto et al. [34] werden Katalysatorheizverfahren vorgestellt, bei welchen in der Expansionsphase am Ende der Hauptverbrennung eine zusätzliche Menge Kraftstoff eingespritzt wird. Durch die Reaktion der

Nacheinspritzmenge mit dem im überstöchiometrischen Verbrennungsgas vorhandenen Sauerstoff wird bei diesen Verfahren eine Heizenergiesteigerung erreicht. Aufgrund der aus der späten Einspritzung resultierenden erhöhten Rußentwicklung sind diese Verfahren für zukünftige Niedrigstmissionskonzepte nicht geeignet.

### **3.3 Konzeptauswahl eines Katalysatorheizverfahrens für abgasturboaufgeladene Ottomotoren zur Einhaltung niedrigster Emissionsgrenzwerte**

Bei abgasturboaufgeladenen Ottomotoren stellt die Einhaltung sehr strenger Abgasgrenzwerte (z.B. SULEV) eine besondere Herausforderung dar. Der Abgasturbolader wirkt hier als Wärmesenke, was zu einer deutlichen Reduktion der Abgastemperatur am Katalysatoreintritt während des Motorwarmlaufs und damit zu einem verzögerten Katalysator Light-Off führt. Bei Turbomotoren mit höherer Zylinderzahl wird diese Problematik aufgrund des höheren Rohemissionsmassenstroms, der größeren wärmeabgebenden Oberfläche und der in der Regel motorferneren Katalysatorlage noch verschärft. Eine für abgasturboaufgeladene Motoren geeignete Katalysatorheizstrategie muss daher im Vergleich zu den an Saugmotoren angewendeten Strategien deutlich höhere Abgasenthalpieströme bereitstellen, gleichzeitig muss der während des Katalysatorheizbetriebs ausgestoßene Rohemissionsmassenstrom minimiert werden. Des Weiteren dürfen die den Abgasenthalpiestrom erhöhenden bzw. die Rohemissionen reduzierenden Maßnahmen nicht zu Lasten der Laufruhe des Motors gehen. Der unterstöchiometrische Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung bietet hohes Potenzial, diese gegenläufigen Forderungen zu erfüllen. Wie bereits erwähnt, führt die Spätverstellung des Zündwinkels zu einer Erhöhung der Abgastemperatur. Die mit der Zündwinkel-Spätverstellung einhergehende Verschlechterung des Verbrennungswirkungsgrades hat eine Abnahme des Motordrehmoments zur Folge. Zur Kompensation der Drehmomentabnahme muss der bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis betriebene Motor entdrosselt werden. Die daraus resultierende Erhöhung des Abgasmassenstromes führt mit der höheren Abgastemperatur zu einer deutlichen Erhöhung des Abgasenthalpiestromes. Die Zündwinkel-Spätverstellung wird allerdings – insbesondere im stöchiometrischen oder leicht mageren Homogenbetrieb – bei Zündzeitpunkten nach dem Zünd-OT durch die Abnahme der Verbrennungsstabilität und die damit einhergehende Erhöhung der HC-Rohemissionen beschränkt. Die Stabilität der Verbrennung kann durch Anfettung der Zylinderladung deutlich verbessert werden. Der unterstöchiometrische Katalysatorheizbetrieb ermöglicht deutlich spätere Zündwinkel als der homogene magere Katalysatorheizbetrieb. Die aus der Zündwinkel-Spätverstellung resultierende erhöhte Abgastemperatur begünstigt wiederum die Nachreaktion der unverbrannten Abgaskomponenten mit der im Abgastrakt eingeblasenen Sekundärluft. Niedrige Rohemissionen, gepaart mit einem hohen Abgasenthalpiestrom bei gleichzeitig guter Laufruhe des Motors, sind die Folge. Aufgrund des hohen Potenzials der sekundärluftunterstützten Katalysatorheizstrategie zur Unterschreitung niedrigster Abgasgrenzwerte auch bei

Anwendung an abgasturboaufgeladenen Ottomotoren mit höherer Zylinderanzahl steht die Analyse und Optimierung des unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetriebs mit Sekundärlufteinblasung im Fokus dieser Arbeit.

Abbildung 12 zeigt den charakteristischen Zylinderdruck- sowie Heiz- und Gastemperaturverlauf für einen repräsentativen unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetriebspunkt ( $\lambda=0,9$ ). Zum Zünd-OT ist das Zylinderdruckmaximum erkennbar, das allein aus der Kompression der angesaugten Frischladung resultiert. Gezündet wird bei 25°KW nZOT, das zweite Zylinderdruckmaximum ist eine Folge der sehr späten Verbrennung mit einem 50%-Umsatzpunkt von 92°KW nZOT im konkreten Beispiel. Trotz der späten Wärmefreisetzung steigt die Gastemperatur im Brennraum auf sehr hohe Werte bis zu einer räumlich gemittelten Maximaltemperatur von ca. 1700 K. Weiterhin bemerkenswert ist die kurz vor dem Zeitpunkt des Auslassventilöffnens bei 150°KW nZOT noch sehr hohe Gastemperatur im Brennraum, die die Nachreaktion des Abgases mit der in den Abgastrakt eingeblasenen Frischluft begünstigt. Der negative Wert des Heizverlaufs in der Nähe des Zünd-OT's sowie die Abnahme kurz vor dem Öffnen des Auslassventils zeigen, dass in diesen Zeiträumen keine Verbrennung stattfindet bzw. die dem Arbeitsmedium durch Verbrennung zugeführte Wärmemenge kleiner ist als die, welche über die kalten Brennraumwände verloren geht.

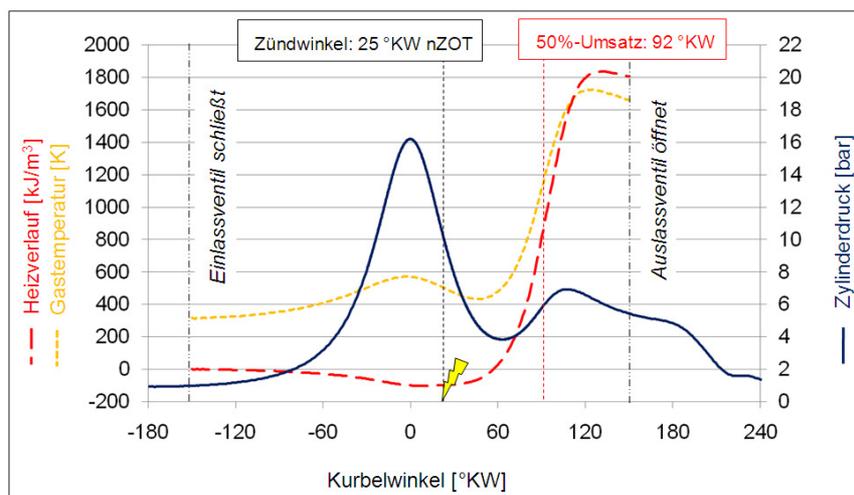


Abbildung 12: Zylinderdruck-, Heiz- und Gastemperaturverlauf beim unterstöchiometrischen Katalysatorheizen ( $\lambda=0,9$ , ZZP=25°KW nZOT)

Das hohe Potenzial des sekundärluftunterstützten Katalysatorheizens zeigt der direkte Vergleich des unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetriebs mit Sekundärlufteinblasung (vorläufiger Applikationsstand, Einfacheinspritzung) zu einer aktuell in Serienmotoren applizierten Mager-Katalysatorheizstrategie mit Zweifacheinspritzung. Die Untersuchungen dazu wurden an einem abgasturboaufgeladenen Sechszylindermotor mit zentral eingebautem Mehrlochinjektor durchgeführt. Die Motordrehzahl

betrug bei beiden Heizstrategien 1200 1/min, der Zündzeitpunkt lag wieder bei 25°KW nZOT.

Abbildung 13 stellt die kurz vor dem Eintritt in den Vorkatalysator gemessenen Rohemissions- und Abgastemperaturverläufe während der ersten 25 Sekunden nach dem Start des Motors dar. Deutlich erkennbar sind die stark erhöhten HC- und CO-Emissionen während der ersten drei bis vier Sekunden, die aus der Startanreicherung sowie den sehr schlechten Verbrennungsbedingungen im kalten Motor resultieren. Bereits nach wenigen gefeuerten Zyklen stellt das Motorsteuergerät auf die im Vergleich zum Motorstart magerere bzw. weniger fette Katalysatorheizapplikation um. Dies führt zu einer Erhöhung der NO<sub>x</sub>-Emissionen, wobei der Anstieg beim sekundärluftunterstützten Katalysatorheizen aufgrund der fetteren Zylinderladung geringer ausfällt als im mageren Katalysatorheizbetrieb.

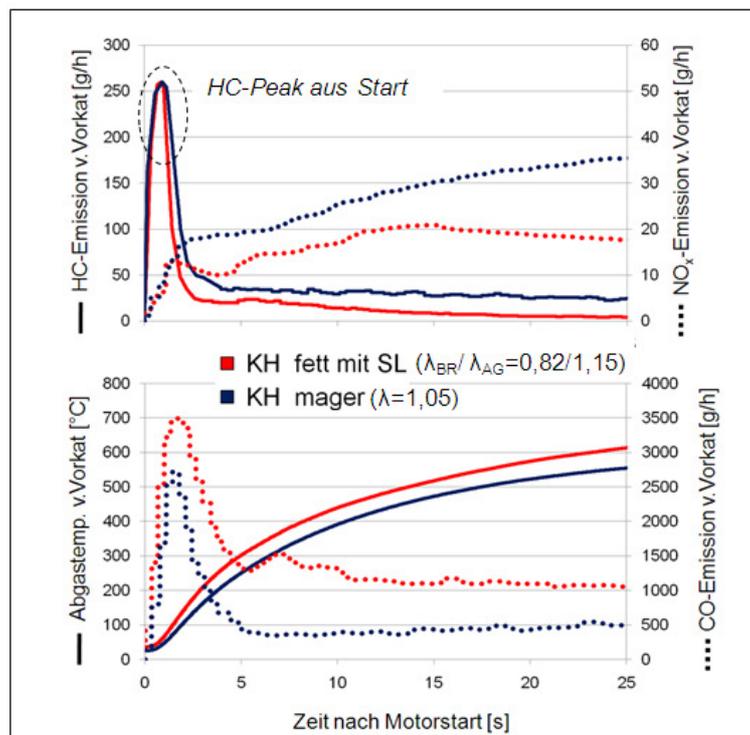


Abbildung 13: Vergleich SL-Katalysatorheizen vs. mageres Katalysatorheizen (Instationärverhalten nach Kaltstart)

Die HC-Emissionen fallen unmittelbar nach Übergang in den Katalysatorheizbetrieb aufgrund der damit einhergehenden geringeren Anfettung bzw. Abmagerung und der Spätverstellung des Zündwinkels stark ab. Der positive Einfluss der Sekundärlufteinblasung sowie der Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft auf die HC-Emissionen wird sofort wirksam und ist an den geringeren HC-Emissionen im Vergleich zum mageren Katalysatorheizen erkennbar. Der HC-Vorteil bei Sekundärluftbetrieb beträgt zu Beginn des Katalysatorheizens ca. 25 % und wird mit zunehmender Heizdauer größer. Neben einer deutlichen Reduzierung der Rohemissionen (HC, NO<sub>x</sub>) werden durch die Sekundärlufteinblasung und –reaktion auch verbesserte Randbedingungen hinsichtlich eines schnelleren

Katalysator Light-Off geschaffen. Wie in Abbildung 13 zu erkennen, zeigt der sekundärluftunterstützte Katalysatorheizbetrieb aufgrund der exothermen Abgasnachreaktion im Abgastrakt ein rascheres Ansteigen der Temperatur des Abgases beim Eintritt in den Vorkatalysator. Zusätzlich werden durch die Anfettung der Zylinderladung die Anteile der reaktiven Komponenten Kohlenmonoxid und Wasserstoff im Abgas erhöht [39]. Das Vorhandensein dieser reaktiven Komponenten („Brennstoff“) in Kombination mit dem Überschuss-Sauerstoff im Abgas sowie die erhöhte Abgastemperatur verringern die Zeit bis zum Light-Off des Vorkatalysator.

In Abbildung 14 sind die während der ersten 20 Sekunden nach dem Start des Motors emittierten und nach dem Vorkatalysator entnommenen HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen kumuliert dargestellt. Außerdem sind in den Diagrammen die aus der aktuellen LEV II Gesetzgebung abgeleiteten SULEV-Grenzwerte (Anhang 9.1) eingetragen. Durchgeführt wurden die Untersuchungen mit einem nicht gealterten Katalysator. Wie zu erkennen, führt das sekundärluftunterstützte Katheizen schon bei vorläufigem Applikationsstand zu einer deutlichen Absenkung der HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen im Vergleich zu den Werten des mageren Katalysatorheizbetriebs.

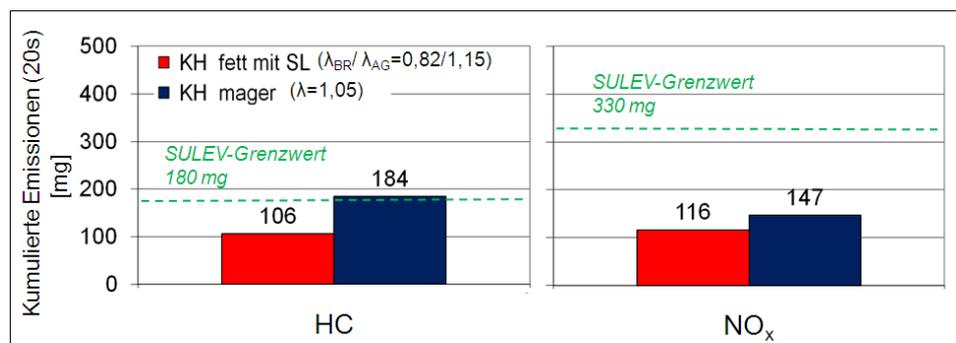


Abbildung 14: Vergleich der kumulierten Emissionen aus SL-Katalysatorheizbetrieb und magerem Katalysatorheizbetrieb

Diese Ergebnisse gaben den Anlass für eine weitere Optimierung des unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetriebs mit Sekundärlufteinblasung. Sowohl die Identifizierung der wesentlichen Einflussfaktoren im unterstöchiometrischen Katalysatorheizen als auch das detaillierte Verständnis der Vorgänge im Abgassystem eines Turbomotors mit Sekundärlufteinblasung stellen allerdings die Voraussetzung für eine zielgerichtete und erfolgreiche Entwicklung eines Niedrigstmissionskonzepts für abgasturboaufgeladene Ottomotoren mit Sekundärlufteinblasung dar.

## 4. Versuchsaufbauten und Analysemethoden

### 4.1 Versuchsträger und –betrieb

#### 4.1.1 Versuchsdurchführung

Gegenstand der durchgeführten experimentellen Untersuchungen war die messtechnische Analyse des Katalysatorheizbetriebes, der im FTP-75 bzw. im NEFZ nach dem Kaltstart des Motors angefahren wird. Die Sicherstellung realitätsnaher und damit kaltstartähnlicher thermischer Randbedingungen bei der Versuchsdurchführung ist daher von entscheidender Bedeutung für die Aussagequalität der erarbeiteten Ergebnisse. In Abbildung 15 ist die Gliederung der Vorgehensweise bei der Entwicklung des Niedrigstmissionskonzepts im Rahmen dieser Arbeit dargestellt. Aufgrund der Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Entwicklungsmethoden/-paketen war eine sequentielle Abarbeitung der jeweiligen Inhalte nicht möglich, vielmehr stellte die Entwicklung einen iterativen Prozess dar.

Die grundlegenden Untersuchungen zum Verständnisaufbau sowie die Identifizierung und Optimierung der wesentlichen Einflussgrößen im Katalysatorheizbetrieb erfolgten bei stationär gekühltem Motorbetrieb. Dabei wurde der Motor bei konstanter Katalysatorheizdrehzahl betrieben und das Motorkühlmittel mittels Kältemaschine auf Umgebungstemperatur gekühlt.

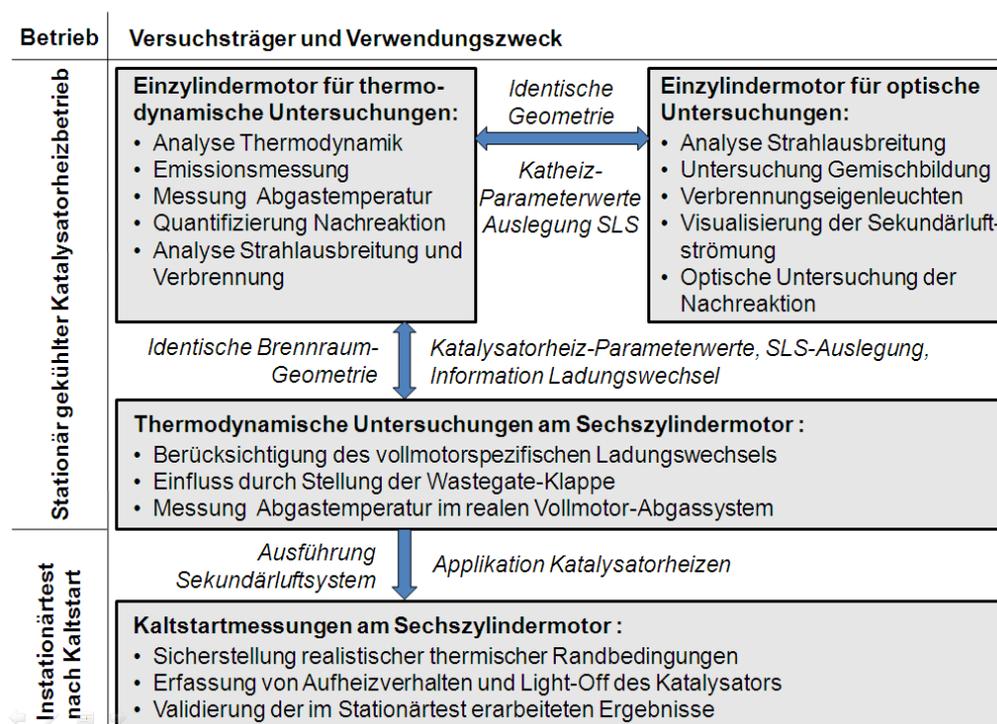


Abbildung 15: Vorgehensweise bei der Entwicklung eines Niedrigstmissionskonzepts für abgasturboaufgeladene DI-Ottomotoren

Bei den Stationäruntersuchungen kamen ein Einzylindermotor für thermodynamische Untersuchungen sowie ein geometrisch identischer Transparentmotor zum Einsatz. Am Motor für die thermodynamischen Untersuchungen wurde neben dem Motor selbst auch das Abgasrohr gekühlt. Thermisch realitätsnahe Randbedingungen und damit realitätsnahes Verhalten in Bezug auf emissions- und nachreaktionsrelevante Phänomene (Flame-/ Wall-Quenching, Kondensations- und Wandfilmeffekte, Abkühlung des Abgases im Abgastrakt und Schwächung der Abgasmachreaktionsintensität), verbunden mit hoher Flexibilität bzgl. der einsetzbaren Messtechnik und der Durchführung von geometrischen Änderungen am Versuchsträger, sind die wesentlichen Vorteile des verwendeten Einzylindermotors. Dieser wurde daher primär für die thermodynamische Analyse und die Untersuchung des Emissions- und Abgastemperaturverhaltens sowie bei der Quantifizierung der exothermen Nachreaktion im Abgastrakt herangezogen. Als zusätzliche Option konnten über Beleuchtungs- und Endoskopiebohrungen im Brennraum sowohl der Einspritzvorgang als auch die Verbrennung unter thermisch realitätsnahen motorischen Bedingungen untersucht werden.

Der Transparentmotor bietet die Möglichkeit, die innermotorischen Vorgänge (Einspritzung, Gemischbildung, Verbrennung) zeitlich und örtlich aufgelöst zu erfassen. Um die am Motor für thermodynamische Untersuchungen gewonnenen Ergebnisse in Bezug auf den Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung besser zu verstehen, wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Methode zur Visualisierung der aus dem Auslasskanal in den Brennraum zurückströmenden Sekundärluft entwickelt. Zusätzlich konnte am Transparentmotor die Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft entlang der gesamten Nachreaktionsstrecke vom Start der Nachreaktion im Brennraum bis hin zum Abklingen der Nachreaktion im Abgasrohr mittels optischer Messtechnik analysiert werden.

Die Untersuchungen am abgasturboaufgeladenen Sechszylindermotor stellten einen weiteren Schritt im Entwicklungsprozess dar. Die an den Einzylindermotoren erarbeiteten Erkenntnisse wurden an diesem Motor vorerst bei stationär gekühltem Katalysatorheizbetrieb verifiziert. Ergebnisse aus den Untersuchungen am Sechszylindermotor (Einfluss der sechszylindermotorischen Abgasdynamik, die sich aus Interaktion der Zylinder und Druckaufbau durch die Turbine und dem Wastegate des Turboladers zusammensetzt) wurden aber auch in die Entwicklungsarbeit am Einzylindermotor wieder eingespeist.

Abschließend erfolgte am Sechszylindermotor im Instationärtest die Validierung der aus den Ergebnissen der Stationäruntersuchungen abgeleiteten Emissionsreduktionsmaßnahmen. Dazu wurde der Motor bei Umgebungstemperatur mittels Anlasser gestartet und mindestens für die Dauer der Katalysatorheizphase (ca. 20 Sekunden) betrieben. Über die Auswertung der Emissionen nach dem motornahen Katalysator konnten dessen Aufheizvorgang und der einsetzende Katalysator Light-

Off erfasst und auf diese Weise auch die Katalysatorheizeffektivität der untersuchten Emissionsreduktionsmaßnahme beurteilt werden.

Die Untersuchungsergebnisse sind thematisch gegliedert und in Kapiteln zusammengefasst. Es soll jedoch an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass diese Strukturierung nicht in jedem Fall dem zeitlichen Vorgehen bei den Untersuchungen dieser Arbeit entspricht.

#### 4.1.2 Einzylindermotor für thermodynamische Untersuchungen

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten thermodynamischen Grundlagenuntersuchungen erfolgten an einem Einzylinder-Versuchsmotor. Dieser basierte auf dem aktuellen abgasturboaufgeladenen Sechszylindermotor mit VALVETRONIC und Direkteinspritzung von BMW ([40]). Abbildung 16 zeigt den Versuchsaufbau am Einzylindermotorenprüfstand.

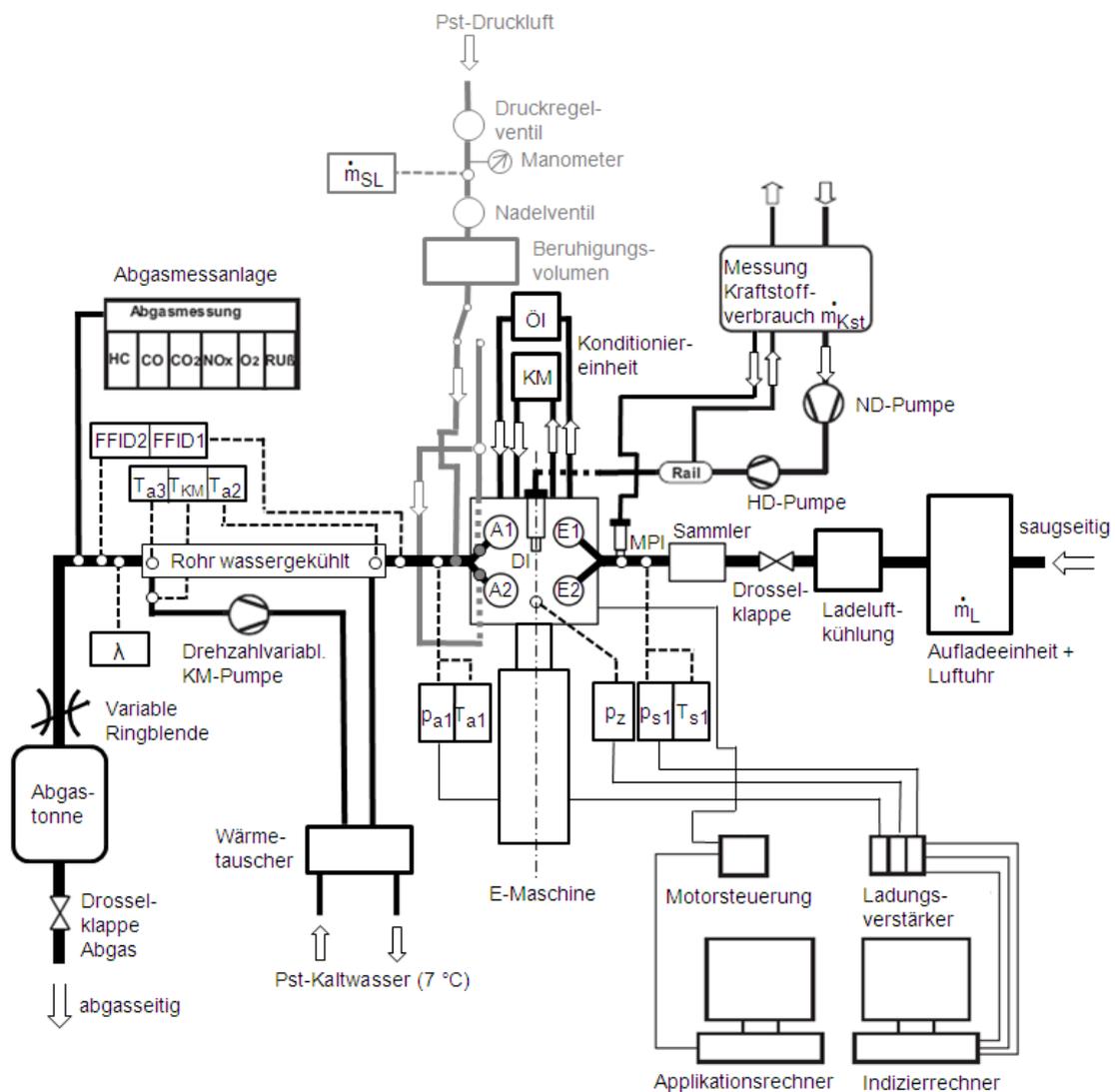


Abbildung 16: Versuchsaufbau

Die für die in den folgenden Kapiteln gezeigten Auswertungen relevanten Messgrößen und die Entfernung der entsprechenden Messstellen zu den Ein- bzw. Auslassventilen sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Zeichen	Bezeichnung	Entfernung zu EV/AV [mm]
$p_{s1}$	Saugrohrdruck indiziert	140
$p_z$	Zylinderdruck indiziert	-
$p_{a1}$	Abgasdruck indiziert	120
$T_{s1}$	Temperatur im Saugrohr	140
$T_{a1}$	Abgastemperatur ZK-Austritt	120
$T_{a2}$	Abgastemperatur Beginn Abgasrohr	140
$T_{a3}$	Abgastemperatur Ende Abgasrohr	600
$\lambda$	Lambda-Sonde	630
$\dot{m}_{SL}$	Sekundärluftzufuhr	ZK-/KR-Einleitung: 4/95
FFID1	Schnelle HC-Messung ZK-Austritt	130
FFID2	Schnelle HC-Messung Ende Abgasrohr	650

*Tabelle 1: Messstellenübersicht*

Um im Anschluss an die experimentellen Untersuchungen thermodynamische Analysen durchführen zu können, wurden neben der Zylinderdruckindizierung ( $p_z$ ) auch die Niederdruckverläufe auf der Saug- und Abgasseite ( $p_{s1}, p_{a1}$ ), die entsprechenden Gastemperaturen ( $T_{s1}, T_{a1}$ ) und der Ansaugluftmassenstrom ( $\dot{m}_L$ ) gemessen. Auf der Abgasseite konnte die Änderung der Abgastemperatur nach dem Austritt des Abgases aus dem Zylinderkopf durch weitere Abgastemperaturmessstellen entlang des Abgasrohres erfasst werden ( $T_{a2}, T_{a3}$ ). Neben der in der Brennverfahrensentwicklung standardmäßig durchgeführten zeitlich gemittelten Messung der Abgaskomponenten HC, CO, NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> wurden zusätzlich mittels schneller HC-Messung die kurbelwinkelaufgelösten HC-Emissionen im Abgas sowohl unmittelbar nach dem Austreten aus dem Zylinderkopf (FFID1) als auch nach dem Abgasrohr bestimmt (FFID2).

Wie bereits erwähnt, erfolgte die Durchführung der Untersuchungen zum Katalysatorheizen am Einzylindermotorenprüfstand bei stationär gekühltem Motorbetrieb. Dazu wurden das Motorkühlmittel sowie das Kühlmittel zur Kühlung des Abgasrohres während der Untersuchung im Motorleerlauf mittels Kaltwasser auf 15 °C bzw. 20 °C (Motor-/Abgasrohraustritt) gekühlt. Die Motoröltemperatur wurde von der Ölkonditioniereinrichtung auf 30 °C geregelt. Die Ansauglufttemperatur konnte unabhängig von den Umgebungsbedingungen mittels geregelter Ladeluftkühlung auf Werte kleiner 20 °C eingestellt werden.

Um den Einfluss der Turbomotor-spezifischen Abgasdynamik auf Nachreaktion und Emissionen beurteilen zu können, wurden am Prüfstand die Voraussetzungen für die

Anpassung der Ladungswechseldynamik vom Einzylindermotor an die Druckverhältnisse am abgasturboaufgeladenen Sechszylindermotor geschaffen. Ein externes Aufladeaggregat sowie ein längenvariables Saugrohr ermöglichten die Anhebung und Adaption des Saugrohrdruckes. Auf der Abgasseite simulierte die Abgassrosselklappe die das Abgasgegendruckniveau erhöhende Abgasturbine. Die Abgastonne (50l) fungierte als Puffervolumen und diente der Abgrenzung der Druckdynamik des nach der Tonne liegenden Abgasbereiches. Durch Anpassung der Abgasrohlänge bis zur Abgastonne und das Einsetzen einer Ringblende am Abgastonneneintritt, deren Innendurchmesser abhängig von der Motordrehzahl ausgewählt wurde, konnte der Abgasdruckverlauf vom Sechszylindermotor gut angenähert werden. Auf die ausführliche Beschreibung der Theorie und Vorgehensweise zur Anpassung der Ladungswechseldynamik vom Einzylindermotor an die des Sechszylindermotors wird auf Zinnert [41] verwiesen.

Im abgasturboaufgeladenen Sechszylindermotor von BMW, auf dem das verwendete Einzylinder-Versuchsaggregat basiert, kommt ein elektromagnetisch betätigter Mehrlochinjektor (6-Loch) zur Anwendung (Anhang 9.2). Die in dieser Arbeit präsentierten Versuchsergebnisse zur Direkteinspritzung wurden mit diesem Injektortyp durchgeführt. Der maximale Einspritzdruck, der von der externen Hochdruckpumpe geliefert wurde, war auf 200 bar begrenzt.

Um den Einfluss des Sekundärlufteinleiteortes untersuchen zu können, wurde der Motor sowohl in den Auslasskanälen des Zylinderkopfes als auch im Abgasrohr mit Sekundärlufteinleitebohrungen versehen. Abbildung 17 zeigt eine der beiden auslassventilnahen, in den siamesischen Auslasskanälen sitzenden Einleitestellen im Zylinderkopf des verwendeten Einzylinder-Versuchsmotors. Die Entfernung der Einleitestelle bis zum Ventilsitzring betrug dabei 4 mm, der Durchmesser des Sekundärluftkanals an der Einleitestelle 5 mm (Querschnittsfläche =  $19.6 \text{ mm}^2$ ).

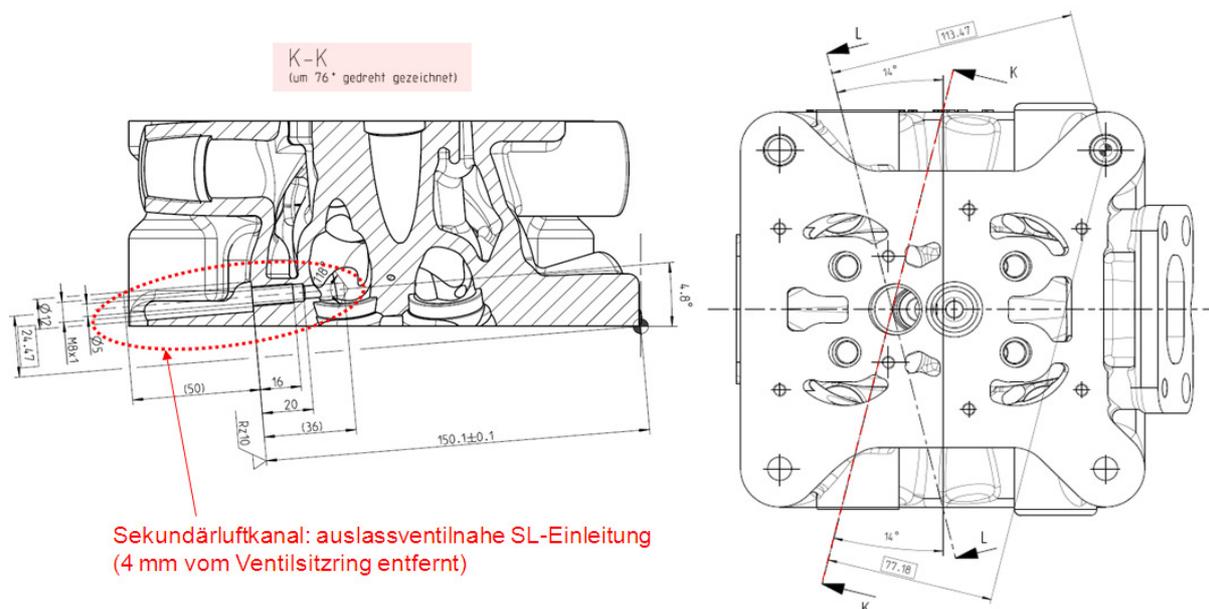


Abbildung 17: SL-Einleitung im Zylinderkopf des Einzylinder-Versuchsmotors

Neben der auslassventilnahen Sekundärlufteinleitung im Zylinderkopf ermöglichten Bohrungen im Abgasrohr auch eine auslassventilfernere Einleitung der Sekundärluft. Wahlweise konnte die Sekundärluft über drei Bohrungen im Abgasrohr eingeleitet werden, wobei auch beliebige Kombinationen dieser Bohrungen möglich waren (Abbildung 18). Die Sekundärluft wurde – wie auch im Fall der auslassventilnahen Sekundärlufteinleitung im Zylinderkopf – im rechten Winkel zur Strömungsrichtung des Abgases eingeleitet. Der Abstand der Einleitestellen bis zum Ventilsitzring betrug 95 mm.

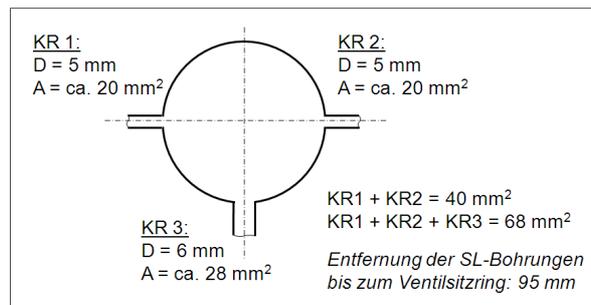


Abbildung 18: SL-Einleitebohrungen im Abgasrohr

Die Sekundärluft wurde dem Druckluftanschluss am Prüfstand entnommen und über Leitungen dem Motor zugeführt. Mittels Druckregelventil und Nadelventil konnte der eingeblassene Sekundärluftmassenstrom ( $m_{SL}$ ) stufenlos variiert werden. Um eine Verfälschung des Messergebnisses aufgrund der Druckpulsationen im Abgassystem zu vermeiden (Messsensor ohne Strömungsrichtungserkennung), wurde ein Beruhigungsvolumen zwischen Abgassystem und Messsensor installiert. Die technischen Daten des Motors können der Tabelle 2 entnommen werden. Optional konnte das wassergekühlte Abgasrohr durch das im folgenden Kapitel beschriebene und zwecks Auslasskanalendoskopie mit Bohrungen versehene Transparentrohr ausgetauscht werden.

#### 4.1.3 Einzylindermotor für optische Untersuchungen

Zur Untersuchung und Visualisierung der innermotorischen Vorgänge (Einspritzung, Gemischbildung, Verbrennung) sowie der Vorgänge im Abgastrakt im Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung wurde ein Einzylinder-Versuchsmotor mit optischen Zugängen aufgebaut. Die Vorgänge im Brennraum konnten durch einen Quarzglasring in der Zylinderbuchse (Blickrichtung von vorne) und ein Quarzglasfenster im Kolbenboden (Durchmesser 65 mm, Blickrichtung von unten) beobachtet werden. Des Weiteren ermöglicht die optische Zugänglichkeit auch die Einkopplung eines Laserlichtschnitts in den Brennraum zum Zwecke der laseroptischen Diagnose. Bei Einkopplung eines vertikalen Laserlichtschnitts und/oder optischen Aufnahmen mit horizontaler Blickrichtung (Abbildung 19) kommt eine Kolbenkrone mit spezieller Formgebung zum Einsatz. Diese Kolbenkrone verfügt halbseitig über die reale Kolbenbodengeometrie. Die auf der Kameraseite liegende Hälfte wurde abgeflacht, um den Einblick in die Kolbenmulde zu ermöglichen. Der Kolben besitzt ein verlängertes Kolbenhemd mit sehr hohem

Feuersteg, da aufgrund der mechanischen Empfindlichkeit des Glases die Kolbenringe nicht über den Glasring laufen dürfen. Die am Transparentmotor angewendeten optischen Messverfahren werden in Kapitel 4.3 im Detail erläutert.

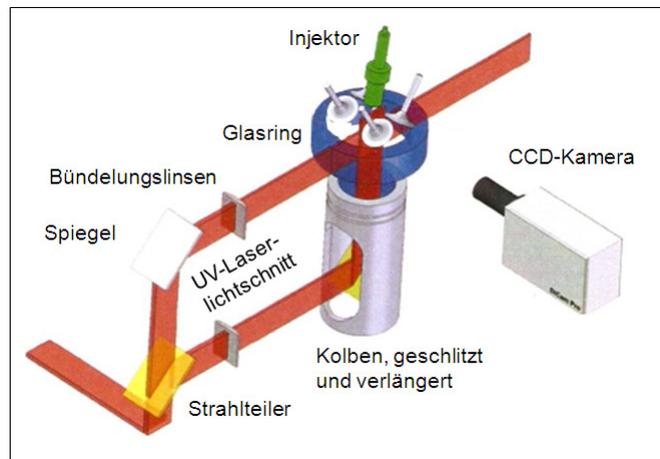


Abbildung 19: Einkopplung eines vertikalen Laserlichtschnitts in den Brennraum des Transparentmotors und Kameraposition bei horizontaler Blickrichtung [60]

Die Geometriedaten von Zylinderkopf und Kolben des Transparentmotors entsprechen denen des Einzylinder-Versuchsmotors für thermodynamische Untersuchungen und können der Tabelle 2 entnommen werden. Die Abgasseite des Transparentmotors (Messtechnik, Sekundärluftsystem) wurde ebenfalls der des Einzylinder-Versuchsmotors nachgebildet. Damit war parallel zur Versuchsdurchführung am Einzylindermotor die optische Analyse der untersuchten Betriebspunkte möglich.

<b>Motortyp</b>	<b>Einzylindermotor</b>	<b>Transparentmotor</b>
Arbeitsverfahren	Otto-Viertakt	Otto-Viertakt
Zylinderzahl	1	1
Ventile/Zylinder	4	4
Hub	89,6 mm	89,6 mm
Bohrung	82,5 mm	82,5 mm
Hubraum	479 mm <sup>3</sup>	479 mm <sup>3</sup>
Verdichtung	8,5 / 9,5 / 10,5:1	9,0:1
Einlassspreizung	50 ... 130 °KW	50 ... 130 °KW
Auslassspreizung	60 ... 140 °KW	60 ... 140 °KW
Ventiltrieb	Variabler Ventiltrieb (VALVETRONIC)	
Ventilhub	0 ... 9,7 mm	
Zündung	Einzelfunkenzündspule; 1-Haken-Luftfunkenkerze	
Einspritzung	Direkteinspritzung DI, Saugrohreinspritzung MPI	

Tabelle 2: Technische Daten der Einzylindermotoren

Die Nachreaktion des Abgases im Auslasskanal mit der eingeblasenen Sekundärluft wurde mittels Auslasskanalendoskopie untersucht. Dazu wurden im Abgasrohr zwei

Bohrungen, eine für die Hülse zur Aufnahme des Endoskops und eine für den Beleuchtungskörper, gefertigt. In Abbildung 20 ist die Blickrichtung des Endoskops sowie dessen Sichtbereich im Auslasskanal dargestellt.

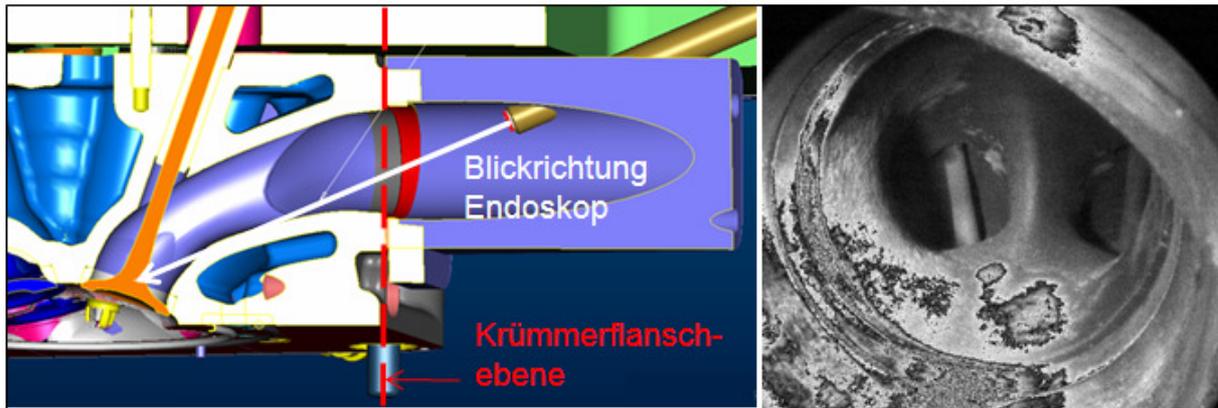


Abbildung 20: Auslasskanalendoskopie am Einzylindermotor

Um das Verhalten und die Entwicklung der Nachreaktion im Abgastrakt nach dem Austritt aus dem Auslasskanal des Zylinderkopfes weiterverfolgen zu können, wurde an den Zylinderkopf anstelle des wassergekühlten Abgasrohres ein optisch zugängliches Abgasrohr angebaut. Das zwischen zwei metallischen Halterungen eingespannte Quarzglasrohr (Abbildung 21) ermöglichte es, den genauen Verlauf der Flamme auf einer Gesamtlänge von 180 mm zu verfolgen. Die Details bzgl. Konstruktion und Montage des optisch zugänglichen Abgasrohres sind in Heller [43] dargestellt.

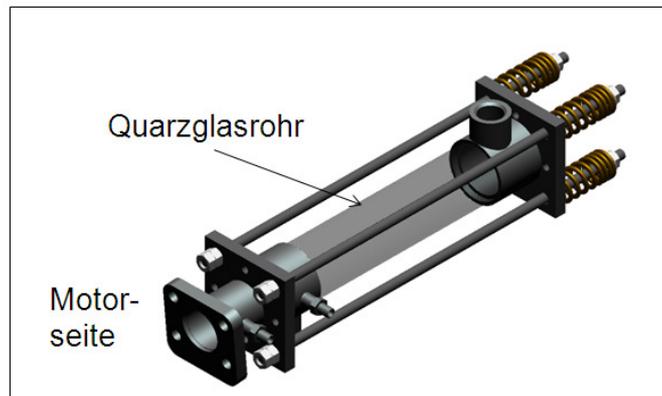
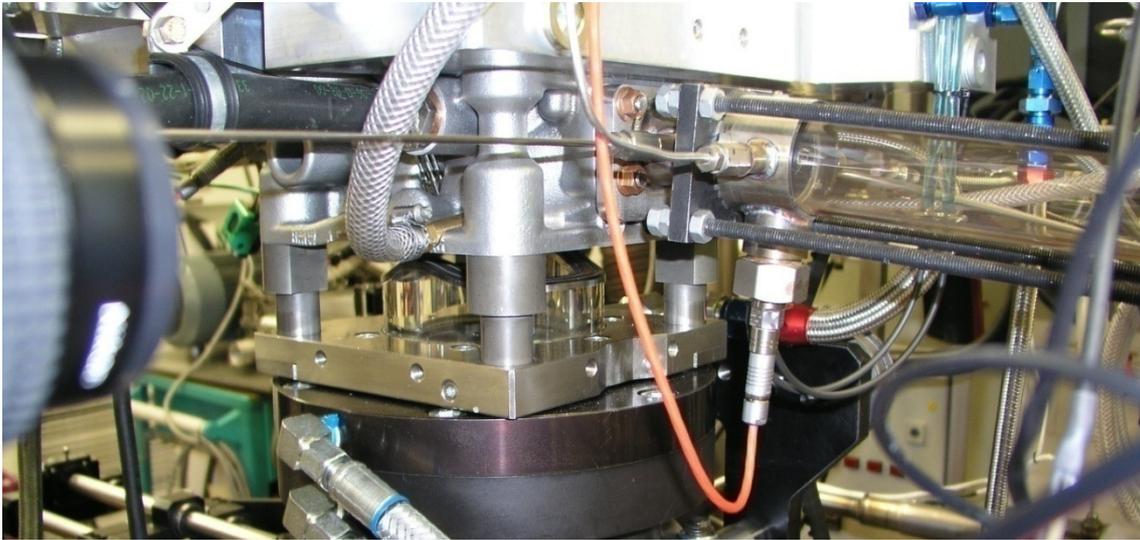


Abbildung 21: Optisch zugängliches Abgasrohr

Mit diesem Versuchsaufbau konnte die Abgasnachreaktion mit der Sekundärluft über die gesamte Nachreaktionsstrecke von der Initiierung der Nachreaktion bis zu deren Abklingen optisch analysiert werden. In Kombination mit zyklusauflösender Temperatur- und kurbelwinkelauflösender Abgasmesstechnik ( $T_{a1}$ ,  $T_{a3}$ , FFID1, FFID2) sowohl am Anfang als auch am Ende der Nachreaktionsstrecke waren damit die Voraussetzungen für eine detaillierte Untersuchung der Abgasnachreaktion bei

Sekundärlufteinblasung gegeben. Abbildung 22 zeigt den Transparentmotor mit dem angebauten optisch zugänglichen Abgasrohr.



*Abbildung 22: Transparentmotor mit optisch zugänglichem Abgasrohr*

#### 4.1.4 Sechszylindermotor (Validierungsmotor)

Die Verifizierung und Validierung der an den Einzylindermotoren gewonnenen Erkenntnisse erfolgte an einem monoturboaufgeladenen Sechszylindermotor (N55 TVDI) mit Twin-Scroll Turbolader. An diesem Motor werden in einem zweiflutigen Abgaskrümmter die ersten sowie die letzten drei Zylinder zusammengeführt. Zur Verbesserung des Ansprechverhaltens des Motors wird die Abgastrennung im Turbolader bis kurz vor der Turbine beibehalten [40].

Wie schon an den Einzylindermotoren wurden am Sechszylindermotor neben der Zylinderdruckindizierung ( $p_z$ ) auch die Niederdruckverläufe auf der Saug- und Abgasseite ( $p_{s1}, p_{a1}$ ) eines Zylinders, die entsprechenden Gastemperaturen ( $T_{s1}, T_{a1}$ ) und der Motoransaugluftmassenstrom ( $m_L$ ) gemessen. Auf der Abgasseite konnte die Änderung der Abgastemperatur nach dem Austritt aus dem Zylinderkopf mittels weiterer Abgastemperaturmessstellen im Abgassystem erfasst werden ( $T_{VTUB}, T_{VKKT}, T_{IVKT}, T_{NVKT}$ ).

Auch am Sechszylindermotor erfolgte die Durchführung der Untersuchungen zum Katalysatorheizen im ersten Schritt bei stationär gekühltem Motorbetrieb. Mittels Kaltwasser konnte das Motorkühlmittel während des stationären Katalysator-Heizbetriebs je nach Drehzahl auf 35 °C bis 40 °C (Temperatur Motorausstritt) gekühlt werden, die Motoröltemperatur stellte sich zwischen 50 °C und 60 °C ein. Die Ansauglufttemperatur konnte unabhängig von den Umgebungsbedingungen mittels eines motoreigenen Ladeluftkühlers auf Werte kleiner 20 °C geregelt werden.

Die Validierung der im Stationärbetrieb erarbeiteten Erkenntnisse erfolgte im Instationärtest nach dem Kaltstart des Motors. Dazu wurde der Motor bei

Umgebungstemperatur mittels Anlasser gestartet und für die Dauer der Katalysatorheizphase (ca. 20 Sekunden) betrieben. Um das Start- und Katalysatorheizdrehmoment nicht zu beeinflussen, musste bei diesen Untersuchungen der Motor von der Prüfstandsbremse abgekoppelt werden. Über die Auswertung der Emissionen vor und nach dem motornahen Katalysator konnten dessen Aufheizvorgang und der einsetzende Katalysator Light-Off erfasst werden. Die Vorgehensweise bei der Auswertung der gemessenen Schadstoffkonzentrationen sowie bei der Bestimmung der während der ersten 20 Sekunden nach dem Start des Motors emittierten kumulierten Emissionen wird in Anhang 9.3 im Detail beschrieben.

Analog zu den Einzylindermotorenprüfständen wird die für die Sekundärlufteinleitung benötigte Druckluft der prüfstandseigenen Druckluftversorgung entnommen und über Leitungen dem Motor zugeführt. Die Entfernungen der Sekundärlufteinleitestellen in den Auslasskanälen und im Abgaskrümmen zu den Auslassventilen wurden von den Einzylindermotoren übernommen. Zusätzlich bestand am Sechszylindermotor die Möglichkeit, die Sekundärluft über zwei Bohrungen im Turbinengehäuse des Turboladers in einer Entfernung von ca. 600 mm zu den Auslassventilen der äußersten Zylinder in beide Abgasfluten einzuleiten.

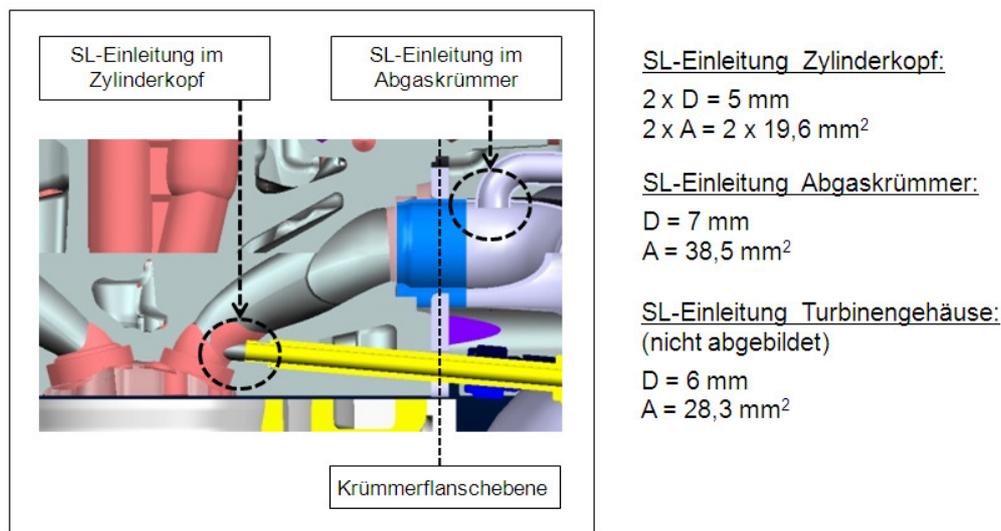


Abbildung 23: Sekundärlufteinleitung am Sechszylindermotor

Auf die eingesetzte Messtechnik wird in den folgenden Kapiteln eingegangen. Die technischen Daten des Motors sind der Tabelle 3 zu entnehmen.

Motorbezeichnung	TVDI
Motortechnik	DI mit Turboaufladung und VALVETRONIC
Arbeitsverfahren	Otto-Viertakt
Zylinderzahl	6
Hub	89,6 mm
Bohrung	84 mm

Hubraum	2979 mm <sup>3</sup>
Verdichtung	10,2:1
Einlassspreizung	50 ... 120 °KW
Auslassspreizung	60 ... 115 °KW
Ventilhub	0 ... 9,7 mm
Leistung	225 kW bei 5800 1/min
Drehmoment	400 Nm bei 1200 ... 5000 1/min

*Tabelle 3: Technische Daten des Motors*

## 4.2 Standardmesstechnik

### 4.2.1 Indizierung

Die kurbelwinkelaufgelöste Messung des Zylinderdrucks und der Niederdruckverläufe auf der Saug- und Abgasseite ist Voraussetzung, um im Anschluss an die experimentellen Untersuchungen eine Druckverlaufsanalyse durchführen zu können. Zur Zylinderdruckindizierung wurden wassergekühlte Sensoren vom Typ Kistler 6041 und Ladungsverstärker vom Typ Kistler 5007Y15 verwendet. Die Ermittlung des Absolutdruckniveaus erfolgte mit der thermodynamischen Nulllinienbestimmung (Polytrophenmethode) [45], die Kurbelwinkelzuordnung des Zylinderdrucksignals durch Schleppmessung und Berücksichtigung des thermodynamischen Verlustwinkels [47]. Zur Messung der Absolutdruckverläufe auf der Saug- und Abgasseite kamen piezoresistive Druckaufnehmer des Typs Kistler 4045A5 zum Einsatz, wobei der abgasseitige Druckaufnehmer zur Reduzierung der thermischen Belastung und Drift in einem Kühladapter vom Typ 7511 montiert war. Aufgezeichnet wurden die Druckverläufe im stationären Motorbetrieb mit der Datenerfassungseinheit Indiset, kombiniert mit der Software IndiCom der Firma AVL mit einer Auflösung von 0,1 °KW. Pro Messpunkt wurden 256 Arbeitsspiele gemessen und anschließend gemittelt. Um am Sechszylindermotor im Instationärtest während des Motorkaltstarts und -warmlaufs Verbrennungsaussetzer detektieren zu können, mussten neben den Zylinderdruckverläufen die Ansteuersignale aller sechs Injektoren über die gesamte Testdauer aufgezeichnet werden. Dazu wurden die entsprechenden Analogsignale dem Mess- und Applikationssystem INCA übergeben (Abtastrate 10 kHz).

### 4.2.2 Abgasmesstechnik

Sowohl am Einzylinder-Versuchsmotor für thermodynamische Untersuchungen als auch am Sechszylindermotor wurde das Abgas während des Messbetriebs kontinuierlich entnommen und einer – bei thermodynamischen Untersuchungen standardmäßig eingesetzten – Abgasmessanlage vom Typ AMA 4000 des Herstellers Pierburg Instruments zugeführt. Im stationären Motorbetrieb wurden die Abgaskonzentrationen bei Auslösung einer Messung 20 Sekunden lang gemessen und anschließend von der Prüfstandsautomatisierungssoftware Morphee gemittelt und ausgegeben. Um eine ausreichende Durchmischung des Abgases zu

gewährleisten, erfolgte die Entnahme des Abgases (Abbildung 16) in ausreichender Entfernung zum Auslassventil bzw. zur Sekundärlufteinleitestelle. Die Erklärung zu Messprinzip und physikalischem Aufbau der diversen Analysatoren zur Messung der Abgaskomponenten HC, CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub> wird in [44],[45] gegeben. Zur Messung des Rußgehalts im Abgas kam das die Schwärzungszahl SZ bestimmende beheizte Smokemeter 415S der Firma AVL zum Einsatz [46]. Zur Erfassung des instationären Emissionsverhaltens nach dem Kaltstart des Sechszylindermotors wurden die analogen Messsignale (HC, CO, NO<sub>x</sub>) der Abgasmessanlage in speziellen elektronischen Modulen aufbereitet und kontinuierlich dem Mess- und Applikationssystem INCA übergeben (Abtastrate 10 kHz).

#### 4.2.3 Temperaturmesstechnik

Im Katalysatorheizbetrieb stellt die Abgastemperatur eine wichtige Zielgröße dar, da sie sowohl die Intensität der Abgasnachreaktion als auch die Zeit bis zum Anspringen des Katalysators maßgeblich beeinflusst. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit kamen zur Temperaturmessung Thermoelemente des Typs K (Werkstoffpaarung aus Nickel und Nickel-Chrom-Verbindung) zum Einsatz. Das der Messung mit Thermoelementen zugrundeliegende Messprinzip wird von Wimmer [45] erläutert. Die Temperaturmessung mit Thermoelementen besitzt aufgrund der thermischen Masse der Thermoelementspitze (=Messspitze) eine begrenzte Dynamik, welche mit zunehmender Masse bzw. zunehmendem Durchmesser des Thermoelements abnimmt [48]. Dieser Umstand muss insbesondere bei der Interpretation der Messergebnisse aus den am Sechszylindermotor durchgeführten Instationärtests berücksichtigt werden.

An den Einzylindermotoren kamen neben Feindrahtthermoelementen zur zeitlich hochaufgelösten Temperaturmessung (beschrieben in Kapitel 4.3.2 Sondermesstechnik) Mantelthermoelemente mit einem Durchmesser von 1.5 mm zum Einsatz. Diese waren saugseitig auch am Sechszylindermotor verbaut, abgasseitig waren zur Beherrschung der bei aufgeladener Volllast auftretenden hohen Temperaturen und Drücke robuste Mantelthermoelemente mit einem Durchmesser von 3 mm verbaut.

Um eine Aussage über das dynamische Verhalten der verwendeten Thermoelemente machen zu können, erfolgte am Einzylindermotor die Bestimmung ihrer Zeitkonstanten. Die Zeitkonstante ist als die Zeit definiert, die ein Thermoelement benötigt, um nach einem Temperatursprung 63 % der Temperaturdifferenz von Start zu Endwert abzubauen. Zur Bestimmung der Zeitkonstanten wurde der Motor auf die Katalysatorheizrrehzahl von 1500 1/min geschleppt und bei stationärem Schleppbetrieb die Einspritzung aktiviert und damit der Katalysatorheizbetrieb gestartet.

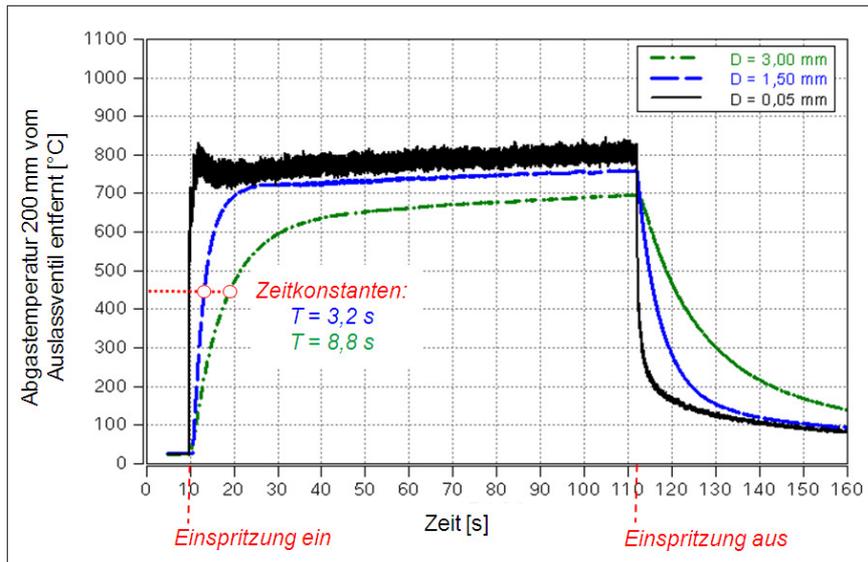


Abbildung 24: Zeitkonstanten von Thermoelementen mit unterschiedlichen Durchmessern

Abbildung 24 zeigt den mit dem Feindrahtthermoelement gemessenen Temperaturverlauf, welcher die Referenz bei der Ermittlung der Zeitkonstanten darstellt, sowie die mit dem 1,5 mm bzw. 3 mm dicken Mantelthermoelement gemessenen Abgastemperaturverläufe.

Die relativ hohe Zeitkonstante von 8,8 s des 3 mm dicken Mantelthermoelements macht deutlich, dass bei Anwendung dieses Typs während der gesamten für den Katalysatorheizbetrieb relevanten Zeitdauer von ca. 20 s zu niedrige Abgastemperaturwerte ausgegeben werden. Selbst nach einer Messdauer von 100 s wurde aufgrund der Ummantelung des Thermoelements der tatsächliche Wert nicht erreicht. Die im Sechszylindermotor abgasseitig verbauten Thermoelemente eigneten sich demnach nicht, um eine Aussage über die genaue Abgastemperatur während des Motorwarmlaufs im Katalysatorheizbetrieb nach Kaltstart treffen zu können. Sehr wohl möglich war allerdings die vergleichende Beurteilung der Effektivität unterschiedlicher Katalysatorheizstrategien.

#### 4.2.4 Messtechnik zur Messung der Medienströme

Die Messung des dem Motor zugeführten Sekundärluftmassenstroms erfolgte mittels eines Heißfilm-Anemometers (Mini-HFM, Betriebsbereich 0 ... 70 kg/h). Da dieser Sensortyp messprinzipbedingt keine Richtungserkennung des strömenden Mediums zulässt, müssen Druckpulsationen und Rückströmung an der Messstelle verhindert werden. Erfüllt wurde diese Bedingung durch den Einbau eines Beruhigungsvolumens zwischen Abgassystem und Messsensor. Zur Messung des Motorluftmassenstroms sowie des Kraftstoffmassenstroms kamen im Zuge der Untersuchungen an diversen Prüfständen unterschiedliche Messverfahren und Technologien zum Einsatz. Aufgrund der geringen Bedeutung der eingesetzten Messverfahren für diese Arbeit wird auf eine Vorstellung verzichtet.

#### 4.2.5 Bestimmung des Verbrennungsluftverhältnisses

Bei der Bestimmung des Luftverhältnisses in Brennraum und Abgassystem kamen drei unterschiedliche Verfahren zum Einsatz, die zu Verifikationszwecken parallel angewendet wurden. Eine Möglichkeit stellt das von Lange [50] vorgestellte Verfahren dar, bei dem mittels Analyse der Abgaszusammensetzung das Luftverhältnis im Abgas berechnet werden kann. Als Eingabegrößen werden die Konzentrationen der Abgasbestandteile CO, CO<sub>2</sub> und HC sowie das C/H-Verhältnis des verwendeten Kraftstoffes benötigt. Eine weitere Möglichkeit der Luftverhältnisbestimmung bietet die Berechnung aus den gemessenen Massenströmen von angesaugter Luftmasse, zugeführtem Kraftstoff und eingeblasener Sekundärluft sowie dem stöchiometrischen Luftbedarf des verwendeten Kraftstoffes [47]. Als Ergänzung zu den beiden erwähnten Berechnungsverfahren erfolgte die Messung des Luftverhältnisses mittels einer im Abgasstrang eingesetzten Breitbandlambdasonde (Lambda-Meter LA4) der Firma Etas. Für Informationen zu Funktionsweise und Aufbau der Breitbandlambdasonde wird auf die einschlägige Literatur verwiesen [51].

### 4.3 Sondermesstechniken

Erst die Kenntnis des kurbelwinkelaufgelösten Verlaufes der HC-Emission sowohl in der Nähe des Auslassventiles als auch auslassventilfern am Ende der Nachreaktionsstrecke sowie das Wissen über die Vorgänge im Abgassystem bei Sekundärlufteinleitung ermöglichen die Umsetzung ursachengerechter und damit zielgerichteter Maßnahmen zur Minimierung der Schadstoff-Rohemissionen. Zur Bestimmung der kurbelwinkelaufgelösten HC-Emission ist ein Messsystem mit extrem schneller Ansprech- und Messzeit erforderlich. Aus diesem Grund kam ein schneller Flammenionisationsdetektor (FFID) der Firma Cambustion Ltd. (Modell HFR 500) zum Einsatz. Die detaillierte Analyse der Vorgänge im Abgassystem bei unterstöchiometrischem Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung wurde durch den Einsatz diverser optischer Messverfahren ermöglicht. Ergänzend zu der schnellen HC-Messung und den angewendeten optischen Messverfahren komplettieren ultraschnelle Feindrahtthermoelemente zur zyklenaufgelösten Temperaturmessung die Palette der Messtechniken, die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit neben der Standardmesstechnik zum Einsatz kamen. Im Folgenden werden diese Sondermesstechniken genauer erläutert.

#### 4.3.1 Schnelle HC- Messung

Das Messsystem der Firma Cambustion Ltd (Modell HFR 500) verfügt über zwei Messköpfe, welche simultanes Messen an unterschiedlichen Stellen im Abgasrohr – im konkreten Fall dieser Arbeit an Anfang (FFID1) und Ende der Nachreaktionsstrecke (FFID2) – ermöglichen. Das Abgas wird bei Verwendung dieses Geräts an der Abgasentnahmestelle im Abgasrohr durch Anlegen eines konstanten Unterdrucks entnommen und über eine dünne Kapillare zu den Messköpfen befördert. Der

Unterdruck wird dabei durch eine Vakuumpumpe erzeugt. Abbildung 25 zeigt den Aufbau dieser Messköpfe.

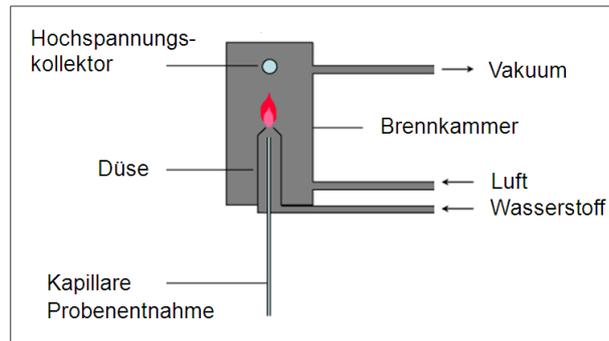


Abbildung 25: Aufbau Messkopf FFID-System [49]

Der Messkopf besteht im Wesentlichen aus einer Brennkammer mit integriertem Hochspannungskollektor, den Zuleitungen für Frischluft und Wasserstoff zur Versorgung der Diffusionsflamme sowie der Vakuumleitung. Letztere sorgt für konstanten Unterdruck im Messkopf und ermöglicht somit einerseits das Ansaugen des zu messenden Abgases durch die dünne Kapillare und saugt andererseits dieses Gas nach erfolgter Messung auch wieder aus der Brennkammer. Das angesaugte Messgas wird mit dem einströmenden Wasserstoffmassenstrom vermischt und gelangt über die Brennerdüse in die Brennkammer, wo es mit synthetischer Luft verbrennt. Dabei kommt es zu einer Radikalreaktion der Kohlenwasserstoffmoleküle ( $\text{HC} + \text{O} \rightarrow \text{CHO}^+ + \text{e}^-$ ), wobei positive Ionen und freie Elektronen gebildet werden. Die metallische Brennerdüse bildet die negative Elektrode, der über der Flamme liegende Hochspannungskollektor die positive Elektrode. Zwischen den beiden Elektroden liegt eine Gleichspannung. Die freien Elektronen werden am Hochspannungskollektor aufgefangen und über einen sehr empfindlichen Stromverstärker geführt. Dieser Strom ist nun direkt proportional zur Anzahl der ionisierten Teilchen und somit auch zur HC-Konzentration des Messgases. Als Ausgangsgröße dient schließlich die Kollektorspannung, welche über einen ohmschen Widerstand abgegriffen wird [49]. Der Flammenionisationsdetektor reagiert auf alle Kohlenwasserstoffe, wodurch deren Summe gemessen wird [33]. Die Ansprechzeit des FFID wird primär durch die Transportzeit des Abgases von der Entnahmestelle bis zur Brennkammer im Messkopf bestimmt und ist abhängig von Länge und Durchmesser der verwendeten Kapillare sowie den vorherrschenden Druckverhältnissen an der Entnahmestelle. Für Idealbedingungen gibt der Hersteller für das verwendete Gerät eine Ansprechzeit von weniger als 0.9 ms an [49].

#### 4.3.2 Schnelle Temperaturmessung

Um sporadisch auftretende Nachreaktionsaussetzer detektieren zu können, ist eine zumindest zyklenaufgelöste Abgastemperaturmessung notwendig. Durch auslassventilferne Platzierung eines thermisch schnellen Messensors (an der Stelle  $T_{a3}$ ) kann über das Ausbleiben der aus der exothermen Nachreaktion resultierenden

Abgastemperaturerhöhung ein Aussetzen der Abgasnachreaktion mit der Sekundärluft erkannt werden. Herkömmliche Thermoelemente eignen sich aufgrund ihrer thermischen Trägheit nicht für diese Aufgabe. Deshalb kamen im Rahmen dieser Arbeit Feindrahtthermoelemente der Firma Krick Messtechnik & Partner KG zum Einsatz (Abbildung 26).

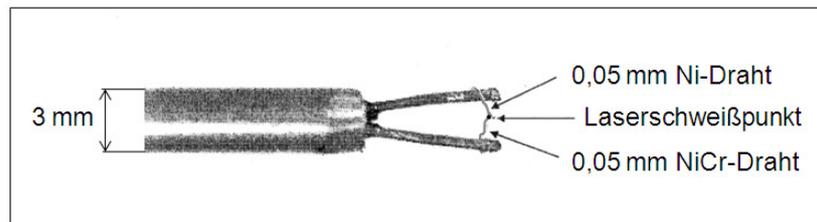


Abbildung 26: Aufbau eines Feindrahtthermoelements [43]

Die Basis des ausgewählten Feindrahtthermoelements bildet ein gewöhnliches Thermoelement des Typs K mit 3 mm Durchmesser. Die Spitze wird gekappt und die beiden Thermoschenkel (Nickel bzw. Nickel-Chrom) getrennt. Das vordere Ende des freistehenden Thermoschenkels aus Nickel wird mit einem 0,05 mm dicken Nickel Draht und das Ende des zweiten freistehenden Thermoschenkels aus Nickel-Chrom mit einem 0,05 mm dicken Nickel-Chrom Draht umwickelt. Diese beiden Drähte werden mittels eines Laserschweißpunktes miteinander verbunden, welcher die Verbindungsstelle für die Temperaturmessung darstellt. Die deutliche Reduktion der thermischen Masse der Verbindungsstelle (=Messstelle) erlaubt in Kombination mit der durch den Analog-Digital-Umsetzer limitierten Abtastrate von 100 Hz eine zyklenaufgelöste Messung der Abgastemperatur.

#### 4.3.3 Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF)

Das Messverfahren der laserinduzierten Fluoreszenz (LIF) ist ein spektroskopisches Messverfahren, welches auf der Fluoreszenzanzregung durch einen Laser basiert. Dabei werden Atome/Moleküle durch Laserlicht mit einer Frequenz, welche dem Absorptionsbereich der zu detektierenden Atome/Moleküle entspricht, in einen elektrisch angeregten Zustand versetzt. Die von den Elektronen eingenommenen neuen Energieniveaus sind instabil, so dass die Elektronen über diverse Zwischenniveaus wieder in den Ursprungszustand zurückfallen. Dabei kommt es zur Emission von Licht, dessen Wellenlänge charakteristisch für das angeregte Atom/Molekül ist [52]. Damit lassen sich mittels der laserinduzierten Fluoreszenz verschiedenste Spezies sowie deren örtliche Verteilung im Brennraum zeitlich hochaufgelöst detektieren.

Ein Anwendungsfall im Rahmen dieser Arbeit war die Untersuchung von Einspritzung und Gemischbildung im Brennraum. Kommerzielle Kraftstoffe haben einen für die Spektroskopie störenden hohen Anteil aromatischer Verbindungen, welche das eingekoppelte Laserlicht schon nach kürzesten Weglängen von der Dimension eines Tropfendurchmessers stark absorbieren und damit eine flächendeckende

Fluoreszenzanregung über den gesamten Brennraumquerschnitt verhindern [53]. Um Absorptionseffekte im Spray bzw. in den Tropfen zu vermeiden, weicht man daher auf aromatenfreie Ersatzkraftstoffe aus, deren Eigenschaften dem kommerziellen Kraftstoff möglichst ähnlich sind. Zur Analyse der Verteilung der Kraftstoffkonzentration macht der Einsatz eines nicht fluoreszierenden Ersatzkraftstoffes die Zumischung eines fluoreszierenden Tracers (=Markersubstanz) erforderlich. Dabei darf der zugegebene Tracer die physikalischen und chemischen Eigenschaften der untersuchten Substanz möglichst nicht ändern und muss bis zum Nachweiszeitpunkt stabil bleiben. Bei Gemischbildungsuntersuchungen an Ottomotoren hat sich die Verwendung von Triethylamin TEA als „Treibstofftracer“ in benzolfreiem Kraftstoff (ASF von Aral) als Ersatzkraftstoff bewährt und ist wie auch die Vorgehensweise zur Quantifizierung der Messergebnisse (Bestimmung Luftverhältnis) in zahlreichen Literaturbeiträgen dokumentiert [54],[55],[56],[57]. Die Anregung des Tracers erfolgt dabei in der Regel mittels eines UV-Lasers ( $\lambda_L = 248 \text{ nm}$ ). Diese Kombination aus Tracersubstanz und Anregungsfrequenz kam daher auch bei den Gemischbildungsuntersuchungen dieser Arbeit zum Einsatz.

Neben den Untersuchungen zur Gemischbildung wurde die LIF-Messtechnik im Rahmen dieser Arbeit auch eingesetzt, um eventuell auftretendes Rückströmen von in den Abgastrakt eingeleiteter Sekundärluft in den Brennraum zu detektieren. Zur Visualisierung dieses Sekundärluft-Rückströmens wurde der eingeblasenen Sekundärluft Trimethylamin als Tracersubstanz zugemischt. Trimethylamin (TMA) ist ein farbloses Gas und weist bei Raumtemperatur einen um den Faktor 27 höheren Dampfdruck auf als das bei den Gemischbildungsuntersuchungen eingesetzte Triethylamin (TEA) [54]. Dieser Umstand macht auch deutlich höhere Tracerkonzentrationen möglich, ohne dass es zur Kondensation des Tracers und damit zur Entmischung von Tracer und Trägergas kommt. Im Messbetrieb wurde aus einer Druckgasflasche ein Gemisch aus Trimethylamin und  $\text{N}_2$  (Trimethylaminkonzentration 5000 ppm) kontinuierlich entnommen und mit der dem Prüfstandsdruckluftanschluss entnommenen Sekundärluft bei einem Druckverhältnis von 1:1 gemischt und dem Motor zugeführt. Die Anregung des Tracers erfolgte mittels eines vertikalen UV-Laserlichtschnitts in der Zündkerzen-Injektor-Ebene, der über einen Schlitz im Kolbenboden in den Brennraum eingekoppelt wurde (Abbildung 19). Bei dem für diesen Versuchsaufbau verwendeten Laser handelte es sich um einen Kryptonfluorid-Excimerlaser ( $\lambda_L = 248 \text{ nm}$ ) der Firma Lambda Physics, Typ Compex 150. Aufgenommen wurde das aus der UV-Anregung resultierende Fluoreszenz-Signal mit einer intensivierten CCD-Kamera der Firma LaVision (Typ E-lite 70 Hz, 12 bit [58] + Bildverstärker IRO P43 S20). Die intensivierte CCD-Kamera war mit einem UV-tauglichen Objektiv der Fa. Halle Nachf. ausgestattet. Um Störlicht, wie beispielsweise Metallfluoreszenzen, oder Streulicht des Lasers zu unterdrücken, wurde der Kamera ein Bandpassfilter (LOT-Oriel,  $307 \pm 25 \text{ nm}$ ) vorgesetzt.

Für eine korrekte Interpretation der optischen Messergebnisse ist das Wissen über die Abhängigkeiten der Signalintensität von den Umgebungsbedingungen von großer

Bedeutung. Kirchweger et al. [54] konnten für Trimethylamin (TMA) als Tracer nachweisen, dass die Signalintensität direkt proportional zur Tracer-Konzentration ist. Ein stärkeres Rückströmen von Sekundärluft aus dem Abgaskanal in den Brennraum hatte damit bei den Untersuchungen dieser Arbeit aufgrund der daraus resultierenden höheren Tracer-Konzentration im Brennraum auch eine höhere Intensität des Fluoreszenz-Signals zur Folge. Auf der linken Seite in Abbildung 27 ist exemplarisch eine Aufnahme einer LIF-Messung für den Zeitpunkt 30 °KW nLOT dargestellt, das rechte Bild zeigt den Brennraum des Transparentmotors. Die Auslassventile befinden sich im Bild rechts von der Zündkerze, auf der linken Seite liegen die Einlassventile.

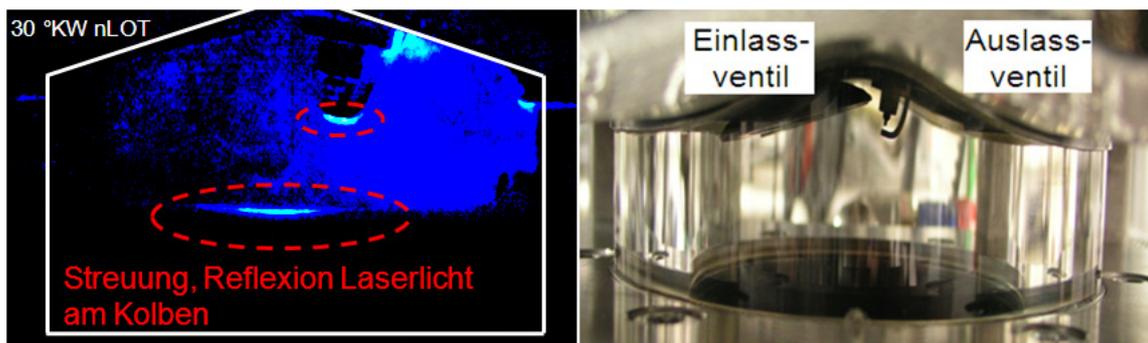


Abbildung 27: LIF-Messung mit getraceter Sekundärluft und Brennraum des Transparentmotors

Zur Darstellung unterschiedlicher Fluoreszenzintensitäten wurde eine farbkodierte Darstellung gewählt, wobei höhere Signalintensitäten in der Lichtfarbe langwelligerer Strahlung dargestellt werden (Darstellung mittels Spektralfarben des Lichts). Aufgrund von Reflexion und Streuung des Laserlichts an Zündkerzenelektrode und Kolbenboden sind in diesen Brennraumbereichen höhere Signalintensitäten erkennbar, dabei handelt es sich nicht um ein aus der UV-Anregung des Sekundärluft-Tracers resultierendes Fluoreszenz-Signal.

#### 4.3.4 Messung des Eigenleuchtens der Abgasnachverbrennung mit Sekundärluft im Brennraum

Bei einem Verbrennungsvorgang werden die daran beteiligten Moleküle und Atome in angeregte Zustände versetzt. Die Anregung erfolgt dabei durch Energieaufnahme der Moleküle bei ablaufenden chemischen Reaktionen (Chemilumineszenz) oder durch thermische Anregung. Die Moleküle können die angeregten Zustände durch die Emission von elektromagnetischer Strahlung oder durch Molekülstöße wieder verlassen. Das Emissionsspektrum einer Flamme kann in kontinuierliche (z.B. Rußstrahlung) und diskontinuierliche, diskrete Spektren (z.B. OH-, CH-, C<sub>2</sub>-Radikal) unterteilt werden, welche Rückschlüsse auf die Moleküle im Verbrennungsgas zulassen [61].

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zu Start und Ausbreitung der brennraumseitigen Abgasnachreaktion mit Sekundärluft während

des Ladungswechsels war die Durchführung einer Spektralanalyse nicht notwendig, mittels optischer Messtechnik erfolgte die Messung der Eigenemissionen der Nachreaktionsflamme über das gesamte Verbrennungsspektrum. Anders als bei der LIF-Messtechnik handelt es sich bei diesen Aufnahmen um über den Brennraum integrierte Werte (integrale Messtechnik). Als Kamera kam die bei den LIF-Messungen verwendete intensivierete CCD-Kamera der Firma LaVision zum Einsatz, allerdings ohne vorgesezten Bandpassfilter. Die Kameraposition zum Motor ist der Abbildung 19 zu entnehmen.

#### 4.3.5 Bildverstärkende UV-sensitive Hochgeschwindigkeitsvideoskopie zur Visualisierung der Nachoxidation im Abgasrohr

Zum Zwecke der optischen Untersuchung der Abgasnachreaktion im Abgasrohr wurde – wie in Kapitel 4.1.3 bereits beschrieben – an den Einzylindermotor ein optisch zugängliches Abgasrohr angebaut. Die kurbelwinkelaufgelöste Erfassung und Analyse der Nachreaktionsflamme im Abgasrohr während eines Zyklus sowie die Untersuchung zyklischer Schwankungen der Nachreaktion sind nur durch den Einsatz einer Hochgeschwindigkeits-Aufnahmetechnik möglich. Aus diesem Grund wurde am Prüfstand vor das Transparentrohr eine Hochgeschwindigkeitskamera Highspeed Star 5 der Firma LaVision mit einer maximalen Bildfrequenz von 250 kHz installiert [62]. Aufgrund der schwachen Lichtemission, die die Nachreaktionsflamme ausstrahlt, und der aus dem Einsatz der Hochgeschwindigkeitsaufnahmetechnik resultierenden kurzen Belichtungszeit musste der Hochgeschwindigkeitskamera ein Bildverstärker vorgesetzt werden. Die Wahl fiel auf den UV-sensitiven Hochgeschwindigkeitsbildverstärker HighSpeedIRO der Firma LaVision [59].

Zur besseren Vergleichbarkeit wurden alle Messungen mit gleichem Bildverstärkungsfaktor und gleicher Belichtungszeit durchgeführt. Die Bildfrequenz der Kamera wurde so eingestellt, dass pro Grad Kurbelwinkel ein Bild aufgenommen wurde (z.B. 9000 Bilder pro Sekunde bei 1500 1/min). Je nach Betriebspunkt wurden zwischen 5 und 20 Arbeitsspiele aufgezeichnet. Um repräsentative optische Aufnahmen von der Abgasnachreaktion zu erhalten, erfolgte eine Mittelung der Einzelbilder bei gleicher Kurbelwellenstellung aus den 5 bis 20 aufgezeichneten Arbeitsspielen. Der Vergleich der Nachreaktionsflammen einzelner Arbeitsspiele ermöglicht eine Aussage bzgl. Stabilität und zyklischer Schwankungen der Abgasnachreaktion. Während der Messungen musste die Prüfstandszelle abgedunkelt werden.

#### 4.3.6 Bildverstärkendes Endoskopie-System (Auslasskanalendoskopie zur Untersuchung der Nachreaktion im Auslasskanal)

In Kapitel 4.1.3 wurden die Anpassungen im Abgasrohr für die Durchführung der Auslasskanalendoskopie, welche die Messung des Eigenleuchtens der Nachreaktion im Auslasskanal ermöglichte, beschrieben. Als Kamera kam die bereits bei den LIF-Messungen verwendete CCD-Kamera der Firma LaVision zum Einsatz. Auch in diesem Fall musste der Kamera aufgrund der schwachen Lichtemission der

Nachreaktion der UV-sensitive Bildverstärker IRO P43 S20 vorgesetzt werden. Als Triggersignal für Blitzlampe und Kamera diene das Kurbelwinkelsignal, die Steuerung erfolgte mittels der Software Davis der Firma LaVision. Bei der optischen Aufnahme der Nachreaktion wurde die Beleuchtung des Abgaskanals mit der Blitzlampe abgeschaltet.

## 5. Analyse des Einflusses konventioneller Emissionsreduktions- und Katalysatorheizmaßnahmen bei Anwendung am abgasturboaufgeladenen DI-Ottomotor

### 5.1 Einfluss des Feuerstegvolumens

In Kapitel 3.1 dieser Arbeit wurde das Erlöschen der Flamme an der Wand und in Spalten als wesentliche Ursache für die Entstehung von HC-Emissionen im Ottomotor genannt. Insbesondere der Feuersteg hat dabei einen deutlichen Einfluss. Ein sehr kleines Feuerstegvolumen verhindert die Ansammlung größerer Kraftstoffmengen im Feuerstegbereich.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Einfluss des Feuerstegvolumens im fetten Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung analysiert. Die experimentellen Untersuchungen dazu erfolgten am Einzylinder-Versuchsmotor bei stationär gekühltem Katalysatorheizbetrieb.

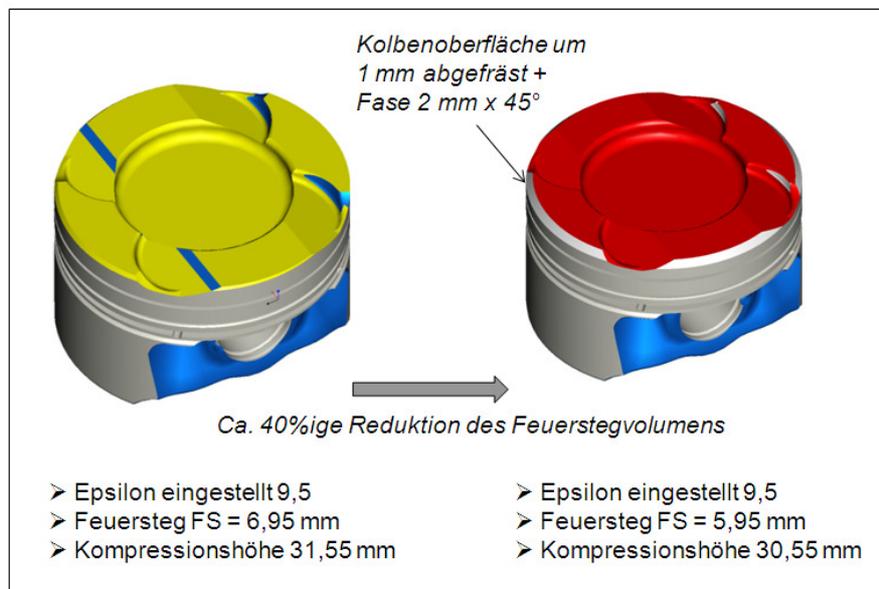


Abbildung 28: Modifikation des Kolbens für die Untersuchung des Einflusses bei Variation des Feuerstegvolumens

Mit dem linken Kolben in Abbildung 28 wurden die Referenzmessungen durchgeführt. Im Anschluss an die Basisvermessung erfolgten die Demontage und Bearbeitung des Kolbens. Dabei wurde in einem ersten Schritt die gesamte Kolbenoberfläche um 1 mm abgefräst und die Feuersteghöhe auf diese Weise um 1 mm reduziert. Das Anbringen einer 2 mm x 45°-Fase führte zu einer weiteren Reduzierung des emissionsrelevanten Feuerstegvolumens (rechter Kolben). Durch die Kombination beider Maßnahmen konnte das emissionsrelevante Feuerstegvolumen in Summe um ca. 40 % verringert werden. Durchgeführt wurden die Untersuchungen zum Feuerstegeinfluss bei unterschiedlichen Katalysatorheizstrategien. In Abbildung 29 sind exemplarisch dabei gewonnene

Ergebnisse für Einfach- und Zweifacheinspritzung dargestellt, wobei im Falle der Zweifacheinspritzung die zweite Einspritzung als Zündeinspritzung abgesetzt wurde (Zündzeitpunkt ZZP = Ende der 2. Einspritzung EOI2). Als  $t_{i2}$  wird die Dauer der zweiten Einspritzung bezeichnet.

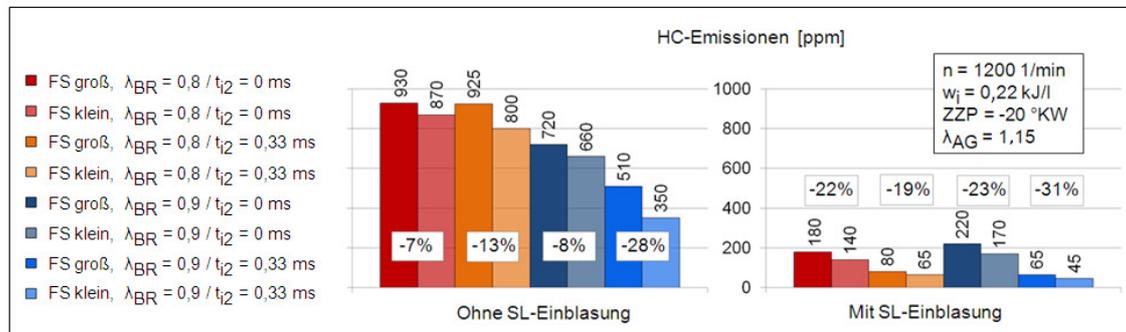


Abbildung 29: Einfluss des Feuerstegvolumens auf die HC-Emissionen im fetten Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung

Im unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärlufteinblasung liegen die HC-Emissionen aufgrund der unvollständigen Verbrennung bedingt durch Sauerstoffmangel auf sehr hohem Niveau. Durch Reduzierung des effektiven Feuerstegvolumens um 40 % konnte die HC-Konzentration im Abgas um Werte zwischen 7 % und 28 % gesenkt werden. Bei der Interpretation der Ergebnisse muss berücksichtigt werden, dass aufgrund der irreversiblen Modifikation des Kolbens keine Möglichkeit zur Verifikation der Untersuchungsergebnisse bestand. Schelling et al. kamen in ihrer Arbeit [20] zu einem ähnlichen Ergebnis und konnten bei Verkleinerung des Feuerstegvolumens um 40% durch Anfasen des Kolbens trotz kalter Wände HC-Verbesserungen im Bereich von 5 % ... 9 % nachweisen (ebenfalls  $\lambda_{BR} = 0,9$ ).

Interessant ist, dass bei Betrieb mit Sekundärlufteinblasung tendenziell eine Erhöhung der relativen HC-Abnahme gegenüber dem Betrieb ohne Sekundärlufteinblasung zu erkennen ist. Dies liegt vermutlich daran, dass der HC-Vorteil eines geringeren Feuerstegvolumens primär erst gegen Ende des Ausschietbetakts kurz vor dem oberen Totpunkt des Kolbens zum Tragen kommt. Bei Anwendung nichtoptimierter Sekundärluftsysteme gelangt während dieses Kurbelwinkelbereichs aufgrund dynamischer Vorgänge im Sekundärluftleitungssystem keine Sekundärluft in den Auslasskanal, so dass das aus dem Brennraum ausgeschobene unterstöchiometrische Abgas keinen Reaktionspartner für die Nachreaktion vorfindet und damit nicht nachreagieren kann (s. Kapitel 6.3.4 Einfluss SL-Einblasedruck). Bei Betrieb mit Sekundärlufteinblasung haben damit unverbrannte Kohlenwasserstoffe, die während nachreaktionsarmer Kurbelwinkelbereiche aus dem Brennraum ausgeschoben werden, deutlich stärkeren Einfluss auf die Gesamt-HC-Rohemission.



Verringerung des Feuerstegvolumens auf Werte unter die des Saugmotors ist daher in der Regel nicht möglich.

## 5.2 Einfluss des Zündzeitpunktes

Wie in Kapitel 3.2 beschrieben, stellt die Spätverstellung der Zündung über den Zünd-OT hinaus in Kombination mit Sekundärlufteinblasung eine effektive und bereits im Serieneinsatz angewendete Katalysatorheizmaßnahme dar. Insbesondere das an Motoren mit Sekundärluftsystem applizierte unterstöchiometrische Katalysatorheizen ist prädestiniert für die Spätverstellung der Zündung, da das fette Gemisch an der Zündkerze stabile Entflammungsbedingungen und damit eine gute Laufruhe, selbst bei sehr späten Zündwinkeln, sicherstellt (s. Kapitel 5.4). Zusätzlich bietet die Direkteinspritzung bei geringerer Anfettung der Zylinderladung die Möglichkeit, die Entflammung über die Einspritzung einer kleinen Kraftstoffmenge nahe Zündzeitpunkt nochmals zu stabilisieren [31]. Durch die Einleitung von Sekundärluft in den Abgastrakt wird – das Vorliegen der Selbstzündungsbedingungen vorausgesetzt – eine Nachreaktion des Abgases initiiert, wodurch die HC-Emissionen gesenkt werden. Die durch diese Nachverbrennung hervorgerufene Abgastemperaturerhöhung führt in Kombination mit dem um die Sekundärluft erhöhten Abgasmassenstrom zu einer deutlichen Zunahme des Abgasenthalpiestroms (Kapitel 5.4).

Abbildung 31 zeigt den Einfluss des Zündzeitpunktes auf die HC- und NO<sub>x</sub>-Rohemissionen sowie auf die Abgastemperatur und den Abgasenthalpiestrom an der Stelle T<sub>a3</sub> im sekundärluftunterstützten Katalysatorheizbetrieb. Die Untersuchungen wurden am stationär gekühlten Einzylindermotor bei einem Verbrennungsluftverhältnis im Brennraum von λ<sub>BR</sub> = 0,9 durchgeführt. Die Applikationsparameter/Versuchsrandbedingungen dieser Untersuchung sind der Tabelle 4 zu entnehmen.

<b>Kenngroße</b>	<b>Einheit</b>	<b>Wert</b>
Motordrehzahl	[1/min]	1400
Indizierte spezifische Arbeit	[kJ/l]	0,2
Zündzeitpunkt	[°KW vor OT]	+10 ... -30
Brennraumlambda	[-]	0,9
Abgaslambda	[-]	Variation: 0,9 ... 1,35
Spreizung Ein-/Auslass	[°KW]	115 / 70
Ventilhub	[mm]	1,5 ... 3
Ort SL-Einblasung	[-]	Krümmen KR

*Tabelle 4: Applikation bei der Untersuchung des Zündzeitpunkt-Einflusses im Katalysatorheizbetrieb (stationär gekühlt)*

Zu Beginn jeder Messreihe erfolgte eine Messung des fetten Katalysatorheizbetriebspunktes ohne Sekundärlufteinblasung. Brennraumluftverhältnis λ<sub>BR</sub> und Abgasluftverhältnis λ<sub>AG</sub> waren in diesen Messpunkten somit identisch (jeweils ganz links liegende Datenpunkte in Abbildung 31). Anschließend wurden der

Sekundärluftmassenstrom und damit das Luftverhältnis im Abgas – bei konstantem Brennraum-Luftverhältnis und konstantem Sekundärluft-Einblasequerschnitt – über die Erhöhung des Sekundärlufteinblasedrucks schrittweise erhöht und Messungen durchgeführt.

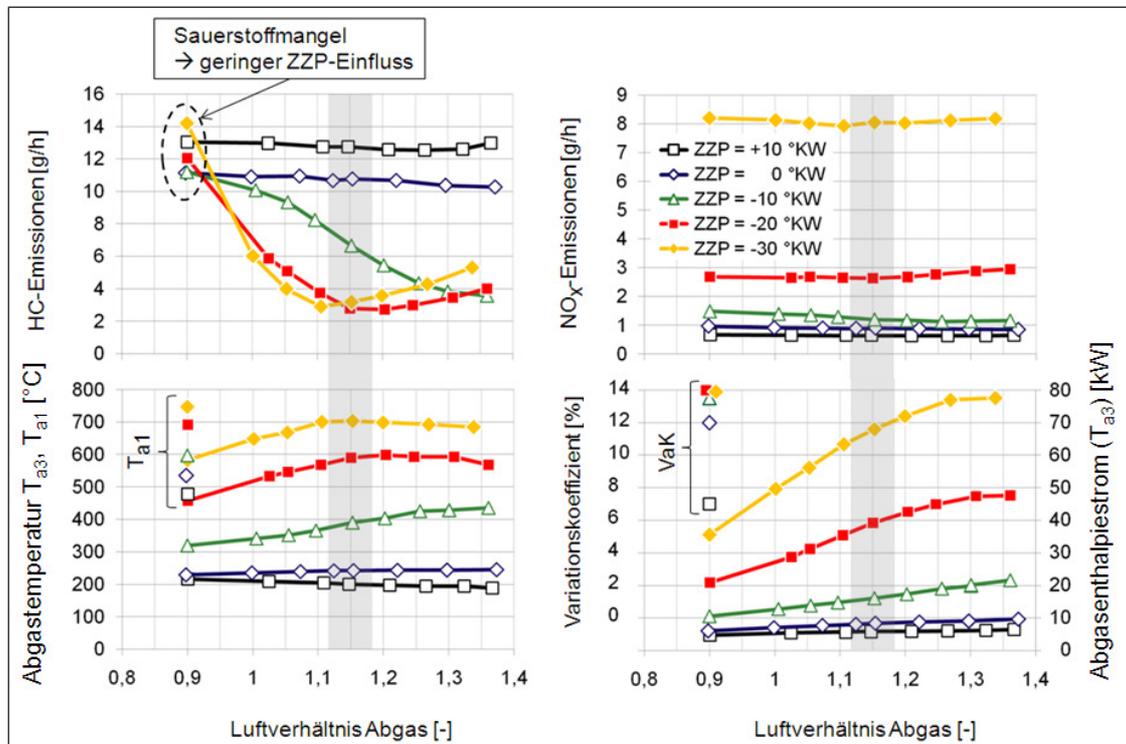


Abbildung 31: Einfluss des Zündzeitpunktes im Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung

Eine Verschiebung des Zündwinkels in Richtung späterer Zeitpunkte hat im unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärlufteinblasung aufgrund des Sauerstoffmangels in Brennraum und Abgas nur einen sehr geringen Einfluss auf die HC-Emissionen. Wird hingegen Sekundärluft eingeblasen, sinken bei einer Spätverstellung der Zündung die HC-Rohemissionen aufgrund stabiler und intensiver ablaufender Nachreaktionen des Abgases mit der Sekundärluft im Abgassystem stark ab. Betrachtet man exemplarisch den Abgasluftverhältnis-Bereich zwischen ca.  $\lambda_{AG} = 1,12$  und  $1,18$  (grau markierter Bereich), fällt auf, dass bei frühen Zündzeitpunkten vor oder um den oberen Totpunkt des Kolbens (ZOT) keine Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft aufzutreten scheint. Bei  $ZZP = -10$  °KW kommt es zu einer Abnahme der HC-Emissionen, wobei das HC-Minimum erst später bei einem Abgasluftverhältnis von ca.  $\lambda_{AG} = 1,35$  erreicht wird. Ein Zündwinkel von  $ZZP = -20$  °KW führt zu einer weiteren deutlichen Abnahme der HC-Emissionen im betrachteten Abgaslambda-Bereich. Außerdem verschiebt sich das Minimum im HC-Emissionsverlauf zu niedrigeren Abgasluftverhältnissen. Eine weitere Spätverschiebung des Zündwinkels auf  $ZZP = -30$  °KW hat keine Verbesserung bei den HC-Emissionen und eine nur geringe weitere Linksverschiebung des HC-Minimums zur Folge. Die Ursache für dieses Verhalten

bei Verschiebung des Zündzeitpunktes, welches in dieser Tendenz bei beliebiger Katalysatorheizapplikation beobachtet werden konnte, wird anhand der erzielten Messergebnisse bei Einsatz des Transparentrohres in Kombination mit schneller Temperatur- und HC-Messtechnik später in diesem Kapitel erklärt.

Das Diagramm links unten in Abbildung 31 zeigt die Abgastemperaturverläufe an der Stelle  $T_{a3}$  in Abhängigkeit vom Abgasluftverhältnis. Die Position  $T_{a3}$  am Einzylindermotor entspricht am Sechszylindermotor der Entfernung bis zum Eintritt in den Vorkatalysator. Des Weiteren sind in dem Diagramm als Einzelpunkte auch die Abgastemperaturen bei Austritt aus dem Zylinderkopf (Position  $T_{a1}$ ) ohne Sekundärlufteinblasung dargestellt. Bemerkenswert ist der starke Einfluss des Zündwinkels auf die Temperatur  $T_{a3}$ , welche mit späteren Zündwinkeln deutlich zunimmt. Bei einer Spätverschiebung des Zündwinkels und der daraus resultierenden Verschlechterung des thermodynamischen Wirkungsgrades müssen bei konstanter spezifischer indizierter Arbeit und bei konstantem Brennraumluftverhältnis  $\lambda_{BR}$  die Füllung des Motors sowie die in den Brennraum eingebrachte Kraftstoffmenge erhöht werden. Die Füllungserhöhung führt gemeinsam mit der deutlich erhöhten Abgastemperatur zu einer starken Erhöhung des Abgasenthalpiestromes. Wie im Diagramm rechts unten in Abbildung 31 erkennbar ist, steigt der Abgasenthalpiestrom bei Spätverschiebung des Zündzeitpunktes zunächst moderat und bei sehr späten Zündwinkeln sehr stark an. Die Motorlaufruhe ( $VaK = \text{Varianzkoeffizient der ind. spez. Arbeit}$ ) verschlechtert sich bei Einfacheinspritzung durch eine spätere Zündung.

Einher geht dieser Anstieg mit einer Zunahme der  $NO_x$ -Emissionen (Diagramm rechts oben in Abbildung 31). Zur Bereitstellung des für turboaufgeladene SULEV-Motoren erforderlichen Abgasenthalpiestromes sind Zündwinkel im Bereich zwischen  $ZZP = -20 \text{ °KW} \dots -30 \text{ °KW}$  erforderlich [63]. Die starke Zunahme der  $NO_x$ -Emissionen bei späten Zündzeitpunkten verdeutlicht, dass bei turboaufgeladenen Motoren neben der HC-Minimierung auch den Maßnahmen zur Reduzierung der  $NO_x$ -Emissionen verstärkt Bedeutung geschenkt werden muss. Die horizontalen Verläufe der  $NO_x$ -Emissionen bestätigen, dass die Nachreaktionstemperatur unter der Stickoxidbildungstemperatur liegt und damit die  $NO_x$ -Emissionen innermotorischen Ursprungs sind.

Zur Verdeutlichung der  $NO_x$ -Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt sind in Abbildung 32 die kurbelwinkelaufgelösten Zylinderdruckverläufe (gemittelt über 256 Arbeitsspiele) sowie die mittels Druckverlaufsanalyse berechneten 50%-Umsatzpunkte und Gastemperaturverläufe für den Katalysatorheizbetrieb bei unterschiedlichen Zündwinkeln dargestellt ( $\lambda_{BR}=0,9$ ).

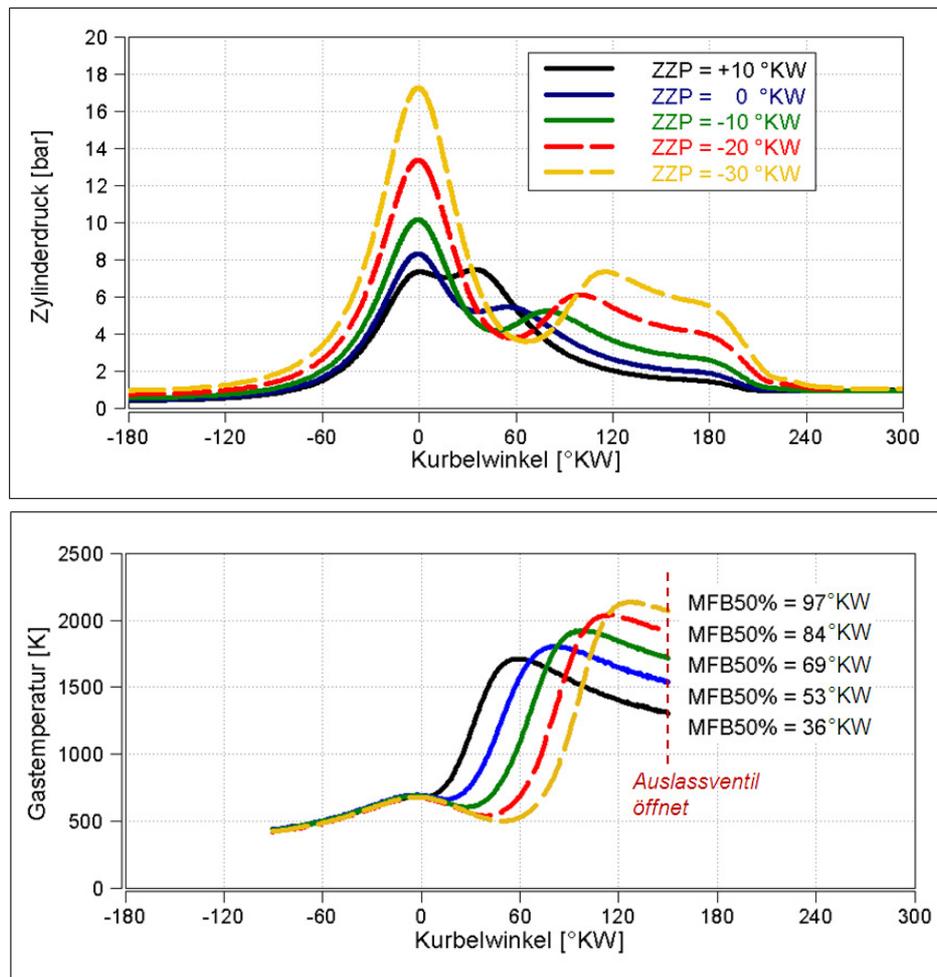


Abbildung 32: Zylinderdruck- und Gastemperaturverläufe im Katalysatorheizbetrieb

Bei einer Spätverschiebung des Zündwinkels und der daraus resultierenden Verschlechterung des thermodynamischen Wirkungsgrades müssen bei konstanter spezifischer indizierter Arbeit und bei konstantem Brennraumluftverhältnis  $\lambda_{BR}$  die Füllung des Motors sowie die in den Brennraum eingebrachte Kraftstoffmenge erhöht werden. Dies führt zu den abgebildeten Temperaturverläufen mit höheren Spitzentemperaturen bei späteren Zündzeitpunkten. Infolge der starken Temperaturerhöhung wird thermisches  $\text{NO}_x$  erzeugt, die  $\text{NO}_x$ -Emissionen steigen massiv an.

Um den Einfluss des Zündzeitpunktes auf die HC-Emissionsverläufe im Detail zu verstehen, wurde das in Kapitel 4.1.3 beschriebene Transparentrohr inklusive optischer Hochgeschwindigkeitsaufnahmetechnik am Einzylindermotorenprüfstand installiert. Neben der optischen Analyse der Nachreaktion im Abgasrohr erfolgten für die in Abbildung 33 dargestellten Betriebspunkte eine zyklusaufgelöste Messung der Abgastemperatur (Position  $T_{a3}$ ) sowie eine kurbelwinkel aufgelöste Messung der HC-Konzentration im Abgas nach dem Transparentrohr (FFID2). Die zyklusaufgelösten Abgastemperaturverläufe mit und ohne SL-Einblasung bei ZZP = -20 °KW (Abbildung 33: Punkt 1: ohne SL; Punkt 2: mit SL) bestätigen das Auftreten einer stabilen Nachreaktion des Abgases mit der eingeblasenen

Sekundärluft, welche in jedem Zyklus stattfindet und damit in einer konstanten Abgastemperaturerhöhung und niedrigen HC-Emissionen resultiert. Eine Verschiebung der Zündung auf frühere Werte (z.B. ZZP = -10 °KW; Punkt 3: ohne SL; Punkt 4: mit SL) führt zu einer Abnahme der Abgastemperatur. Wird nun Sekundärluft eingeblasen, hat das reduzierte Abgastemperaturniveau zyklisch schwankende Nachreaktionsintensitäten zur Folge, zeitweise bleibt die Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft überhaupt aus.

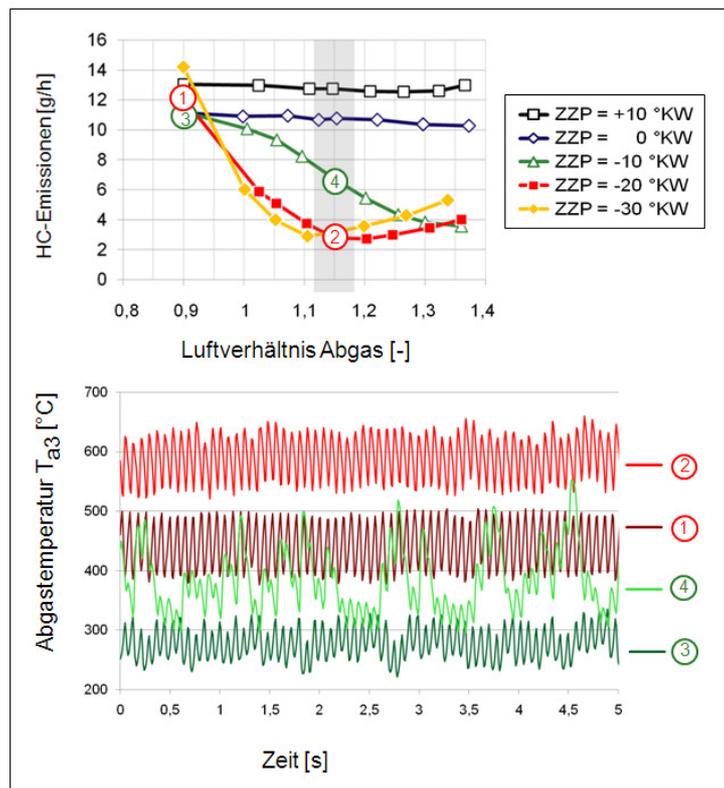


Abbildung 33: Zyklisch aufgelöste Abgastemperaturverläufe mit und ohne Sekundärlufteinblasung (ZZP = -20 °KW/-10 °KW)

Bei weiterer Verschiebung des Zündzeitpunktes auf ZZP = 0 °KW oder Werte vor ZOT bleiben die Abgasnachreaktion und damit auch Abgastemperaturerhöhung und HC-Abnahme gänzlich aus. Die Ursache für das Aussetzen der Nachreaktion ist primär die zu niedrige Temperatur des Abgases beim Austritt aus dem Brennraum. Wie in Abbildung 32 an den aus 256 Arbeitsspielen gemittelten Temperaturverläufen zu erkennen, ist diese Austrittstemperatur sehr stark vom Zündzeitpunkt und damit vom Brennverlauf abhängig. Aufgrund der für den Ottomotor typischen zyklischen Zylinderdruckschwankungen – und damit Brennverlaufsschwankungen – variiert auch die Gastemperatur beim Austritt aus dem Brennraum von Zyklus zu Zyklus sehr stark, was bei ZZP = -10 °KW dazu führt, dass in einzelnen Zyklen die Selbstzündungsbedingungen nicht mehr erreicht werden und somit die Nachreaktion ausbleibt. Abbildung 34 zeigt die Zylinderdruck- und Gastemperaturverläufe sowie die kurbelwinkelaufgelösten HC-Konzentrationsverläufe nach dem Transparentrohr (FFID2) von vier direkt aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen (Zyklus 1 bei 360° =

Zyklus 2 bei -360°) im fetten Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung und ZZP = -10 °KW.

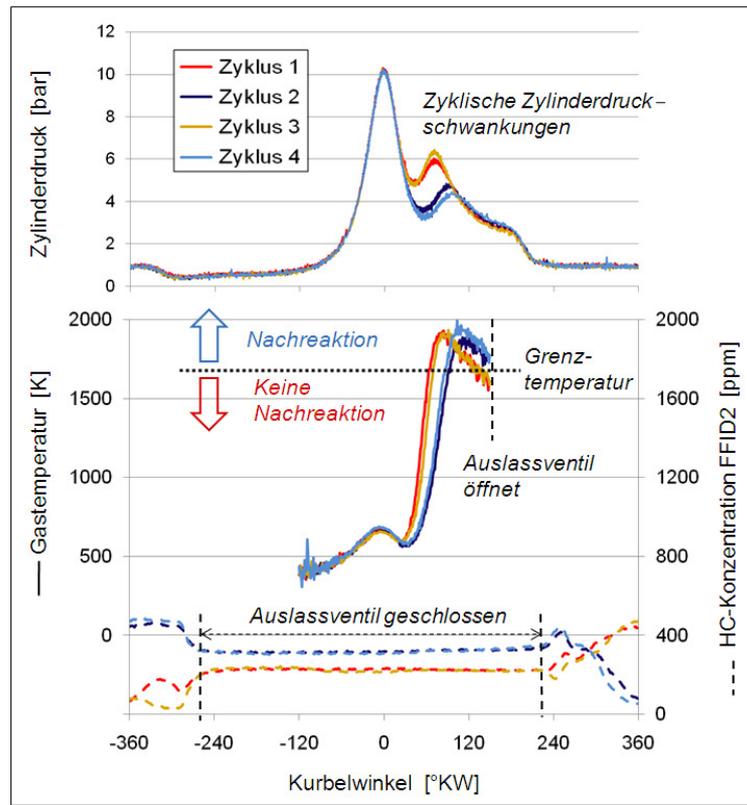


Abbildung 34: Zyklische Schwankungen von innermotorischer Verbrennung und Abgasnachreaktion bei ZZP = -10 °KW

Bei den Untersuchungen zum Einfluss der zyklischen Verbrennungsschwankungen auf die Qualität der Abgasnachreaktion zeigte sich bzgl. der Brennraumaustrittstemperatur ein Grenzwert, unter welchem das nach dem Öffnen der Auslassventile aus dem Brennraum ausströmende Gas (Auslassstoß) nicht mehr mit der Sekundärluft im Abgassystem reagiert. Das Ausbleiben der Nachreaktion in den Arbeitsspielen mit zu niedriger Abgastemperatur konnte sowohl anhand der FFID-Verläufe (FFID2) als auch anhand der optischen Messergebnisse belegt werden. Bei ca. 240 °KW wird unter Berücksichtigung der Totzeit des FFID das mit dem Auslassstoß ausströmende Abgas vom FFID2 detektiert. Der deutliche Anstieg der HC-Konzentration in Zyklus 1 und 3 ab diesem Zeitpunkt deutet darauf hin, dass keine Nachreaktion im Abgassystem stattfindet.

Bestätigt wird diese Vermutung durch die optischen Aufnahmen im Transparentrohr. Abbildung 35 zeigt das mit dem Auslassstoß ausströmende Abgas von Zyklus 3 und Zyklus 4 exemplarisch für den Zeitpunkt 207 °KW. Zu diesem Zeitpunkt erreicht die sich durch das Abgassystem bewegende Abgasfront gerade das Transparentrohr. Deutlich erkennbar ist bei Zyklus 4 die stattfindende Nachreaktion des brennstoffreichen Abgases mit der Sekundärluft, wobei in Zyklus 3 aufgrund der ausbleibenden Nachreaktion während des gesamten Ausschleibvorganges keine

Lichtemission detektiert wurde. Die weißen Zonen im rechten Bild (Zyklus 4) sind eine Folge des Übersteuerns der Kamera (Sättigungsgrenze des Sensors überschritten).

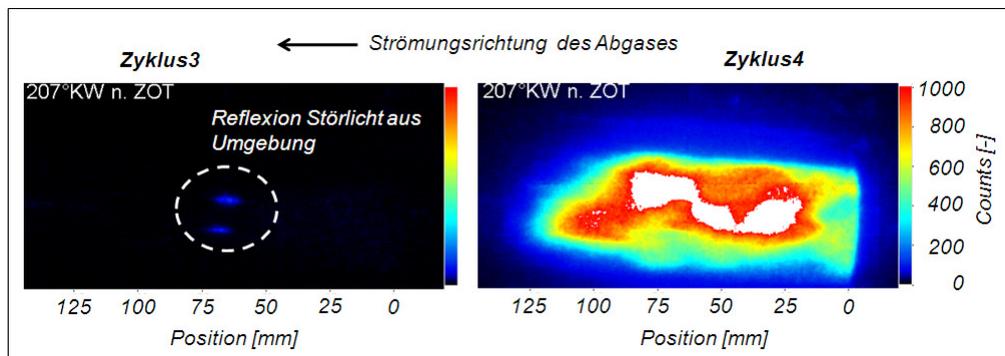


Abbildung 35: Aufnahme der durch das Abgasrohr laufenden Abgasfront für zwei direkt aufeinanderfolgende Arbeitsspiele

Bei Betrachtung der HC-Emissionsverläufe in Abbildung 33 fällt auf, dass neben dem Zündzeitpunkt und damit der Abgas-Austrittstemperatur auch das Luftverhältnis im Abgas einen starken Einfluss auf die Abgasnachreaktion ausübt. Durch eine Erhöhung des eingeblasenen Sekundärluftmassenstroms bzw. des Luftverhältnisses im Abgas können – bei festem Zündzeitpunkt und unveränderter Abgastemperatur – die Anzahl der Nachreaktionsaussetzer und damit die HC-Emissionen reduziert werden. Diese Beobachtung deckt sich auch mit den Ergebnissen von Hernandez, der in seiner Arbeit [64] zur Berechnung der Selbstzündungszeiten von Abgas-Sekundärluft-Gemischen neben der Mischungstemperatur auch das Luftverhältnis im Abgas als Einflussgröße identifizierte. Detaillierte Untersuchungsergebnisse zu diesem Thema werden in Kapitel 5.4 dieser Arbeit präsentiert.

### 5.3 Einfluss der Motordrehzahl

Eine weitere effektive Katalysatorheizmaßnahme stellt die Erhöhung der Motordrehzahl im Katalysatorheizbetrieb dar. Die Applikationsparameter/ Versuchsrandbedingungen, die bei der Untersuchung des Drehzahleinflusses zur Anwendung kamen, sind in Tabelle 5 aufgeführt.

Kenngroße	Einheit	Wert
Motordrehzahl	[1/min]	1000 ... 1800
Indizierte spezifische Arbeit	[kJ/l]	0,2
Zündzeitpunkt	[°KW vor OT]	-25
Brennraumlambda	[-]	0,9
Abgaslambda	[-]	Variation: 0,9 ... 1,35
Spreizung Ein-/Auslass	[°KW]	115 / 70
Ventilhub	[mm]	1.5 ... 3
Ort SL-Einblasung	[-]	Krümmer KR

Tabelle 5: Applikation bei der Untersuchung des Drehzahleinflusses im Katalysatorheizbetrieb (stationär gekühlt)

Abbildung 36 zeigt den Einfluss der Motordrehzahl auf die HC- und NO<sub>x</sub>-Rohemissionen, auf die Abgastemperatur ( $T_{a1}$  als Einzelpunkte) und den Abgasenthalpiestrom vor dem Vorkatalysator sowie den Variationskoeffizienten der indizierten spezifischen Arbeit im sekundärluftunterstützten Katalysatorheizbetrieb. Die Untersuchungen wurden am stationär gekühlten Einzylindermotor bei einem Verbrennungsluftverhältnis im Brennraum von  $\lambda_{BR} = 0,9$  durchgeführt. Wie die Verschiebung des Zündzeitpunktes führt auch eine Drehzahlerhöhung bis zu einem bestimmten Grenzwert aufgrund höherer Gastemperaturen zum Zeitpunkt „Auslass Öffnet“ (siehe  $T_{a1}$ ) zu stabiler ablaufenden Nachreaktionen des Abgases mit der Sekundärluft im Abgastrakt und damit zu niedrigeren HC-Rohemissionen. Mit zunehmender Motordrehzahl kommt es allerdings zu einer Verschlechterung der Motorlaufruhe (Diagramm rechts unten in Abbildung 36). Bei Drehzahlen über 1600 1/min konnten allerdings trotz der hohen Abgastemperatur wieder vermehrt Nachreaktionsaussetzer und damit erhöhte HC-Emissionen beobachtet werden. Die Ursache dafür wird in der mit höheren Drehzahlen kleiner werdenden Verweilzeit des Abgas-Sekundärluft-Gemisches im Abgassystem vermutet. Gestützt wird diese Theorie durch die Ergebnisse aus der Untersuchung der thermochemischen Mechanismen der Abgasnachreaktion mit Sekundärluft in [64].

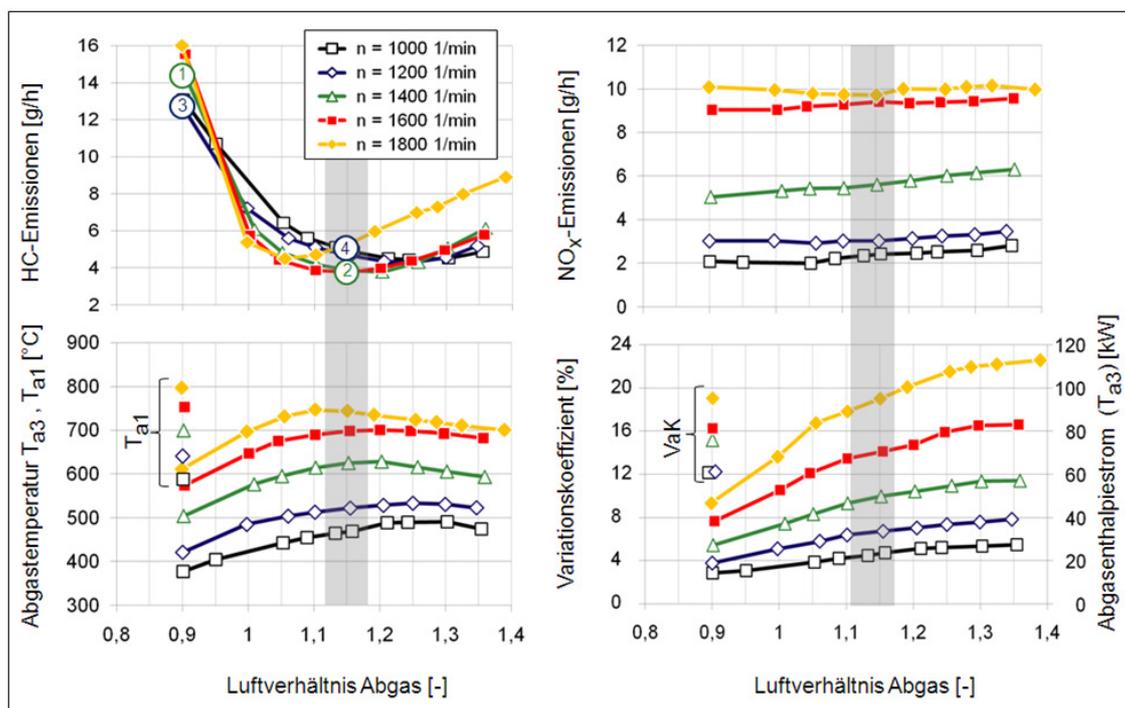


Abbildung 36: Einfluss der Motordrehzahl im Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung

Das Diagramm links unten in Abbildung 36 zeigt die Abgastemperaturverläufe vor dem Vorkatalysator (Position  $T_{a3}$ ) für die untersuchten Drehzahlen. Außerdem sind in dem Diagramm als Einzelpunkte wieder die Abgastemperaturen bei Austritt aus dem Zylinderkopf (Position  $T_{a1}$ ) ohne Sekundärlufteinblasung dargestellt. Eine Erhöhung der Katalysatorheizdrehzahl hat einen deutlichen Anstieg der Abgastemperatur zur

Folge. Diese Temperaturzunahme führt bei höheren Drehzahlen gemeinsam mit dem drehzahlbedingt höheren Abgasmassenstrom zu einer starken Zunahme der Abgasenthalpie vor dem Vorkatalysator. Einher geht diese Zunahme der Abgasenthalpie mit einem Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Gründe dafür sind wieder der nahezu proportional mit der Drehzahl zunehmende Abgasmassenstrom sowie eine Abnahme des Restgasgehalts mit zunehmender Drehzahl. Auch die Drehzahlerhöhung als eine weitere Maßnahme zur Steigerung der Abgasenthalpie zeigt somit den Zielkonflikt zwischen niedrigen HC-Rohemissionen und hohen Abgasenthalpieströmen für einen schnellen Katalysator Light-Off einerseits und der Forderung nach niedrigen  $\text{NO}_x$ -Emissionen andererseits.

Bei den Untersuchungen zum Drehzahleinfluss kam am Einzylindermotor wieder das in Kapitel 4.1.3 beschriebene Transparentrohr inklusive optischer Hochgeschwindigkeitsaufnahmetechnik zum Einsatz. Für die in Abbildung 36 bzw. Abbildung 37 dargestellten Betriebspunkte (BP 1,2,3 und 4) erfolgte eine zyklusaufgelöste Messung der Abgastemperatur (Position  $T_{a3}$ ) sowie eine kurbelwinkelaufgelöste Messung der HC-Konzentration im Abgas nach dem Transparentrohr (FFID2).

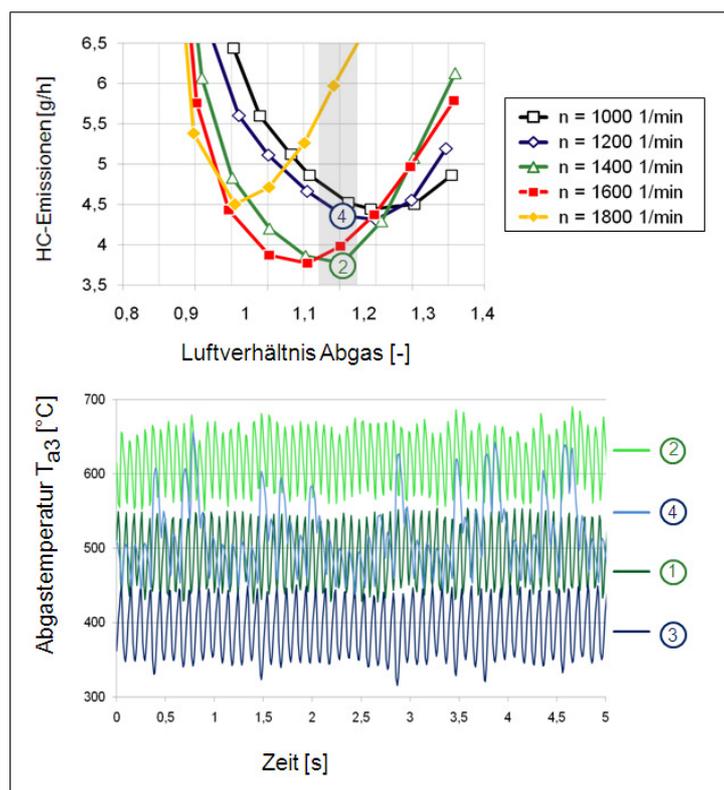


Abbildung 37: Zyklisch aufgelöste Abgastemperaturverläufe mit und ohne Sekundärlufteinblasung ( $n = 1200$  1/min /  $1400$  1/min)

Die zyklusaufgelösten Abgastemperaturverläufe mit und ohne SL-Einblasung bei  $n = 1400$  1/min (Abbildung 37: Punkt 1: ohne SL; Punkt 2: mit SL) weisen auf eine stabile Nachreaktion des Abgases mit der eingeblasenen Sekundärluft hin, welche in

jedem Zyklus stattfindet und damit in einer konstanten Abgastemperaturerhöhung und niedrigen HC-Emissionen resultiert. Eine Absenkung der Katalysatorheizdrehzahl auf 1200 1/min (Punkt 3: ohne SL; Punkt 4: mit SL) führt – identisch zur Vorverlegung des Zündzeitpunktes – zu einer Abnahme der Abgastemperatur. Wird nun Sekundärluft eingeblasen, hat das aus der niedrigeren Drehzahl resultierende reduzierte Abgastemperaturniveau wieder vermehrt auftretende Nachreaktionaussetzer und damit erhöhte HC-Rohemissionen zur Folge. Bei Vorverlegung des Zündzeitpunktes (z.B. ZZP = -20 °KW) nimmt die Sensitivität der Nachreaktionsintensität auf die Drehzahlabenkung zu. Die mittels optischer Messtechnik gewonnenen Ergebnisse bestätigen die Erkenntnisse bzgl. des Drehzahleinflusses analog zu Abbildung 35.

#### 5.4 Einfluss von Verbrennungsluftverhältnis und Sekundärluftmassenstrom

Das brennraumseitige Luftverhältnis  $\lambda_{BR}$  sowie das vom eingeblasenen Sekundärluftmassenstrom abhängige Luftverhältnis im Abgastrakt  $\lambda_{AG}$  stellen weitere Freiheitsgrade bei der Applikation des unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetriebs mit Sekundärlufteinblasung dar. Bei der Untersuchung des Einflusses dieser Größen auf Rohemissionen, Abgastemperatur und Abgasenthalpiestrom sowie zur Ermittlung des Sekundärluftmassenstrombedarfes wurde der Einzylindermotor wieder stationär gekühlt betrieben. Die Versuchsrandbedingungen und Applikationsparameter dieser Untersuchung sind der Tabelle 6 zu entnehmen.

Kenngröße	Einheit	Wert
Motordrehzahl	[1/min]	1400
Indizierte spezifische Arbeit	[kJ/l]	0,2
Zündzeitpunkt	[°KW vor OT]	-25
Brennraumlambda	[-]	0,75 ... 0,95
Abgaslambda	[-]	Variation: $\lambda_{BR}$ ... 1,35
Spreizung Ein-/Auslass	[°KW]	115 / 70
Ventilhub	[mm]	2 ... 3
Ort SL-Einblasung	[-]	Krümmen KR

Tabelle 6: Applikation bei der Untersuchung des Luftverhältnis-Einflusses ( $\lambda_{BR}$ ,  $\lambda_{AG}$ ) im Katalysatorheizbetrieb (stationär gekühlt)

In Abbildung 38 sind der HC- und CO-Rohemissionsmassenstrom, der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionsmassenstrom sowie der  $\text{O}_2$ -Anteil im Abgas als Funktion des Abgasluftverhältnisses  $\lambda_{AG}$  für unterschiedliche Brennraumluftverhältnisse  $\lambda_{BR}$  dargestellt. Abbildung 39 zeigt die Abgastemperaturen ( $T_{a1}$  und  $T_{a3}$ ) und den Abgasenthalpiestrom an der Messstelle  $T_{a3}$  sowie den Sekundärluftmassenstrombedarf und die Motorlaufruhe für die untersuchten Kombinationen aus Brennraum- und Abgasluftverhältnis.

Bei sehr fetter innermotorischer Verbrennung ( $\lambda_{BR} < 1$ ) verfügen die aus dem Brennraum ausgestoßenen Rohemissionen über zahlreiche brennbare Spezies (HC,

CO, H<sub>2</sub>), die mit der eingeblasenen Sekundärluft reagieren können. Der CO-Anteil im Abgas ohne Sekundärlufteinblasung nimmt mit zunehmender Anfettung linear zu. Der Anteil der sehr reaktiven Abgaskomponente Wasserstoff im Abgas wurde nicht gemessen, Crane et al. geben in [39] für den Wasserstoffanteil im unterstöchiometrischen Abgasgemisch Werte an, die in der Größenordnung von ca. 50 % des CO-Anteils liegen. Auffallend ist die starke Abhängigkeit der NO<sub>x</sub>-Emissionen vom Brennraumluftverhältnis  $\lambda_{BR}$ . Diese sinken mit kleiner werdendem Brennraumluftverhältnis aufgrund des reduzierten Sauerstoffangebots deutlich ab, wobei eine Anfettung unter den Wert von  $\lambda_{BR} = 0,8$  nur noch eine sehr geringe weitere NO<sub>x</sub>-Abnahme zur Folge hat.

Wird nun Sekundärluft eingeblasen, so reagieren die brennbaren Spezies mit der eingeblasenen Sekundärluft, sofern – wie in Kapitel 5.2 schon erwähnt – die Bedingungen für eine stabile Selbstzündung des Abgases mit der Sekundärluft erreicht werden. Dabei handelt es sich um eine exotherme Reaktion, bei der sowohl die HC- als auch CO-Emissionen deutlich gesenkt werden.

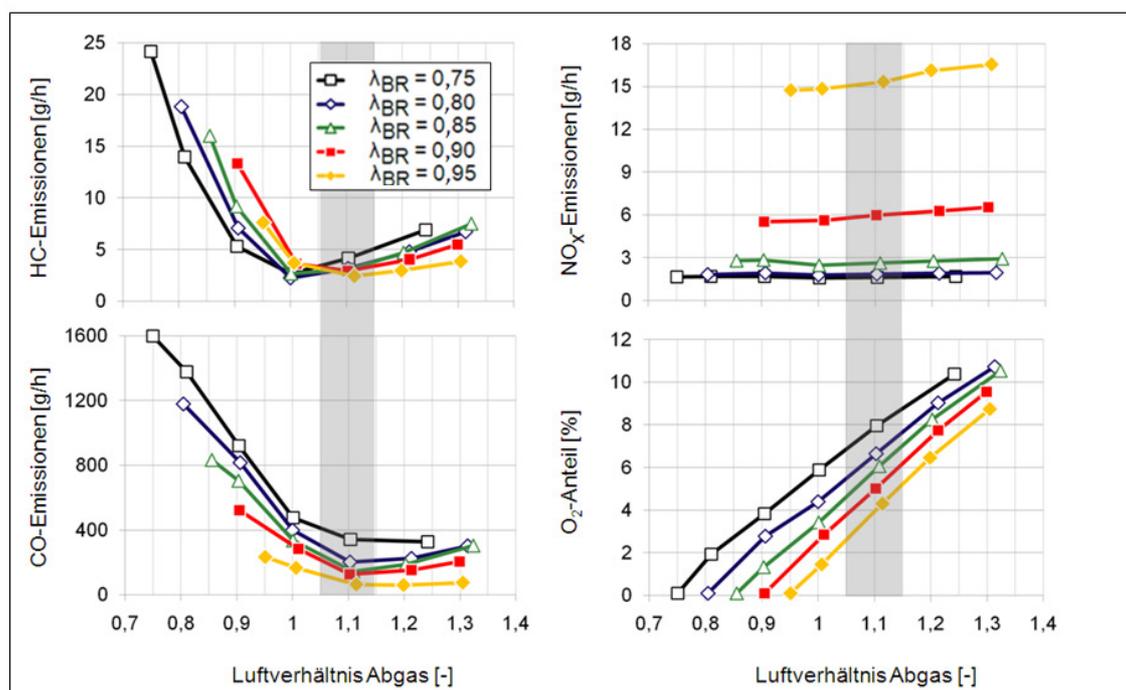


Abbildung 38: Einfluss von Brennraum- und Abgasluftverhältnis auf die Rohemissionen im fetten Katalysatorheizbetrieb

Die Erhöhung des Sekundärluftmassenstroms wurde bei den Untersuchungen dieser Arbeit bei konstantem Einblasequerschnitt über die Erhöhung des Sekundärluftdrucks realisiert. Bei niedrigeren Brennraumluftverhältnissen muss ein höherer Sekundärluftmassenstrom eingeblasen und damit ein höherer Einblasedruck eingestellt werden, um das gleiche Abgasluftverhältnis zu erzielen (Diagramm links unten in Abbildung 39). Das HC-Minimum wird je nach Anfettung der Zylinderladung bei einem globalen Abgasluftverhältnis im Bereich von  $1,05 < \lambda_{BR} < 1,15$  (grau markierter Bereich) erreicht. Die Ursache für die Verschiebung der Lage des

HC-Minimums in Richtung kleinerer Abgasluftverhältnisse bei zunehmender Anfettung im Brennraum ist in deren Abhängigkeit vom Einblasedruck begründet und wird in Kapitel 6.2.4 im Detail behandelt. Bei weiterer Erhöhung der eingeblasenen Sekundärluftmasse auf Abgasluftverhältnisse rechts vom grau markierten Bereich nehmen die HC-Emissionen aufgrund der zunehmenden Abkühlung des Abgas-Luft Gemisches und der daraus resultierenden Abnahme der Nachreaktionsintensität wieder zu. Der  $\text{NO}_x$ -Massenstrom wird von der Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft aufgrund der unter der Stickoxidbildungstemperatur liegenden Nachreaktionstemperatur nicht beeinflusst. Mit zunehmender Anfettung steigt der reaktive CO-Anteil im Abgas trotz Einblasung der Sekundärluft an. In Kombination mit dem höheren  $\text{O}_2$ -Anteil im Abgas lassen fettere Abgas-Luft-Gemische somit höhere Energiefreisetzung im Katalysator und damit Vorteile in Bezug auf dessen Light-Off Zeit erwarten.

Die Abgastemperatur beim Austritt des Abgases aus dem Zylinderkopf ( $T_{a1}$ ) nimmt bei Betrieb ohne Sekundärlufteinblasung mit zunehmender Anfettung der Zylinderladung ab. Die Gründe dafür sind die für die Verdampfung des Kraftstoffes notwendige Verdampfungsenergie sowie die höhere spezifische Wärmekapazität kraftstoffreicherer Abgase.

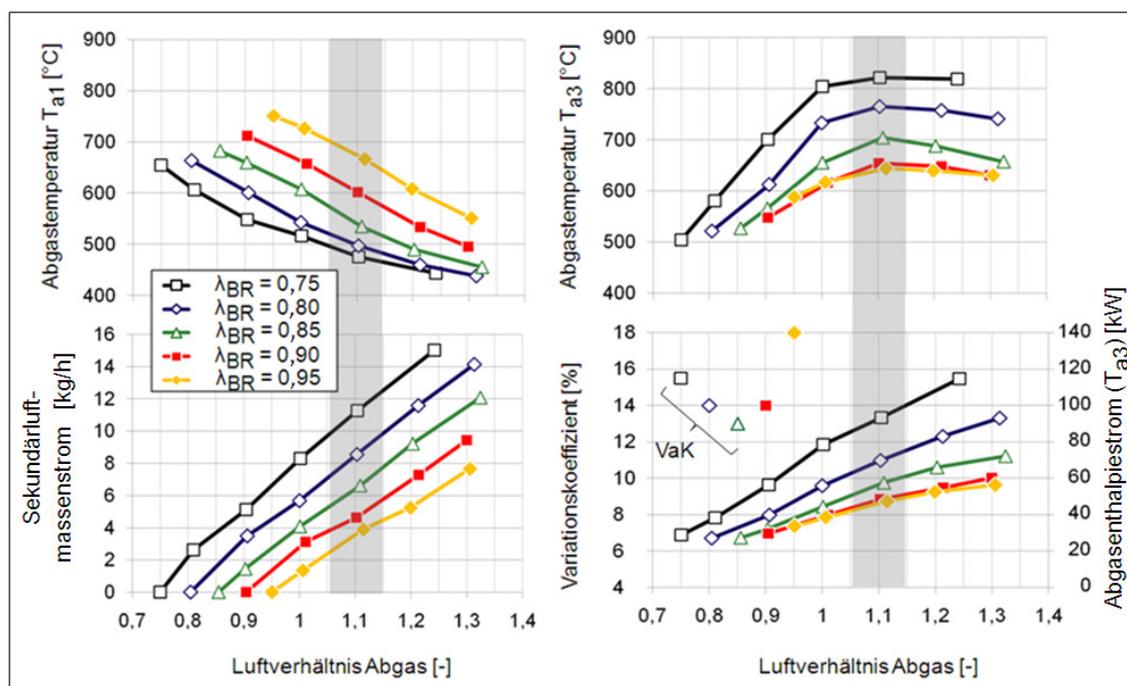


Abbildung 39: Einfluss von Brennraum- und Abgasluftverhältnis im fetten Katalysatorheizbetrieb

Bei Sekundärlufteinblasung sinkt die Abgastemperatur an der Stelle  $T_{a1}$  aufgrund des Verdünnungseffekts und der Kühlwirkung der Sekundärluft zunächst ab. Durch die exotherme Reaktion des Abgases mit der Sekundärluft kommt es bei Einstellung des HC-emissionsoptimalen Abgasluftverhältnisses entlang des Abgasrohres trotz Wandwärmeverlusten zu einer deutlichen Temperaturzunahme. Der Temperaturhub

von  $T_{a1}$  auf  $T_{a3}$  ist bei fetteren Brennraumlufthverhältnissen aufgrund des höheren Anteils an brennbaren Spezies im Abgas sowie des höheren zugeführten Sekundärluftmassenstromes deutlich höher. Bei  $\lambda_{BR} = 0,95$  und  $\lambda_{AG} = 1,1$  sind die Temperaturen  $T_{a1}$  und  $T_{a3}$  identisch, d.h. die durch die exotherme Reaktion freigesetzte Energie hält sich mit der über die Rohrwände verlorengelenden Wärme die Waage.

Die bei Sekundärlufteinblasung durch die Nachverbrennung hervorgerufene Abgastemperaturerhöhung führt in Kombination mit dem um die Sekundärluft erhöhten Abgasmassenstrom zu einer deutlichen Zunahme des Abgasenthalpiestroms. Dieser nimmt innerhalb der betrachteten  $\lambda$ -Bereiche sowohl mit stärkerer Anfettung im Brennraum als auch mit zunehmendem Abgasluftverhältnis  $\lambda_{AG}$  deutlich zu. Die hinsichtlich der Erzielung niedrigster Emissionswerte gewünschte Applikation mit einem Brennraumlambda von  $\lambda_{BR} = 0,8$  ( $\text{NO}_x$ -Min.) und einem Abgasluftverhältnis von  $\lambda_{AG} = 1,1 \dots 1,15$  (HC-Min.) resultiert allerdings in einem entsprechend hohen Sekundärluftmassenstrombedarf. Dieser liegt am Einzylindermotor für den untersuchten Betriebspunkt ( $n = 1400$  1/min,  $w_i = 0,2$  kJ/l) im Bereich zwischen 8 ... 10 kg/h, was übertragen auf den Sechszylindermotor einen Sekundärluftmassenstrombedarf zwischen ca. 48 ... 60 kg/h ergeben würde. Dieser von den Einzylindermotorergebnissen abgeleitete Größenbereich konnte im Zuge der Untersuchungen am Sechszylindermotor bestätigt werden.

Bezüglich des Variationskoeffizienten der indizierten spezifischen Arbeit zeigt sich bei einem Brennraumlufthverhältnis von ca.  $\lambda_{BR} = 0,8 \dots 0,85$  ein Optimum (Diagramm rechts unten in Abbildung 39). Eine weitere Anfettung der Zylinderladung unter diesen Wert hat aufgrund des abnehmenden Abstands zur fetten Zündgrenze eine Verschlechterung des Variationskoeffizienten zur Folge. Eine Abmagerung über diesen Wert führt insbesondere ab  $\lambda_{BR} > 0,9$  ebenfalls zu einer Verschlechterung. Mittels Zweifacheinspritzung mit als Zündeinspritzung ausgeführter zweiter Einspritzung zur lokalen Anfettung der Zylinderladung im Bereich der Zündkerze zum Zündzeitpunkt kann die Verbrennung stabilisiert und die Laufruhe verbessert werden. Die aus der Zündeinspritzung resultierende Gemischinhomogenität hat dabei allerdings erhöhte Rußemissionen zur Folge.

Parallel zur thermodynamischen Untersuchung wurde der Einfluss des Sekundärluftmassenstromes/Abgasluftverhältnisses auf die Abgasnachreaktion mittels optischer Messtechnik durch Aufnahme des Eigenleuchtens der Nachreaktionsflamme im Abgasrohr bestätigt. Abbildung 40 zeigt das mit dem Auslassstoß ausströmende und mit der eingeblasenen Sekundärluft reagierende Abgas exemplarisch für ein Brennraumlufthverhältnis von  $\lambda_{BR} = 0,9$  zum Aufnahmezeitpunkt 208°KW. Zu diesem Zeitpunkt erreicht die sich durch das Abgassystem bewegende Abgasfront gerade das Ende des Transparentrohres. Um repräsentative Bilder zu erhalten, wurden die Aufnahmen der

Hochgeschwindigkeitskamera aus 5 direkt aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen gemittelt. In Abbildung 41 und Abbildung 42 sind für die in Abbildung 40 präsentierten Messpunkte (Variation Abgasluftverhältnis) die kurbelwinkelaufgelösten HC-Konzentrationsverläufe nach dem Transparentrohr (Position FFID2) sowie die zyklusaufgelösten Abgastemperaturverläufe (Positionen  $T_{a1}$  und  $T_{a3}$ ) dargestellt. Wird keine Sekundärluft eingeblasen ( $\lambda_{BR} = \lambda_{AG} = 0,9$ ), kommt es zu keiner Nachreaktion. Schon bei einem relativ geringen Sekundärluftmassenstrom, der global betrachtet ein stöchiometrisches Luftverhältnis im Abgas ( $\lambda_{AG} = 1$ ) zur Folge hat, kann von der Kamera das Eigenleuchten einer Nachreaktionsflamme detektiert werden.

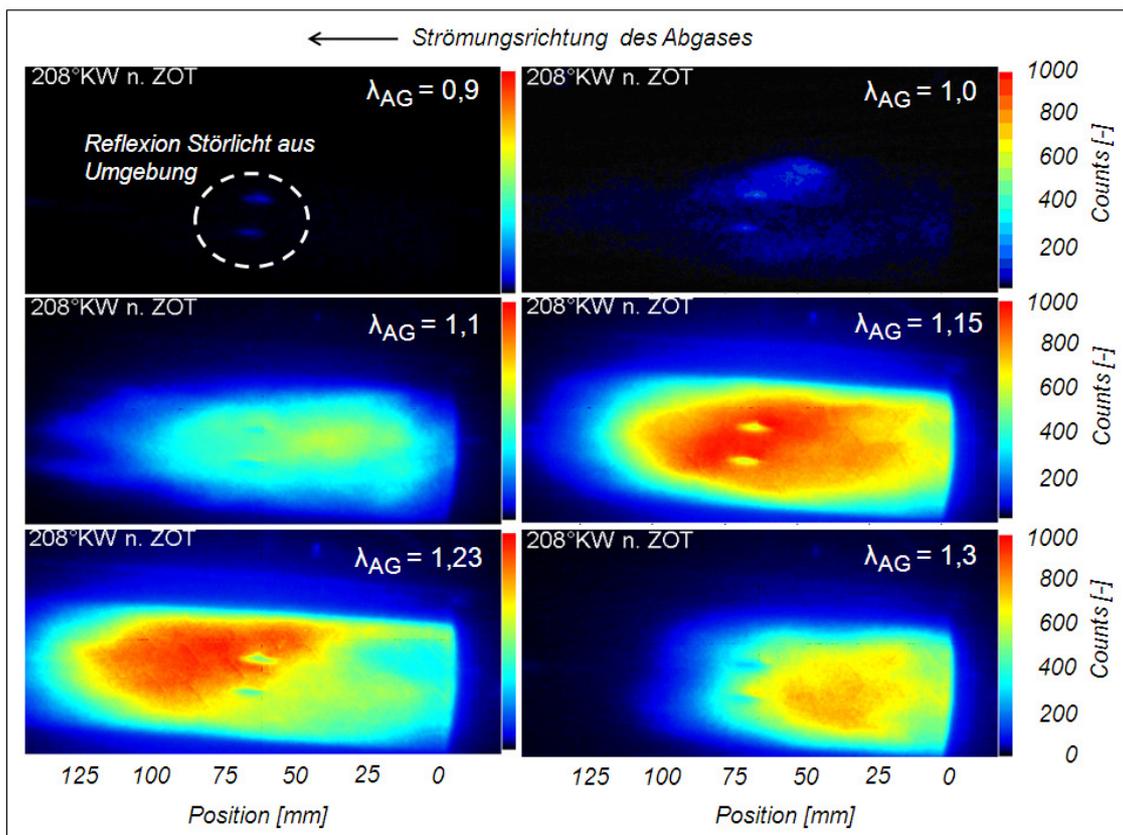


Abbildung 40: Nachreaktionsflamme des Auslassstoßes für unterschiedliche Abgasluftverhältnisse bei  $\lambda_{BR} = 0,9$  (gemittelt aus 5 Arbeitsspielen)

Diese aufgrund der relativ geringen eingeblasenen Sekundärluftmasse intensitätsschwache Nachreaktion führt bereits zu einer deutlichen Absenkung der HC-Konzentration. Die Schwankungen der Temperaturspitzen im Abgastemperaturverlauf nach dem Transparentrohr für  $\lambda_{AG} = 1$  zeigen, dass keine stabile Abgasnachreaktion vorliegt, sondern Schwankungen in der Nachreaktionsintensität bis hin zu Aussetzern auftreten. Bei Erhöhung des Sekundärluftmassenstromes stabilisiert sich die Nachreaktion, wobei bei Abgasluftverhältnissen im Bereich um  $\lambda_{AG} = 1,15$  ein Optimum bezüglich HC-Emission und Abgastemperatur erreicht wird. Diese Beobachtung korreliert mit den optischen Aufnahmen der Nachreaktion im Abgasrohr, die für diesen

Luftverhältnisbereich die intensitätsstärkste Nachreaktion zeigen. Bei weiterer Erhöhung des Sekundärluftmassenstromes und damit des Luftverhältnisses im Abgas (z.B.  $\lambda_{AG} = 1,3$ ) nimmt die Intensität der Nachreaktion wieder ab, was ein Absinken der Abgastemperatur nach dem Transparentrohr zur Folge hat.

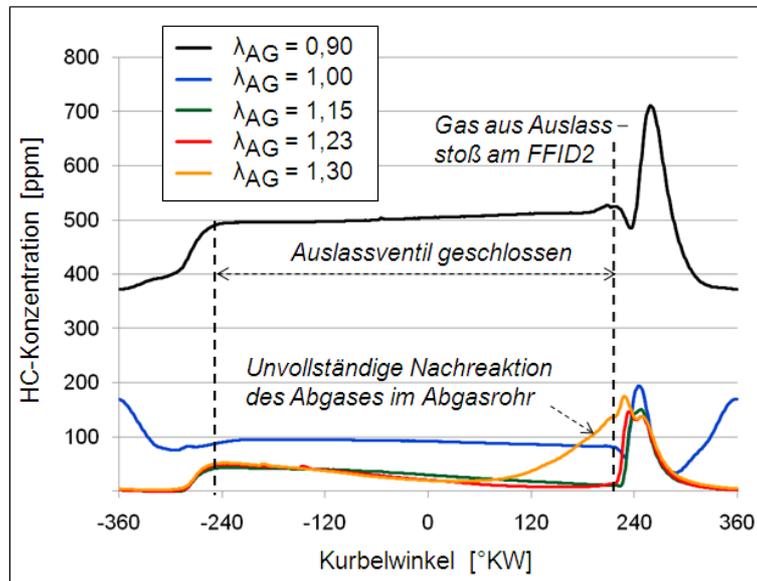


Abbildung 41: Kurbelwinkelaufgelöste HC-Konzentrationsverläufe an der Stelle FFID2 für unterschiedliche Abgas-Luftverhältnisse ( $\lambda_{BR} = 0,9$ )

Als Ursache für die Verschlechterung der Abgasnachreaktion bei  $\lambda_{AG} = 1,3$  wird eine zu starke Abkühlung und Abmagerung des Abgases durch den relativ hohen eingeblasenen Sekundärluftmassenstrom vermutet. Der kurbelwinkelaufgelöste HC-Konzentrationsverlauf in diesem Messpunkt (gelbe Linie in Abbildung 41) an der Messstelle FFID2 zeigt einen deutlichen Anstieg bereits vor dem Öffnen der Auslassventile, was auf das Vorhandensein von kohlenwasserstoffreichem Abgas im Abgasrohr bei geschlossenen Auslassventilen zurückzuführen ist und auf eine unvollständige Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft schließen lässt.

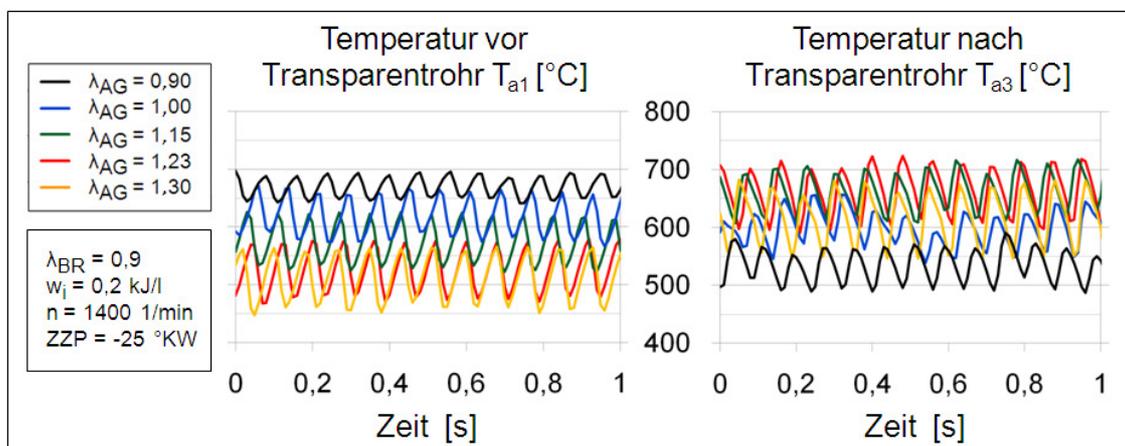


Abbildung 42: Zyklusaufgelöste Abgastemperaturverläufe an den Positionen  $T_{a1}$  und  $T_{a3}$  für unterschiedliche Abgas-Luftverhältnisse ( $\lambda_{BR} = 0,9$ )

## 6. Analyse der aus Direkteinspritzung und Ventiltriebsvariabilität resultierenden Potenziale in Bezug auf die Verringerung der HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen am TVDI Motor

### 6.1 Emissionsreduktionspotenziale der Direkteinspritzung

Primäres Ziel des Katalysatorheizbetriebs ist das rasche Erreichen des Katalysator Light-Offs bei gleichzeitig niedrigem Rohemissionsausstoß und akzeptabler Laufruhe. Bei direkter Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum ergeben sich zusätzliche Freiheiten bei der Applikation des Katalysatorheizbetriebs im Hinblick auf die Erreichung dieses Ziels. Die aus der Variabilität des Direkteinspritzsystems resultierenden Potenziale in Bezug auf die Minimierung der HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen werden in diesem Kapitel analysiert. Die Durchführung der Untersuchungen erfolgte wieder am Einzylindermotor bei stationär gekühltem Betrieb.

#### 6.1.1 Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung

Durch Optimierung des Zeitpunktes der Einspritzung können die emittierten HC-Emissionen deutlich gesenkt werden. In Abbildung 43 ist für die Einfacheinspritzung der am Einzylindermotor für thermodynamische Analysen herausgearbeitete Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die HC- und Rußemissionen sowie die Motorlaufruhe und den ins Motoröl eingebrachten Kraftstoffanteil als Anteil an der gesamten eingespritzten Kraftstoffmasse dargestellt.

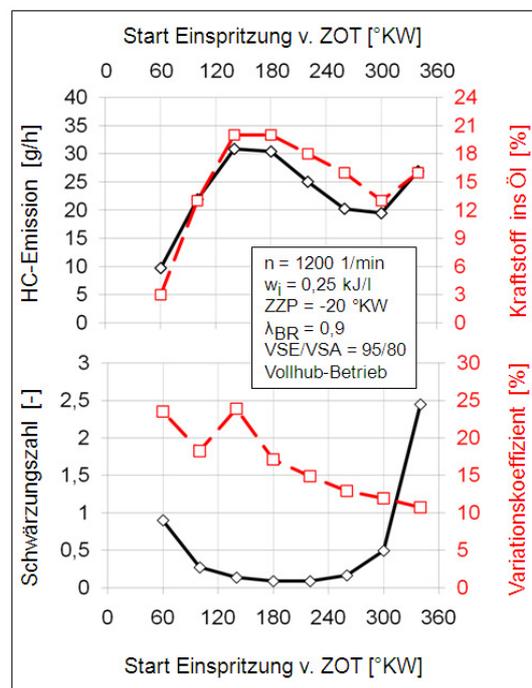


Abbildung 43: Variation des Einspritzzeitpunktes im fetten Katalysatorheizbetrieb

Parallel dazu am Einzylinder-Transparentmotor durchgeführte Untersuchungen (LIF, Hochgeschwindigkeits-Aufnahmen von der Sprayausbreitung) liefern die Erklärung für das am Einzylindermotor beobachtete Verhalten. Es zeigt sich, dass

Einspritzzeitpunkte vor 300 °KW vZOT bei dem verwendeten elektromagnetisch betätigten Mehrlochinjektor eine starke Benetzung des Kolbens mit Kraftstoff und aufgrund von Reflexion des Kraftstoffes am Kolben auch eine Benetzung der Zylinderwand zur Folge haben. Die Benetzung dieser im Katalysatorheizbetrieb relativ kalten Wände führt dazu, dass sich der an den Wänden angelagerte Teil des eingespritzten Kraftstoffes der Verdampfung und Gemischbildung entzieht, während der Aufwärtsbewegung des Kolbens durch diesen von der Zylinderwand abgeschält (roll-up vortex) und in der Folge unverbrannt ausgestoßen wird. Bei Einspritzzeitpunkten zwischen 300 °KW vZOT und 240 °KW vZOT ergibt sich ein lokales HC-Minimum. Durch die sich im Vollhub-Katalysatorheizbetrieb (Vollhub = max. Einlassventilhub) im Brennraum ausbildende tumbleförmige Ladungsbewegung wird der im Saughub eingespritzte Kraftstoff während des Kompressionshubes entlang der kalten brennraumbegrenzenden Wände (Kolben, Zylinder, Zylinderkopf) geführt, was auch bei Einspritzzeitpunkten innerhalb dieses Kurbelwinkelbereiches zwischen 300 °KW vZOT und 240 °KW vZOT zu Kraftstoffkondensation an den Wänden und den daraus resultierenden erhöhten HC-Emissionen führt. Bei weiterer Spätverschiebung des Einspritzzeitpunktes bis zum Kolben-UT (180 °KW vZOT) nehmen die Benetzung der Zylinderwand mit Kraftstoff (direktes Anspritzen, Kraftstoffkondensation) und die daraus resultierenden HC-Emissionen aufgrund der mit der Abwärtsbewegung des Kolbens größer werdenden brennraumbegrenzenden Oberfläche weiter zu. Eine Verschiebung der Einspritzung im Kompressionshub in Richtung späterer Zeitpunkte führt hingegen zu einer starken Abnahme der HC-Emissionen. Eine Ursache ist wieder die aufgrund des sich aufwärts bewegenden Kolbens nun kleiner werdende Brennraumoberfläche, so dass sowohl Kraftstoffkondensation an der kalten Wand als auch die direkte Benetzung durch das Kraftstoffspray abnehmen. Weitere Vorteile bieten die günstigeren thermodynamischen Bedingungen. Die mit späterer Einspritzung zunehmende Komprimierung der Zylinderladung hat eine Zunahme von Zylinderdruck und -temperatur zum Einspritzzeitpunkt zur Folge. Der höhere Zylinderdruck verringert die Eindringtiefe der Kraftstoffstrahlen und damit die Benetzung der brennraumbegrenzenden Oberflächen. Die Erhöhung der Ladungstemperatur wirkt sich positiv auf die Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes und damit auf die Gemischbildung und HC-Emissionen aus. Eine Folge der Benetzung der Zylinderbuchse ist die Verdünnung des Schmiermittels. Aus den gemessenen Medienströmen (Kraftstoff und Ansaugluft) sowie dem sowohl mittels Messung als auch aus der Abgaszusammensetzung ermittelten Abgasluftverhältnis konnte der in das Schmieröl eingetragene Kraftstoffanteil berechnet werden (Anhang 9.4). Bemerkenswert ist die starke Korrelation dieses Kraftstoffanteils mit den HC-Emissionen, wodurch die oben beschriebenen Wandeffekte als HC-Quelle bestätigt werden.

Eingeschränkt wird die Wahl des Einspritzzeitpunktes durch die Rußemissionen und die Motorlaufruhe. Der wannenförmige Verlauf der Schwärzungszahl limitiert den Applikationsbereich für den Einspritzzeitpunkt für den in der Untersuchung

verwendeten Mehrlochinjektor auf Werte zwischen 100 °KW vZOT und 300 °KW vZOT. Das starke Anspritzen des Kolbens führt bei sehr früher Einspritzung zu unzureichender Gemischaufbereitung und damit zu erhöhten Rußemissionen, bei sehr später Einspritzung zählen ebenfalls die starke Kolbenbenetzung sowie zusätzlich die kurze zur Verfügung stehende Gemischaufbereitungszeit zu den Ursachen der erhöhten Rußemission. Die bei dieser Untersuchung angewendete Katalysatorheizapplikation hat bei Spätverschiebung des Einspritzzeitpunkts außerdem eine Verschlechterung der Motorlaufruhe zur Folge, die in der unzureichenden Gemischbildung und Kraftstoffverteilung im Brennraum zum Zündzeitpunkt begründet ist. Durch Optimierung der die Gemischaufbereitung und -verteilung im Brennraum beeinflussenden Applikationsparameter (z.B. Ein-, Auslassspreizung, Ventilhub) kann die Motorlaufruhe deutlich verbessert werden. Abbildung 44 zeigt für diesen optimierten Fall den Vergleich zwischen früher saugsynchroner Einspritzung (start of injection SOI = 260 °KW vZOT) und HC- optimaler später Einspritzung in den Kompressionshub (SOI = 40 °KW vZOT). Der Vergleich der Zylinderdruckverläufe sowie der mittels Druckverlaufsanalyse berechneten 50%-Umsatzpunkte zeigt, dass bei Einspritzung in den Kompressionshub trotz des sehr späten Einspritzzeitpunktes eine Verbesserung der Verbrennung – und damit der Motorlaufruhe – gegenüber der frühen saugsynchronen Einspritzung erreicht werden kann. Die Rußbildung liegt aufgrund der starken Kolbenbenetzung mit Kraftstoff auf inakzeptabel hohem Niveau. Eine Optimierung des Einspritzstrahlbilds könnte hier noch Potential zur weiteren Reduzierung der Rußemission bieten. Die starke Abnahme der Schwärzungszahl bei Sekundärlufteinblasung ist eine Folge der Verdünnung des Abgases mit der eingeblasenen Sekundärluft, auf die Rußbildung selbst hat die Sekundärlufteinblasung keinen Einfluss.

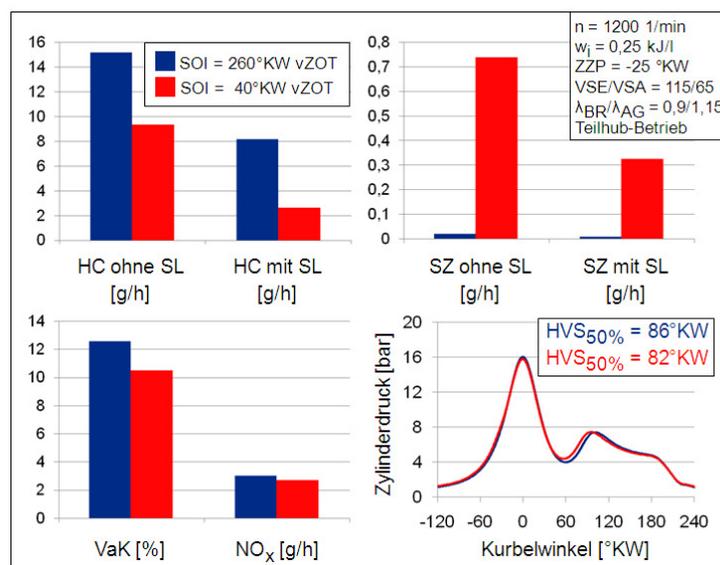


Abbildung 44: Vergleich frühe saugsynchrone Einspritzung vs. Einspritzung in den Kompressionshub kurz vor ZOT

Die HC-Emission kann durch die Spätverschiebung des Einspritzzeitpunktes wesentlich gesenkt werden, im Betrieb mit Sekundärlufteinblasung sogar um ca. 70% von 8,2 g/h auf 2,6 g/h. Die kurbelwinkelaufgelösten HC-Verläufe in Abbildung 45 bestätigen die bereits erläuterten Gründe für den stark reduzierten HC-Ausstoß bei später Einspritzung des Kraftstoffes kurz vor dem Zünd-OT. Wie bereits in Kapitel 5.1 beschrieben, führt das mit dem Auslassstoß aus dem Brennraum strömende Gas zu einem ersten markanten Anstieg des FFID1-Signals, was auf unverbrannten Kraftstoff aus der Wandzone am Brennraumdach sowie aus dem Ventilspalt zurückgeführt werden kann.

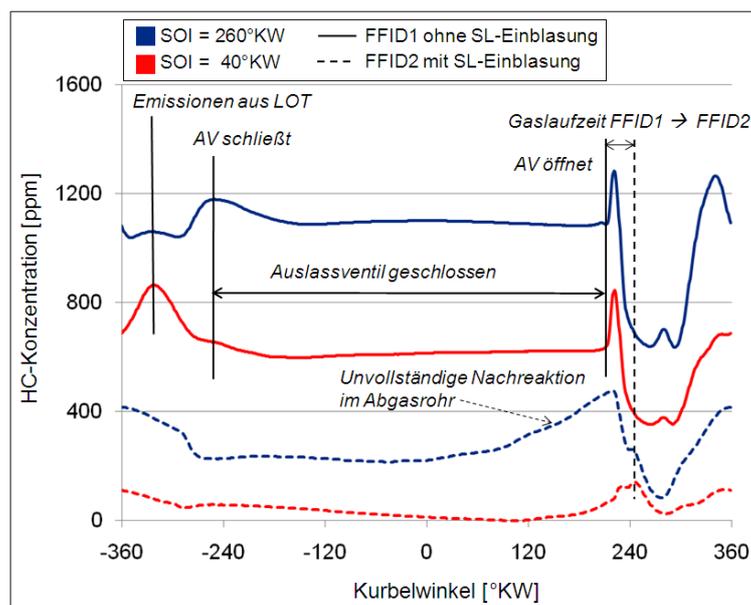


Abbildung 45: Schnelle HC-Messung bei früher saugsynchroner Einspritzung sowie Einspritzung in den Kompressionshub kurz vor ZOT

Der zweite deutliche HC-Anstieg ist überwiegend eine Folge von unverbranntem Kraftstoff im Bereich der kalten Zylinderwand und im Feuersteg. Beide HC-Spitzen liegen im Falle der frühen Einspritzung auf deutlich höherem Niveau, wodurch die oben erwähnte Kraftstoffkondensation an den kalten brennraumbegrenzenden Oberflächen bestätigt wird (Vergleich der durchgezogenen Linien: keine SL-Einblasung, Messstelle FFID1). Bei Sekundärlufteinblasung werden die mit dem Auslassstoß ausströmenden HC-Emissionen (1. HC-Spitze) bis zur Messstelle FFID2 aufgrund der Nachreaktion mit der im Auslasskanal vorgelagerten Sekundärluft bei beiden Einspritzstrategien auf ein ähnliches Niveau abgesenkt (strichlierte Linien). Der ausgeprägte Unterschied zwischen den Niveaus der zweiten HC-Spitzen bleibt weiterhin erhalten, was auf das teilweise Ausbleiben der Nachreaktion während der Aufwärtsbewegung des Kolbens zurückzuführen ist. Auf die Ursache für das Ausbleiben der Nachreaktion wird in Kapitel 6.3 dieser Arbeit detailliert eingegangen. Eine Möglichkeit, das Potenzial der späten Einspritzung zur HC-Emissionsreduktion bei gleichzeitig akzeptabler Rußbildung zu nutzen, stellt die Zweifacheinspritzung dar. Diese wird daher im folgenden Kapitel näher untersucht.

## 6.1.2 Zweifacheinspritzung

Um im fetten Katalysatorheizbetrieb die Kraftstoffbenetzung der kalten brennraumbegrenzenden Wände und damit die HC-Emissionen zu verringern, muss der Kraftstoff während des Kompressionshubes idealerweise kurz vor dem Zünd-OT in den Brennraum eingebracht werden. Die damit einhergehende starke Verkürzung der Gemischbildungszeit führt zu unzureichender Gemischbildung und stark erhöhter Rußemission.

Einen Ansatz zur Reduzierung der frühzeitig eingebrachten Kraftstoffmenge stellt die Zweifacheinspritzung dar. Dabei erfolgt die erste Einspritzung saugsynchron und dient der Bereitstellung eines homogenen Grundgemisches zum Zündzeitpunkt. Primäre Aufgabe der zweiten Einspritzung ist nicht, wie beim mageren Katalysatorheizbetrieb, die lokale Anfeuchtung in Zündkerzennähe zur Stabilisierung der Verbrennung, sondern lediglich die Reduzierung der während des Saughubes eingespritzten Kraftstoffmenge und damit die Verringerung von Wandbenetzung und HC-Emissionen. Abbildung 46 zeigt, wie sich eine Verkürzung der Dauer der ersten, saugsynchronen Einspritzung (SOI1 = 260 °KW vZOT) und daraus resultierend eine Verlängerung der Dauer der zweiten Einspritzung im Kompressionshub auf Emissionen und Laufruhe im unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetrieb auswirken.

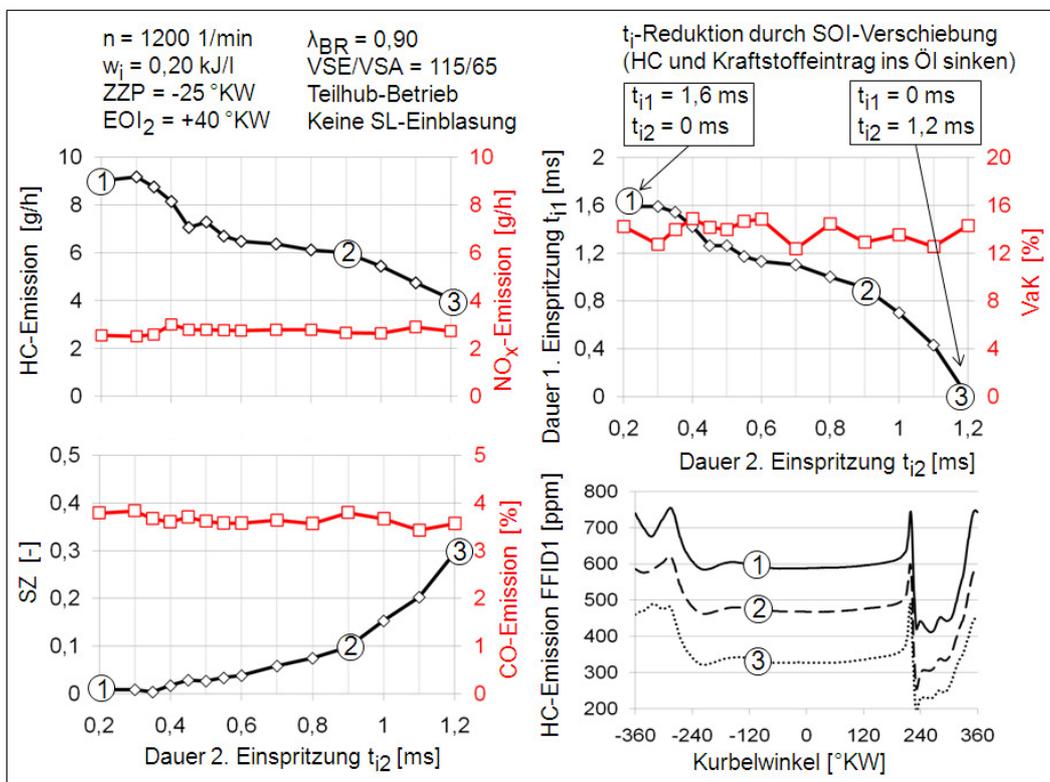


Abbildung 46: Zweifacheinspritzung mit 2. Einspritzung in den Kompressionshub ( $EOI_2 = 40 \text{ °KW vZOT}$ ) bei fettem Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärluft

Die Injektorkennlinie des verwendeten elektromagnetisch betätigten Sechslloch-Injektors ist in Anhang 9.2 abgebildet. Dieser öffnet erst bei einer Ansteuerdauer von ca. 0,26 ms. Bei Untersuchungen zum optimalen Zeitpunkt der zweiten Einspritzung hat sich bei dem verwendeten Injektor  $EOI_2 = 40 \text{ }^\circ\text{KW vZOT}$  ( $EOI = \text{end of injection}$ ) als Optimum bzgl. Emissionen und Laufruhe herausgestellt.

Die in Abbildung 46 hervorgehobenen Messpunkte 1 und 3 stellen die beiden Extremfälle frühe saugsynchrone Einfacheinspritzung sowie die späte Einfacheinspritzung im Kompressionshub dar. Die dazwischenliegenden Fälle sind Messpunkte mit Zweifacheinspritzung, wobei Messpunkt 2 den für diese Arbeit festgelegten Grenzwert für die Schwärzungszahl mit  $SZ = 0,1$  darstellt. Eine schrittweise Verkleinerung von  $t_{i1}$  (Vergrößerung von  $t_{i2}$ ) hat eine Verringerung der HC-Emissionen zur Folge. Die kurbelwinkelaufgelösten HC-Verläufe bestätigen, dass auch im Falle der Zweifacheinspritzung die geringeren aus den Wandeffekten resultierenden HC-Emissionen die Ursache für die Absenkung der zeitlich gemittelten HC-Emissionswerte sind. Mit zunehmender Vergrößerung von  $t_{i2}$  nehmen die Schwierigkeiten bei der Gemischbildung und damit die Rußbildung zu. Motorlaufruhe und CO-Emission verhalten sich bei dem voroptimierten Applikationsdatenstand neutral. Bemerkenswert ist, dass die Einspritzdauer bei Spätverschiebung der Einspritzung von  $t_{i1} = 1,6 \text{ ms}$  bei Messpunkt 1 auf  $t_{i2} = 1,2 \text{ ms}$  bei Messpunkt 3 wesentlich reduziert werden kann. Dies ist primär eine Folge des geringeren Kraftstoffeintrages ins Motoröl.

Neben der Zweifacheinspritzung mit zweiter Einspritzung im Kompressionshub wurde für den fetten Katalysatorheizbetrieb im Zuge der Untersuchungen dieser Arbeit auch das Potenzial der Zweifacheinspritzung mit als Zündeinspritzung ausgeführter zweiter Einspritzung analysiert, wie sie bei mageren Katalysatorheizstrategien zur Verbrennungsstabilisierung zur Anwendung kommt. Dazu wurden umfangreiche Untersuchungen zur Optimierung von Dauer und Lage der Zündeinspritzung relativ zum Zündzeitpunkt sowie zum Einfluss verschiedener Applikationsparameter (z.B. Einspritzdruck, Luftverhältnis, Drehzahl, Zündzeitpunkt) durchgeführt. Abbildung 47 zeigt den Vergleich von repräsentativen Ergebnissen für die Zweifacheinspritzung mit Zündeinspritzung mit Ergebnissen der Zweifacheinspritzung mit später zweiter Einspritzung in den Kompressionshub, jeweils bei Vergrößerung der Kraftstoffmenge der zweiten Einspritzung. Aufgrund des im unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetrieb selbst bei Einfacheinspritzung lokal fetten Luftverhältnisses in Kerzennähe zum Zündzeitpunkt haben weder die Zündeinspritzung noch die aus der Kompressionseinspritzung resultierende Ladungsschichtung eine Verbesserung der Motorlaufruhe zur Folge. Zu diesem Thema durchgeführte Untersuchungen haben gezeigt, dass die Zündeinspritzung erst bei Brennraumluftverhältnissen nahe dem stöchiometrischen Luftverhältnis ( $\lambda_{BR} > 0,94$ ) zu einer Stabilisierung der Verbrennung führt.

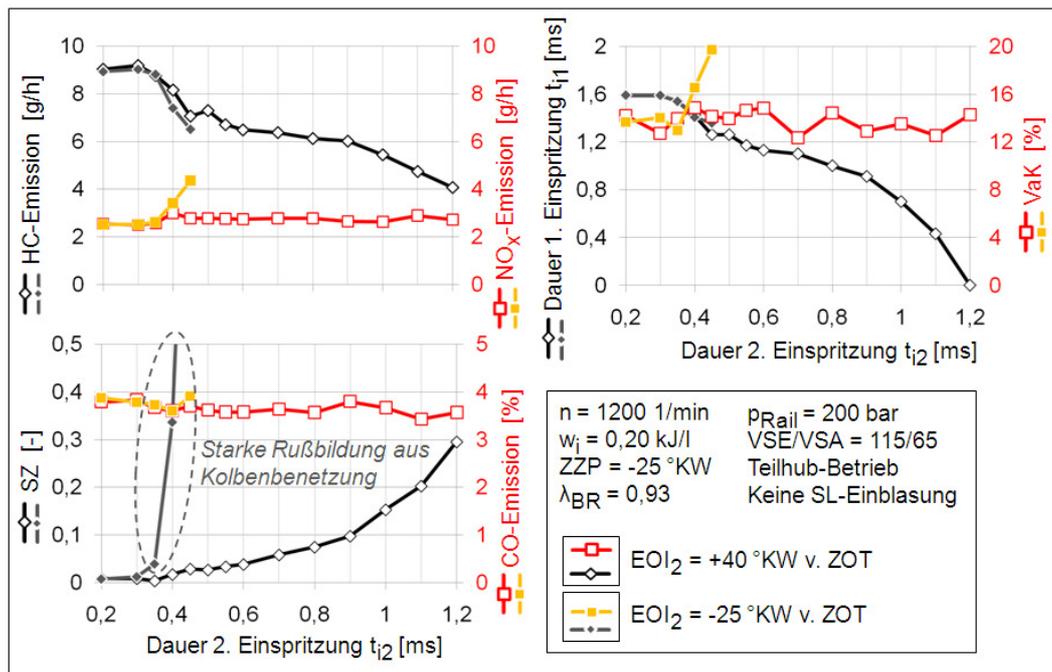


Abbildung 47: Vergleich der Zweifacheinspritzstrategien mit zweiter Einspritzung als Zündeinspritzung und zweiter Einspritzung im Kompressionshub

Analog zur zweiten Einspritzung im Kompressionshub hat auch eine Vergrößerung der mittels Zündeinspritzung abgesetzten Kraftstoffmenge – über die Verringerung der während des Saughubes eingespritzten Kraftstoffmasse – eine Reduktion der HC-Emissionen zur Folge. Das Potenzial zur HC-Reduzierung wird allerdings durch die stark erhöhte Rußbildungsneigung bei Zweifacheinspritzung mit als Zündeinspritzung ausgeführter Zweifacheinspritzung stark eingeschränkt.

Abbildung 48 zeigt den Vergleich der mittels Brennraumendoskopie während des Expansionstaktes gewonnenen Aufnahmen vom Brennraum bei Anwendung der beiden Einspritzstrategien frühe Einfacheinspritzung und Zweifacheinspritzung mit Zündeinspritzung. Die frühe Einfacheinspritzung hat aufgrund der langen zur Verfügung stehenden Gemischaufbereitungszeit eine homogene, vorgemischte Verbrennung mit sehr niedriger Rußzahl zur Folge. Bei Zweifacheinspritzung ist deutlich das Auftreffen der Kraftstoffstrahlen der Zündeinspritzung am Kolben zu erkennen. Das aufgrund der kurzen zur Verfügung stehenden Gemischaufbereitungszeit stark unterstöchiometrische und unzureichend aufbereitete Kraftstoff-Luft-Gemisch in Brennraummitte führt in Kombination mit der ausgeprägten Kraftstoffbenetzung des Kolbens zu einer nicht vorgemischten, diffusionskontrollierten Verbrennung mit der daraus resultierenden hohen Rußemission.

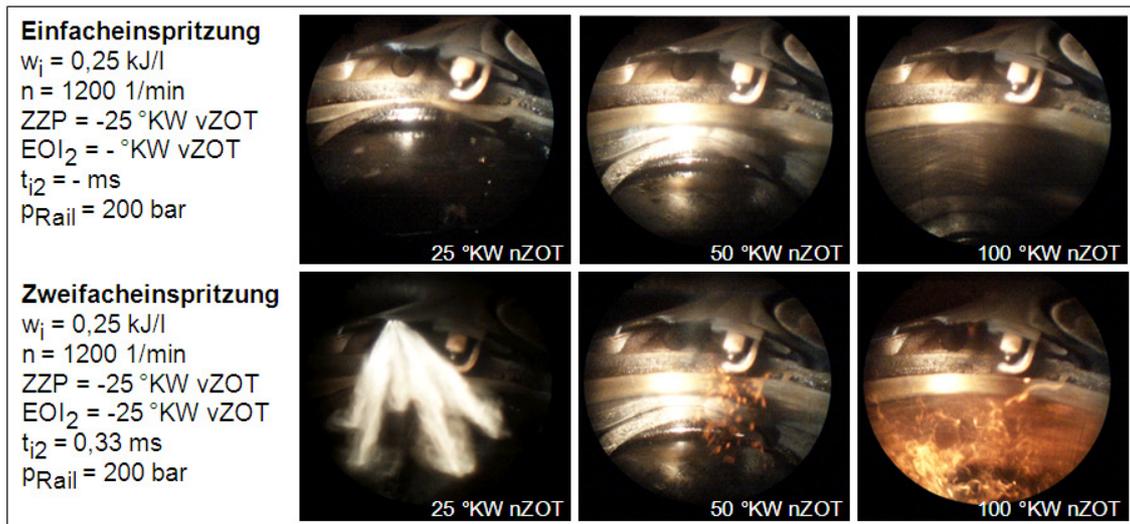


Abbildung 48: Vergleich Einfach- und Zweifacheinspritzung mit Zündeinspritzung

## 6.2 Einfluss Einlassventilhub und ein-/auslassseitige Nockenwellenverstellung

### 6.2.1 Unterstöchiometrischer Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärlufteinblasung

Ein vollvariabler Ventiltrieb (z.B. BMW VALVETRONIC [5]) bietet zusätzliche Freiheitsgrade bei der Auslegung eines Niedrigstmissionskonzeptes. Dieser ermöglicht – insbesondere in Kombination mit der Flexibilität der Direkteinspritzung – eine optimierte Anpassung des Motorbetriebsverhaltens an die Anforderungen einer hochwirksamen Katalysatorheizstrategie. Die aus den zusätzlichen Freiheitsgraden eines Brennverfahrens mit vollvariablem Ventiltrieb resultierenden Potenziale zur Reduzierung der HC- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen während des Katalysatorheizbetriebs sollen im Folgenden analysiert werden. Die dazu notwendigen Messungen erfolgten am stationär gekühlten TVDI Sechszylindermotor in einem repräsentativen Katalysatorheizbetriebspunkt:

Kenngröße	Einheit	Wert
Motordrehzahl	[1/min]	1500
Indizierte spezifische Arbeit	[kJ/l]	0,25
Zündzeitpunkt	[°KW vor OT]	-25
Brennraumlambda	[ - ]	0,9
Spreizung Einlass	[°KW]	Variation 70 ... 115
Spreizung Auslass	[°KW]	Variation 60 ... 115
Ventilhub	[mm]	2 ... 3
Ort SL-Einblasung	[ - ]	Keine SL-Einblasung

Tabelle 7: Applikation bei der Untersuchung des Spreizungseinflusses im Katalysatorheizbetrieb (stationär gekühlt) ohne SL-Einblasung

Abbildung 49 zeigt den Einfluss der ein- und auslassseitigen Nockenwellenverstellung bzw. VANOS-Spreizungen auf die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen bei unterstöchiometrischem Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärlufteinblasung ( $\lambda = 0,9$ ). Im linken

Diagramm sind die Ergebnisse für den Vollhub-Betrieb (Füllungs-/Lastregelung mittels Drosselklappe) dargestellt, im rechten Diagramm für den Teilhub-Betrieb (Füllungs-/Lastregelung mittels Einlassventil). Angegeben sind die  $\text{NO}_x$ -Emissionen in %, bezogen auf den maximal gemessenen  $\text{NO}_x$ -Massenstrom aus beiden Betriebsarten (Maximum aus Vollhub- und Teilhub-Betrieb = 100 % = 125 g/h).

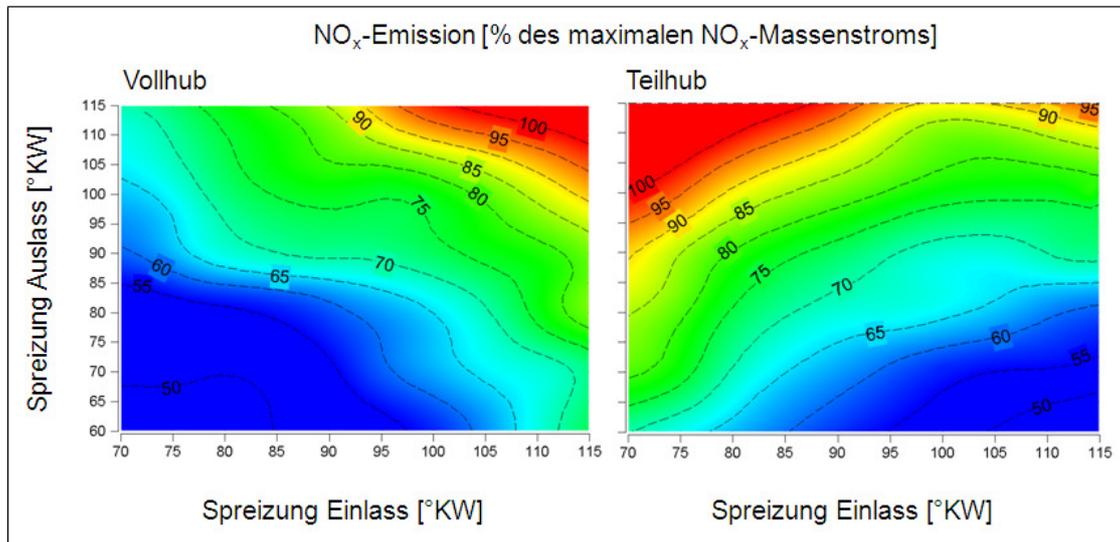


Abbildung 49: Einfluss der VANOS-Spreizungen auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen

Im Vollhub-Betrieb werden die niedrigsten  $\text{NO}_x$ -Werte bei minimaler Einlass- und minimaler Auslassspreizung – und somit großer Ventilüberschneidung – erzielt. Im Teilhub-Betrieb hingegen zeigt die Kombination aus maximaler Einlass- und minimaler Auslassspreizung die geringsten  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Die niedrigen Rohemissionswerte in den Bestpunkten sind eine Folge der hohen intern rückgeführten Abgasmassen bei den jeweiligen Spreizungskombinationen. Die hohen Restgasgehalte führen zu einer langsameren Verbrennung, woraus eine niedrigere Spitztemperatur und damit geringere  $\text{NO}_x$ -Emissionen resultieren [12].

Abbildung 50 zeigt die Ventilhubkurven sowie kurbelwinkelaufgelöst den Zylinderdruckverlauf und die Niederdruckverläufe in saugseitigem Sammler und Abgaskrümmer für die  $\text{NO}_x$ -optimale Spreizungskombination des Vollhub-Betriebs (kleine Einlassspreizung VSE, kleine Auslassspreizung VSA, VSE/VSA=70/60). Das Einlassventil öffnet dabei im Ausschietbetakt bereits deutlich vor dem oberen Totpunkt des Kolbens (= Ladungswechsel-OT), so dass ein Teil der verbrannten Zylinderladung in den Einlasskanal geschoben wird. Durch die anschließende Abwärtsbewegung des Kolbens nach dem Ladungswechsel-OT wird dieser Abgasanteil gemeinsam mit der Ansaugluft zurück in den Brennraum gesaugt. Die zu Beginn des Ansaugtakts noch geöffneten Auslassventile führen dazu, dass vom Kolben bereits in den Auslasskanal geschobenes Abgas wieder zurück in den Brennraum gesaugt wird. Dieses Rückströmen von Abgas nach dem Ladungswechsel-OT hat eine weitere Erhöhung des Restgasgehalts zur Folge.

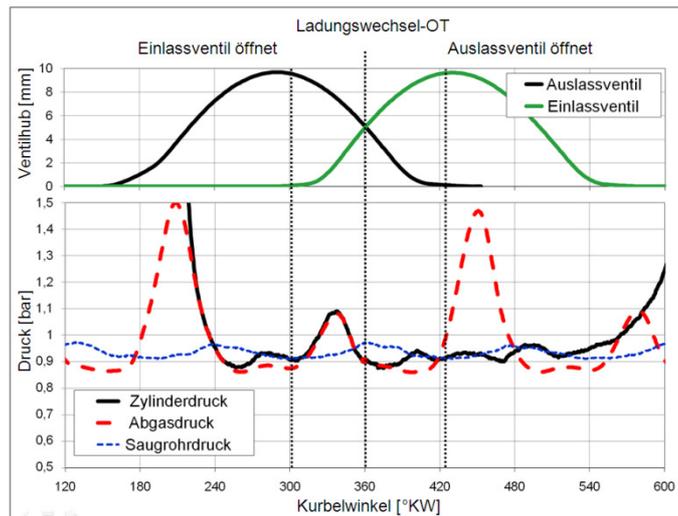


Abbildung 50: Ventilhubkurven und Druckverläufe bei emissionsoptimaler Spreizungskombination im Vollhub-Betrieb (VSE/VSA=70/60)

Im Teilhub-Betrieb werden die niedrigsten  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei maximaler Einlassspreizung und minimaler Auslassspreizung gemessen, d.h. Nockenwellenverstellung auf „Einlass spät“ und „Auslass spät“. Abbildung 51 zeigt die Ventilhubkurven sowie kurbelwinkelaufgelöst den Zylinderdruck- und die Niederdruckverläufe für diese  $\text{NO}_x$ -optimale Spreizungskombination des Teilhub-Betriebs.

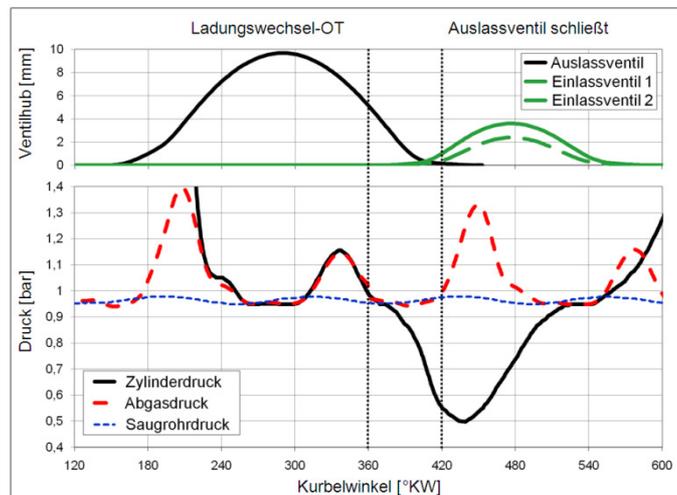


Abbildung 51: Ventilhubkurven und Druckverläufe bei emissionsoptimaler Spreizungskombination im Teilhub-Betrieb (VSE/VSA=115/60)

Wie im Vollhub-Betrieb führt das späte Schließen des Auslassventils dazu, dass bereits ausgeschobenenes Abgas nach dem Ladungswechsel-OT in den Brennraum zurückgesaugt wird. Die Einlassventile öffnen infolge der Einlassnockenwellenverstellung nach spät sowie aufgrund der Einlass-Steuerzeit-Verkürzung durch Teilhub erst mit dem Schließen der Auslassventile, so dass das „treibende“ Druckgefälle zwischen Auslasskanal und Brennraum während der Abwärtsbewegung

des Kolbens noch verstärkt und damit die rückströmende Abgasmasse maximiert wird.

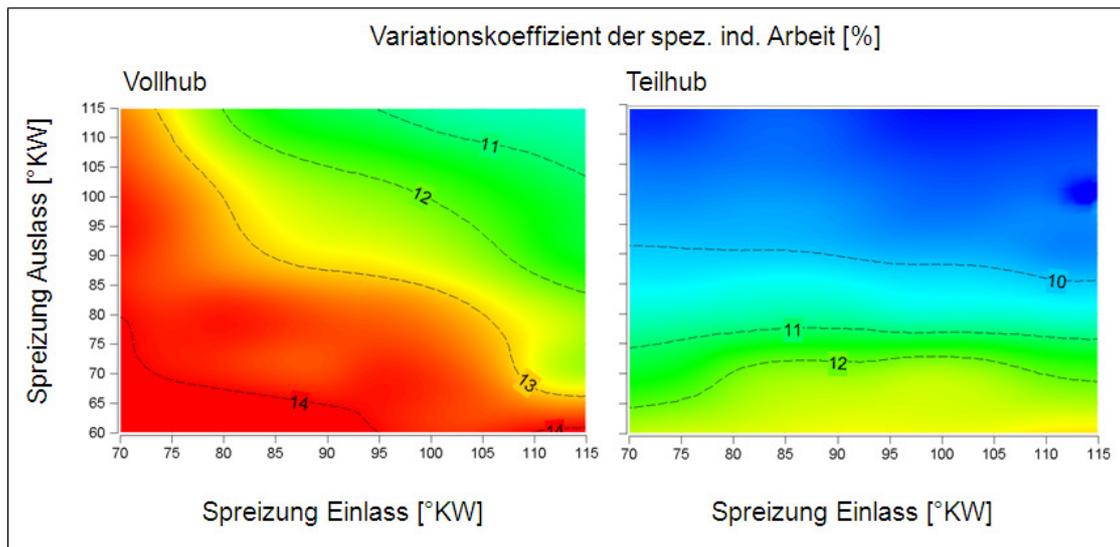


Abbildung 52: Einfluss der VANOS-Spreizungen auf die Laufruhe des Motors

Abbildung 52 zeigt den Einfluss der VANOS-Spreizungen auf die Motorlaufruhe im unterstöchiometrischen Katalysatorheizern. Im Vollhub-Betrieb hat die Maximierung des Restgasanteils eine Verschlechterung der Laufruhe zur Folge. Auch im Teilhub-Betrieb führt die Erhöhung des Restgasanteils zu schlechterer Laufruhe. Allerdings werden selbst bei maximal erzielbarem Restgasgehalt noch akzeptable Laufruhewerte erzielt ( $VaK < 12\%$  bei  $w_i = 0,25 \text{ kJ/l}$ ). Die Gründe dafür sind die am verwendeten TVDI Motor applizierten Ladungsbewegungsmaßnahmen des Teilhub-Betriebs wie Phasing und Masking [4]. Auch die aufgrund der kürzeren Ventilöffnungsdauer bei Teilhub-Betrieb höhere Strömungsgeschwindigkeit im Ventilschlitz des Einlassventils lässt einen positiven Effekt auf Gemischbildung und Verbrennung und damit die Laufruhe des Motors erwarten.

In Abbildung 53 ist der Einfluss der VANOS-Spreizungen auf die HC-Emissionen (HC-Massenstrommaximum aus Vollhub- und Teilhub-Betrieb = 100 % = 150 g/h) dargestellt. Im Teilhub-Betrieb (rechtes Diagramm) hat die  $NO_x$ -optimale Spreizungskombination (maximal erzielbarer Restgasgehalt durch Kombination aus maximaler Einlass- und minimaler Auslassspreizung,  $VSE/VSA = 115/60$ ) die niedrigsten HC-Emissionen zur Folge, da der hohe Restgasanteil dieser Spreizungskombination aufgrund der höheren Ladungstemperatur die Gemischaufbereitung unterstützt. Die aus dem höheren Restgasanteil resultierende langsamere Verbrennung führt außerdem dazu, dass eventuell während des Expansionstaktes von den Wänden abdampfender Kraftstoff eher von der Flamme erfasst wird.

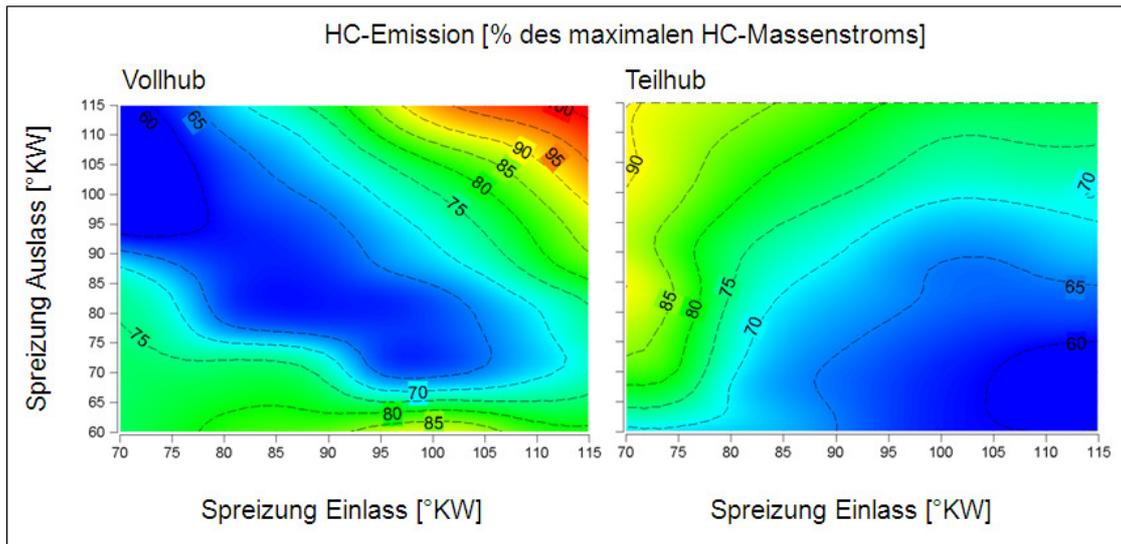


Abbildung 53: Einfluss der VANOS-Spreizungen auf die HC-Emissionen

Im Vollhub-Betrieb führt die Minimierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen durch Maximierung der intern rückgeführten Abgasmasse (Einlass- und Auslassspreizung minimal) zu einer ungünstigen Verschlechterung der Motorlaufruhe und damit zu erhöhten HC-Emissionen. Das Teilhub-Katalysatorheizen stellt an einem Motor mit vollvariablem Ventiltrieb somit die favorisierte Katalysatorheizstrategie zur Erzielung niedrigster Emissionswerte dar. Eine detaillierte Erläuterung der Emissionsreduktionspotenziale des Teilhub-Betriebs in Kombination mit Sekundärlufteinblasung wird in den folgenden Kapiteln 6.2.2 und 6.3 gegeben. Weitere Vorteile des Teilhub-Katalysatorheizbetriebs ergeben sich durch den Wegfall der Ventilhubumschaltungen beim Übergang vom emissionsoptimalen Teilhub-Start in den Katalysatorheizbetrieb und von dort weiter in den verbrauchsgünstigen Teillast-Betrieb mit VALVETRONIC-Teilhub [4].

In Abbildung 54 ist der Einfluss der Nockenwellenverstellung auf die Abgastemperatur vor dem Vorkatalysator  $T_{\text{VKT}}$  dargestellt. Aufgrund der Abhängigkeit der Verbrennungslage vom Restgasgehalt im Brennraum zeigt sich ein deutlicher Einfluss der Nockenwellenstellungen auf die Verbrennungslage und damit die Abgastemperatur. Höhere Restgasgehalte haben damit – unter der Voraussetzung eines nicht massiv schlechter werdenden Variationskoeffizienten der indizierten spezifischen Arbeit – höhere Abgastemperaturen zur Folge.

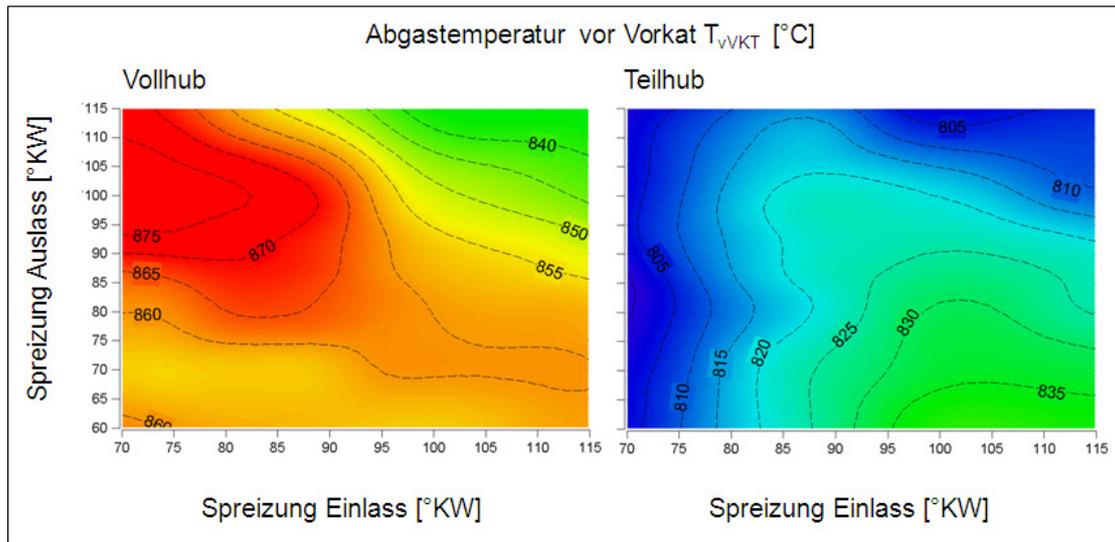


Abbildung 54: Einfluss der VANOS-Spreizungen auf Abgastemperatur

### 6.2.2 Unterstöchiometrischer Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung

Die Ergebnisse bei unterstöchiometrischem Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärlufteinblasung aus dem vorangegangenen Kapitel dienen dem grundlegenden Verständnisaufbau in Bezug auf die innermotorischen Vorgänge und Auswirkungen bei Variation von Ventilsteuerzeiten und Einlassventilhub. Zur Erzielung niedrigster Emissionswerte wird bei unterstöchiometrischem Katalysatorheizbetrieb Sekundärluft in den Abgastrakt eingeblasen. Die folgenden Untersuchungsergebnisse zum Einfluss der Ventilsteuerzeiten bei Betrieb mit Sekundärlufteinblasung wurden an den zwei TVDI Einzylindermotoren – Motor für thermodynamische Untersuchungen und Transparentmotor – herausgefahren. In Tabelle 8 sind die dem Versuch zugrundeliegenden Randbedingungen angegeben.

Kenngröße	Einheit	Wert
Motordrehzahl	[1/min]	1200
Indizierte spezifische Arbeit	[kJ/l]	0,25
Zündzeitpunkt	[°KW vor OT]	-25
Brennraumluftverhältnis	[-]	0,91
Abgasluftverhältnis	[-]	Variation 0,91 ... 1,30
Spreizung Einlass	[°KW]	110 und 115
Spreizung Auslass	[°KW]	110 und 60
Ventilhub	[mm]	9,6 und 2,5
Ort SL-Einblasung	[-]	Zylinderkopf

Tabelle 8: Applikationswerte bei der Untersuchung des Spreizungseinflusses im Katalysatorheizbetrieb (stationär gekühlt) mit SL-Einblasung

In Abbildung 55 ist der Einfluss einer auslassventilnahen Sekundärlufteinblasung (Zylinderkopf), die den aktuellen Stand der Technik darstellt [37], [85], [86], für zwei unterschiedliche Ventiltriebsstrategien dargestellt. Die strichlierten orangefarbenen Kurven zeigen die Ergebnisse bei einer klassischen Nockenwellenstellung ohne

Ventilüberschneidung im Vollhub-Betrieb, wie sie bei Motoren ohne Ventiltriebsvariabilität zur Anwendung kommt (VSE/VSA=110/110, Vollhub-Betrieb). Die durchgezogene rote Kurve stellt die Ergebnisse für die emissionsoptimale Spreizungskombination des Teilhub-Katalysatorheizbetriebs (VSE/VSA=115/60, Teilhub-Betrieb) dar.

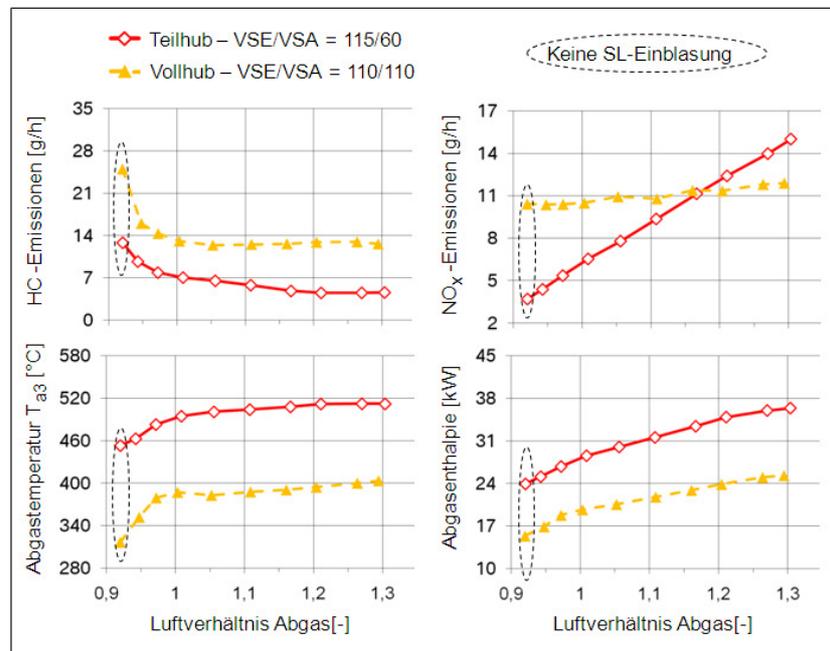
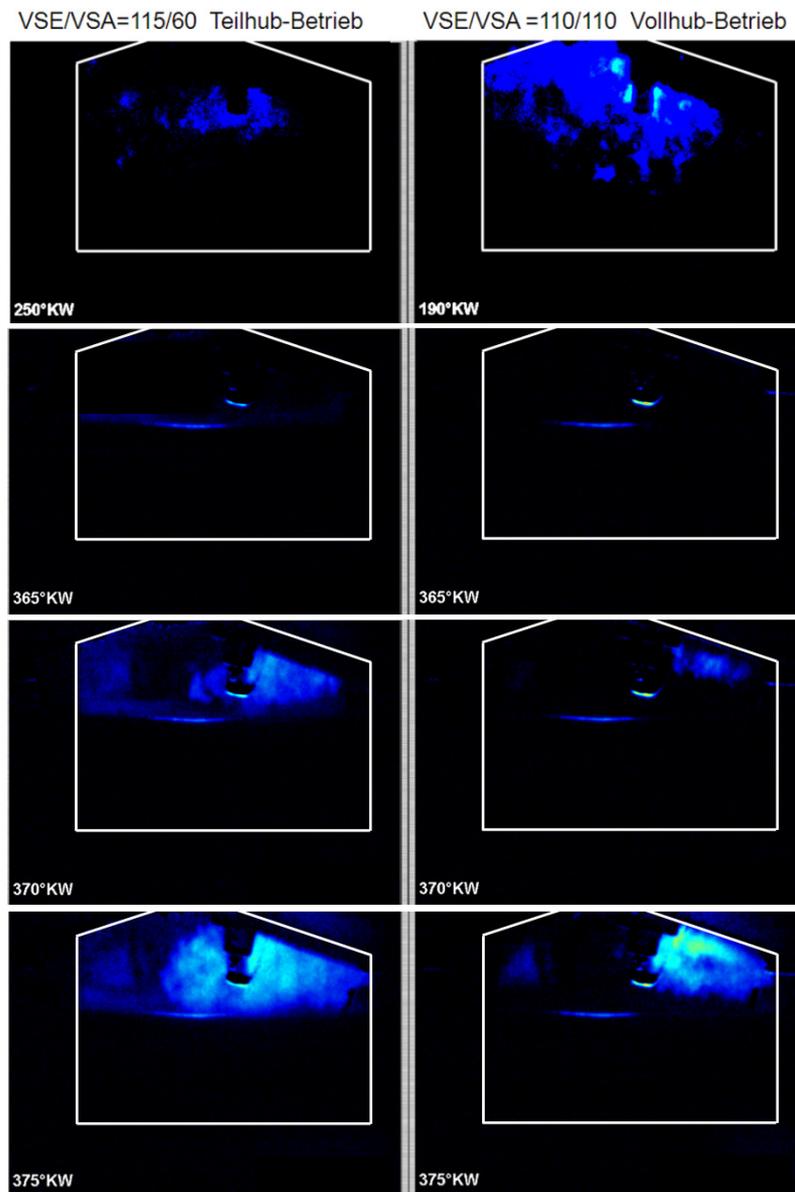


Abbildung 55: Einfluss der Sekundärlufteinblasung bei Vollhub-Betrieb  
VSE/VSA=110/110 und Teilhub-Betrieb VSE/VSA=115/60

Wie schon im vorigen Kapitel 6.2.1 erläutert wurde, führt der höhere Restgasgehalt der emissionsoptimierten Spreizungskombination (VSE/VSA=115/60, Teilhub) – wenn keine Sekundärluft eingeblasen wird – zu einer deutlichen Abnahme sowohl der HC- als auch der  $\text{NO}_x$ -Emissionen gegenüber dem konventionellen Vollhub-Betrieb. Die aus der späteren Verbrennungslage resultierende höhere Abgastemperatur sowie der bei konstanter Last ebenfalls resultierende höhere Abgasmassenstrom haben eine Erhöhung des Abgastenthalpiestroms zur Folge. Wird nun Sekundärluft auslassventilnah in den Auslasskanal im Zylinderkopf eingeblasen, verhalten sich die HC-Emissionen sowie die Abgastemperatur und –enthalpie aufgrund der Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft erwartungsgemäß (siehe Kap. 5). Im Falle der emissionsoptimierten Spreizungskombination des Teilhub-Betriebs kommt es allerdings mit zunehmendem Sekundärluftmassenstrom und damit auch zunehmendem Luftverhältnis im Abgas zu einem starken Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Der Vollhub-Katalysatorheizbetrieb mit konventioneller Spreizungskombination ohne Ventilüberschneidung zeigt nur einen geringen Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Die Erklärung für die Zunahme der  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei Sekundärlufteinblasung liefern die folgenden Untersuchungsergebnisse vom Transparentmotor.

Zum Nachweis und zur Visualisierung von eventuell in den Brennraum rückströmender Sekundärluft wurden – wie in Kapitel 4.3.3 beschrieben – der am Transparentmotor eingeblasenen Sekundärluft Trimethylamin als Tracersubstanz zugemischt und Messungen mit Laser Induzierter Fluoreszenz-Messtechnik (LIF) durchgeführt. Abbildung 56 zeigt die Ergebnisse der LIF-Messung im Brennraum bei auslassventilnaher Einleitung der Sekundärluft in den Auslasskanal des Zylinderkopfes. Die linke Bildsequenz stellt die Ergebnisse bei Teilhub-Betrieb dar ( $VSE/VSA=115/60$ ), rechts werden die Ergebnisse im konventionellen Vollhub-Betrieb ohne Ventilüberschneidung ( $VSE/VSA=110/110$ ) gezeigt. Die Auslassventile befinden sich im Bild rechts von der Zündkerze, auf der linken Seite liegen die Einlassventile (Abbildung 27).



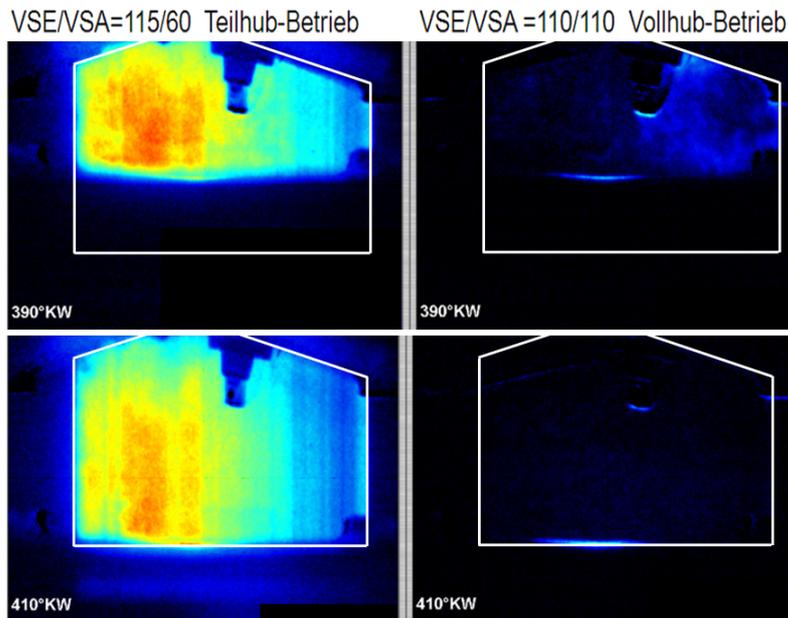


Abbildung 56: Sekundärluftverteilung im Brennraum bei Teilhub-Betrieb (VSE/VSA=115/60) und Vollhub-Betrieb (VSE/VSA=120/120)

Zum besseren Verständnis der mittels LIF-Messtechnik gewonnenen Visualisierung der Sekundärluftverteilung im Brennraum für die beiden untersuchten Einblaseorte werden im Folgenden die Druckverhältnisse im Motor während des Ladungswechsels dargestellt.

Abbildung 57 zeigt die Ventilhubkurven sowie den Zylinderdruckverlauf und die Niederdruckverläufe in Saugrohr und Abgaskrümmen für die emissionsoptimale Spreizungskombination des Teilhub-Katalysatorheizbetriebs.

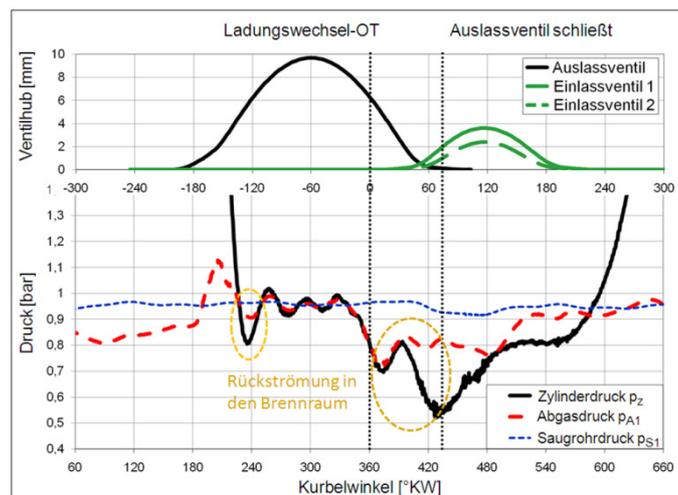


Abbildung 57: Ventilhubkurven und Druckverläufe am Einzylindermotor bei emissionsoptimaler Spreizungskombination (VSE/VSA=115/60) im Teilhub-Betrieb

In Abbildung 58 sind die Ventilhubkurven und Druckverläufe bei Vollhub-Katalysatorheizbetrieb mit konventioneller Spreizungskombination ohne Ventilüberschneidung dargestellt (VSE/VSA=110/110).

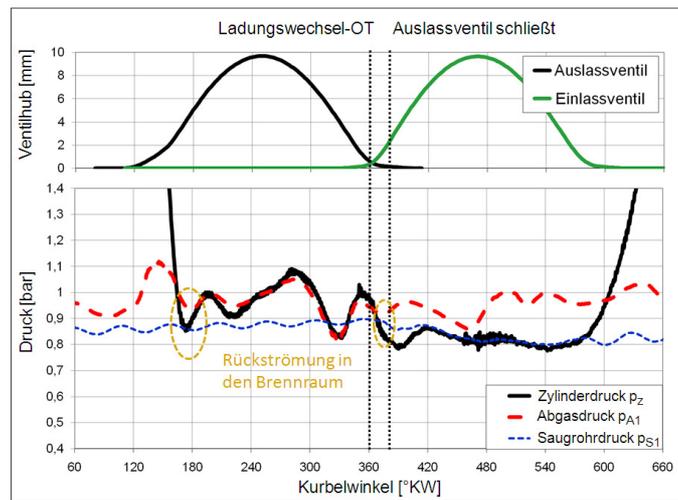


Abbildung 58: Ventilhubkurven und Druckverläufe am Einzylindermotor bei konventioneller Spreizungskombination (VSE/VSA=110/110) im Teilhub-Betrieb

Ca. 60°KW nach dem Öffnen des Auslassventils (Aö Teilhub: 170°KW nZOT, Aö Vollhub: 120°KW nZOT) unterschreitet der Zylinderdruck aufgrund der einzylinder- und saugmotorspezifischen Abgasdynamik (siehe Kap. 6.3.3) den Druck im Abgasrohr und es kommt zum Rückströmen von Gas (Abgas und Sekundärluft) aus dem Auslasskanal in den Brennraum. Sowohl bei Teilhub- als auch bei Vollhub-Betrieb kann am Transparentmotor für diese Phase des Ladungswechsels während eines Zeitbereichs von ca. 20 °KW ein Rückströmen von Sekundärluft detektiert werden. Dieses Rückströmereignis hat keinen Einfluss auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen, da die Verbrennung zu diesem Zeitpunkt bereits abgeschlossen ist.

Bei 360°KW steht der Kolben im Ladungswechsel-OT, danach startet die Abwärtsbewegung des Kolbens. Im Falle des Teilhub-Betriebs (linke Bildsequenz in Abbildung 56) wird aufgrund der in dieser Phase noch geöffneten Auslassventile Gas aus dem Auslasskanal in den Brennraum rückgesaugt. Bereits bei 370°KW strömt die in den Auslasskanal eingeblasene Sekundärluft in den Brennraum und führt dort zu einer Abmagerung der Zylinderladung. Verstärkt durch die Wirkung der noch geschlossenen Einlassventile erhöht sich während der weiteren Abwärtsbewegung des Kolbens die Druckdifferenz zwischen Brennraum und Auslasskanal, so dass der vom Auslasskanal in den Brennraum einströmende Gasmassenstrom (Abgas und Sekundärluft) noch erhöht wird. Eine Erhöhung des in den Auslasskanal eingeblasenen Sekundärluftmassenstroms führt zu einer stärkeren Verdrängung des Abgases und damit aufgrund des abnehmenden Restgasgehalts im Brennraum und der zunehmenden Abmagerung der Zylinderfüllung zu einer Erhöhung der NO<sub>x</sub>-Emissionen.

Auch bei Vollhub-Betrieb kann nach dem Ladungswechsel-OT Rückströmen von Sekundärluft in den Brennraum detektiert werden. Aufgrund des frühen Auslassventilschließens ist die rückströmende Sekundärluftmasse sehr gering, was den deutlich geringeren Gradienten im  $\text{NO}_x$ -Verlauf als Funktion des Luftverhältnisses im Abgas bei Vollhub-Betrieb (Abbildung 55) erklärt.

Um das Emissionsreduktionspotenzial eines vollvariablen Ventiltriebs ausschöpfen zu können, muss somit das Rückströmen von Sekundärluft nach dem Ladungswechsel-OT in den Brennraum vermieden werden. Abbildung 59 zeigt den am Transparentmotor untersuchten Einfluss der VANOS-Spreizungen auf die Intensität des Rückströmens von Sekundärluft aus dem Auslasskanal in den Brennraum nach dem Ladungswechsel-OT (Intensitätszunahme in Pfeilrichtung). Sowohl bei Teilhub- als auch bei Vollhub-Betrieb führen eine Maximierung der Einlassspreizung sowie eine Minimierung der Auslassspreizung zu einer Maximierung der in den Brennraum gesaugten Sekundärluftmasse. Die in den Kennfeldern dargestellten  $\text{NO}_x$ -Werte stellen die  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei Betrieb ohne Sekundärlufteinblasung und somit das Grenzpotenzial bzgl.  $\text{NO}_x$ -Minimierung dar (vollständige Vermeidung des Rückströmens von Sekundärluft in den Brennraum nach dem Ladungswechsel-OT).

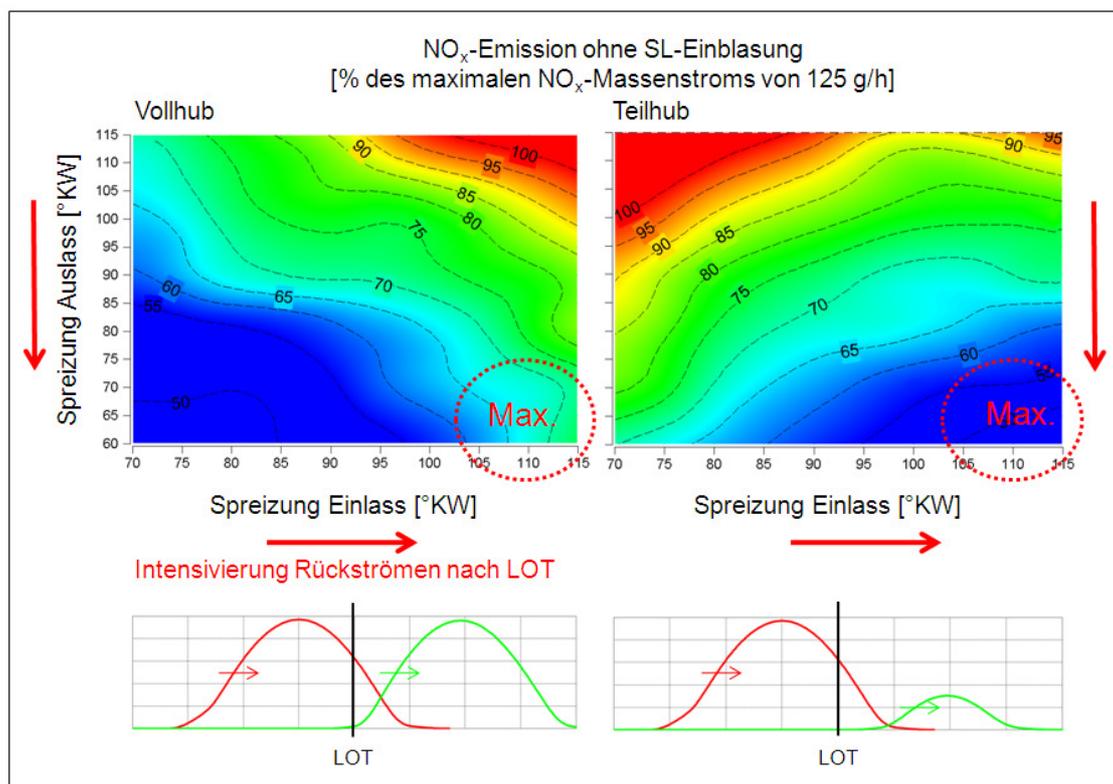


Abbildung 59: Einfluss der VANOS-Spreizungen auf die Intensität des Rückströmens nach dem Ladungswechsel-OT

Im Teilhub-Betrieb wird bei der Spreizungskombination mit den geringsten  $\text{NO}_x$ -Emissionen (VSE/VSA=115/60) das intensivste Sekundärluft-Rückströmen beobachtet, so dass bei auslassventilnaher Sekundärluft-Einleitung das sehr gute

NO<sub>x</sub>-Potenzial nicht umsetzbar ist. Abhilfe bietet eine auslassventilferne Sekundärlufteinleitung (z.B. Sekundärlufteinleitung im Abgaskrümmen), die so ausgelegt sein muss, dass während der Abwärtsbewegung des Kolbens nach dem Ladungswechsel-OT keine Sekundärluft in den Brennraum strömt. Die detaillierten Untersuchungsergebnisse bzgl. Optimierung des Sekundärlufteinleiteortes und dessen Einfluss auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen sowie auf die Abgasnachreaktion und die HC-Emissionen werden in Kap. 6.3.2 vorgestellt.

### **6.3 Auslegung des Sekundärluftsystems**

Am TVDI-Motor erfordern die aus dem vollvariablen Ventiltrieb resultierenden Freiheiten bei der Wahl der Ventilsteuerzeiten sowie die gegenüber Saugmotoren veränderte Abgasdynamik ein an diese Besonderheiten des TVDI Motors angepasstes Sekundärluftsystem. Die Ermittlung der TVDI-spezifischen Anforderungen an ein Sekundärluftsystem zur Einhaltung niedrigster Abgasgrenzwerte erfolgt in diesem Kapitel. Die experimentellen Untersuchungen dazu wurden an den in Kapitel 4.1 vorgestellten TVDI Einzylindermotoren durchgeführt.

#### **6.3.1 Analyse der Abgasnachreaktion mit Sekundärluft im Abgastrakt**

Um ein Sekundärluftsystem auslegen und optimieren zu können, ist das Verständnis für die Vorgänge in Brennraum und Abgassystem während des Ladungswechsels im sekundärluftunterstützten Katalysatorheizbetrieb zwingend erforderlich. Mittels kurbelwinkelauflösender optischer Analysetechnik konnten die emissionsrelevanten Vorgänge (Sekundärluft-Rückströmen, Start und Dauer der Abgasnachreaktion) am optisch zugänglichen Einzylindermotor im Detail untersucht werden.

Wie in Abbildung 60 ersichtlich, kommt es kurz nach dem Öffnen des Auslassventils (170°KW nZOT) zu einem deutlichen Anstieg des Abgasdruckes im Auslasskanal, was auf das mit hohem Druck und hoher Geschwindigkeit ausströmende Abgas zurückzuführen ist („Auslassstoß“). Nach Ausgleich des Druckunterschieds zwischen Brennraum und Auslasskanal unterschreitet der Zylinderdruck aufgrund der Einzylindersaugmotor-spezifischen Abgasdynamik (Details siehe Kap. 6.3.3) den Druck im Abgasrohr und es kommt zum ersten Rückströmen von Gas aus dem Auslasskanal in den Brennraum („Rückströmen nach dem Auslassventilöffnen“). Im Anschluss daran wird das im Brennraum verbliebene, zu diesem Zeitpunkt bereits expandierte Abgas durch den sich aufwärts bewegenden Kolben ausgeschoben („Ausschiebephase“). Erreicht der Kolben den oberen Totpunkt (= Ladungswechsel-OT), endet die Ausschiebephase. Durch die anschließende Abwärtsbewegung des Kolbens wird bei emissionsoptimaler Spreizungskombination – bei noch geöffneten Auslassventilen – Gas (Abgas und Sekundärluft) aus dem Auslasskanal in den Brennraum zurückgesaugt („Rückströmen nach dem Ladungswechsel-OT“).

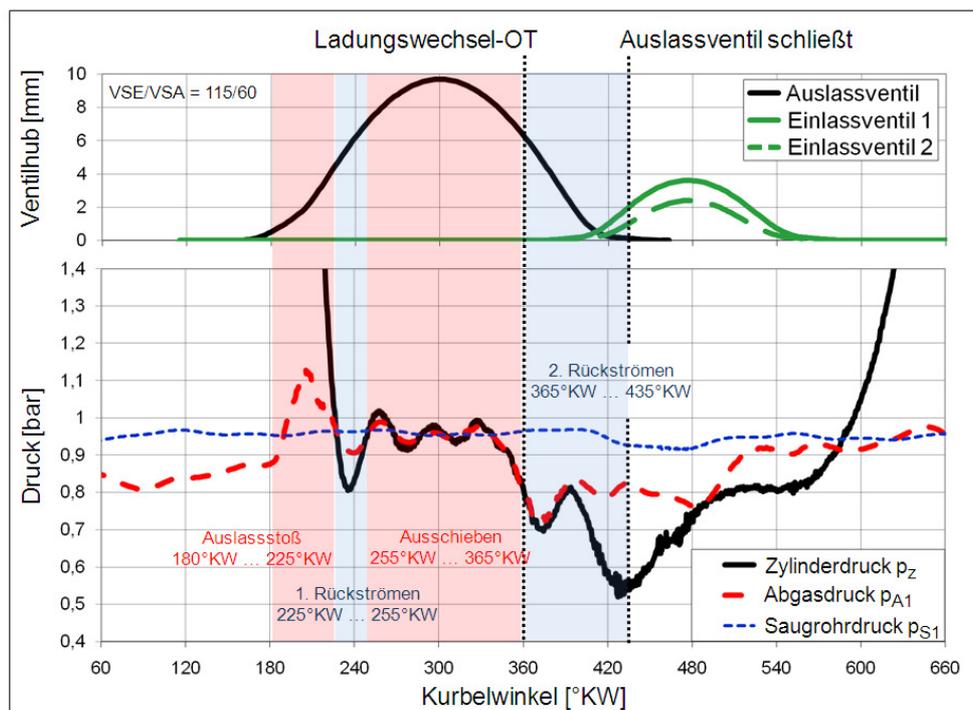
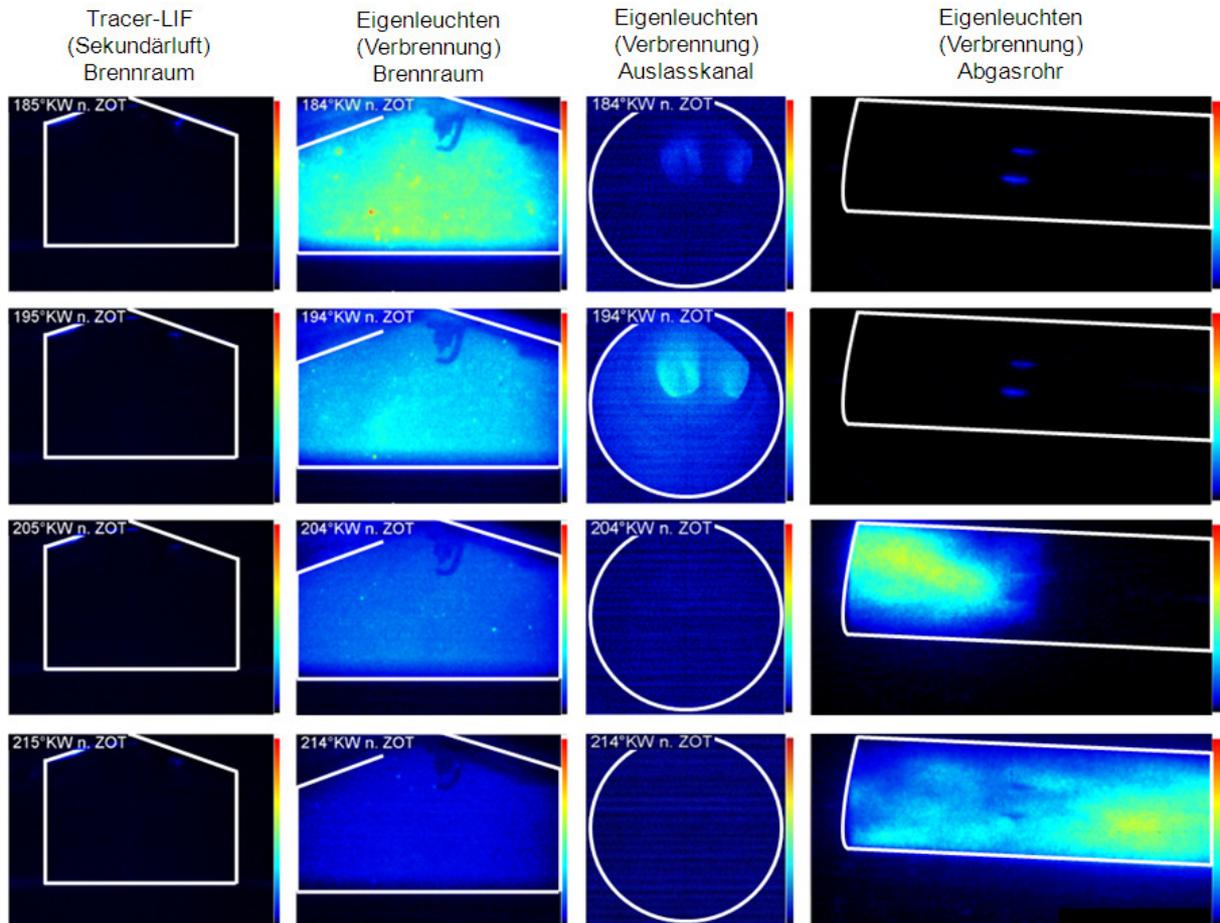


Abbildung 60: Phasen des Ladungswechsels im emissionsoptimierten Katalysatorheizbetrieb (Teilhub)

Abbildung 61 stellt die Ergebnisse der optischen Analyse des Auslassstoßes im Katalysatorheizbetrieb bei auslassventilnaher Sekundärlufteinleitung im Zylinderkopf dar. Die Bildsequenz ganz links (Spalte 1) zeigt die mittels Laser Induzierter Fluoreszenz Messtechnik und Dotierung der Sekundärluft mit Trimethylamin gewonnenen Aufnahmen von der Sekundärluftverteilung im Brennraum (Tracer-LIF, in Kap. 6.2.2 bereits vorgestellt). Spalte 2 zeigt das Eigenleuchten der Zylinderladung bzw. des Abgas-Sekundärluft-Gemisches aufgrund der Verbrennung bzw. der Abgasnachreaktion im Brennraum, Spalte 3 das Eigenleuchten des Gases als Folge

der Abgasnachreaktion im Auslasskanal und Spalte 4 das Eigenleuchten als Folge der Abgasnachreaktion im Abgasrohr.



*Abbildung 61: Optische Analyse des Auslassstoßes im sekundärluftunterstützten Katalysatorheizbetrieb*

Die Aufnahmen vom Auslasskanal in Spalte 3 zeigen, dass es unmittelbar nach dem Öffnen der Auslassventile (184 °KW nZOT) im Ventilbereich zu einer Nachreaktion des Abgases mit der im Auslasskanal dem Auslassventil vorgelagerten Sekundärluft kommt. Bereits 20 °KW später (204 °KW nZOT) erreicht das exotherm mit der Sekundärluft reagierende Abgas das optisch zugängliche Abgasrohr (Spalte 4). Zu diesem Zeitpunkt ist die Nachreaktion im Auslasskanal aufgrund des Fehlens von unverbrauchtem Sauerstoff als Reaktionspartner wieder erloschen. Es erfolgt auch kein Nachschub von frischer Sekundärluft, da durch den Auslassstoß Abgas in die Sekundärluftkanäle geschoben wird. Die Nachreaktionsflamme läuft in weiterer Folge durch das Abgasrohr hindurch.

Abbildung 62 zeigt die optischen Aufnahmen des ersten Rückströmereignisses nach dem Öffnen der Auslassventile. Bei 225 °KW nZOT unterschreitet der Zylinderdruck den Druck im Auslasskanal, es kommt zum Rückströmen von Gas aus dem Auslasskanal in den Brennraum. Bei 234 °KW nZOT sind die Sekundärluftkanäle wieder abgasfrei und mit Sekundärluft gefüllt. Die in den Auslasskanal einströmende

Sekundärluft reagiert bereits an der Einleitestelle mit dem Abgas im Auslasskanal (Spalte 3) und wird aufgrund des Unterdrucks im Brennraum in dessen Richtung gesaugt. Die Sekundärluft erreicht bei ca. 245 °KW den Brennraum (Spalte 1), bei 254 °KW nZOT ist auch deutlich die in den Brennraum eintretende Nachreaktionsflamme zu erkennen (rot strichlierte Kurve in Spalte 2).

Der im Auslasskanal noch nicht reagierende Teil der rückströmenden Sekundärluft trifft im Brennraum auf das heiße Abgas, wodurch die bereits im Auslasskanal initiierte und sich in den Brennraum verlagernde Abgasnachreaktion zusätzlich angefacht wird. Das intensive Verbrennungseigenleuchten im Brennraum bereits bei 244 °KW nZOT ist keine Folge der rückströmenden Sekundärluft. Dieses Leuchtphänomen ist auf die aufgrund der Druckabnahme im Brennraum aus dem Totvolumen im Kolbenbodenschlitz austretende Luft zurückzuführen, die mit dem heißen Abgas im Brennraum reagiert (vgl. Abbildung 19). Bei 255 °KW endet die Phase des Rückströmens. Das bis zu diesem Zeitpunkt im Brennraum verbleibende Abgas wird ab nun durch den sich aufwärts bewegenden Kolben ausgeschoben.

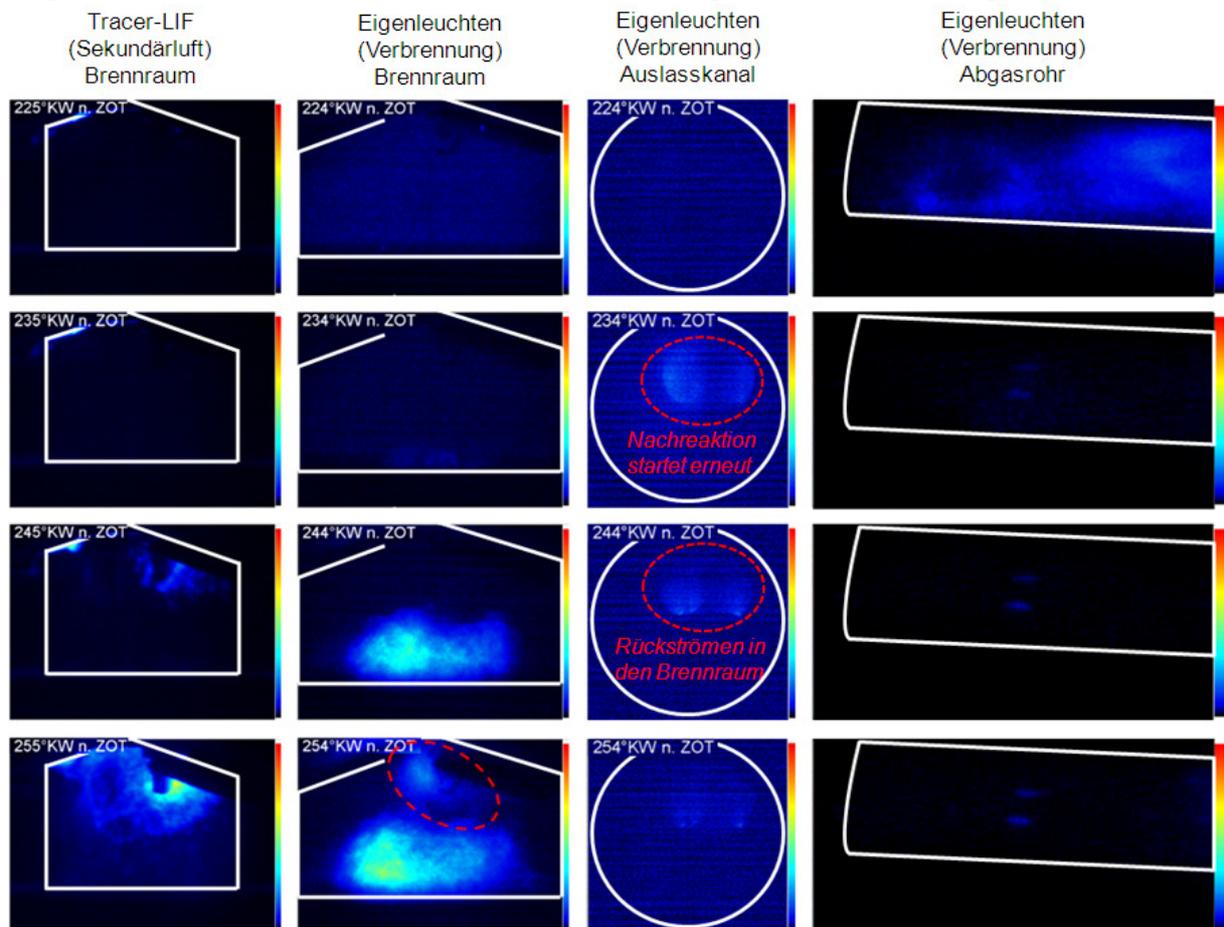


Abbildung 62: Optische Analyse des ersten Rückströmereignisses nach dem Auslassventilöffnen

In Abbildung 63 ist ab 264 °KW deutlich das durch den Auslasskanal ausströmende, mit der Sekundärluft reagierende Abgas zu erkennen (Spalte 3). Dieses nachreagierende Abgas ist in der Bildsequenz in Spalte 4 ab ca. 284 °KW auch im

Abgasrohr als „Nachreaktionswolke“ zu sehen. Ab ca. 294 °KW erlischt aufgrund der Temperatur- und Massenstromabnahme des ausströmenden Abgases die Nachreaktion im Auslasskanal.

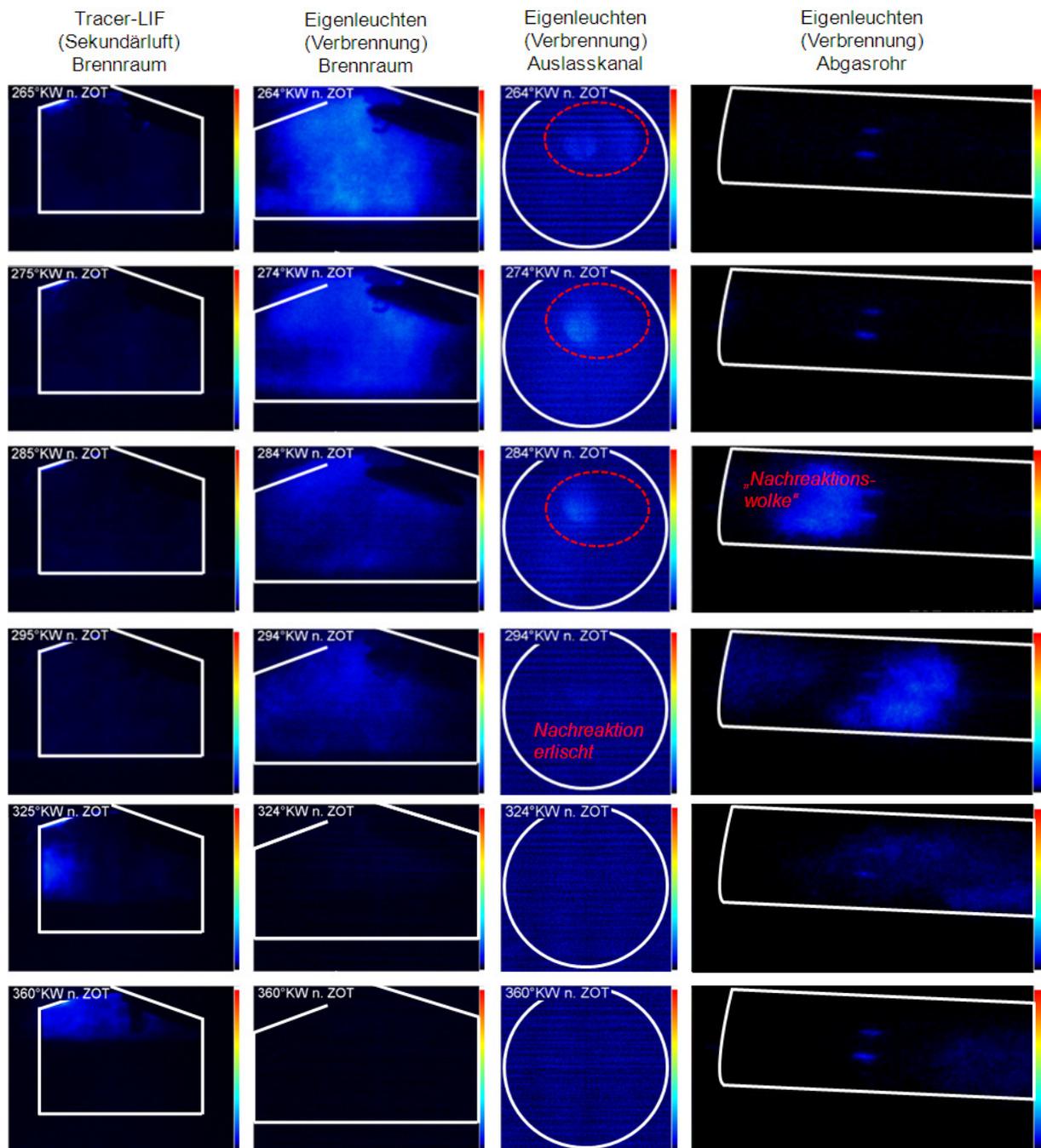


Abbildung 63: Optische Analyse der Ausschiebephase

Bei 360 °KW (Ladungswechsel-OT) endet die Ausschiebephase. Wie bereits in Kapitel 6.2.2 im Detail erläutert, kommt es bei der in dem untersuchten Teilhub-Betriebspunkt gefahrenen emissionsoptimierten Spreizungskombination (VSE/VSA=115/60) während der Abwärtsbewegung des Kolbens zu einem starken Rückströmen von Sekundärluft in den Brennraum (Abbildung 64). Weder im

Auslasskanal noch im Abgasrohr findet während dieser Phase eine Abgasnachreaktion statt.

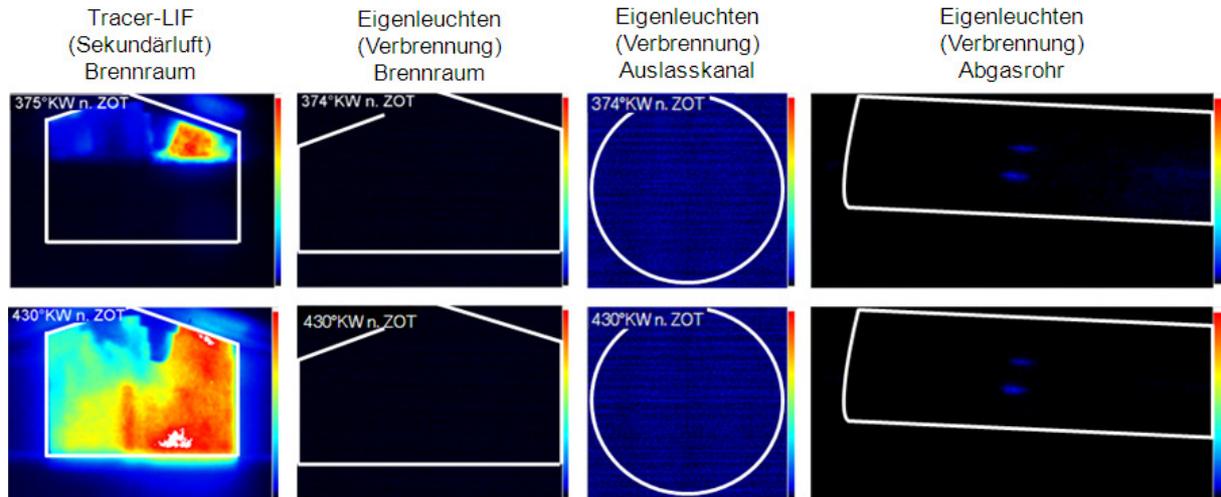


Abbildung 64: Optische Analyse des 2. Rückströmereignisses nach dem Ladungswechsel-OT

### 6.3.2 Einfluss des Ortes der Sekundärlufteinleitung

Wie in Kapitel 6.2 im Detail erläutert, zeigt der Teilhub-Katalysatorheizbetrieb bei maximaler Spätverstellung sowohl der Auslass- als auch der Einlassnockenwelle (VSE/VSA=115/60) im fetten Katalysatorheizten ohne Sekundärlufteinblasung deutlich verbesserte Emissionsergebnisse gegenüber dem Vollhub-Katalysatorheizbetrieb mit konventioneller Nockenwellenstellung (VSE/VSA=110/110). Im emissionsoptimierten Teilhub-Betrieb hat eine Erhöhung des eingeblasenen Sekundärluftmassenstromes bei auslassventilnaher Sekundärlufteinleitung allerdings eine starke Zunahme der  $\text{NO}_x$ -Emission zur Folge. Das Emissionsreduktionspotenzial, welches sich aus der Verlegung der Sekundärlufteinleitestelle – z.B. in den Abgaskrümmen – ergibt, soll in diesem Kapitel analysiert werden.

Im Folgenden ist der Einfluss des Sekundärlufteinleiteortes im Teilhub-Betrieb bei der emissionsoptimalen Spreizungskombination (maximale Einlassspreizung, minimale Auslassspreizung, VSE/VSA=115/60) dargestellt. Im Vergleich dazu wird der Einfluss des Einleiteortes bei Vollhub und konventioneller Spreizungskombination ohne Ventilüberschneidung (VSE/VSA=110/110), wie sie bei Motoren ohne Ventiltriebsvariabilitäten zur Anwendung kommt, gezeigt. Eingeleitet wurde die Sekundärluft wahlweise auslassventilnah im Zylinderkopf oder auslassventilfern im Abgasrohr des Einzylindermotors (geometrische Randbedingungen siehe Kap. 4.1).

Abbildung 65 zeigt für beide Betriebsarten und jeweils beide Sekundärlufteinleiteorte die HC- und  $\text{NO}_x$ -Massenströme sowie die Abgastemperatur und den Abgasenthalpiestrom am Ende des Abgasrohres ( $T_{a3}$ ) in Abhängigkeit des Luftverhältnisses im Abgas  $\lambda_{AG}$ . Für den in den Diagrammen jeweils ganz links

liegenden Datenpunkt gilt  $\lambda_{AG} = \lambda_{BR}$ , d.h. Betrieb ohne Sekundärlufteinblasung. Der  $\text{NO}_x$ -Emissionsverlauf zeigt im Teilhub-Betrieb bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung (schwarz, 2) einen deutlich geringeren Anstieg als bei auslassventilnaher Einleitung (rot, 1). Im Vollhub-Betrieb liefert die auslassventilferne Einleitung (grau, 4) bei Erhöhung des Sekundärluftmassenstromes bzw. des Abgasluftverhältnisses einen waagerechten, vom Sekundärluftmassenstrom unabhängigen  $\text{NO}_x$ -Verlauf. Bei auslassventilnaher Einleitung ist im Vollhub-Betrieb mit konventioneller Spreizungskombination (orange, 3) nur ein leichter Anstieg des  $\text{NO}_x$ -Verlaufs erkennbar.

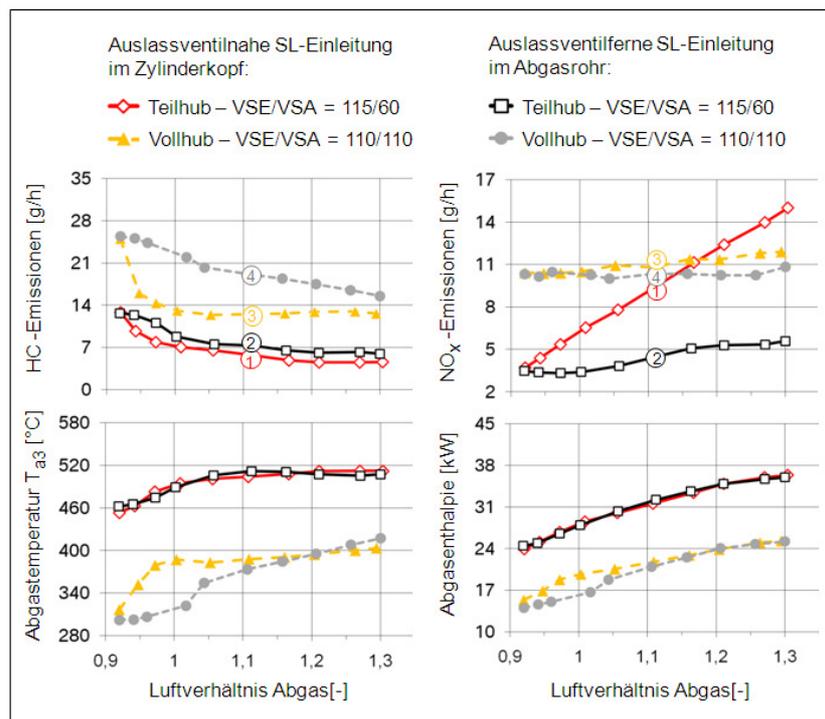


Abbildung 65: Einfluss des Sekundärlufteinleiteortes bei Vollhub-Betrieb  $VSE/VSA=110/110$  und Teilhub-Betrieb  $VSE/VSA=115/60$

Zur Klärung dieses Verhaltens dienen wieder die mit Laser Induzierter Fluoreszenz Messtechnik und dotierter Sekundärluft durchgeführten Untersuchungen am Transparentmotor. Abbildung 66 zeigt für beide Betriebsstrategien und jeweils beide Sekundärlufteinleiteorte Aufnahmen von der Sekundärluftverteilung im Brennraum zum Zeitpunkt 30 °KW nach dem Ladungswechsel-OT (Intensität des Rückströmens von Sekundärluft nach LOT). Im Teilhub-Betrieb kann die in den Brennraum gesaugte Sekundärluft mit auslassventilferner Sekundärlufteinleitung im Abgasrohr trotz spätem Schließen der Auslassventile deutlich gesenkt werden. Der starke Unterdruck im Brennraum nach dem Ladungswechsel-OT führt allerdings selbst hier zum Rückströmen von Sekundärluft bis in den Brennraum. Bei Vollhub-Betrieb und auslassventilferner Einleitung wurde im Brennraum keine Sekundärluft detektiert, was mit dem am Motor für die thermodynamischen Untersuchungen gemessenen, in Abbildung 65 dargestellten waagerechten  $\text{NO}_x$ -Verlauf korrespondiert.

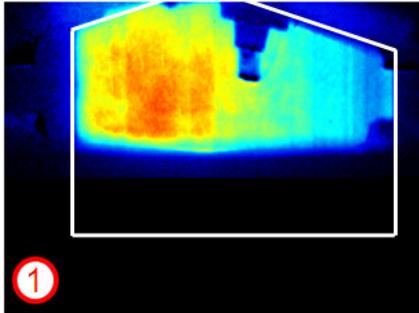
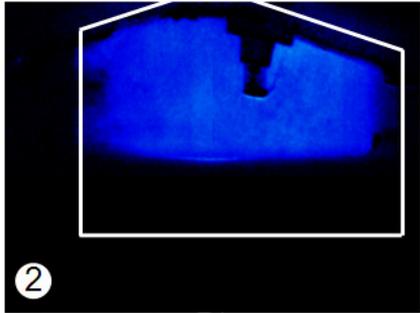
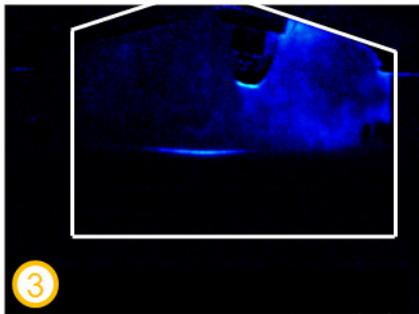
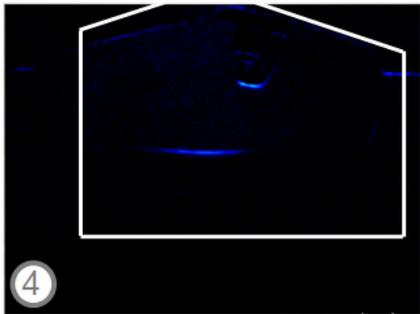
Zeitpunkt 390 °KW	SL-Einleitung im Zylinderkopf	SL-Einleitung im Abgasrohr
Teilhub-Betrieb: Spreizungen emissionsoptimal VSE/VSA=115/60	 1	 2
Vollhub-Betrieb: Spreizungen klassisch VSE/VSA=110/110	 3	 4

Abbildung 66: Einfluss des Sekundärlufteinleiteortes auf die in den Brennraum strömende Sekundärluftmenge

Zur Minimierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen ist daher im Teilhub-Betrieb mit emissionsoptimierter Spreizungskombination eine auslassventilferne Sekundärlufteinleitung erforderlich. Die Einleitestelle sollte im Idealfall so weit vom Auslassventil entfernt sein, dass gerade keine Sekundärluft – sondern ausschließlich Abgas – in den Brennraum zurückgeführt wird. Im Vollhub-Betrieb mit konventioneller Spreizungskombination zeigt der Einleiteort aufgrund der geringen in den Brennraum rückströmenden Gasmassen kaum einen Einfluss auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen.

Im Folgenden soll der Einfluss des Sekundärlufteinleiteortes auf die Abgasnachreaktion mit der Sekundärluft – und damit auf HC-Emissionen und Abgastemperatur – erläutert werden. Die in Abbildung 65 gezeigten Messwerte bzgl. HC-Emission, Abgastemperatur und -enthalpie bestätigen die Ergebnisse bisheriger Literaturbeiträge [37], [85], [86], die an konventionellen Motoren ohne Ventiltriebsvariabilität zum Einfluss des Sekundärlufteinleiteortes erarbeitet wurden. Für den Vollhub-Betrieb mit klassischen Ventilsteuerzeiten ist demnach eine auslassventilnahe Sekundärlufteinleitung notwendig, um bei moderaten Sekundärluftmassenströmen und den daraus resultierenden Abgasluftverhältnissen eine ausreichende Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft und damit möglichst niedrige HC-Emissionen erzielen zu können. Die Erklärung für dieses Verhalten liefern die Auslasskanalendoskopie-Aufnahmen der Nachreaktion des ausströmenden Abgases zum Zeitpunkt  $10^\circ\text{KW}$  nach Öffnen der Auslassventile (Nachreaktion des Auslassstoßes). Das linke Bild in Abbildung 67 zeigt die intensive Abgasnachreaktion im Auslasskanal bei auslassventilnaher Sekundärlufteinleitung im

Zylinderkopf, das rechte Bild stellt die deutlich intensitätsschwächere Nachreaktion im Auslasskanal bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung dar. Die Verschlechterung der Nachreaktion ist auf den Mangel an Sekundärluft im Auslasskanal, insbesondere im heißen Bereich nahe am Auslassventil, bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung im konventionellen Vollhub-Betrieb zurückzuführen.

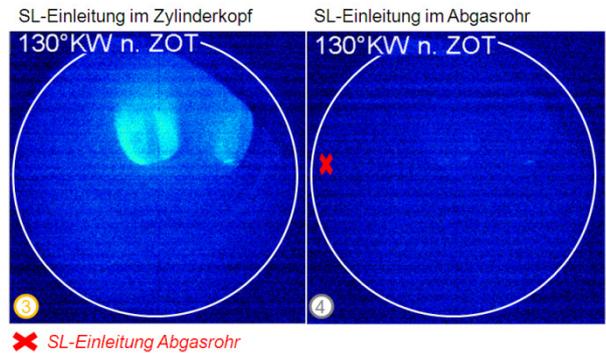


Abbildung 67: Nachreaktion des ausströmenden Abgases im Auslasskanal bei Vollhub-Betrieb mit klassischen Spreizungen (VSE/VSA=110/110)

Abbildung 68 zeigt vergleichend für beide Sekundärlufteinleiteorte die mittels schneller FID-Messtechnik gewonnenen kurbelwinkelaufgelösten HC-Emissionsverläufe (Erläuterung des FFID HC-Verlaufes siehe Kap.5.1) im konventionellen Betrieb.

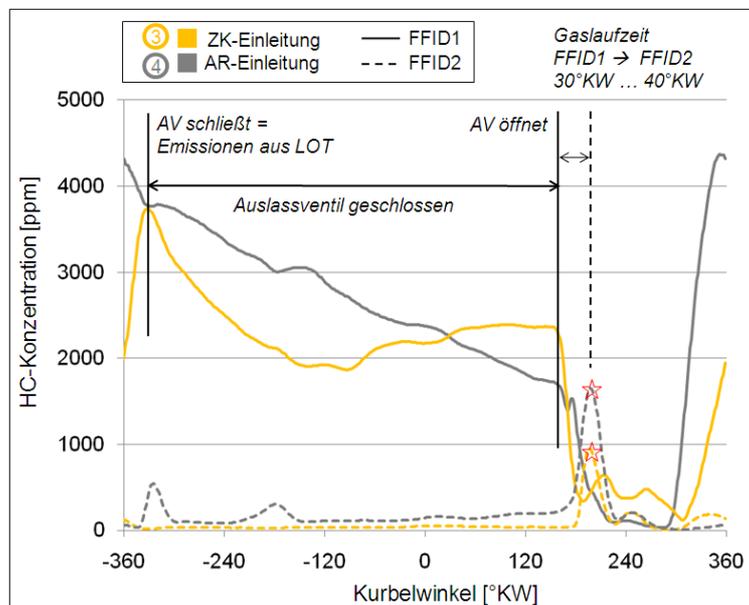


Abbildung 68: HC-Konzentrationsverläufe im Vollhub-Betrieb mit VSE/VSA = 110/110 für beide Sekundärluft-Einleiteorte

Die durchgezogenen Linien zeigen die HC-Konzentrationsverläufe im Abgas bei zylinderkopfnahe Abgasentnahme (FFID1), die strichlierten Linien entsprechen den HC-Konzentrationsverläufen im Abgas bei Entnahme der Abgasprobe am Ende des Abgasrohres (FFID2, geometrische Randbedingungen siehe Kap. 4.1).

Die dargestellten HC-Emissionsverläufe zeigen, dass die intensitätsschwächere Nachreaktion des Auslassstoßes im Auslasskanal bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung ④ in einer um bis zu Faktor zwei höheren HC-Konzentration im Abgas am Ende des Abgasrohres resultiert (Markierung durch rote Sterne). Die Ursache für das raschere erneute Ansteigen der HC-Emissionen (FFID1) zwischen 300°KW und 360°KW bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung wird im Folgenden am Beispiel des Teilhub-Betriebs noch erläutert.

Bei Anwendung der optimierten Ventilsteuerzeiten im Teilhub-Betrieb hat der Sekundärlufteinleiteort nur einen sehr geringen Einfluss auf die HC-Emissionen und die Abgastemperatur, wobei sich auch hier tendenziell ein Vorteil – wenn auch in deutlich geringerem Ausmaß – für die zylinderkopfnaher Sekundärlufteinleitung ergibt ①. Im Folgenden wird anhand der Untersuchungsergebnisse vom Transparentmotor sowie der mittels FFID-Messtechnik gewonnenen HC-Verläufe die Erklärung für die unerwartet positiven Ergebnisse bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung im Teilhub-Betrieb gegeben.

Abbildung 69 zeigt die Nachreaktion des Auslassstoßes in Auslasskanal und Abgasrohr. Die zwei linken Bildsequenzen stellen die optischen Untersuchungsergebnisse bei auslassventilnaher Sekundärlufteinleitung im Zylinderkopf dar, die beiden rechten die Ergebnisse bei auslassventilferner Einleitung der Sekundärluft im Abgasrohr. Unabhängig vom Einleiteort der Sekundärluft kommt es unmittelbar nach dem Öffnen der Auslassventile (180°KW) bereits im Bereich der Auslassventilteller zur Nachreaktion des ausströmenden Abgases mit der Sekundärluft. Im Anschluss daran ist im Auslasskanal sowohl bei auslassventilnaher als auch bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung eine intensive Nachreaktion des Abgases erkennbar. Dadurch ist der Nachweis erbracht, dass der Auslasskanal im Teilhub-Betrieb mit der gewählten Nockenwellenstellung (Auslass und Einlass auf „spät“) zum Zeitpunkt des Auslassventilöffnens auch bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung mit frischer Sekundärluft gefüllt ist. Der Grund dafür ist das bereits erläuterte Rückströmen der Gasmasse (Abgas und Sekundärluft) vom Auslasskanal in den Brennraum nach dem Ladungswechsel-OT. Dadurch wird die auslassventilfern eingeleitete Sekundärluft in Richtung Brennraum gesaugt und dort den Auslassventilen für die Nachreaktion des Auslassstoßes im nachfolgenden Arbeitszyklus vorgelagert. Auffallend ist in dem konkreten Fall auch, dass die Abgasnachreaktion bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung in einem der beiden siamesischen Auslasskanäle früher startet. Dies ist eine Folge der inhomogenen Verteilung der Sekundärluft im Auslasskanal, was auf die einseitige Einleitung der Sekundärluft im Abgasrohr zurückzuführen ist. Eine zwei- oder mehrseitige Einleitung schafft dabei Abhilfe.

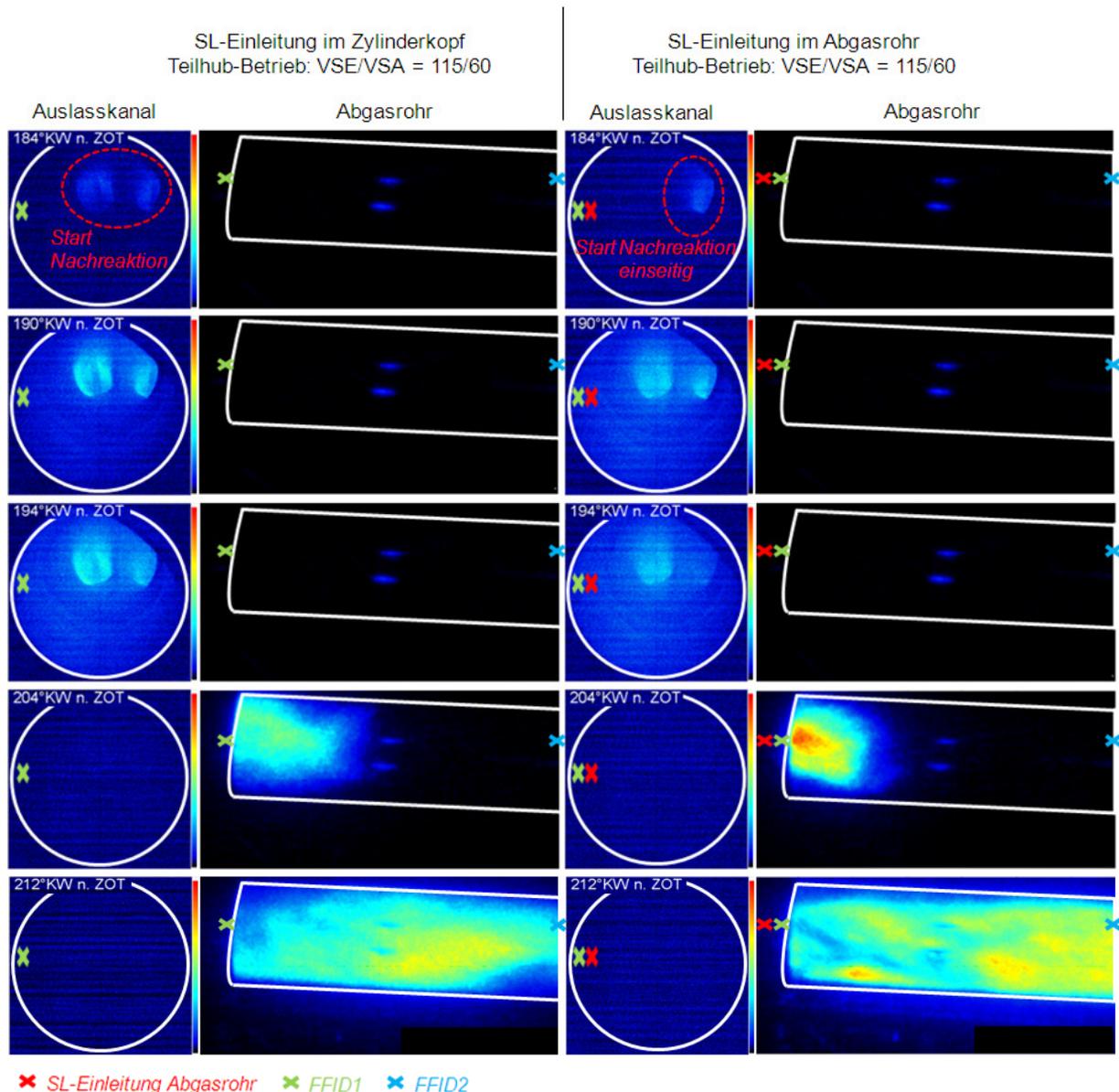


Abbildung 69: Nachreaktion des mit dem Auslassstoß ausströmenden Abgases bei auslassventilnaher vs. auslassventilferner Einleitung der Sekundärluft

In Abbildung 70 sind für beide Einblaseorte die Verläufe der HC-Konzentration im Abgas bei Abgasentnahme an Anfang und Ende des Abgasrohres dargestellt. Im Gegensatz zum Vollhub-Betrieb werden im untersuchten Teilhub-Kathezpunkt die mit dem Auslassstoß emittierten HC-Emissionen unabhängig vom Einblaseort bis zur Abgasentnahmestelle am Ende des Abgasrohres (FFID2) auf ein identisches Niveau oxidiert (Markierung durch grünen Stern). Der Einblaseort hat somit im gewählten Teilhub-Kathezpunkt keinen Einfluss auf die Nachreaktion des Auslassstoßes.

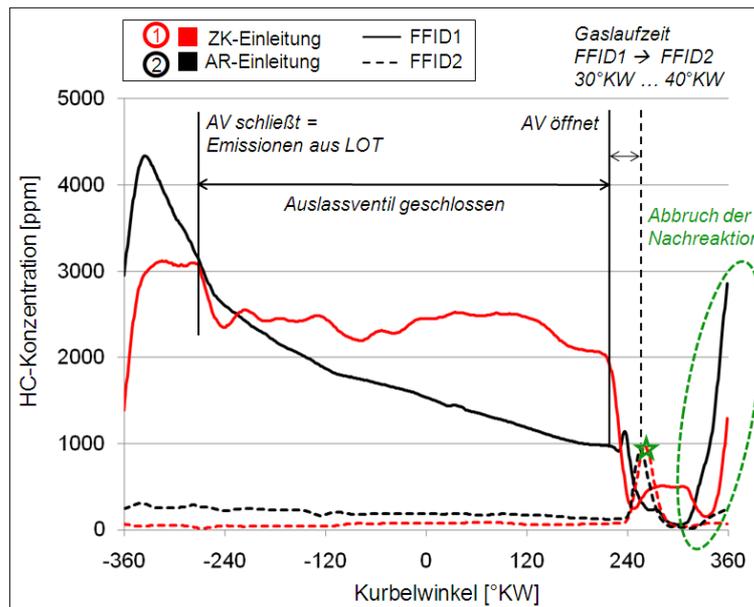


Abbildung 70: HC-Konzentrationsverläufe im Teilhub-Betrieb mit VSE/VSA = 115/60 für beide Sekundärluft-Einleiteorte

Das Rückströmen von Sekundärluft nach dem Ladungswechsel-OT führt damit bei auslassventilnaher Sekundärlufteinleitung zwar zu einer unerwünschten Zunahme der  $\text{NO}_x$ -Emissionen, gleichzeitig birgt es aber auch das Potenzial zu einer nahezu HC-emissionsneutralen Verlegung des Sekundärlufteinleiteortes in auslassventilfernere Positionen. Dieses Potenzial kann und soll unabhängig von der Ventilhubstrategie sowohl bei Vollhub- als auch bei Teilhub-Betrieb genutzt werden. Abhängig von der Intensität des Rückströmens muss somit der Sekundärlufteinleiteort festgelegt werden. Höhere Intensitäten erfordern unter dem Aspekt der  $\text{NO}_x$ -Minimierung auslassventilfernere Einleiteorte, gleichzeitig werden auslassventilfernere Einleiteorte unter dem Aspekt der HC-Minimierung durch starkes Rückströmen von Sekundärluft erst ermöglicht. Da im Teilhub-Betrieb – wie in Kap. 6.2.2 bereits erläutert – die Spreizungskombination mit dem höchsten  $\text{NO}_x$ -Reduktionspotenzial (VSE/VSA=115/60) auch das intensivste Rückströmen von Sekundärluft zeigt, ist der Teilhub-Betrieb prädestiniert für die auslassventilferne Krümmereinblasung.

Ungeachtet dessen führt das aus der saugmotorspezifischen Abgasdynamik (detaillierte Erläuterung dazu siehe Kap.6.3.3) resultierende Rückströmen von Sekundärluft kurz nach dem Öffnen der Auslassventile (Phase des „1. Rückströmens“) allerdings im Falle der auslassventilnahen Sekundärlufteinleitung zu einem späterem Abbruch der Abgasnachreaktion mit der Sekundärluft und damit auch zu einem späteren Anstieg der HC-Emissionen während des Ausschleibevorgangs (grüne Ellipse in Abbildung 70). Dieses spätere Erlöschen der Nachreaktionsflamme stellt auch die Ursache für die im Vergleich zur auslassventilfernen Sekundärlufteinleitung etwas geringeren HC-Emission dar. In Abbildung 71 sind die optischen Untersuchungsergebnisse dieser Phase des ersten

Rückströmens von Sekundärluft dargestellt. Bei ca. 225 °KW unterschreitet – wie in Abbildung 60 gezeigt – der Gasdruck im Brennraum den Abgasdruck im Auslasskanal, wodurch es zur Umkehr der Abgasströmungsrichtung in der Abgasanlage kommt. Bei 232 °KW nZOT sind die Sekundärluftkanäle im Zylinderkopf bzw. die an das Abgasrohr angeschweißten Sekundärluftleitungen wieder abgasfrei und die in das Abgassystem einströmende Sekundärluft initiiert ein erneutes Anfachen der Abgasnachreaktion. Wie in Abbildung 62 in Spalte 1 und Spalte 2 gezeigt, gelangen im Falle der auslassventilnahen Sekundärlufteinleitung die wieder entfachte Nachreaktionsflamme sowie die eingeblasene Sekundärluft zwischen 245 °KW und 255 °KW in den Brennraum, wodurch die Abgasnachreaktion intensiviert wird. Bei auslassventilferner Sekundärlufteinleitung kann ebenfalls ein Rückströmen der Nachreaktionsflamme bis in den Auslasskanal beobachtet werden (Abbildung 71). Der Brennraum wird von der Flamme allerdings nicht erreicht.

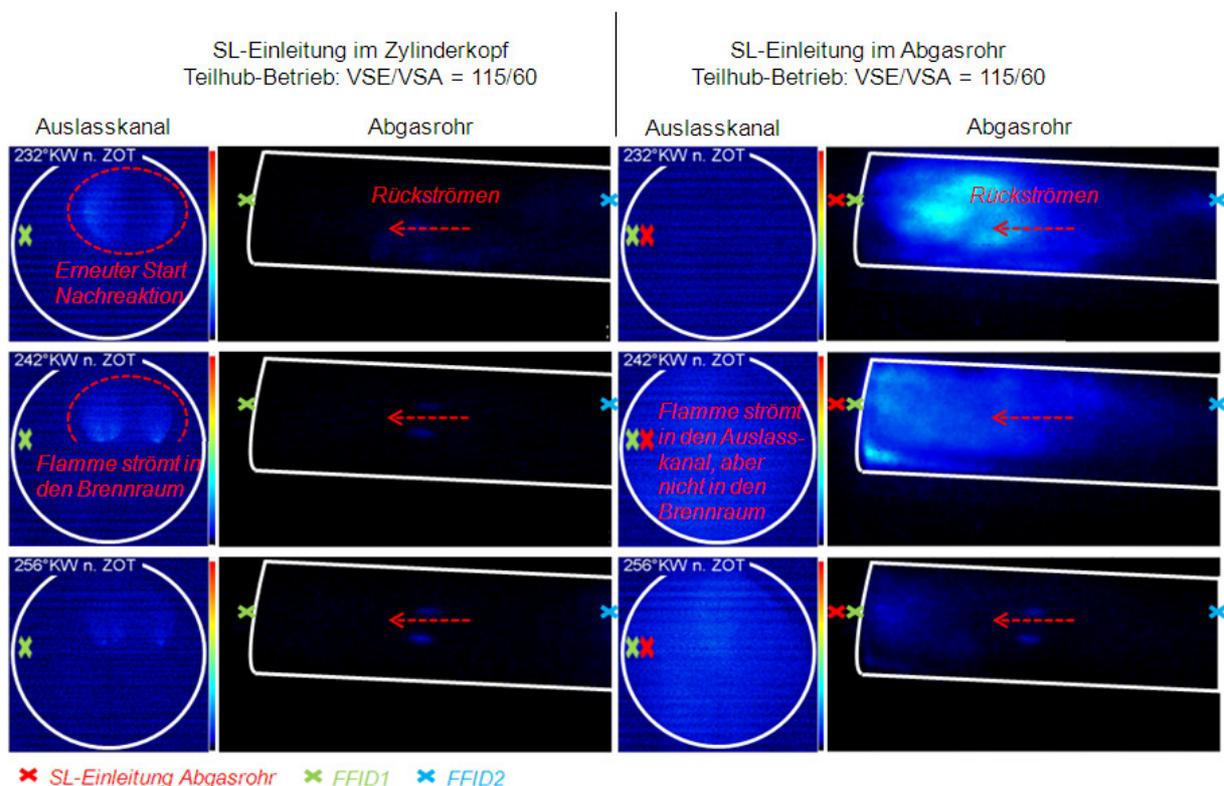


Abbildung 71: Phase des ersten Rückströmens bei auslassventilnaher und auslassventilferner Einleitung der Sekundärluft

Abbildung 72 zeigt die Ergebnisse der optischen Untersuchung der Ausschleibe- phase, welche sich im untersuchten Teilhub-Katheizpunkt bei 255 °KW an die Phase des ersten Rückströmens anschließt. Das Anfachen der Nachreaktion im Brennraum bei auslassventilnaher Sekundärlufteinleitung führt dazu, dass die Nachreaktion im Auslasskanal um 30 °KW bis 40 °KW länger erhalten bleibt. Die am Abgasrohranfang sitzende Abgasentnahmestelle FFID1 wird um diese 30 °KW bis 40 °KW später vom hinteren Ende der Nachreaktionsflamme erreicht, was sehr gut mit der zeitlichen Differenz zwischen den Anstiegen der HC-Konzentrationsverläufe von

auslassventilnaher und auslassventilferner Sekundärlufteinleitung in Abbildung 70 und Abbildung 68 korrespondiert.

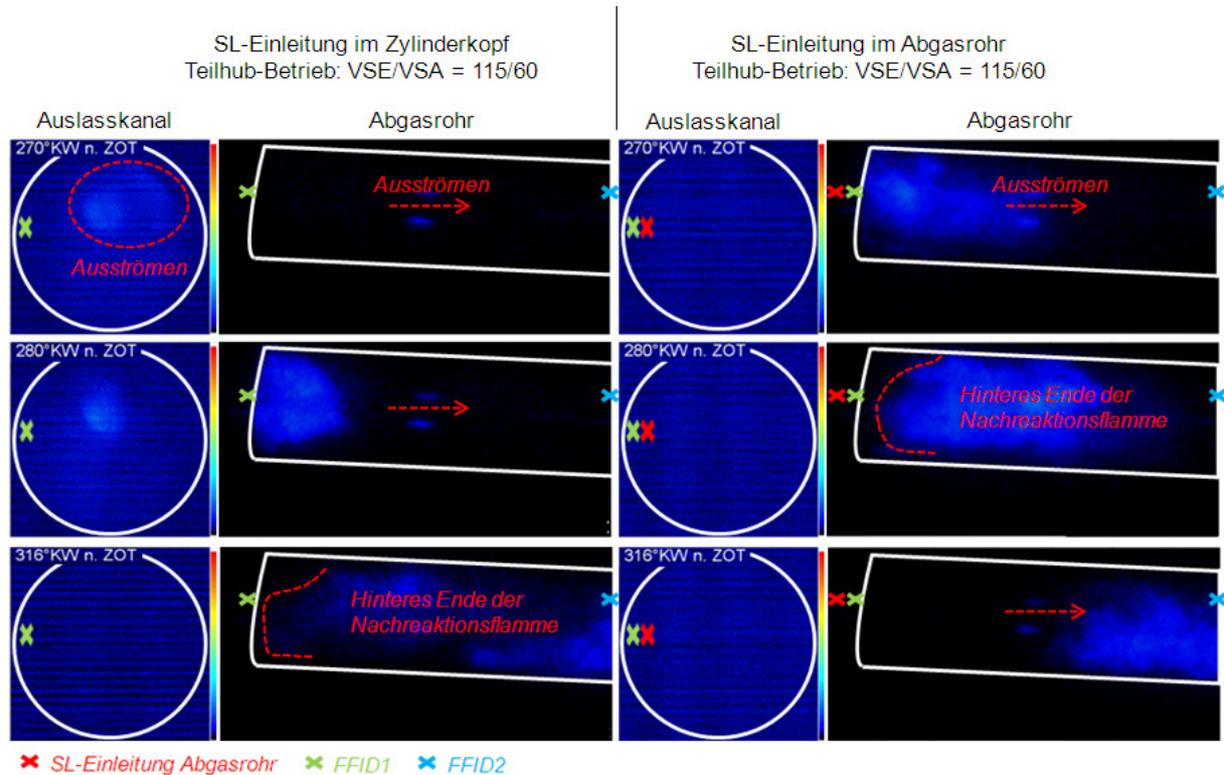


Abbildung 72: Ausschiebephase bei auslassventilnaher und auslassventilferner Einleitung der Sekundärluft

### 6.3.3 Einfluss der Ladungswechseldynamik

Um den Einfluss der turbomotorspezifischen Abgasdynamik auf Nachreaktion und Emissionen beurteilen zu können, wurden an der Geometrie der Saug- und Abgasrohranlage am Einzylindermotor Änderungen vorgenommen. Das Ziel dieser hardwareseitigen Änderungen war es, die Ladungswechseldynamik im stationären Katalysatorheizbetrieb kontrolliert und reproduzierbar an die Druckverhältnisse am abgasturboaufgeladenen Mehrzylindermotor anzupassen (Details dazu siehe Kap. 4.1.2).

Das mittlere Bild in Abbildung 73 zeigt für den abgasturboaufgeladenen Sechszylindermotor (Kap.4.1.4) den Zylinderdruckverlauf sowie die saug- und abgasseitigen Niederdruckverläufe in Sammler und Abgasrohr im emissionsoptimierten Katalysatorheizbetrieb (VSE/VSA=115/65). Die gegenüber dem Auslassstoß um 120°KW versetzten Abgasdruckspitzen sind eine Folge des Übersprechens der benachbarten Abgasbank aufgrund nicht vollständiger Trennung der Fluten. Die wesentlichen Unterschiede im Vergleich zur Ladungswechseldynamik am Saugmotor (Abbildung 60) sind die deutlich höhere, aus dem Auslassstoß resultierende Abgasdruckspitze sowie das Ausbleiben der Ausbildung

einer Unterdruckspitze im Brennraum gegenüber dem Druck im Auslasskanal kurz nach dem Öffnen der Auslassventile (d.h. das „erste Rückströmen“ findet nicht statt). Der Zylinderdruckverlauf folgt am abgasturboaufgeladenen Motor dem Abgasdruckverlauf nahezu abweichungsfrei. Auf die Ursachen für die Unterschiede in der Abgasdynamik von Saugmotoren und Motoren mit Abgasturboaufladung wird in Zinnert [41] im Detail eingegangen.

Wie sich dieses für den abgasturboaufgeladenen Motor charakteristische Verhalten auf die Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft und die daraus resultierenden HC-Emissionen auswirkt, soll in diesem Kapitel analysiert werden. Das unterste Bild in Abbildung 73 zeigt die an die Druckverhältnisse des abgasturboaufgeladenen Sechszylindermotors angepasste Ladungswechseldynamik vom Einzylindermotor. Auf die Nachbildung der am Sechszylindermotor beobachteten, um  $120^\circ\text{KW}$  gegenüber dem Auslassstoß versetzten Druckspitzen wurde verzichtet, da diese keinen Einfluss auf die Abgasnachreaktion erwarten lassen und bei gewünschter vollständiger Trennung der Fluten ohnehin nicht vorhanden wären.

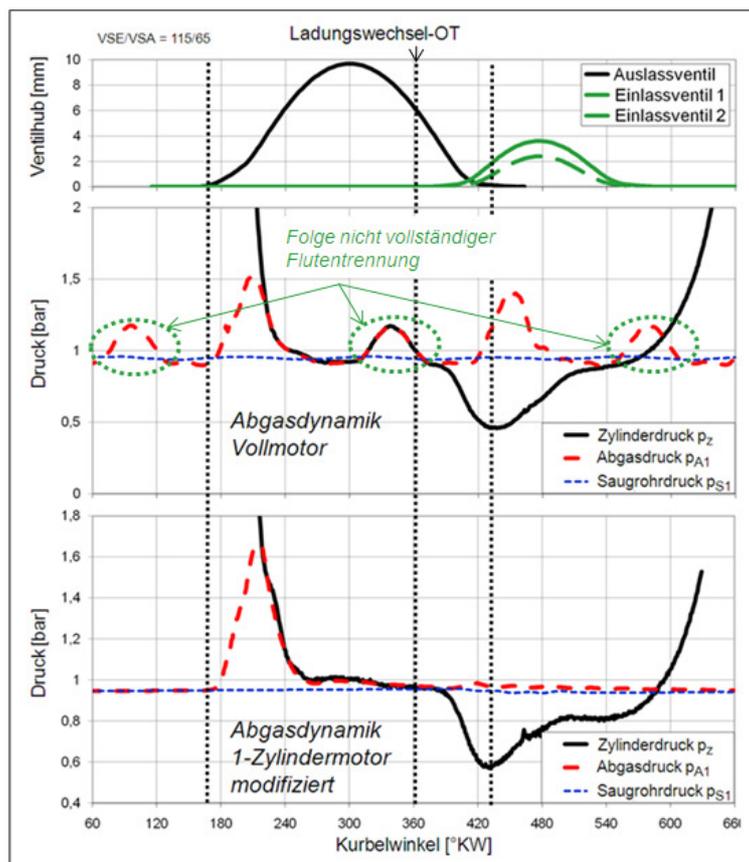


Abbildung 73: Anpassung der Ladungswechseldynamik vom 1-Zyl.-Motor an die Druckverhältnisse am aufgeladenen Sechszylindermotor

Abbildung 75 zeigt die Ergebnisse der optischen Analyse der Abgasnachreaktion mit der Sekundärluft bei Nachbildung der Turbomotor-charakteristischen Ladungs-

wechseldynamik am Einzylindermotor. Zur Verifizierung der aus der optischen Analyse gewonnenen Erkenntnisse sowie zur vergleichenden Quantifizierung der Güte der Nachreaktion sind in Abbildung 74 die zeitlich aufgelösten HC-Konzentrationsverläufe an Anfang und Ende des Abgasrohres dargestellt.

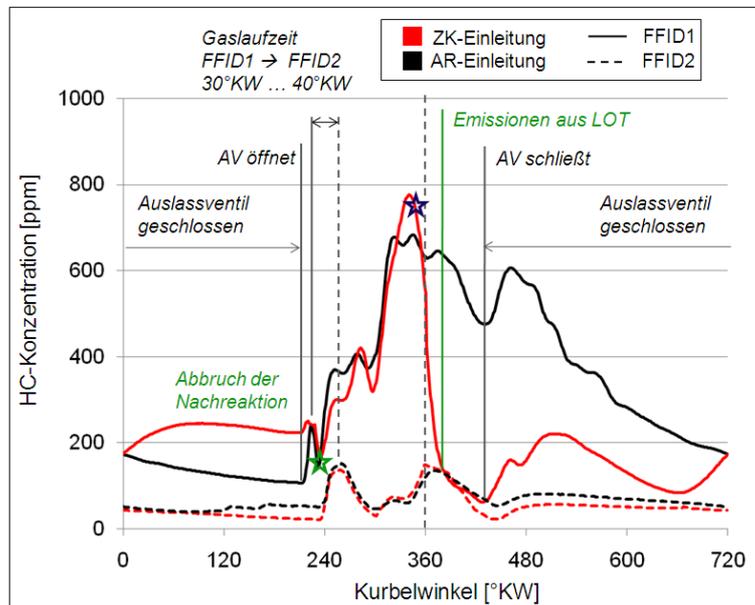


Abbildung 74: HC-Konzentrationsverläufe im Teilhub-Betrieb mit VSE/VSA = 115/65 und an die Druckverhältnisse des Turbomotors angepasstem Ladungswechsel

Durchgeführt wurden die Untersuchungen bei der emissionsoptimierten Spreizungskombination (VSE/VSA=115/65) für die beiden bereits im vorangegangenen Kapitel bewerteten Sekundärlufteinleiteorte in Zylinderkopf und Abgasrohr. Unabhängig vom Einleiteort der Sekundärluft startet die Abgasnachreaktion mit der Sekundärluft unmittelbar nach dem Öffnen der Auslassventile im Bereich der Auslassventilteller (Abbildung 75). Ca. 20°KW bis 30°KW später ist die Nachreaktion aufgrund des Fehlens von unverbrauchtem Sauerstoff im Auslasskanal analog zu den Ergebnissen bei saugmotorspezifischem Ladungswechsel wieder erloschen. Dieses Erlöschen der Nachreaktionsflamme ist auch deutlich am Anstieg der HC-Konzentration an der Messstelle FFID1 zu erkennen (Markierung mittels grünem Stern). Die optischen Aufnahmen bei 196°KW und 220°KW zeigen, wie die im Auslasskanal initiierte Nachreaktionsflamme durch das Abgasrohr wandert. Kurz vor dem Ladungswechsel-OT (320°KW, linke Bildsequenz) ist bei auslassventilnaher Einleitung der Sekundärluft ein erneuter Start der Abgasnachreaktion im Auslasskanal zu erkennen. Dieses erneute Anfachen der Nachreaktion findet zu einem deutlich späteren Zeitpunkt als an Motoren mit saugmotorspezifischer Ladungswechseldynamik statt. Als Ursache dafür kann die deutlich höhere, aus dem Auslassstoß resultierende Abgasdruckspitze genannt werden. Diese führt dazu, dass nach dem Öffnen der Auslassventile – während der Phase, in der der Abgasdruck den Sekundärluftdruck übersteigt – mehr Abgas weiter in das Sekundärluftsystem geschoben wird. Dadurch erhöht sich nach dem Abklingen des Abgasüberdrucks die

Zeitdauer, bis das Sekundärluftsystem wieder abgasfrei ist und Sekundärluft an der Einleitestelle in den Abgastrakt einströmt.

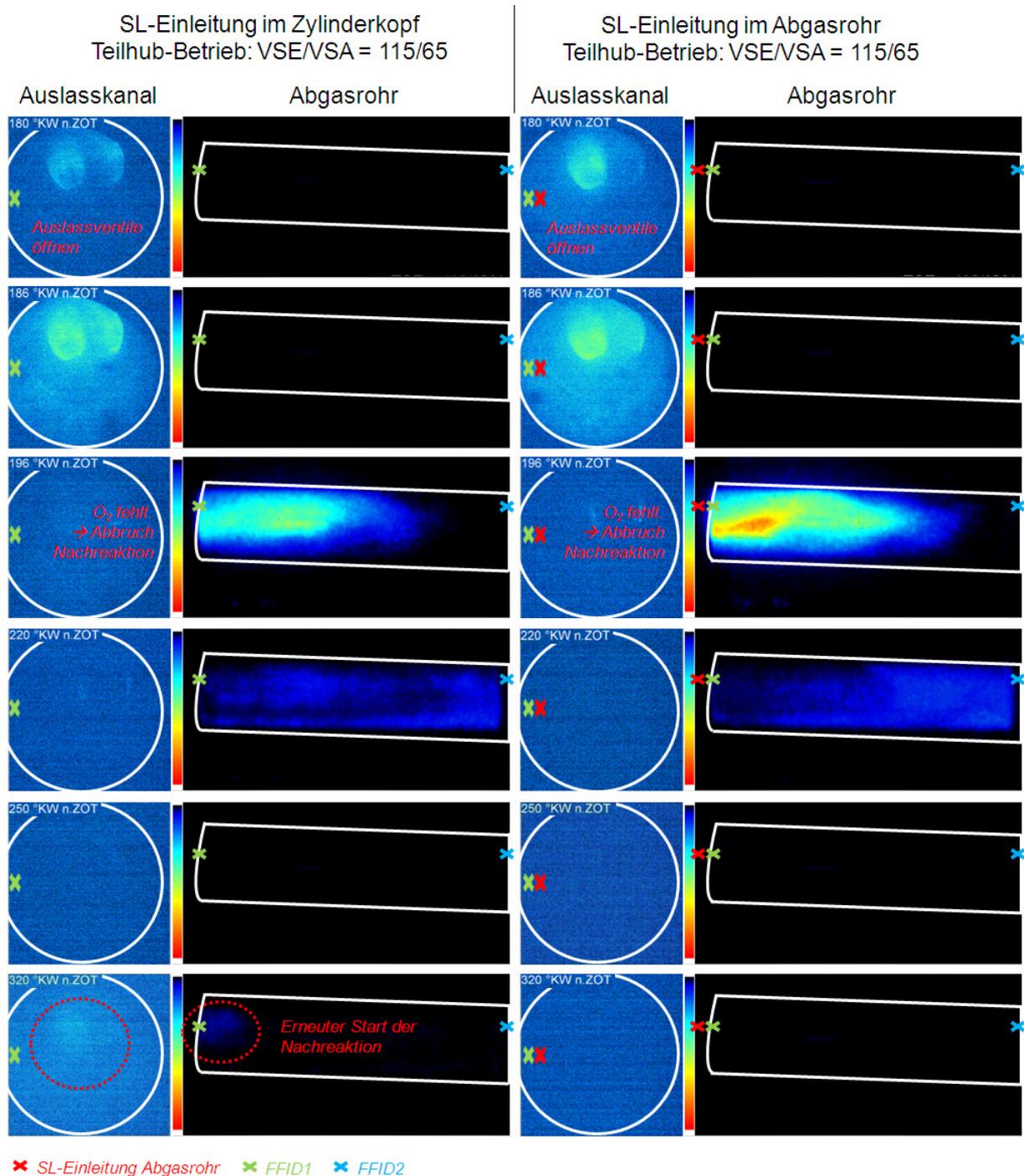


Abbildung 75: Optische Analyse der Abgasnachreaktion bei Nachbildung der Turbomotor-characteristischen Ladungswechseldynamik

Dieses optisch nachgewiesene erneute Anfachen der Nachreaktion gegen Ende des Ausschietakts im Falle der auslassventilnahen Sekundärlufteinleitung (letzte Bildzeile in Abbildung 75) ist auch die Ursache für den starken Abfall der HC-Konzentration an der Messstelle FFID1 (Detektion zwischen 350 °KW und 380 °KW, Markierung mittels blauem Stern). Aufgrund des sehr geringen Abgasmassenstromes

kurz vor dem Ladungswechsel-OT hat diese Konzentrationsabnahme nahezu keinen Einfluss auf den Verlauf der HC-Konzentration am Ende des Abgasrohres an der Messstelle FFID2 und somit auch nicht auf die emittierten HC-Emissionen.

Mittels optischer Analysetechnik konnte somit nachgewiesen werden, dass bei abgasturboaufgeladenen Motoren während des Ausschietbetakts auch bei auslassventilnaher Sekundärlufteinleitung weder nachreagierendes Abgas noch Sekundärluft aus dem Auslasskanal in den Brennraum zurückströmt (Entfall „1. Rückströmen“). Dieses Rückströmen in den Brennraum bei Motoren mit saugmotortypischer Ladungswechseldynamik intensiviert – wie in Kap.6.3.2 beschrieben – bei auslassventilnaher Sekundärlufteinleitung die Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft, wodurch ein HC-Vorteil für die auslassventilnahe Sekundärlufteinleitung entsteht. Bei abgasturboaufgeladenen Motoren findet während des Ausschietbetakts kein Rückströmen von Gas aus dem Auslasskanal in den Brennraum statt, der HC-Vorteil der auslassventilnahen Sekundärlufteinleitung geht dadurch verloren. Bestätigt wird dieses Erkenntnis durch nahezu identische HC-Konzentrationsverläufe während des Ausschietbetakts sowohl an der Messstelle FFID1 als auch an der Messstelle FFID2 bei beiden Sekundärlufteinleiteorten.

#### 6.3.4 Einfluss des Sekundärlufteinblasedrucks

Um den Einfluss des Einblasedrucks der eingeleiteten Sekundärluft auf Nachreaktion und Emissionen beurteilen zu können, wurde die Sekundärluft wahlweise über drei Bohrungen im Abgasrohr eingeleitet, die beliebig kombiniert werden konnten (siehe Kap. 4.1.2). Die Kombination dieser Sekundärluft-Einleitebohrungen ermöglichte über die daraus resultierende Variation der Summen-Einblasequerschnittsfläche die Einleitung identischer Sekundärluftmassenströme bei unterschiedlichen Einblasedrücken. Eine Vergrößerung der Einblasequerschnittsfläche hat bei konstantem Sekundärluftmassenstrom zwangsläufig eine Absenkung des Einblasedruckes zur Folge. Auf diese Weise konnte der Einfluss des Einblasedrucks der eingeleiteten Sekundärluft auf Nachreaktion und Emissionen beurteilt werden. Ein eventuell vorhandener Quereinfluss der Anzahl der Einleitestellen aufgrund unterschiedlicher Bedingungen bzgl. Sekundärluftverteilung und -mischung mit dem Abgas im Abgasrohr bei Erhöhung der am Umfang des Abgasrohres verteilten Einleitestellen findet bei dieser Vorgehensweise keine Berücksichtigung. Die im Zuge dieser Arbeit gewonnenen Ergebnisse lassen allerdings die Annahme zu, dass die Anzahl der Einleitestellen eher von untergeordneter Bedeutung bzgl. Nachreaktion und Emissionen ist. In Abbildung 70 wird gezeigt, dass selbst eine sehr stark inhomogene Verteilung der Sekundärluft im Auslasskanal (Abbildung 69) kaum einen Einfluss auf die Nachreaktion des mit dem Auslassstoß ausgestoßenen Abgases und damit auf die emittierten HC-Emissionen darstellt.

Tabelle 9 zeigt die bei der Untersuchung des Einflusses des Sekundärluft-Einblasedrucks zugrundeliegenden Randbedingungen.

Kenngröße	Einheit	Wert
Motordrehzahl	[1/min]	1200
Indizierte spezifische Arbeit	[kJ/l]	0,25
Zündzeitpunkt	[°KW vor OT]	-25
Brennraumlambd	[-]	0,85
Abgaslambd	[-]	0,85 ... 1,3
Spreizung Einlass	[°KW]	115
Spreizung Auslass	[°KW]	65
Ventilhub	[mm]	3
Ort SL-Einblasung	[-]	Abgasrohr

Tabelle 9: Randbedingungen bei der Untersuchung des Einflusses des Sekundärluft-Einblasedrucks

In Abbildung 76 ist der Einfluss des Sekundärlufteinblasedrucks auf Nachreaktion, Emissionen und Abgastemperatur dargestellt.

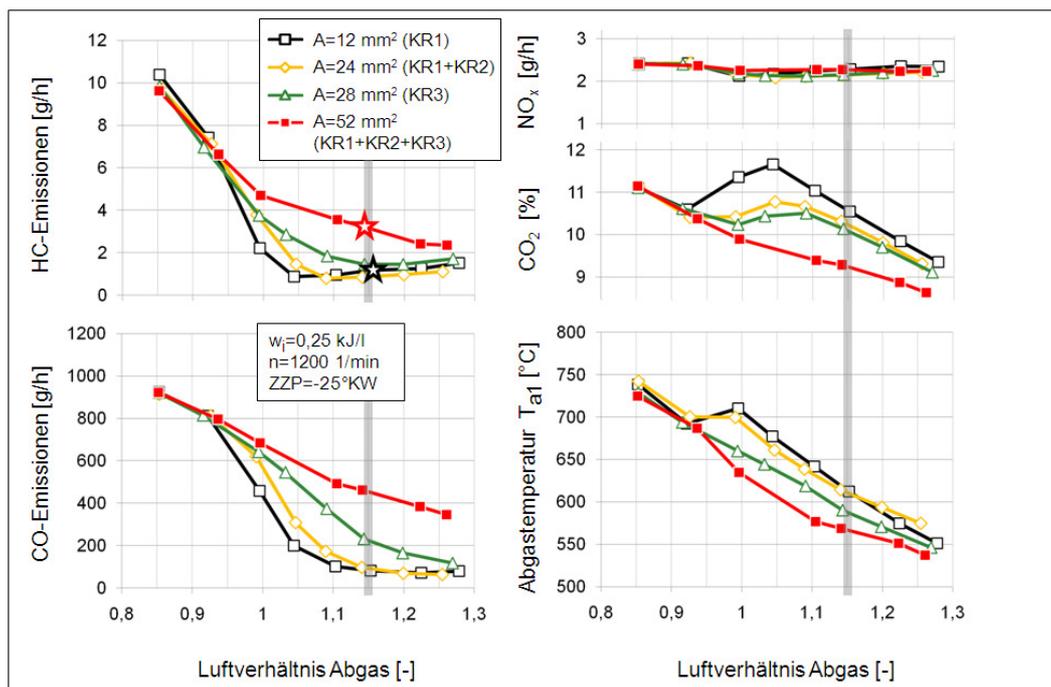


Abbildung 76: Einfluss des Sekundärluft-Einblasedrucks auf Nachreaktion, Emissionen und Abgastemperatur

Die schwarze Kurve zeigt die Ergebnisse bei Einleitung der Sekundärluft über eine Einleitestelle im Abgasrohr mit einer Querschnittsfläche von  $12 \text{ mm}^2$ . Die Wahl dieser Einleitestelle hat im Vergleich zu den restlichen untersuchten Einleitestellen aufgrund der geringsten Summen-Einblasequerschnittsfläche den höchsten Einblasedruck zur Folge. Die Einleitung der Sekundärluft über die Einleitestellen mit  $52 \text{ mm}^2$  Summen-Querschnittsfläche (rote Kurve) resultiert aufgrund der größten Summen-

Einblasequerschnittsfläche im geringsten Einblasedruck. Niedrigere CO-Emissionen und erhöhte CO<sub>2</sub>-Emissionen bei Erhöhung des Einblasedrucks weisen auf eine deutlich verbesserte Nachreaktion hin. Auch der Einfluss auf die Abgastemperatur stützt diese Interpretation, die Abgastemperatur steigt bei Erhöhung des Einblasedrucks. Interessant ist, dass die Erhöhung des Einblasedrucks aufgrund der verbesserten Nachreaktion nicht nur zu einer Absenkung der HC-Emissionen führt, das HC-Minimum verschiebt sich auch hin zu niedrigeren Abgasluftverhältnissen. Höhere Einblasedrücke haben demnach auch eine Absenkung des Sekundärluftmassenstrombedarfes zur Folge, was insbesondere bei Motoren mit größerem Hubraum Entspannung in Bezug auf die resultierenden erhöhten benötigten Sekundärluftmassenströme bringt. Auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen hat der Einblasedruck erwartungsgemäß keinen Einfluss, da die Nachreaktion des Abgases mit der Sekundärluft unter der Stickoxidbildungstemperatur abläuft. Eine Verbesserung/Verschlechterung der Nachreaktionsintensität hat damit ebenfalls keinen Einfluss auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen.

Um die in Abbildung 76 dargestellten Ergebnisse besser verstehen zu können, ist eine örtlich und zeitlich auflösende Analyse der Nachreaktion in Auslasskanal und Abgasrohr erforderlich. Mittels der im Abgassystem eingesetzten optischen Messtechnik kann allerdings lediglich das Auftreten der Abgasnachreaktion mit der eingeblasenen Sekundärluft erfasst werden. Um das Einströmen von Sekundärluft in das Abgassystem unabhängig vom Auftreten einer Nachreaktion nachweisen zu können, war die Erfassung und Auswertung der kurbelwinkelaufgelösten HC-Konzentration im Abgas notwendig. Der Vergleich der HC-Konzentrationsverläufe mit und ohne Sekundärlufteinblasung ermöglicht die Detektion von Kurbelwinkelbereichen, während derer keine Sekundärluft eingeblasen wird.

In Abbildung 77 sind für die unterschiedlichen Einblasedrücke die Verläufe der HC-Konzentration im Abgas bei Abgasentnahme am Anfang des Abgasrohres (FFID1) dargestellt. Die grau strichlierte Linie zeigt die HC-Konzentration im Abgas, wenn die Sekundärlufteinblasung deaktiviert wird. Deckt sich diese Linie mit den HC-Verläufen trotz Aktivierung der Sekundärlufteinleitung, dann wird zum betrachteten Zeitpunkt keine Sekundärluft eingeblasen. Als Beispiel kann der Kurbelwinkelbereich nach dem Passieren des Abgas-Auslassstoßes an der Sekundärlufteinleitestelle angeführt werden, da wie in Kap. 6.3.1 bereits erwähnt, durch den Auslassstoß Abgas in die Sekundärluftkanäle geschoben wird.

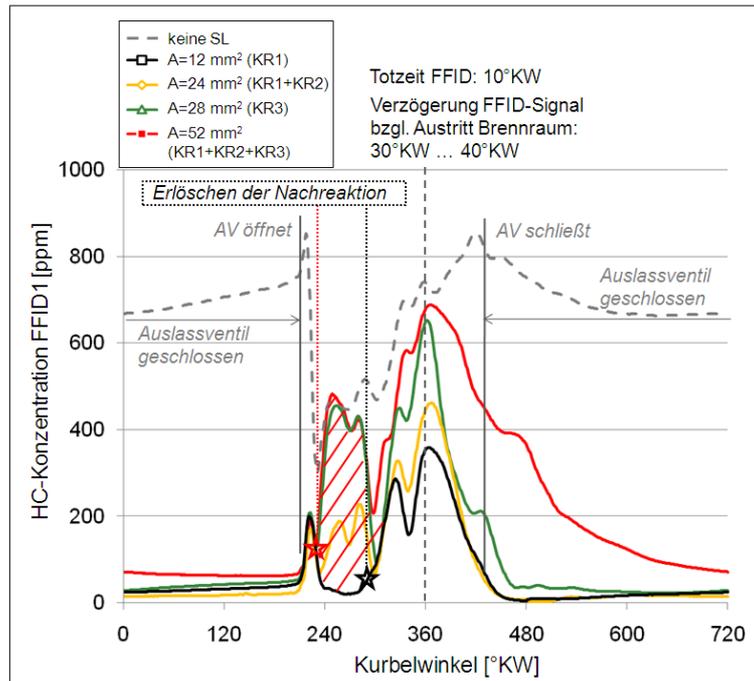


Abbildung 77: HC-Konzentration im Abgas an der Messtelle FFID1 bei unterschiedlichen Sekundärluft-Einblasedrücken ( $\lambda_{AG}=1,15$ )

In Abbildung 78 sind die Verläufe der HC-Konzentration im Abgas bei Entnahme der Abgasprobe am Ende des Abgasrohres dargestellt. Diese Verläufe zeigen, welche HC-Konzentration am Ende der Nachreaktionsstrecke im Abgas verbleibt und sind somit ein Maß für die Güte der Nachreaktion.

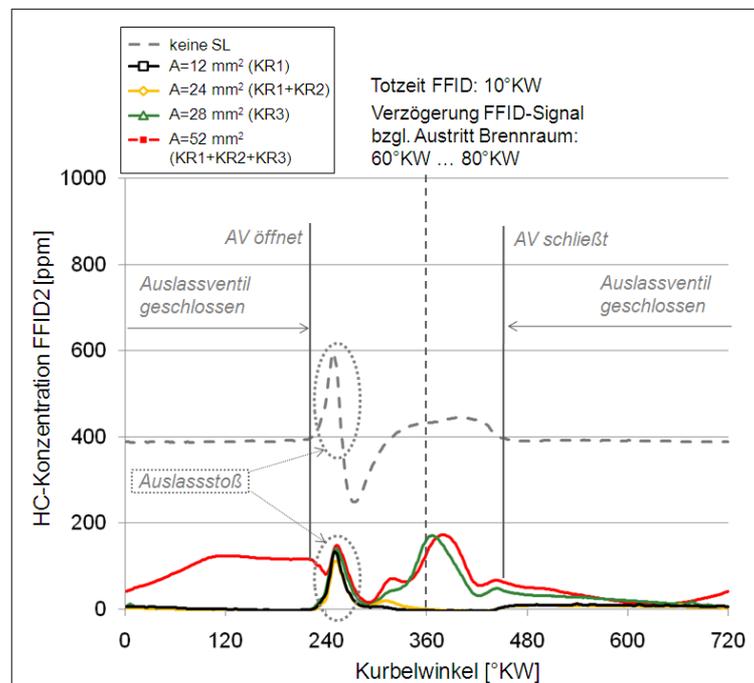


Abbildung 78: HC-Konzentration im Abgas an der Messtelle FFID2 bei unterschiedlichen Sekundärlufteinblasedrücken ( $\lambda_{AG}=1,15$ )

In Abbildung 79 sind die Ergebnisse der optischen Analyse der Nachreaktion im Abgasrohr bei Anwendung der Einblasedrücke bei  $A=52 \text{ mm}^2$  und  $A=12 \text{ mm}^2$  dargestellt. Unabhängig von der Querschnittsfläche der Einleitestelle und damit vom Sekundärlufteinblasedruck kann kurz nach dem Öffnen der Auslassventile eine intensive Nachreaktion des mit dem Auslassstoß ausgeschobenen Abgases beobachtet werden ( $200^\circ\text{KW}$ ). Das Abgas reagiert dabei mit der im Auslasskanal vorgelagerten Sekundärluft. Die Vorlagerung findet primär während des Ansaughubes bei niedrigem Abgasdruck im Abgassystem statt, aus einer Erhöhung des Einblasedruckes resultieren daher keine Vorteile. Bestätigt wird dieses Erkenntnis durch identische Verläufe der HC-Konzentration während der Phase des Auslassstoßes in Abbildung 77 und Abbildung 78.

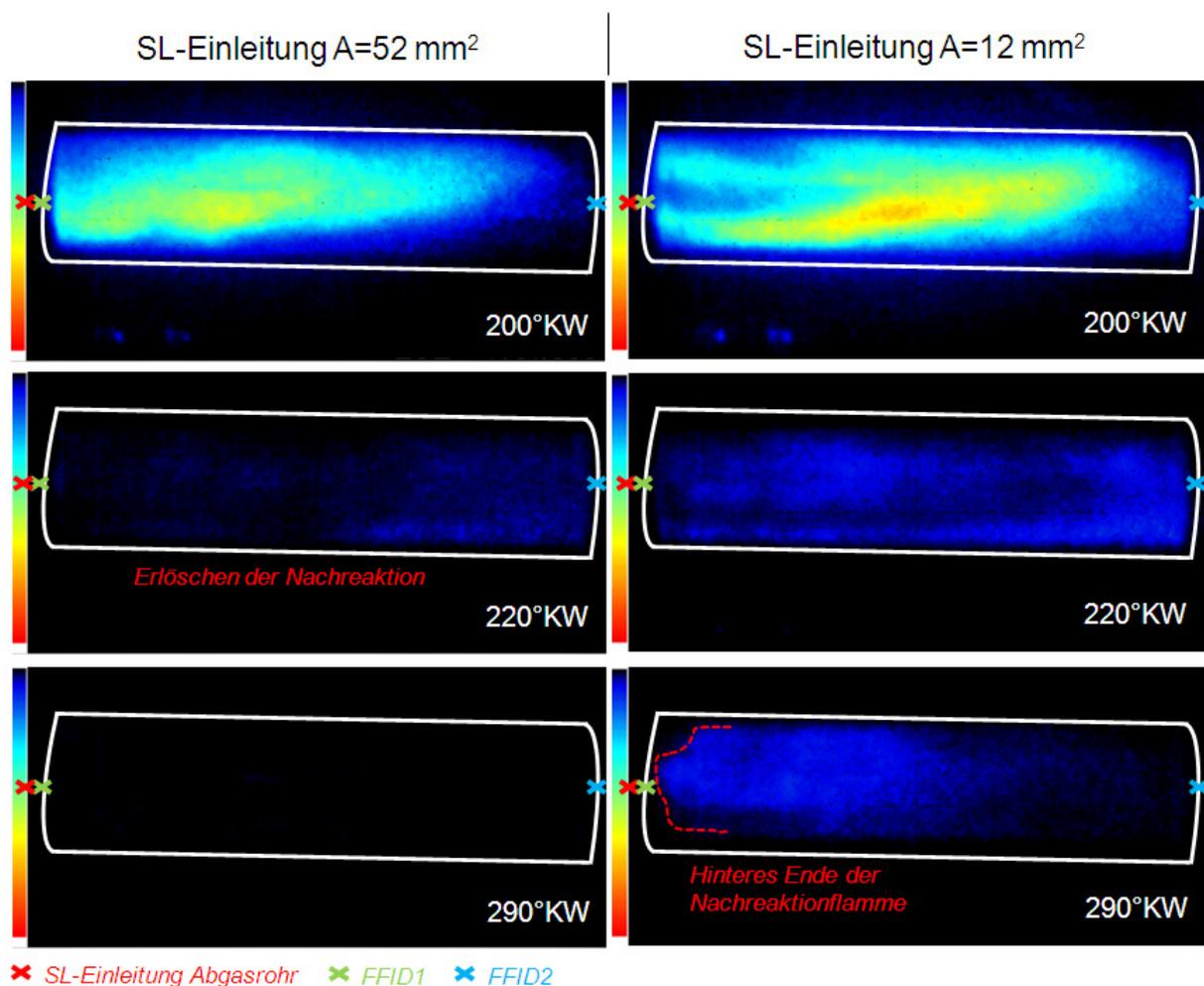


Abbildung 79: Optische Analyse der Nachreaktion im Abgasrohr bei zwei unterschiedlichen Einblasedrücken

Im Falle des Einblasedruckes bei  $A=52 \text{ mm}^2$  ist kurz danach bei  $220^\circ\text{KW}$  (in Abbildung 79) das Erlöschen der Nachreaktionsflamme zu erkennen. Die Ursache dafür kann anhand des Verlaufes der HC-Konzentration in Abbildung 77 erklärt werden. Unmittelbar nach dem Auslassstoß (Zeitpunkt markiert durch roten Stern) steigt die HC-Konzentration auf Werte an, die bei deaktivierter Sekundärlufteinblasung gemessen werden. Während eines Kurbelwinkelbereichs

von ca. 60°KW wird keine Sekundärluft eingeblasen, erst bei ca. 280°KW ist als Folge der Verdünnung des Abgases mit der nun wieder eingeblasenen Sekundärluft ein deutliches Abfallen der HC-Konzentration zu erkennen. Ein erneuter Start der Nachreaktion findet nicht statt. Als Ursache dafür wird eine zu niedrige Temperatur des ausgeschobenen Abgases zu diesem Zeitpunkt an der Einleitestelle vermutet.

Im Falle des Einblasedruckes bei  $A=12\text{ mm}^2$  kann man von einer nahezu kontinuierlichen Sekundärlufteinleitung ausgehen. Die optischen Ergebnisse belegen, dass die Nachreaktionsflamme im Abgasrohr selbst nach dem Passieren des Auslassstoßes an der Einleitestelle nicht erlischt. Als Voraussetzung dafür muss der Sekundärlufteinblasedruck über der durch den Auslassstoß verursachten Abgasdruckspitze liegen. Erst bei 290°KW ist ein Erlöschen der Flamme – wieder vermutlich aufgrund der zu niedrigen Temperatur des Abgases – erkennbar.

Die deutlich länger anhaltende Nachreaktion im Falle des Einblasedruckes bei  $A=12\text{ mm}^2$  hat während des Ausschiebetakts eine deutlich abgesenkte HC-Konzentration zur Folge. Erst bei ca. 290°KW macht sich das Erlöschen der Nachreaktionsflamme durch den steilen Anstieg der HC-Konzentration erkennbar (Abbildung 77: Markierung mittels schwarzem Stern). Der HC-Konzentrationsanstieg unmittelbar nach dem Auslassstoß aufgrund eines zu niedrigen Sekundärlufteinblasedrucks bei  $A=52\text{ mm}^2$  und des daraus resultierenden Fehlens von Sekundärluft an der Einleitestelle (rot schraffierter Bereich in Abbildung 77) hat am Ende der Nachreaktionsstrecke (Messstelle FFID2) im Anschluss an den ersten HC-Berg aufgrund des Auslassstoßes einen deutlichen erneuten Anstieg der HC-Konzentration zur Folge (Abbildung 78).

## 7. Validierung der Ergebnisse aus den Stationäruntersuchungen im instationären Katalysatorheizen nach Kaltstart am TVDI Motor

### 7.1 Vorgehensweise bei der Validierung

Die Validierung der Ergebnisse und Erkenntnisse aus den Untersuchungen bei stationärem zwangsgekühlten Katalysatorheizbetrieb erfolgte am TVDI Sechszylindermotor im Instationärversuch. Dazu wurde der in Kap.4.1.4 vorgestellte Versuchsträger im kalten Zustand mit dem Anlasser gestartet. Da die Startapplikation bzw. der Übergang in den Katalysatorheizbetrieb am untersuchten Versuchsträger noch nicht die endgültige Serienreife besaß, mussten Maßnahmen zur Erkennung von Verbrennungsaussetzern ergriffen werden. Dazu erfolgte die Aufzeichnung der Ansteuersignale aller sechs Injektoren. Diese ermöglichte in Kombination mit der Auswertung der Zylinderdruckverläufe eine zuverlässige Kontrolle des Startvorgangs sowie des anschließenden Übergangs in den Katalysatorheizbetrieb hinsichtlich Aussetzer und Verbrennungsstabilität.

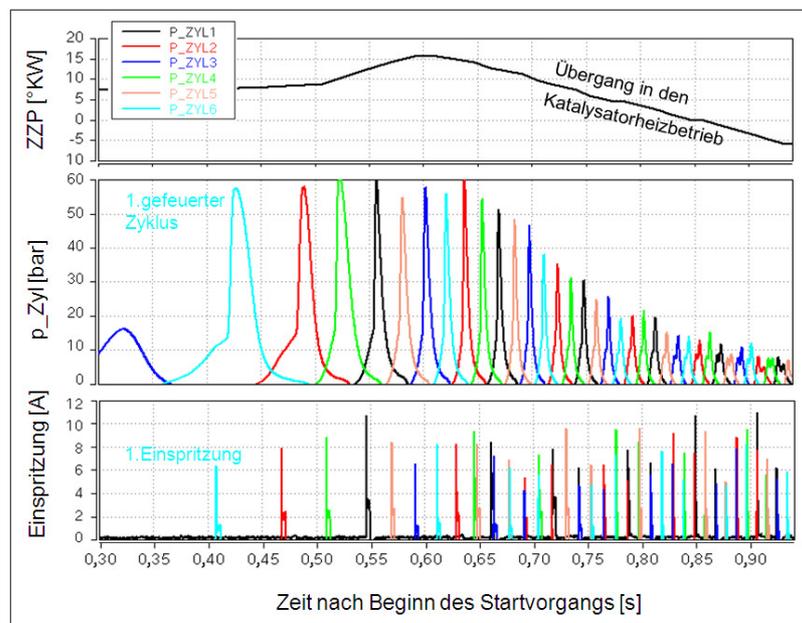


Abbildung 80: Auswertung der Injektoransteuerung zur Verbrennungsaussetzererkennung

In Abbildung 80 sind exemplarisch die Zylinderdruckverläufe aller sechs Zylinder sowie die Verläufe von Zündwinkel und Injektoransteuersignal für den Startvorgang sowie den anschließenden Übergang in den Katalysatorheizbetrieb dargestellt. Bis zur ersten Einspritzung in Zylinder 6 wird der Motor vom Anlasser geschleppt. Am Gasdruckverlauf in Zylinder 6 ist erkennbar, dass die mit der ersten Einspritzung in Zylinder 6 eingebrachte Kraftstoffmenge noch im selben Arbeitsspiel entzündet wird, woraus eine deutliche Zunahme des Spitzendrucks gegenüber dem Schleppbetrieb resultiert. Auch die folgenden Zyklen zeigen einen aussetzerfreien Motorbetrieb. Da im Versuchsbetrieb das Brennraumluftverhältnis bei aktivierter Sekundärluft-einblasung nicht oder nur unter sehr großem Aufwand durch den Einsatz spezieller

Messtechnik gemessen werden kann, erfolgte in einem ersten Schritt die Durchführung der Instationärmessungen bei deaktivierter Sekundärlufteinblasung. Dabei konnte das Luftverhältnis im Brennraum mittels Abgasanalyse ermittelt werden ( $\lambda_{BR} = \lambda_{AG}$ ). In den ersten Sekunden nach dem Start des Motors bis zum Erreichen der Betriebstemperatur der Lambdasonde ist die Lambdaeegelung inaktiv, aus diesem Grund wurde der Motor im Instationärtest vorgesteuert betrieben. Dazu wurden Drosselklappenstellung, Ventilhub und die einzuspritzende Kraftstoffmasse den zu validierenden Ergebnissen aus den Stationäruntersuchungen entnommen und konstant gehalten.

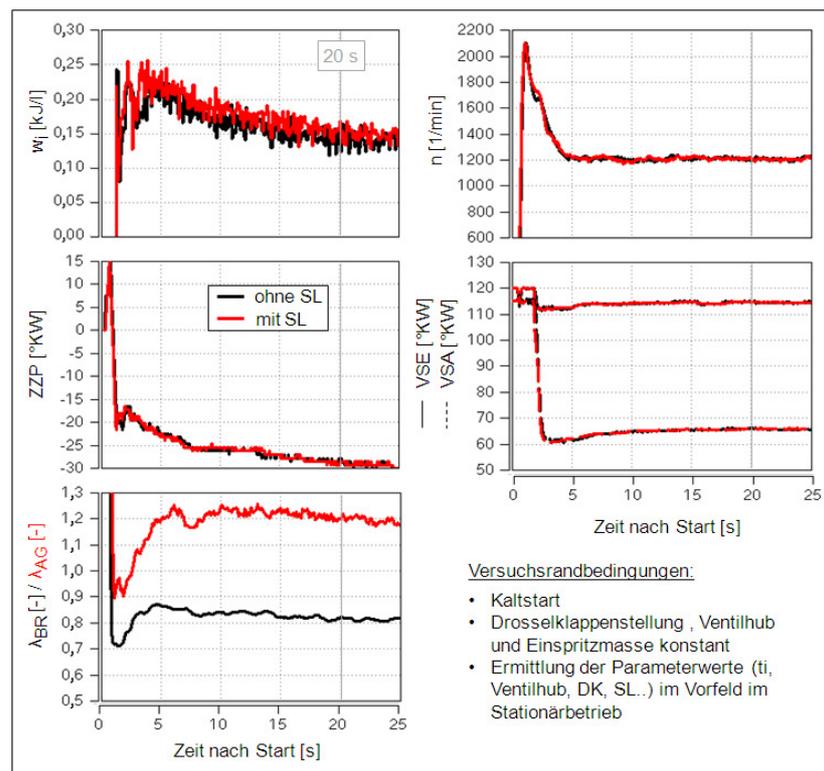


Abbildung 81: Vorgehensweise und exemplarische Versuchsrandbedingungen im Instationärtest zur Validierung der Ergebnisse aus den Stationäruntersuchungen

In Abbildung 81 sind die zeitlichen Verläufe der den Katalysatorheizbetriebspunkt beschreibenden Größen aus dem Instationärtest dargestellt. Der Motor wird im Katalysatorheizen lastfrei betreiben, d.h. an der Kurbelwelle wird keine Nutzleistung abgenommen. Auch die Prüfstandsbremse wurde für diese Untersuchungen vom Motor abgekoppelt. Die Reibarbeit des Motors (inklusive angeschlossener Nebenaggregate) entspricht somit der indizierten Arbeit. Die nach dem Start des Motors abfallende indizierte Arbeit kann über die abnehmende Reibung aufgrund zunehmender Motoröltemperatur und Schmierung erklärt werden. Die im stationären Katalysatorheizbetrieb optimierten Werte für Drosselklappenstellung, Ventilhub und Einspritzmasse wurden im Instationärtest konstant gehalten. Dies führte beim Start des Motors aufgrund des frühen Zündzeitpunktes zu einem Drehmomentüberschuss und damit verbunden zu einem starken Drehzahlüberschwinger. Die Motorsteuerung

reagierte auf diesen Drehmomentüberschuss durch rasches Zurückziehen des Zündwinkels, auch im Katalysatorheizbetrieb wurde die Abnahme des Motorreibmoments bei Beibehaltung der Zylinderfüllung durch ein Zurückziehen des Zündwinkels kompensiert. D.h., der Zündwinkel konnte nicht konstant gehalten werden, aber der zeitliche Zündwinkelverlauf über der Zeit ist für alle Messungen gleich. Erst nach erfolgreicher und reproduzierbarer Durchführung der Instationärmessung ohne Sekundärluft wurde die Sekundärlufteinblasung aktiviert und der für die Erzielung des gewünschten Abgasluftverhältnisses notwendige Sekundärluftmassenstrom ermittelt. Die während des eigentlichen Startvorganges sowie während der ersten 20 Sekunden im Katalysatorheizbetrieb erzeugten Emissionen wurden vor und nach dem motornahen Katalysator mit einer Abtastrate von 10 kHz gemessen und aufsummiert (Auswerteroutine siehe Anhang 9.3). Über die Auswertung der Emissionen nach dem motornahen Katalysator konnte dessen Aufheizvorgang und der einsetzende Katalysator Light-Off erfasst werden. Aus einer Analyse der Messwerte der ersten drei Sekunden wurden die HC-Startemissionen ermittelt.

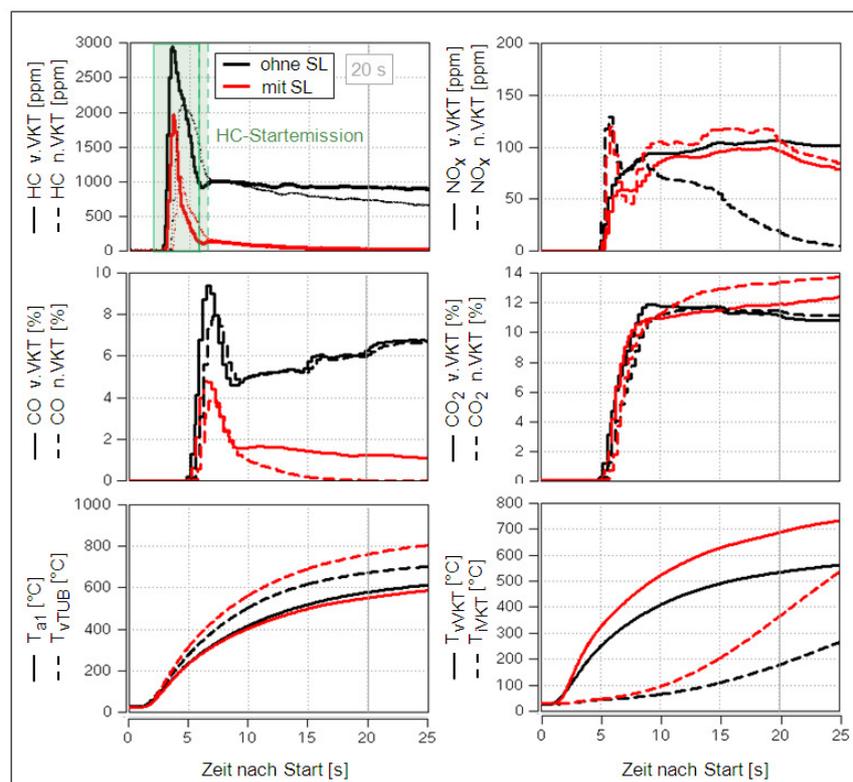


Abbildung 82: Zeitliche Verläufe von Emissionen und Abgastemperatur im Instationärtest

In Abbildung 82 sind – bei Anwendung der in Abbildung 81 exemplarisch angeführten Randbedingungen – die zeitlichen Verläufe der Emissionen sowie die Abgastemperaturen an unterschiedlichen Messstellen im Abgassystem dargestellt. Deutlich zu erkennen ist der HC-Peak während der ersten drei Sekunden nach dem Zeitpunkt der erstmaligen HC-Detektion, welcher auf die ungünstigen Bedingungen im Motorstart (Details siehe Wiemer [15]) zurückzuführen ist. Bei deaktivierter

Sekundärlufteinblasung kann während des Katalysatorheizbetriebs trotz konstant gehaltener Einspritzmasse und unveränderter Ansaugluftdrosselung eine Zunahme der CO-Emissionen beobachtet werden. Dies ist auf die Erwärmung der brennraumbegrenzenden Wände zurückzuführen, Kraftstoffkondensation an den Wänden und der Kraftstoffeintrag ins Motoröl nehmen ab. Dadurch verringert sich der Anteil des eingespritzten Kraftstoffes, der nicht der Verbrennung zugeführt wird. Die daraus resultierende Anfettung im Brennraum zeigt sich in der Zunahme der CO-Emissionen. Durch die Sekundärlufteinblasung werden im Katalysatorheizbetrieb sowohl die HC- als auch die CO-Emissionen vor und nach dem Vorkatalysator erheblich abgesenkt. Nach 20 Sekunden Motorbetrieb befinden sich beide Emissionskomponenten nach dem Vorkatalysator nahe dem Nullniveau. Die stark unterstöchiometrische Verbrennung im Brennraum führt zu relativ niedrigen Ausgangs-NO<sub>x</sub>-Emissionen, die Sekundärlufteinblasung führt wie erwartet zu keiner weiteren Reduzierung dieser Emissionskomponente. Auch der Vorkatalysator zeigt bei eingeschalteter Sekundärlufteinblasung aufgrund des stark mageren Abgases und damit des Fehlens ausreichender Reduktionspartner nahezu keinen Effekt auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen nach dem Vorkatalysator. Bei deaktivierter Sekundärlufteinblasung ist hingegen deutlich der einsetzende Katalysator Light-Off und die daraus resultierende NO<sub>x</sub>-Konvertierung zu erkennen. Auf die zeitlich gemittelte Abgastemperatur im Bereich des zylinderkopfseitigen Krümmerflansches ( $T_{a1}$ ) hat die Sekundärlufteinblasung nahezu keinen Einfluss. Erst bei den weiter stromabwärts gemessenen Abgastemperaturen ( $T_{VTUB}$ ,  $T_{VKT}$ ,  $T_{IVKT}$ ) macht sich die aus der Sekundärlufteinleitung resultierende exotherme Nachreaktion bemerkbar. Diese Temperaturen zeigen eine deutliche Erhöhung im Vergleich zu den Werten bei Motorbetrieb ohne Sekundärlufteinblasung. An dieser Stelle wird nochmals darauf hingewiesen, dass die gemessenen Temperaturen aufgrund der thermischen Trägheit der abgasseitig am Sechszylindermotor verwendeten Thermolemente nicht den tatsächlichen Abgastemperaturen entsprechen, für Vergleichszwecke aber sehr wohl herangezogen werden dürfen (Details siehe Kapitel 4.2).

## 7.2 Potenzial der Zweifacheinspritzung

Die Ergebnisse der Stationäruntersuchungen zum Einfluss des Einspritzzeitpunktes im Katalysatorheizbetrieb zeigen (Kapitel 6.1), dass die aus den beschriebenen Wandeffekten resultierenden hohen HC-Emissionen durch eine späte Einbringung des Kraftstoffes im Kompressionshub deutlich gesenkt werden können. Einen vielversprechenden Ansatz zur Reduzierung der frühzeitig eingebrachten Kraftstoffmenge bei gleichzeitiger Beibehaltung der Motorlaufruhe stellt die Zweifacheinspritzung mit zweiter Einspritzung im Kompressionshub dar. Zur Validierung der im Stationärbetrieb am Einzylindermotor gewonnenen Erkenntnisse kamen am Sechszylindermotor im Instationärtest die in Tabelle 10 dargestellten Einstellungen zur Anwendung. Die angegebenen Einspritzzeitpunkte wurden am Sechszylindermotor im Zuge einer Voraboptimierung bzgl. der Kriterien Emissionsminimierung und Motorlaufruhe im stationären Katalysatorheizbetrieb ermittelt. Ruß wurde instationär wegen der sehr langsamen Rußmesstechnik nicht

gemessen. Auf die erhöhte Rußbildungsneigung bei Zweifacheinspritzung wurde in den Ergebnissen der Stationäruntersuchungen in Kapitel 6.1.2 eingegangen.

Kenngroße	Einheit	Wert
Motordrehzahl	[1/min]	1200
Indizierter Mitteldruck	[kJ/l]	siehe Abbildung 81
Zündzeitpunkt	[°KW vor OT]	siehe Abbildung 81
Brennraumlambda	[ - ]	siehe Abbildung 83
Spreizung Einlass	[°KW]	115
Spreizung Auslass	[°KW]	65
Ventilhub	[mm]	2,5
Saugrohrdruck	[mbar]	970..980 (ungedrosselt)
SOI1	[°KW]	260
EOI2	[°KW]	40
ti2	[ms]	0 / 0,34 / 0,6
Ort SL-Einblasung	[ - ]	Abgaskrümmen

Tabelle 10: Einstellungen/Randbedingungen im Instationärtest zur Validierung des Potenzials der Zweifacheinspritzung

Abbildung 83 zeigt die Ergebnisse des Instationärtests für den Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärlufteinblasung. Diese bestätigen den HC-emissionsmindernden Effekt der Kompressionshub einspritzung.

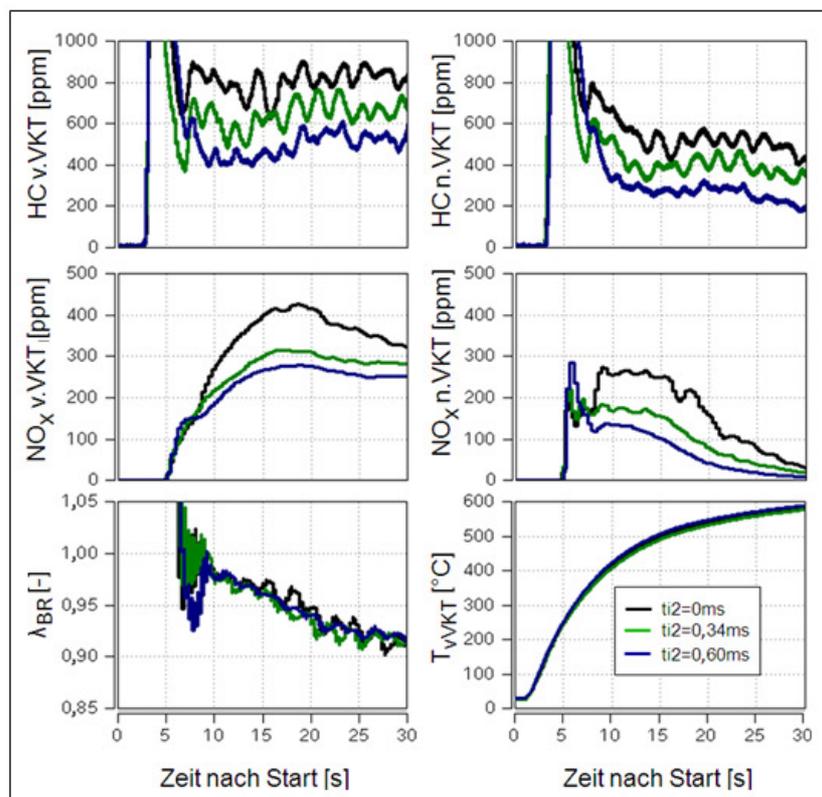


Abbildung 83: Emissionsreduktionspotenzial der Zweifacheinspritzung ohne Sekundärlufteinblasung im Instationärtest

Wie schon im Stationärtest, zeigt sich auch hier, dass eine Reduzierung der während des Saughubes eingebrachten Kraftstoffmasse die HC-Emissionen reduziert, wobei eine zeitlich längere Kompressionhubeinspritzung auch eine stärkere HC-Abnahme zur Folge hat. Bemerkenswert ist die durch die Kompressionhubeinspritzung erzielte  $\text{NO}_x$ -Reduktion. Mit unterschiedlichen Brennraumluftverhältnissen durchgeführte Instationärtests haben ergeben, dass der  $\text{NO}_x$ -Vorteil der Zweifacheinspritzung erst bei Brennraumluftverhältnissen  $\lambda_{\text{BR}} > 0,9$  auftritt, auch die  $\text{NO}_x$ -Verläufe in Abbildung 83 zeigen geringer werdende Unterschiede bei Annäherung an  $\lambda_{\text{BR}} = 0,9$ . Als Ursache kann die von Waltner et al. [32] für das magere Katheizen mit Piezoinjektoren gemachte Beobachtung angeführt werden, dass eine späte 2. Einspritzung zu einer hinsichtlich der  $\text{NO}_x$ -Entstehung günstigen Ladungsschichtung im Brennraum führt. Dadurch findet die Verbrennung zu einem großen Teil in der zentral positionierten fetten Gemischwolke statt, in der aufgrund des Sauerstoffmangels kaum Stickoxide gebildet werden. Fuller et al. [87] erklären, dass Inhomogenitäten in einem global nahestöchiometrischen Gemisch zu einer  $\text{NO}_x$ -Abnahme führen, weil es dann Zonen gibt, in denen das Luftverhältnis ungünstig für die  $\text{NO}_x$ -Bildung ist. In einem global deutlich fetten oder mageren Gemisch führen Inhomogenitäten dagegen zu einer  $\text{NO}_x$ -Zunahme, weil dann lokal Zonen entstehen, in denen das Luftverhältnis für die  $\text{NO}_x$ -Bildung günstig ist.

Abbildung 84 zeigt die Ergebnisse des Instationärtests für den Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung. Trotz der durch die Sekundärlufteinleitung initiierten Abgasnachreaktion bleibt der HC-Vorteil im Falle der Zweifacheinspritzung eindeutig erhalten. Als primäre Ursache dafür kann das bereits in Kapitel 6.3 beschriebene zeitweise Ausbleiben der Abgasnachreaktion während der Ausschiebephase aufgrund des Fehlens von Sekundärluft als Reaktionspartner genannt werden. Die HC-Emissionen, die den Brennraum verlassen, gelangen dadurch unvermindert an die Abgasentnahme- und Messstelle vor dem Vorkatalysator. Geringere HC-Konzentrationen im Abgas beim Austritt aus dem Brennraum während dieser nachreaktionsfreien Phase bedeuten dadurch auch geringere HC-Konzentrationen im Abgas beim Eintritt in den Vorkatalysator. Beim Durchlauf des Abgases durch den Vorkatalysator wird der Unterschied in der HC-Konzentration zwischen den untersuchten Einspritzvarianten zwar geringer, ein Unterschied bleibt aber nach dem Vorkatalysator eindeutig erhalten. Die Balkendiagramme in Abbildung 84 zeigen die kumulierten Werte für die HC- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen nach dem Vorkatalysator, die während der ersten 20 Sekunden nach dem Motorstart ausgestoßen werden. Beträchtlich ist dabei der HC-Anteil (60-70%), der dem Startvorgang zugerechnet werden kann.

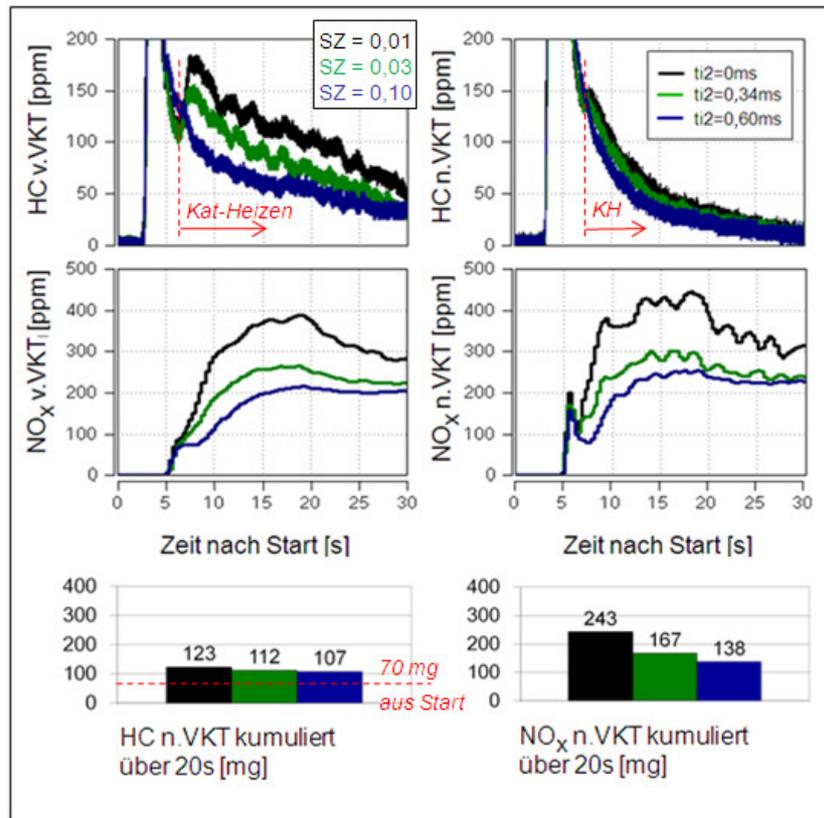


Abbildung 84: Emissionsreduktionspotenzial der Zweifacheinspritzung mit Sekundärlufteinblasung im Instationärtest

### 7.3 Applikation im Katalysatorheizbetrieb und Ort der Sekundärlufteinleitung

Die Erkenntnisse aus den Stationäruntersuchungen zum Einfluss von Brennraumluftverhältnis, Motordrehzahl, Spreizungskombination und Sekundärluft-Einleiteort wurden im Instationärtest sowohl für den Teilhub- als auch den Vollhub-Katalysatorheizbetrieb am Sechszylindermotor validiert

Kenngröße	Einheit	Wert
Motordrehzahl	[1/min]	1200 und 1500
Indizierte spezifische Arbeit	[kJ/l]	wie in Abbildung 81
Zündzeitpunkt	[°KW vor OT]	wie in Abbildung 81
Brennraumlambda	[ - ]	0,82 und 0,92
Spreizung Einlass	[°KW]	s. Auswertung
Spreizung Auslass	[°KW]	s. Auswertung
Ventilhub	[mm]	TH:2,5 / VH: 9,7
SOI1	[°KW]	260
EOI2	[°KW]	Einfacheinspritzung
ti2	[ms]	0 (Einfacheinspritzung)
Ort SL-Einblasung	[ - ]	ZK/AR/ATL

Tabelle 11: Randbedingungen im Instationärtest zur Validierung des Einflusses von Applikationsempfehlung (VSE/VSA,  $\lambda_{BR}$  und  $n$ ) und Sekundärluft-einleiteort

Die Einstellungen bzw. Randbedingungen der Instationärtests sind in Tabelle 11 aufgeführt.

Abbildung 85 und Abbildung 86 zeigen die während der ersten 20 Sekunden nach dem Kaltstart des Motors im Teilhub-Katalysatorheizbetrieb emittierten kumulierten HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen bei Applikation eines globalen Verbrennungsluftverhältnisses von  $\lambda_{BR} = 0,82$  bzw.  $\lambda_{BR} = 0,92$ . Der bei den Stationäruntersuchungen beobachtete Drehzahleinfluss konnte im Instationärtest bestätigt werden. Niedrigere HC-Rohemissionen und ein schnelleres Erreichen des Katalysator Light-Off aufgrund eines höheren Abgasenthalpiestroms haben bei Drehzahlerhöhung eine Absenkung der kumulierten HC-Emissionen nach Katalysator zur Folge. Die kumulierten NO<sub>x</sub>-Emissionen nehmen mit höherer Drehzahl aufgrund des abnehmenden Restgasgehalts im Brennraum zu (siehe Kapitel 5.3). Durch Erhöhung des Luftverhältnisses im Brennraum von  $\lambda_{BR} = 0,82$  auf  $\lambda_{BR} = 0,92$  reduziert sich der Sekundärluftmassenstrombedarf um ca. 20% bis 25%, was eine erhebliche Verringerung des – insbesondere bei Motoren mit höherer Zylinderzahl – sehr großen Aufwands bei der SLS-Auslegung zur Folge hat. Diese Entspannung auf der Seite der SLS-Auslegung geht einher mit einer deutlichen Zunahme der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Mit geringerer Anfettung der Zylinderladung wird es zunehmend schwieriger, die niedrigen SULEV-NO<sub>x</sub>-Grenzwerte einzuhalten.

Auch im Instationärtest zeigt der Ort der Sekundärlufteinleitung einen signifikanten Einfluss auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen. Diese konnten durch die auslassventilferne Einleitung deutlich verringert werden. Die höheren NO<sub>x</sub>-Emissionen bei Sekundärlufteinleitung im Abgaskrümmen im Vergleich zu den Werten bei Sekundärlufteinleitung im Turbinengehäuse bestätigen, dass selbst bei der Einleitung über die 95 mm von den Auslassventilen positionierte Einleitestelle im Abgaskrümmen während des Ladungswechsels noch Sekundärluft in den Brennraum gesaugt wird und dort eine Abmagerung zur Folge hat. Bzgl. der HC-Emissionen zeigt die auslassventilferne Sekundärlufteinleitung im Abgaskrümmen im Optimalfall keine oder eine nur unwesentliche Verschlechterung gegenüber der auslassventilnahen Einleitung im Zylinderkopf. Der HC-Nachteil der auslassventilfernen Krümmereinleitung nimmt bei Drehzahlabenkung allerdings zu. Als Ursache dafür kann die mit kleineren Drehzahlen geringer werdende Abgastemperatur genannt werden, welche bis zur auslassventilfernen Einleitestelle im Abgaskrümmen noch zusätzlich reduziert wird und dort bei niedrigen Drehzahlen das Ausbleiben eines erneuten Starts der Nachreaktion nach dem Auslassstoß zur Folge hat.

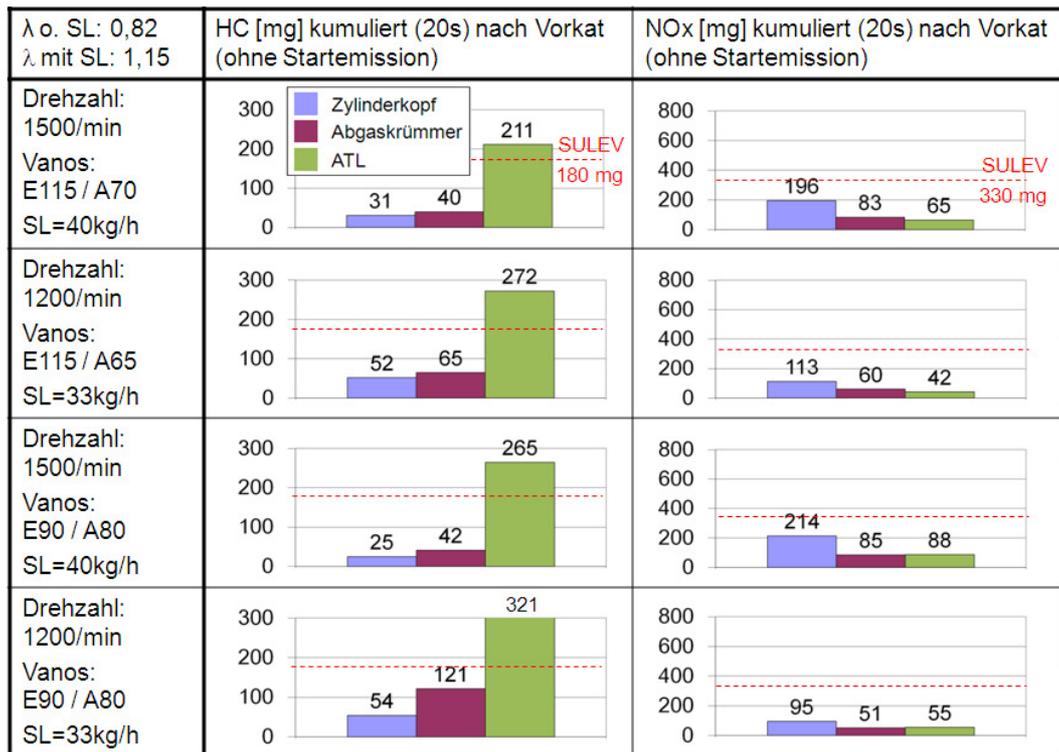


Abbildung 85: Kumulierte HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen nach Katalysator bei Variation von SL-Einleiteort und Teilhub-Katheizapplikation (Instationärtest,  $\lambda=0,82$ )

Neben der Drehzahl hat auch die gewählte Spreizungskombination einen signifikanten Einfluss auf den HC-Nachteil der Abgaskrümmerleinblasung. Bei Spreizungskombinationen, welche zu einem weniger intensiven Rückströmen der Sekundärluft in Richtung Brennraum nach dem Ladungswechsel-OT führen, erhöht sich der HC-Nachteil einer auslassventilfernen Sekundärlufteinleitung. Die Ursache dafür ist die abnehmende Sekundärluftmenge im Auslasskanal, die nach dem Öffnen der Auslassventile für die Nachreaktion des mit dem Auslassstoß ausströmenden Abgases zur Verfügung steht. Andererseits wird bei Spreizungskombinationen mit geringerem Rückströmeffekt der NO<sub>x</sub>-Vorteil einer auslassventilfernen Sekundärlufteinleitung kleiner. Der Grund dafür ist das bessere NO<sub>x</sub>-Ergebnis dieser Spreizungskombinationen schon bei auslassventilnaher Einblasung (weniger Sekundärluft strömt in den Brennraum), d.h. durch die auslassventilferne Einleitung muss und kann weniger „gutgemacht“ werden. Wie in Abbildung 85 und Abbildung 86 zu erkennen, führt die Spreizungskombination VSE/VSA=90/80 im Vergleich zur Spreizungskombination VSE/VSA=115/Min (maximales Rückströmen) zu einer Zunahme des HC-Nachteils sowie zu einer Abnahme des NO<sub>x</sub>-Vorteils der auslassventilfernen Abgaskrümmerleinleitung gegenüber der auslassventilnahen Zylinderkopfeinleitung.

Zu einer deutlichen Erhöhung der HC-Emissionen führt die Einleitung der Sekundärluft im auslassventilfernen Turbinengehäuse des Abgasturboladers. Die Gründe dafür sind die für die Initiierung einer Abgasnachreaktion mit der

Sekundärluft zu niedrige Abgastemperatur an der Stelle des Zusammentreffens von Abgas und Sekundärluft im Abgassystem sowie die sehr kurze verbleibende Nachreaktionsstrecke bis zur Abgasentnahme-/messstelle vor dem Vorkatalysator.

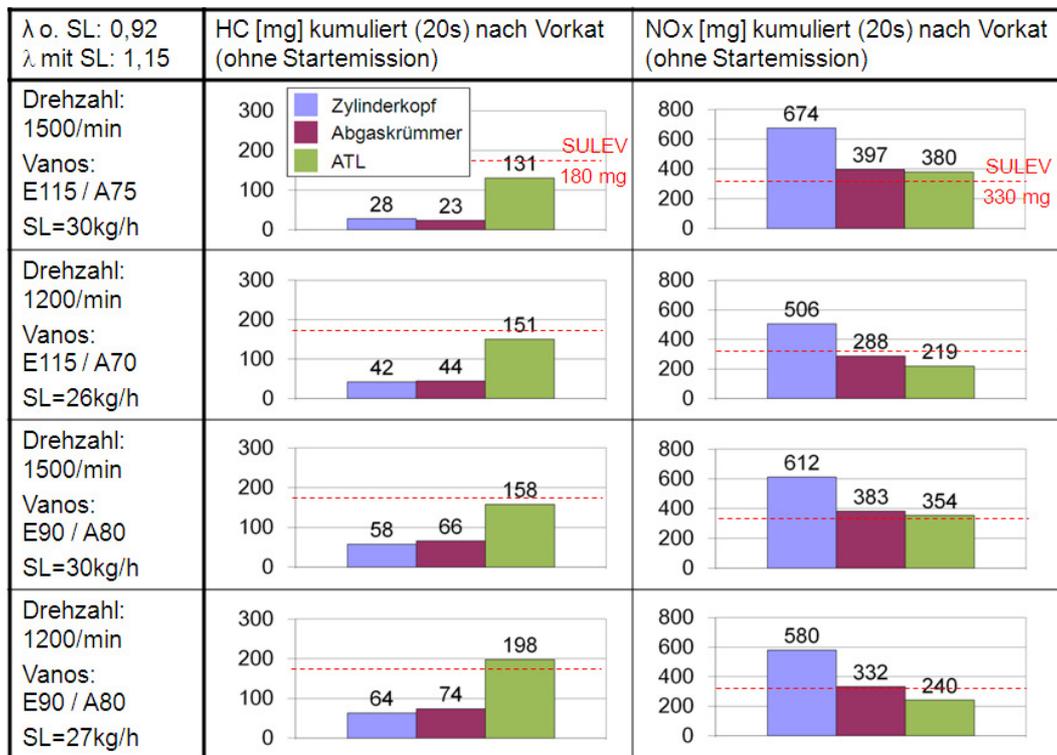


Abbildung 86: Kumulierte HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen nach Katalysator bei Variation von SL-Einleiteort und Teilhub-Katheizapplikation (Instationärtest,  $\lambda=0,92$ )

Bei der Interpretation der Messergebnisse bzgl. der SULEV-Grenzwerterreicherung (insbesondere HC) muss berücksichtigt werden, dass die Instationärtests mit einem nicht gealterten Katalysator durchgeführt worden sind. Zur Erfüllung der Abgasnorm SULEV muss ein Fahrzeug – neben weiteren anderen Voraussetzungen – die in den Diagrammen eingezeichneten Grenzwerte allerdings über eine Laufzeit von 15 Jahren und 150 000 Meilen einhalten. Sowohl die aus dem eigentlichen Startvorgang resultierenden HC-Emissionen, welche in den dargestellten Auswertungen ebenfalls keine Berücksichtigung finden, als auch die Alterung des Katalysators über der Motorlaufzeit stellen weitere wesentliche Einflussfaktoren auf die nach dem Katalysator gemessenen kumulierten Emissionen im Abgastest dar. Diese Faktoren sind nicht Thema dieser Arbeit und werden hier nur zum Zwecke der Vermeidung einer fälschlichen Interpretation der dargestellten Messergebnisse erwähnt.

## 8. Zusammenfassung und Ausblick

Die Kombination von Abgasturboaufladung, vollvariablem Ventiltrieb und Benzindirekteinspritzung (TVDI) stellt ein vielversprechendes Verbrennungskonzept zur Erfüllung zukünftiger Anforderungen an Verbrennungsmotoren dar. Dies gilt sowohl für die weitere Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO<sub>2</sub>-Emission als auch im Hinblick auf die Umsetzung erhöhter spezifischer Leistungs- und Drehmomentwerte. Der Einsatz eines Abgasturboladers stellt allerdings eine Herausforderung im Hinblick auf die Erfüllung der weltweit immer strenger werdenden Abgasgesetzgebungen dar. Dieser wirkt im Warmlauf als Wärmesenke und verzögert dadurch die Zeit bis zum Erreichen des Katalysator Light-Offs, die in Summe emittierten Schadstoffe nehmen zu. Eine für abgasturboaufgeladene Motoren geeignete Katalysatorheizstrategie muss daher im Vergleich zu den an Saugmotoren angewendeten Strategien deutlich höhere Abgasenthalpieströme bereitstellen, gleichzeitig muss der während des Katalysatorheizbetriebs ausgestoßene Rohemissionsmassenstrom minimiert werden. Ziel dieser Arbeit war es, diesen Zielkonflikt „höherer Abgasenthalpiestrom bei abgesenkten Rohemissionen“ zu lösen und ein für Turbomotoren geeignetes Emissionskonzept zu entwickeln, das der aktuell weltweit strengsten Abgasgesetzgebung – der kalifornischen LEV II – Rechnung trägt.

In Kapitel 3 dieser Arbeit wurde gezeigt, dass der unterstöchiometrische Katalysatorheizbetrieb in Kombination mit Sekundärlufteinblasung hohes Potenzial zur Einhaltung der in der LEV II festgelegten SULEV-Grenzwerte aufweist. Sowohl die Identifizierung der wesentlichen Einflussfaktoren im unterstöchiometrischen Katalysatorheizen als auch das detaillierte Verständnis der Vorgänge im Abgassystem eines Turbomotors bei eingeschalteter Sekundärlufteinblasung stellen allerdings die Voraussetzung für eine zielgerichtete und erfolgreiche Umsetzung einer sekundärluftunterstützten Katalysatorheizstrategie dar.

Die zu diesem Zweck aufgebauten Versuchsträger sowie eigens dafür entwickelte Messverfahren wurden in Kapitel 4 vorgestellt. So wurde beispielsweise ein Transparentmotor zur Untersuchung der Abgasnachreaktion mit der im Abgastrakt eingeleiteten Sekundärluft mit Endoskopiebohrungen im Auslasskanal sowie mit einem optisch zugänglichen Abgasrohr ausgestattet. Dies ermöglichte in Kombination mit zeitlich hoch auflösender Visualisierungstechnik die optische Analyse der Abgasnachreaktion entlang der gesamten Nachreaktionsstrecke vom Ort der Initiierung im Brennraum über die Ausbreitung in den Auslasskanälen bis hin zum Abklingen in auslassventilfernen Bereichen des Abgasrohres. Zur Detektion evtl. in den Brennraum zurückströmender Sekundärluft wurde der im Abgastrakt eingeleiteten Sekundärluft eine Tracersubstanz zugemischt. Mittels LIF-Messtechnik konnte das mit der Sekundärluft vermischte Tracergas im Brennraum detektiert und damit die zweidimensionale Sekundärluftverteilung in der Zündkerzen-Injektor-Ebene des Brennraums visualisiert werden. Die optischen Messtechniken wurden mit Indizierung und mit schneller Messtechnik für zeitlich hoch auflösende Abgasanalyse

und Abgastemperaturmessung an Beginn und Ende der Nachreaktionsstrecke im Abgastrakt kombiniert. Die Kombination dieser unterschiedlichen Messmethoden gab Einblick in die dynamischen Phänomene im sekundärluftunterstützten Katalysatorheizbetrieb und ermöglichte auf diese Weise die Gewinnung der wertvollen Informationen aus Kapitel 5 und Kapitel 6, welche die Grundlage für die Entwicklung und Optimierung eines auf Sekundärlufteinblasung basierenden Niedrigstmissionskonzepts darstellen.

In Kapitel 5 wurden konventionelle Emissionsreduktions- und Katalysatorheizmaßnahmen, die bereits bei Saugmotoren im Serieneinsatz zur Anwendung kommen, auf deren Wirkung im sekundärluftunterstützten Katalysatorheizbetrieb am Turbomotor analysiert. Die Untersuchung grundlegender Zusammenhänge erfolgte im ersten Schritt im stationären Katalysatorheizbetrieb am zwangsgekühlten Motor. Zu den untersuchten Maßnahmen zählen die Verkleinerung des Feuerstegvolumens, die Spätverstellung des Zündzeitpunkts, die Erhöhung der Motordrehzahl sowie die Variation der Verbrennungsluftverhältnisse in Brennraum und Abgas. Die Verkleinerung des Feuerstegvolumens zeigt im unterstöchiometrischen Katalysatorheizbetrieb eine starke HC-emissionsmindernde Wirkung, kann aber an Turbomotoren aufgrund der erhöhten thermischen Belastung im Feuerstegbereich in der Regel nicht umgesetzt werden. Sowohl die Spätverlegung des Zündzeitpunkts als auch die Erhöhung der Motordrehzahl wirken sich deutlich positiv aus. In beiden Fällen ist eine erhöhte Temperatur des Abgases am Brennaustritt festzustellen, wodurch die Abgasnachreaktion mit der Sekundärluft intensiviert wird. Geringere HC- und CO-Emissionen sowie eine stärkere Abgastemperaturzunahme aufgrund der höheren freiwerdenden Energie aus der exothermen Nachreaktion sind die Folge. Beide Maßnahmen führen allerdings zu einer starken – hinsichtlich der SULEV-Grenzwertreicherung als kritisch einzustufenden –  $\text{NO}_x$ -Erhöhung, die bei der Spätverschiebung des Zündzeitpunkts in der Erhöhung der Spitztemperatur im Brennraum und bei der Drehzahlerhöhung in der Abnahme des Restgasgehaltes begründet ist. Gelöst werden kann der Zielkonflikt zwischen niedrigen HC-Rohemissionen und hohen Abgasenthalpieströmen für einen schnellen Katalysator Light-Off einerseits und der Forderung nach niedrigen  $\text{NO}_x$ -Emissionen andererseits durch eine starke Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses im Brennraum. Das zur Erzielung niedrigster HC-Emissionen notwendige zeitlich gemittelte Abgasluftverhältnis liegt – unabhängig vom Luftverhältnis im Brennraum – zwischen  $\lambda_{\text{AG}} = 1,1$  und  $\lambda_{\text{AG}} = 1,2$ . Die Kombination aus stark unterstöchiometrischem Kraftstoff-Luft-Gemisch im Brennraum und deutlich magerem Abgas resultiert allerdings in einem entsprechend hohen Sekundärluftmassenstrombedarf, der insbesondere bei hubraumgroßen Motoren nicht oder nur mit sehr großem Aufwand gedeckt werden kann.

In Kapitel 6 wurden die aus den Freiheitsgraden des TVDI Brennverfahrens resultierenden Potenziale in Bezug auf die Minimierung der Schadstoffemissionen HC und  $\text{NO}_x$  analysiert. Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass die

Direkteinspritzung im Katalysatorheizbetrieb deutliches HC-Emissionsreduktionspotenzial besitzt. Mittels Transparentmotoreinsatz und schneller HC-Messung konnte festgestellt werden, dass der Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung entscheidenden Einfluss auf den Kraftstoff-Wand-Kontakt und damit die aus Wandeffekten (Kraftstoffbenetzung, -kondensation an Wänden) resultierende HC-Emission hat. Eine späte Einspritzung des Kraftstoffes im Kompressionstakt reduziert den Kontakt von Kraftstoff mit den kalten brennraumbegrenzenden Wänden und damit die HC-Emission, die in der späteren Phase des Ausschietaktes während der Aufwärtsbewegung des Kolbens ausgestoßen wird. Durch Optimierung der Applikationsparameter der Direkteinspritzung (Einspritzzeitpunkt, -dauer, -druck, Anzahl der Einspritzpulse) kann der Katalysatorheizbetrieb mit später HC-emissionsoptimaler Teileinspritzung bei gleichzeitig neutralem Laufruheverhalten und noch akzeptabler Verschlechterung der Rußemission dargestellt werden.

Weitere Potenziale zur Emissionsreduktion bietet der vollvariable Ventiltrieb. Durch eine Verstellung sowohl der Einlass- als auch der Auslass-Nockenwelle nach spät kommt es im Teilhub-Katalysatorheizbetrieb nach dem Ladungswechsel-OT zu einem starken Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal in den Brennraum, so dass der Restgasgehalt maximiert wird. Der hohe Restgasgehalt resultiert in einer späten, langsamen Verbrennung mit niedriger Spitzen- sowie hoher Abgastemperatur. Um die positiven Effekte des hohen Restgasgehalts vollständig ausschöpfen zu können und gleichzeitig die Wirksamkeit der in den Abgastrakt eingeleiteten Sekundärluft zu maximieren, muss deren Einleitung so weit stromabwärts von den Auslassventilen erfolgen, dass die Sekundärluft während des Ladungswechsels bis an die Auslassventile, aber gerade nicht in den Brennraum zurückgesaugt wird. So wird die Sekundärluft im Auslasskanal vorgelagert und schafft günstige Bedingungen für die Nachreaktion des Auslassstoßes im nächsten Arbeitsspiel. Der optimale Sekundärluft-Einleiteort für das TVDI Brennverfahren unterscheidet sich damit von dem konventioneller Motoren ohne Ventiltriebsvariabilitäten.

Die zeitlich hoch auflösende optische Analyse der Abgasnachreaktion in Brennraum, Auslasskanal und Abgasrohr hat ergeben, dass die Nachreaktion unmittelbar nach dem Öffnen der Auslassventile im Bereich der Auslassventilsitze startet. Durch den Auslassstoß wird – im Falle eines zu geringen Sekundärlufteinblasedrucks – Abgas in die Kanäle des Sekundärluftsystems geschoben, was eine Unterbrechung der Sekundärluftzufuhr und damit ein Erlöschen der Abgasnachreaktion kurze Zeit nach dem Öffnen der Auslassventile zur Folge hat. Erst nach dem Spülen der Sekundärluftkanäle mit frischer Sekundärluft kommt es zum erneuten Start der Nachreaktion an der Einleitestelle. Eine Erhöhung des Sekundärlufteinblasedrucks reduziert die nachreaktionsfreie Zeit zwischen den zwei Phasen der Nachreaktion und senkt damit signifikant auch die HC-Emissionen. Neben dem Einfluss des Einblasedrucks werden Intensität und Dauer der Nachreaktion der zweiten

Nachreaktionsphase auch von der Abgasdynamik im Abgastrakt beeinflusst. Die Untersuchungen dazu haben gezeigt, dass es bei Saugmotoren nach Abklingen des Auslassstoßes zu einer Richtungsumkehr der Abgasströmung im Abgastrakt kommt. Dies führt im Falle der auslassventilnahen Sekundärlufteinleitung dazu, dass das zum Teil nachreagierende Gemisch aus Abgas und Sekundärluft in den Brennraum strömt. Dort kommt es aufgrund der günstigen Randbedingungen – wie das Vorhandensein von ausreichend Brennstoff und hohen Temperaturen – zu einer Intensivierung der Nachreaktion, woraus eine deutlich länger anhaltende Nachreaktion und damit niedrigere HC-Emissionen resultieren. Bei abgasturboaufgeladenen Motoren findet kein Rückströmen nach dem Auslassstoß statt, der aus dem Rückströmen resultierende HC-emissionsmindernde Effekt der auslassventilnahen Sekundärlufteinleitung ist bei Turbomotoren daher nicht vorhanden.

Die Validierung der bei stationärem Katalysatorheizbetrieb gewonnenen Ergebnisse aus Kapitel 5 und Kapitel 6 war Inhalt von Kapitel 7. Diese erfolgte im Instationärtest. Im Gegensatz zum Stationärtest konnten hierbei über die Auswertung der Emissionen nach dem Katalysator der Aufwärmvorgang des Katalysators und damit auch der Einfluss des Abgasenthalpiestroms auf die Emissionen nach dem Katalysator im Motorwarmlauf erfasst werden. Die Instationärergebnisse bestätigen die Ergebnisse aus den Stationäruntersuchungen. Die niedrigsten HC- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen erzielt man im Teilhub-Katalysatorheizbetrieb bei deutlicher Spätverstellung sowohl der Einlass- als auch der Auslassnockenwelle, einer Katalysatorheizrundzahl von 1500 1/min und einem Verbrennungsluftverhältnis von ca.  $\lambda = 0,8$  im Brennraum bzw.  $\lambda=1,15$  im Abgas nach Zufuhr von Sekundärluft. Die Sekundärlufteinleitung erfolgt dabei auslassventilfern im Bereich des Abgaskrümmersflansches. Damit werden die aktuellen SULEV-Grenzwerte auch mit dem in dieser Arbeit als Validierungsmotor verwendeten abgasturboaufgeladenen 3.0l Sechszylinder-Motor deutlich unterschritten. Muss beispielsweise aus Komfortgründen eine niedrigere Drehzahl gewählt werden, kann durch die Anwendung der Zweifacheinspritzung die HC-Zunahme aus der Drehzahlabenkung teilweise kompensiert werden. Mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Niedrigstemissionskonzept für abgasturboaufgeladene Ottomotoren können somit die aktuell weltweit schärfsten Abgasgesetzgebungen – auch mit hubraumgrößerem Motoren – erfüllt werden. Von einer weiteren Verschärfung der Flottengrenzwerte für NMOG und  $\text{NO}_x$  und der SULEV Abgasgrenzwerte ist zukünftig aufgrund der prognostizierten Einführung der nochmals deutlich verschärften LEV III Abgasgesetzgebung auszugehen. Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse belegen das Potenzial dieses Konzepts zur Einhaltung zukünftig weiter verschärfter Abgasgrenzwerte.

Neben der Nutzung der Freiheitsgrade des TVDI Brennverfahrens lässt auch die Optimierung des Sekundärluftsystems selbst eine erhebliche Verringerung der HC-Emissionen erwarten. Insbesondere die Reduzierung der nachreaktionsfreien Zeit

zwischen den zwei Phasen der zweigeteilten Nachreaktion muss im Fokus weiterführender Entwicklungsarbeiten am Sekundärluftsystem stehen.

Die Ergebnisse der vorgestellten Arbeit zeigen, dass die zweite Nachreaktionsphase nach dem Spülen der Sekundärluftkanäle startet, sobald wieder Sekundärluft an der Einleitestelle einströmt. Durch eine Erhöhung des Einblasedrucks kann die Zeitdauer bis zum erneuten Start der Nachreaktion verkürzt werden, was eine deutliche Verringerung der HC-Emission zur Folge hat. Der Einfluss des Einblasedrucks auf die Qualität/Intensität der Nachreaktion der zweiten Nachreaktionsphase wird als gering eingestuft und muss in weiterführenden Arbeiten untersucht werden, ebenso der Einfluss von Anzahl und geometrischer Auslegung der Einblasestellen auf die Verteilung der Sekundärluft im Abgastrakt sowie deren Homogenisierung mit dem Abgas. Wie die genannten Faktoren Sekundärluftverteilung und -homogenisierung die Nachreaktion beeinflussen, muss ebenfalls Gegenstand zukünftiger Untersuchungen sein.

Die Freiheitsgrade des TVDI-Brennverfahrens bieten Potenzial, die SULEV-Anforderungen an hubraumkleinen Motoren mit kleiner Zylinderzahl auch mit einer optimierten mageren Katalysatorheizstrategie ohne den Einsatz eines Sekundärluftsystems zu erfüllen. Zu diesem Thema bereits durchgeführte, in dieser Arbeit jedoch nicht präsentierte Untersuchungen bei stationär gekühltem Katalysatorheizbetrieb sowie Instationärmessungen mit nicht gealterten Katalysatoren bestätigen dieses Potenzial. Eine Herausforderung im Hinblick auf die Anwendung einer Magerkatalysatorheizstrategie stellt jedoch die Einhaltung der SULEV-Grenzwerte über eine Fahrzeuglaufzeit von 150 000 Meilen dar, welche von der CARB gefordert wird. Ungeklärte Fragen zum Einfluss der Katalysatorheizstrategie auf das Aufheiz- und Konvertierungsverhalten von Katalysatoren unterschiedlicher Alterungszustände müssen beantwortet werden und ergeben somit weiteren Forschungsbedarf.

## 9. Anhang

### 9.1 Ermittlung der SULEV-Grenzwerte

Der FTP75-Testzyklus (Federal Test Procedure) ist der in den USA vorgeschriebene Fahrzyklus zur Ermittlung der Abgasemissionen. Die Fahrkurve dieses Testzyklus setzt sich aus drei Testabschnitten zusammen. Die während der Testabschnitte emittierten Schadstoffe werden in getrennten Abgasbeuteln gesammelt, kumuliert und auf die jeweilige Testabschnittslänge bezogen ( $s_1 = 3,591$  mi;  $s_2 = 3,858$  mi;  $s_3 = 3,591$  mi). Die Einzelergebnisse in g/mi werden mit unterschiedlichen Gewichtungsfaktoren versehen (Phase 1:  $F_1 = 0,43$ ; Phase 2:  $F_2 = 1$ ; Phase 3:  $F_3 = 0,57$ ). Das Gesamtergebnis setzt sich aus den Einzelergebnissen der drei Testabschnitte zusammen. Gleichung 1 zeigt die Berechnungsformel zur Ermittlung des gewichteten Emissionsergebnisses aus dem FTP-75 Testzyklus [88].

$$\text{Gew. Emission [g/mi]} = \frac{m_1}{s_1} * \frac{F_1}{2} + \frac{m_2}{s_2} * \frac{F_2}{2} + \frac{m_3}{s_3} * \frac{F_3}{2}, \quad \text{Gl.1}$$

wobei  $m_x$  die Emissionen in g,  $s_x$  die Testabschnittslänge und  $F_x$  den Gewichtungsfaktor aus dem Testabschnitt x darstellen.

In Tabelle 12 sind die Grenzwerte der LEV II Gesetzgebung dargestellt, zur Erfüllung der SULEV-Anforderung liegt der NMOG-Grenzwert bei 0,01 g/mi und  $\text{NO}_x$ -Grenzwert bei 0,02 g/mi.

Grenzwerte für FTP 75 bei 20°C - 30°C Benzin					
Anforderung : Zulassungstests sowie in Use Tests					
alle Grenzwerte in g/mi					
Laufleistung bis 50000 mi/5J					
	NMOG	CO	NOx	HCHO	
LEV II	0,075	3,4	0,05	0,015	
ULEV II	0,040	1,7	0,05	0,008	
SULEV II					
Laufleistung bis 120000 mi/10J (PZEV 150000 mi / 15J)					
	NMOG	CO	NOx	HCHO	PM
LEV II	0,090	4,2	0,07	0,018	0,01
ULEV II	0,055	2,1	0,07	0,011	0,01
SULEV II	0,010	1,0	0,02	0,004	0,01

Tabelle 12: Grenzwerte der LEV II Gesetzgebung für Benzin-Fahrzeuge [89]

In dieser Arbeit werden für die während des Tests emittierten und kumulierten Schadstoffe SULEV-Grenzwerte von 180 mg HC und 330 mg  $\text{NO}_x$  festgelegt. Diese Grenzwerte sind unter der Annahme berechnet, dass die gesamten Emissionen in Phase 1 (z.B. in den ersten 20 s Leerlauf) emittiert werden. Außerdem wird ein Methananteil von 10% in den HC-Emissionen angenommen.

## 9.2 Magnetspuleninjektor mit Mehrlochdüse

Im abgasturboaufgeladenen Sechszylindermotor von BMW kommt ein in zentraler Einbaulage angeordneter, elektromagnetisch betätigter Magnetspuleninjektor mit Mehrlochdüse (6-Loch) zur Anwendung. Der Injektor wird mit Drücken von bis zu 200 bar betrieben. Der Durchfluss des verwendeten Injektors beträgt 20 ccm/s (bei 100 bar Kraftstoffdruck und n-Heptan als Medium) [90]. Das Spraytargeting des für die Untersuchungen dieser Arbeit eingesetzten Injektors zeigt Abbildung 87, die Injektorkennlinie ist in Abbildung 88 dargestellt.

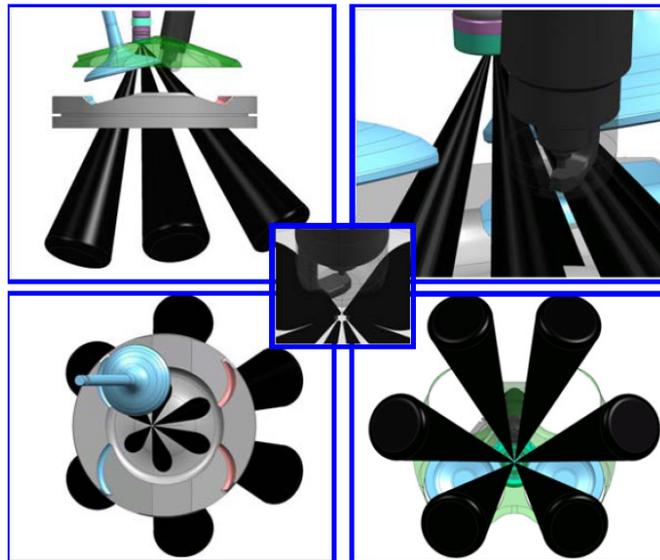


Abbildung 87: Spraytargeting 6-Loch-Injektor

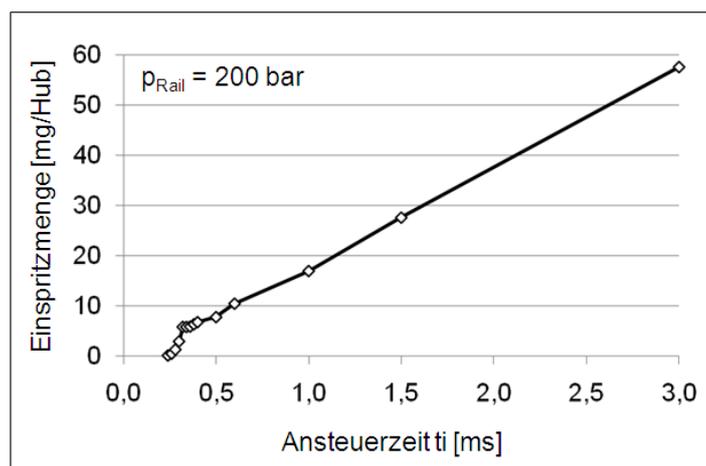


Abbildung 88: Kennlinie Magnetspuleninjektor

### 9.3 Ermittlung der Start- und Leerlaufemissionen der ersten 20 Sekunden nach dem Kaltstart des Motors

Im Instationärtest wurde die Schadstoffkonzentration im Abgas (HC, NO<sub>x</sub>, CO) während der ersten 20 Sekunden nach dem Kaltstart des Motors vor und nach dem motornahen Katalysator mit einer Abtastezeit von 10 kHz gemessen. Die Berechnung der in dieser Zeit emittierten Schadstoffmasse erfolgt – hier am Beispiel der HC-Emission – über:

$$m_{HC} = \eta_{HC} * \frac{M_{HC}}{M_{Abgas}} * m_{Abgas}, \quad \text{Gl.2}$$

wobei  $m_{HC}$  für den HC-Massenstrom,  $\eta_{HC}$  für die im Abgas gemessene HC-Konzentration,  $M_{HC}$  und  $M_{Abgas}$  für die molaren Massen der Kohlenwasserstoffe bzw. des Abgases und  $m_{Abgas}$  für den Abgasmassenstrom stehen [91]. Als Wert für die molare Masse der Kohlenwasserstoffe  $M_{HC}$  wurde der von Propan (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) übernommen, da Propan auch für die Kalibrierung der FIDs verwendet wird [92].  $M_{HC}$  beträgt somit 44,1 kg/kmol. Die molare Masse des Abgases kann laut Gleichung 3 über die spezifische Gaskonstante von Abgas  $R_{Abgas} = 287,55 \text{ J/kgK}$  (Temperatur 1000 K, Druck 1,0 bar, Luftverhältnis 1,1) und die allgemeine Gaskonstante  $R_m = 8314,3 \text{ J/kmolK}$  berechnet werden [47].

$$M_{Abgas} = \frac{R_m}{R_{Abgas}} \quad \text{Gl.3}$$

ergibt somit  $M_{Abgas} = 28,9 \text{ kg/kmol}$ . Der Abgasmassenstrom setzt sich aus den gemessenen Massenströmen Luft (Ansaugluft und Sekundärluft) und Kraftstoff zusammen. Die auf die beschriebene Weise gewonnenen HC-Massenstromwerte des betrachteten Zeitbereiches von 20 s werden zeitlich gemittelt und mit 20 s multipliziert, um die gewünschte HC-Masse zu erhalten. Die Berechnung der während der ersten 20 s emittierten NO<sub>x</sub>-Masse erfolgt analog mit  $M_{NO_x} = 31,6 \text{ kg/kmol}$ .

### 9.4 Berechnung des ins Schmieröl eingetragenen Kraftstoffanteils

Mit Gleichung 4 [47] kann der der Verbrennung im Brennraum zugeführte Kraftstoffmassenstrom  $m_B$  berechnet werden.  $M_i$  ist dabei der angesaugte Luftmassenstrom,  $\lambda$  das Luftverhältnis im Abgas und  $L_{st}$  der stöchiometrische Luftbedarf des eingespritzten Kraftstoffes:

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{st} * m_B} \Rightarrow m_B = \frac{m_L}{\lambda * L_{st}} \quad \text{Gl.4}$$

Aus der Differenz zwischen diesem berechneten Kraftstoffmassenstrom  $m_B$  und dem am Prüfstand gemessenen, dem Motor zugeführten Kraftstoffmassenstrom  $m_{Kst}$  ergibt sich näherungsweise der Kraftstoffmassenstrom, der dem Motoröl zugeführt wird.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Entwicklung der durchschnittlichen CO <sub>2</sub> -Emissionen und zukünftige CO <sub>2</sub> -Flottengrenzwerte in der EU [2].....	6
Abbildung 2: NMOG-Flottengrenzwert und Grenzwertstufen der LEV II Gesetzgebung.....	7
Abbildung 3: BMW VALVETRONIC [6].....	14
Abbildung 4: Ladungsbewegungsmaßnahmen Masking und Phasing bei der BMW VALVETRONIC der 3. Generation.....	15
Abbildung 5: Schadstoffbildung im Ottomotor in Abhängigkeit des Luftverhältnisses [10].....	19
Abbildung 6: HC-Quellen im Brennraum eines DI-Ottomotors.....	20
Abbildung 7: Kumulierte HC-Emissionen von Fahrzeugen unterschiedlicher Grenzwertstufen im FTP75 [24].....	22
Abbildung 8: Start mit Übergang in den Katalysatorheizbetrieb am direkteinspritzenden Sechszylindermotor.....	23
Abbildung 9: Parameter Homogen-Split Verfahren von VW [29].....	25
Abbildung 10: Parameter Katalysator-Heizbetrieb BMW DI-Brennverfahren [31].....	25
Abbildung 11: Parameter Katalysator-Heizbetrieb mit Dreifacheinspritzung der DaimlerChrysler AG [32].....	26
Abbildung 12: Zylinderdruck-, Heiz- und Gastemperaturverlauf beim unterstöchio-metrischen Katalysatorheizen ( $\lambda=0.9$ , ZZP=25 °KW nZOT).....	28
Abbildung 13: Vergleich SL-Katalysatorheizen vs. mageres Katalysatorheizen (Instationärverhalten nach Kaltstart).....	29
Abbildung 14: Vergleich der kumulierten Emissionen aus SL-Katalysatorheizbetrieb und magerem Katalysatorheizbetrieb .....	30
Abbildung 15: Vorgehensweise bei der Entwicklung eines Niedrigstemissions-konzepts für abgasturboaufgeladene DI-Ottomotoren .....	31
Abbildung 16: Versuchsaufbau.....	33
Abbildung 17: SL-Einleitung im Zylinderkopf des Einzylinder-Versuchsmotors.....	35
Abbildung 18: SL-Einleitebohrungen im Abgasrohr .....	36
Abbildung 19: Einkopplung eines vertikalen Laserlichtschnitts in den Brennraum des Transparentmotors und Kameraposition bei horizontaler Blickrichtung [60].....	37
Abbildung 20: Auslasskanalendoskopie am Einzylindermotor.....	38
Abbildung 21: Optisch zugängliches Abgasrohr.....	38
Abbildung 22: Transparentmotor mit optisch zugänglichem Abgasrohr .....	39
Abbildung 23: Sekundärlufteinleitung am Sechszylindermotor.....	40
Abbildung 24: Zeitkonstanten von Thermoelementen mit unterschiedlichen Durchmessern.	43
Abbildung 25: Aufbau Messkopf FFID-System [49].....	45
Abbildung 26: Aufbau eines Feindrahtthermoelements [43].....	46
Abbildung 27: LIF-Messung mit getraceter Sekundärluft und Brennraum des Transparentmotors .....	48
Abbildung 28: Modifikation des Kolbens für die Untersuchung des Einflusses bei Variation des Feuerstegvolumens .....	51
Abbildung 29: Einfluss des Feuerstegvolumens auf die HC-Emissionen im fetten Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung .....	52
Abbildung 30: Kurbelwinkelaufgelöster Verlauf der HC-Konzentration (FFID1, siehe Abbildung 16) während eines Arbeitsspiels im fetten Katalysatorheiz-betrieb.....	53

Abbildung 31: Einfluss des Zündzeitpunktes im Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung.....	55
Abbildung 32: Zylinderdruck- und Gastemperaturverläufe im Katalysatorheizbetrieb.....	57
Abbildung 33: Zyklisch aufgelöste Abgastemperaturverläufe mit und ohne Sekundärlufteinblasung (ZZP = -20 °KW/-10 °KW).....	58
Abbildung 34: Zyklische Schwankungen von innermotorischer Verbrennung und Abgasnachreaktion bei ZZP = -10 °KW.....	59
Abbildung 35: Aufnahme der durch das Abgasrohr laufenden Abgasfront für zwei direkt aufeinanderfolgende Arbeitsspiele.....	60
Abbildung 36: Einfluss der Motordrehzahl im Katalysatorheizbetrieb mit Sekundärlufteinblasung.....	61
Abbildung 37: Zyklisch aufgelöste Abgastemperaturverläufe mit und ohne Sekundärlufteinblasung (n = 1200 1/min / 1400 1/min).....	62
Abbildung 38: Einfluss von Brennraum- und Abgasluftverhältnis auf die Rohemissionen im fetten Katalysatorheizbetrieb.....	64
Abbildung 39: Einfluss von Brennraum- und Abgasluftverhältnis im fetten Katalysatorheizbetrieb.....	65
Abbildung 40: Nachreaktionsflamme des Auslassstoßes für unterschiedliche Abgasluftverhältnisse bei $\lambda_{BR} = 0,9$ (gemittelt aus 5 Arbeitsspielen).....	67
Abbildung 41: Kurbelwinkel aufgelöste HC-Konzentrationsverläufe an der Stelle FFID2 für unterschiedliche Abgas-Luftverhältnisse ( $\lambda_{BR} = 0,9$ ).....	68
Abbildung 42: Zyklus aufgelöste Abgastemperaturverläufe an den Positionen $T_{a1}$ und $T_{a3}$ für unterschiedliche Abgas-Luftverhältnisse ( $\lambda_{BR} = 0,9$ ).....	68
Abbildung 43: Variation des Einspritzzeitpunktes im fetten Katalysatorheizbetrieb.....	69
Abbildung 44: Vergleich frühe, saugsynchrone Einspritzung vs. Einspritzung in den Kompressionshub kurz vor ZOT.....	71
Abbildung 45: Schnelle HC-Messung bei früher, saugsynchroner Einspritzung sowie Einspritzung in den Kompressionshub kurz vor ZOT.....	72
Abbildung 46: Zweifacheinspritzung mit 2. Einspritzung in den Kompressionshub (EOI2 = 40 °KW vZOT) bei fettem Katalysatorheizbetrieb ohne Sekundärluft.....	73
Abbildung 47: Vergleich der Zweifacheinspritzstrategien mit zweiter Einspritzung als Zündeinspritzung und zweiter Einspritzung im Kompressionshub.....	75
Abbildung 48: Vergleich Einfach- vs. Zweifacheinspritzung mit Zündeinspritzung.....	76
Abbildung 49: Einfluss der VANOS Spreizungen auf die NO <sub>x</sub> -Emissionen.....	77
Abbildung 50: Ventilhubkurven und Druckverläufe bei emissionsoptimaler Spreizungskombination im Vollhub-Betrieb (VSE/VSA=70/60).....	78
Abbildung 51: Ventilhubkurven und Druckverläufe bei emissionsoptimaler Spreizungskombination im Teilhub-Betrieb (VSE/VSA=115/60).....	78
Abbildung 52: Einfluss der VANOS Spreizungen auf die Laufruhe des Motors.....	79
Abbildung 53: Einfluss der VANOS Spreizungen auf die HC-Emissionen.....	80
Abbildung 54: Einfluss der VANOS Spreizungen auf Abgastemperatur.....	81
Abbildung 55: Einfluss der Sekundärlufteinblasung bei Vollhub-Betrieb VSE/VSA=110/110 und Teilhub-Betrieb VSE/VSA=115/60.....	82
Abbildung 56: Sekundärluftverteilung im Brennraum bei Teilhub-Betrieb (VSE/VSA=115/60) und Vollhub-Betrieb (VSE/VSA=120/120).....	84
Abbildung 57: Ventilhubkurven und Druckverläufe am Einzylindermotor bei emissionsoptimaler Spreizungskombination (VSE/VSA=115/60) im Teilhub-Betrieb.....	84

Abbildung 58: Ventilhubkurven und Druckverläufe am Einzylindermotor bei konventioneller Spreizungskombination (VSE/VSA=110/110) im Teilhub-Betrieb .....	85
Abbildung 59: Einfluss der VANOS Spreizungen auf die Intensität des Rückströmens nach dem Ladungswechsel-OT .....	86
Abbildung 60: Phasen des Ladungswechsels im emissionsoptimierten Katalysatorheizbetrieb (Teilhub) .....	88
Abbildung 61: Optische Analyse des Auslassstoßes im sekundärluftunterstützten Katalysatorheizbetrieb .....	89
Abbildung 62: Optische Analyse des ersten Rückströmereignisses nach dem Auslassventilöffnen.....	90
Abbildung 63: Optische Analyse der Ausschiebephase.....	91
Abbildung 64: Optische Analyse des 2. Rückströmereignisses nach dem Ladungswechsel-OT .....	92
Abbildung 65: Einfluss des Sekundärlufteinleiteortes bei Vollhub-Betrieb VSE/VSA=110/110 und Teilhub-Betrieb VSE/VSA=115/60 .....	93
Abbildung 66: Einfluss des Sekundärlufteinleiteortes auf die in den Brennraum strömende Sekundärluftmenge .....	94
Abbildung 67: Nachreaktion des ausströmenden Abgases im Auslasskanal bei Vollhub-Betrieb mit klassischen Spreizungen (VSE/VSA=110/110).....	95
Abbildung 68: HC-Konzentrationsverläufe im Vollhub-Betrieb mit VSE/VSA = 110/110 für beide Sekundärluft-Einleiteorte .....	95
Abbildung 69: Nachreaktion des mit dem Auslassstoß ausströmenden Abgases bei auslassventilnaher vs. auslassventilferner Einleitung der Sekundärluft.....	97
Abbildung 70: HC-Konzentrationsverläufe im Teilhub-Betrieb mit VSE/VSA = 115/60 für beide Sekundärluft-Einleiteorte .....	98
Abbildung 71: Phase des ersten Rückströmens bei auslassventilnaher vs. auslassventilferner Einleitung der Sekundärluft.....	99
Abbildung 72: Ausschiebephase bei auslassventilnaher vs. auslassventilferner Einleitung der Sekundärluft .....	100
Abbildung 73: Anpassung der Ladungswechselfrequenz vom 1-Zyl.-Motor an die Druckverhältnisse am aufgeladenen Sechszylindermotor .....	101
Abbildung 74: HC-Konzentrationsverläufe im Teilhub-Betrieb mit VSE/VSA = 115/65 und an die Druckverhältnisse des Turbomotors angepasstem Ladungswechsel.....	102
Abbildung 75: Optische Analyse der Abgasnachreaktion bei Nachbildung der Turbomotorcharakteristischen Ladungswechselfrequenz.....	103
Abbildung 76: Einfluss des Sekundärluft-Einblasedrucks auf Nachreaktion, Emissionen und Abgastemperatur .....	105
Abbildung 77: HC-Konzentration im Abgas an der Messtelle FFID1 bei unterschiedlichen Sekundärluft-Einblasedrücken ( $\lambda_{AG}=1,15$ ).....	107
Abbildung 78: HC-Konzentration im Abgas an der Messtelle FFID2 bei unterschiedlichen Sekundärlufteinblasedrücken ( $\lambda_{AG}=1,15$ ).....	107
Abbildung 79: Optische Analyse der Nachreaktion im Abgasrohr bei zwei unterschiedlichen Einblasedrücken .....	108
Abbildung 80: Auswertung der Injektoransteuerung zur Verbrennungsaussetzererkennung .....	110
Abbildung 81: Vorgehensweise und exemplarische Versuchsrandbedingungen im Instationärtest zur Validierung der Ergebnisse aus den Stationär-untersuchungen.....	111

<i>Abbildung 82: Zeitliche Verläufe von Emissionen und Abgastemperatur im Instationärtest</i>	112
<i>Abbildung 83: Emissionsreduktionspotenzial der Zweifacheinspritzung ohne Sekundärlufteinblasung im Instationärtest.....</i>	114
<i>Abbildung 84: Emissionsreduktionspotenzial der Zweifacheinspritzung mit Sekundärlufteinblasung im Instationärtest.....</i>	116
<i>Abbildung 85: Kumulierte HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen nach Katalysator bei Variation von SL-Einleiteort und Teilhub-Katheizapplikation (Instationärtest, <math>\lambda=0,82</math>).....</i>	118
<i>Abbildung 86: Kumulierte HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen nach Katalysator bei Variation von SL-Einleiteort und Teilhub-Katheizapplikation (Instationärtest, <math>\lambda=0,92</math>).....</i>	119
<i>Abbildung 87: Spraytargeting 6-Loch-Injektor.....</i>	126
<i>Abbildung 88: Kennlinie Magnetspuleninjektor.....</i>	126

## Literaturverzeichnis

[1] Kommission der Europäischen Gemeinschaften: Ergebnisse der Überprüfung der Strategie der Gemeinschaft zur Minderung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen, SEK(2007) 60-61, Brüssel, 2007

[2] Kommission der Europäischen Gemeinschaften: Überwachung der CO<sub>2</sub>-Emissionen neuer Personenkraftwagen in der EU: Daten des Jahres 2008, Brüssel 2010

[3] Van Basshuysen/Schäfer.: 3. Auflage Handbuch Verbrennungsmotor 3. Auflage, Vieweg Verlag, April 2005

[4] Schwarz C., Missy S., Steyer H., Durst B., Schünemann E.: Die neuen Vier- und Sechszylinder-Ottomotoren von BMW mit Schichtbrennverfahren, MTZ 5/2007 Jahrgang 68

[5] Die VALVETRONIC: Unger H., Schwarz C., Schneider J., Koch K.-F.: Erfahrungen aus sieben Jahren Großserie und Ausblick in die Zukunft, MTZ 07-08/2008 Jahrgang 69

[6] Klauer N., Klüting M., Steinparzer F., Unger H.: Aufladung und variable Ventiltriebe - Verbrauchstechnologien für den weltweiten Einsatz, 30. Internationales Wiener Motorensymposium 2009

[7] Kufferath A., Samenfink W., Gerhardt J.: Die neue Emissionsstrategie der Benzin-Direkteinspritzung, MTZ 11/2003 Jahrgang 64

[8] The California Low-Emission Vehicle Regulations, Stand 1/2008

[9] Mährle W., Krauss M., Luttermann C., Klauer N.: High Precision Injection in Verbindung mit Aufladung am neuen BMW Twin-Turbo-Ottomotor, MTZ 04/2007 Jahrgang 68

[10] Pischinger R.: Verbrennungskraftmaschinen - Vertiefte Ausbildung, Vorlesungsumdruck, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Graz, Sommersemester 2001

[11] Warnatz J., Maas U., Dibble R.-W.: Verbrennung, 3. Auflage, Springer Verlag, 2001

[12] Heywood J.-B.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Higher Education, 1989

- [13] Kubach H., Mayer K., Spicher U.: Untersuchungen zur Realisierung einer rußarmen Verbrennung bei Benzin-Direkteinspritzung, Institut für Kolbenmaschinen, der Universität Karlsruhe (TH), Februar 2001
- [14] Suck G.: Untersuchung der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2001
- [15] Wiemer S.: Untersuchungen zum Start- und Warmlaufverhalten eines Ottomotors mit Direkteinspritzung, Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH), Logos Verlag Berlin GmbH, Band 9/2008
- [16] Spicher U.: Untersuchungen über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung, Dissertation, RWTH Aachen, 1982
- [17] Borrmeister J., Hübner W.: Einfluss der Brennraumform auf HC-Emission und den Verbrennungsablauf, MTZ 07-08/1997 Jahrgang 58
- [18] Yoshida M.: Einfluss der Spaltgeometrie am Feuersteg des Kolbens auf die Kohlenwasserstoffemission bei einem Ottomotor, MTZ 03/1980 Jahrgang 41
- [19] Huber W., Prescher K.-H.: Motorinterne Maßnahmen zur Verringerung der Schadstoffemission des Ottomotors, MTZ 04/1976 Jahrgang 37
- [20] Schelling H., Freier R.: Automobil Revue, Nr.51, S.29-33,1995
- [21] Carvalho M.-G., Fiveland W.-A., Lockwood F.-C., Papadopoulos C.: Clean Combustion Technologies Part B, Gordon and Breach Science Publishers, 1999
- [22] Panduranga, V.: Untersuchung über den Einfluß von Druck, Temperatur und Turbulenz auf die Flammenauslöschung an Brennkammerwänden sowie ihre Bedeutung für die Reduzierung der Kohlenwasserstoffemission von Verbrennungsmotoren, Dissertation RWTH Aachen, 1970
- [23] Eiglmeier C., Pfalzgraf B., Helbig J., Adam S., Grigo M., Dornhöfer R., Eiser A.: Der neue R4-2.0l TFSI SULEV/PZEV-Motor von Audi, 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2007
- [24] Luttermann C., Schünemann E.: Die VALVETRONIC – zentrales Element des neuen BMW Sechszylinder-Motors zur Einhaltung der SULEV–Emissionsgrenzwerte, 3. Emission Control, Dresden, 2006

- [25] Luttermann C., Zuelch C., Heller S., Holder R.: Efficient Dynamics and Minimal Emissions – BMW's Concepts for SULEV-Compliant Turbocharged Engines, SAE?
- [26] Neußer H.-J.: Die neuen 4,8-l-V8-Ottomotoren von Porsche mit Benzindirekteinspritzung und variabler Ventilsteuerung, MTZ 12/2007 Jahrgang 68
- [27] Kufferath A., Lejsek D., Scherrer D., Kulzer A.: Einsatz der Brennverlaufsanalyse im Motorhochlauf als Entwicklungs- und Applikationswerkzeug, MTZ 06/2006 Jahrgang 67
- [28] Achleitner E., Koch A., Maier J., Marinai A.: Magnetspulen-Injektoren für die Benzin-Direkteinspritzung, MTZ 05/2006 Jahrgang 67
- [29] Ehlers G., Pfalzgraf B., Wurms R.: Homogen Split- eine hocheffiziente Einspritz-Strategie zur Senkung der Abgasemission bei FSI-Motoren, 9. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, September 2003
- [30] Krebs R., Szengel R., Middendorf H., Sperling H., Siebert W., Theobald J., Michels K.: Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen, Teil 2: Thermodynamik, MTZ 12/2005 Jahrgang 66
- [31] Luttermann C., Missy S., Schwarz C., Klauer N.: BMW High Precision Injection in Verbindung mit Aufladung am Beispiel des neuen BMW Twin Turbo Ottomotors, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2006
- [32] Waltner A., Vent G., Kemmler R., Lux C., Altenschmidt F.: Die 2. Generation der Benzin-Direkteinspritzung – Aspekte zur Abgasreinigung und Katalysatorentwicklung, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- Motorentechnik 2006
- [33] Grob A.: Rohemissionsreduktion und Abgasnachbehandlungskonzepte an Hochleistungs-Ottomotoren mit Direkteinspritzung, Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH), Logos Verlag Berlin GmbH, Band 5/2007
- [34] Yamamoto S., Tanaka D., Takemura J., Nakayama O., Ando H.: Control and Combustion in Gasoline Direct Injection Engines for Reducing Cold-Start Emissions, SAE 2001-01-0550
- [35] Erdmann H.-D., Königstedt J., Fitzen M.: Erster ULEV-Ottoturbomotor –der Audi 1.8-l-Fünfventil-Turbo mit 125 kW, MTZ 02/2001 Jahrgang 62
- [36] Pfalzgraf B., Fitzen M., Siebler J., Erdmann H.-D.: First ULEV Turbo Gasoline Engine- The Audi 1.8 l 125 kW 5-Valve Turbo, SAE 2001- 01-1350

- [37] Gush B., Fleiss M., Seipel T., Baron-Oxberry S.,.: Der neue 6  $\frac{3}{4}$  l-V8-Turbomotor für den Bentley Mulsanne, MTZ 11/2009 Jahrgang 70
- [38] Gush B., Becker N., Baron-Oxberry S., Humphries J., Seipel T.: Der neue V8-Twin-Turbo-Motor im Bentley Arnage, MTZ 01/2007 Jahrgang 68
- [39] Crane M.-E., Thring R.-H., Podnar D.-J., Dodge L.-G.: Reduced Cold-Start Emissions Using Rapid Exhaust Port Oxidation (REPO) in a Spark-Ignition Engine, SAE Crane 1997, SAE970264
- [40] Klauer N., Kretschmer J., Unger H.; Der Antrieb des BMW 535i Gran Turismo ATZ 09/2009 Jahrgang 111, ATZ 09/2009 Jahrgang 111
- [41] Zinnert T.: Analyse und Anpassung der Ladungswechselfrequenz eines 1-Zylinder-Versuchsmotors an die Dynamikverhältnisse am Sechszylindermotor, Diplomarbeit Hochschule Merseburg (FH), 2006
- [42] Fischer J.: Einfluss variabler Einlassströmung auf zyklische Schwankungen bei Benzin-Direkteinspritzung, Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH), 2004
- [43] Heller S.: Analyse und Modellierung des instationären Wärmeübergangs in der ottomotorischen Abgasanlage, Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der TU München, 2008
- [44] Handbuch Pierburg Instruments AMA 4000, Stand 22.04.2002
- [45] Wimmer, A.: Skriptum zur Vorlesung Fahrzeug- und Motorenmesstechnik, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, 2001
- [46] Handbuch AVL 415S Smoke Meter, Emission Test Instruments
- [47] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine - Der Fahrzeugantrieb, Band 1, Springer-Verlag Wien –NewYork, 2002.
- [48] Produktinformation Thermocoax GmbH, Stapelfeld, Deutschland 2007
- [49] Handbuch Combustion HFR500 Fast FID
- [50] Lange K.-H.: Verfahren zur Berechnung der Luftzahl aus der Abgaszusammensetzung, MTZ 03/1976 Jahrgang 37
- [51] Benutzerhandbuch Lambda Meter ETAS LA4

- [52] Schulz, C., Sick, V.: Tracer-LIF Diagnostics: Quantitative Measurement of fuel concentration, temperature and air/fuel ratio in practical combustion situations. Paper, Uni Heidelberg / University of Michigan, 2000
- [53] Schorr J.: Entwicklung und Anwendung von Fluoreszenztracer-Verfahren für die lasergestützte, abbildende Spraydiagnostik, Dissertation, Naturwissenschaftlich-Mathematische Gesamtfakultät der Ruprecht – Karls – Universität Heidelberg, 2003
- [54] Kirchweger W., Haslacher R., Heindl R., Eichlseder H.: Brennverfahrensentwicklung für Erdgas-DI Motoren mittels Lasermessverfahren, Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU-Graz, 2006
- [55] Kirchweger W., Haslacher R., Hallmannsegger M., Gerke U.: Applications of the LIF method for the diagnostics of the combustion process of gas-IC-engines, Kirchweger 2006, Springer Verlag 2007
- [56] Kirchweger W.: Laseroptische Diagnoseverfahren zur Optimierung von Wasserstoff-DI-Brennverfahren, Dissertation, Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU-Graz, 2007
- [57] Grasreiner S.: Analyse eines direkteinspritzenden Turbo-Ottomotors mit variabler Ventilsteuerung am optischen Motor, Diplomarbeit, TU Ilmenau, 2008
- [58] Datenblatt LaVision Imager E-lite 70 Hz
- [59] Datenblatt LaVision HighSpeed IRO
- [60] Brugger J.: Experimentelle Untersuchung der Abgas-Nachreaktion mit Sekundärluft sowie Identifizierung der Einflussfaktoren an einem Ottomotor mit variablem Ventiltrieb, Diplomarbeit Labor für Verbrennungsmotoren der Hochschule München, August 2009
- [61] Wieske P.: Bildgebende Multiparameter-Lasermessungen in komplexen technischen Strömungs- und Verbrennungsprozessen, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 2007
- [62] Datenblatt LaVision HighSpeed Star 5
- [63] Miklautschitsch M., Becker J., Eigenschenk R., Schünemann E.: Potenziale des TVDI-Brennverfahrens zur Darstellung eines Niedrigemissionskonzepts, 9. Internationales Symposium für Verbrennungsdagnostik, Baden-Baden, 2010

- [64] Hernandez J.-L.: Abgasnachoxidation durch Sekundärlufteinblasung zum schnellen Aufheizen des Katalysators im Kaltstart, Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH), Logos Verlag Berlin GmbH, Band 7/2004
- [65] Eichlseder H.: Verbrennungskraftmaschinen - Vertiefte Ausbildung, Vorlesungsskript, Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU Graz, Sommersemester 2003
- [66] Bangemann C.: Kraftstoffeinsparung durch neue Techniken, AMS-Online: <http://www.auto-motor-und-sport.de/testbericht/direkteinspritzung-technik-lexikon-1333734.html>
- [67] Eiser A., Fitzen M., Heiduk T., Mendle J., Zahlmann S.: 3.0l TFSI: Die neue Spitzenmotorisierung von Audi, MTZ 09/2009 Jahrgang 70
- [68] Krebs R., Szengel R., Middendorf H., Sperling H., Siebert W., Theobald J., Michels K.: Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen, MTZ 12/2005 Jahrgang 66
- [69] Raab F.: Untersuchungen zur Reduzierung von Kohlenwasserstoff-Emissionen im Kaltstart von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2007
- [70] Landerl C., Melcher T., Steyer H., Flierl R., Hofmann R.: Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit VALVETRONIC, MTZ 07-08/2001 Jahrgang 62
- [71] Pischinger S., Salber W., Dilthey J., Adomeit P., Grünefeld G., Brochhaus M.: Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit voll variabler Ventilsteuerung, MTZ 11/2001 Jahrgang 62
- [72] Schneider F., Lettmann M.: Variable Ventilsteuerzeiten für jedes Motorenkonzept, MTZ 05/2008 Jahrgang 69
- [73] Flierl R., Gollasch D., Knecht A., Pohl D., Hannibal W.: Perspektiven des vollvariablen Ventiltriebs Univalve auf Basis eines 2,0-l-Ottomotors, MTZ 07-08/2006 Jahrgang 67
- [74] Schröder C.: Ohne Nockenwelle: Ein neues elektromechanisches Ventiltriebssystem von Valeo, MTZ 03/2007 Jahrgang 68
- [75] Bernard L., Ferrari A., Micelli D., Perotto A., Rinolfi R., Vattaneo F.: Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem „MultiAir“-Verfahren, MTZ 12/2009 Jahrgang 70

[76] Denger D., Mischker K.: Die elektrohydraulische Ventilsteuerung, MTZ 12/2004 Jahrgang 65

[77] Van Basshuysen R., Spicher U.: Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial, 1. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2007

[78] Kiefer W., Klauer N., Krauss M., Mährle W., Schünemann E.: Der neue Reihensechszylinder-Ottomotor von BMW Teil 2: Thermodynamik und funktionale Eigenschaften, MTZ 12/2004 Jahrgang 65

[79] Landerl C., Melcher T., Steyer H., Flierl R., Hofmann R.: Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit VALVETRONIC: Teil 1 Konzept und konstruktiver Aufbau, MTZ 06/2001 Jahrgang 62

[80] Szengel R., Middendorf H., Voeltz S., Laumann A., Tilchner L., Theobald J., Etzrodt T., Krebs R.: Der TSI-Motor mit 90 kW: Erweiterung der verbrauchsgünstigen Ottomotoren-Baureihe von Volkswagen, MTZ 07-08/2007 Jahrgang 68

[81] Schmidt G., Kapp D., Schamel A., Hinds B., Weaver C.: Der neue 3,5-l-V6-Ottomotor von Ford: Downsizing durch „EcoBoost“, MTZ 03/2009 Jahrgang 70

[82] Haifeng L., Wallace J.-S.: Instantaneous In-Cylinder Hydrocarbon Concentration Measurement during the Post-Flame Period in an SI Engine, SAE 1999-01-3577 University of Toronto, 1999

[83] Beer M., Held W., Kerkau M., Rehr A.: Der neue Motor des Porsche 911 Turbo, MTZ 11/2000 Jahrgang 61

[84] Welter A., Bruener T., Unger H., Hoyer U., Brendel U.: Der neue aufgeladene Reihensechszylinder-Ottomotor von BMW, MTZ 02/2007 Jahrgang 68

[85] Koehlen C., Holder E., Vent G.: Messtechnische Erfassung der Nachoxidation zur Optimierung des Kat-Light-Offs bei einem SULEV-Motor, 5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2002

[86] Paffrath H., Panhans S.: Sekundärlufteinblasung: Ein Bestandteil verbrauchsarmer Niedrigemissionskonzepte, MTZ 12/2010 Jahrgang 71

[87] Fuller R.-P., Wu P.-K., Kirkendall K., Nejad A.-S.: Effects of injection angle on atomization of liquid jets in airflow. AIAA Journal, 38:64–72, 2000.

[88] Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 26. Auflage, Vieweg-Verlag, 2007

[89] Homepage California Air Resources Board (ARB):  
<http://www.arb.ca.gov/msprog/levprog/levii/levii.htm>

[90] Storch A., Kufferath A., Fischer U., Selder M., Schünemann E.: TVDI Verbrauchstechnologie für den weltweiten Einsatz: Injektorauslegung und Brennverfahrensentwicklung, 9. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2010

[91] Pischinger S.: Verbrennungsmotoren, Band I und II, Vorlesungsmanuskript RWTH Aachen, 2004

[92] Zülch C.-D.: Konzepte für einen sicheren Direktstart von Ottomotoren, Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, 2007

## Nomenklatur

### Physikalische Größen

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
A	[m <sup>2</sup> ]	Fläche
D, d	[m]	Durchmesser
$\epsilon$	[-]	Verdichtungsverhältnis
$\lambda$	[-]	Verbrennungsluftverhältnis
L <sub>st</sub>	[-]	stöchiometrischer Luftbedarf
m	[kg]	Masse
m	[kg/h]	Massenstrom
M	[kg/kmol]	Molmasse
n	[1/min]	Drehzahl
p	[bar]	Druck
R	[J/kg K]	spezifische Gaskonstante
R <sub>m</sub>	[J/kmol K]	allgemeine Gaskonstante
s	[m]	Testabschnittslänge
T	[K]	Temperatur
w	[kJ/l]	spezifische Arbeit
p	[kg/kmol]	Molmasse]

### Abkürzungen

a	abgasseitig
A	Auslass
AG	Abgas
Aö	Auslass öffnet
As	Auslass schließt
ASF	Anti Spark Fouling (aromatenfreier Kraftstoff)
ATL	Abgasturbolader
AV	Auslassventil
BR	Brennraum
BP	Betriebspunkt
C	Kohlenstoff
CARB	California Air Resources Board
CCD	Charge-coupled Device
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	Kohlenwasserstoffe
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propan
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
DI	Direct Injection

DK	Drosselklappe
E	Einlass
Eö	Einlass öffnet
EOI	End of Injection
Es	Einlass schließt
EV	Einlassventil
F	Gewichtungsfaktor
FFID	Fast Flame Ionization Detector
FS	Feuersteg
FSI	Fuel Stratified Injection
FTP75	Federal Test Procedure-75
GDI	Gasoline Direct Injection
H <sub>2</sub>	Wasserstoff
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
HD	Hochdruck
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
H <sub>2</sub> O	Wasser(-dampf)
HOSP	Homogen Split
HVS50%	Heizverlaufsschwerpunkt
i	indiziert
iVKT	im Vorkatalysator
°KW	Grad Kurbelwinkel
KH	Katalysatorheizen
KM	Kühlmittel
KR	(Abgas-)Krümmer
Kst	Kraftstoff
LEV	Low Emission Vehicle
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
LOT	oberer Totpunkt des Ladungswechsels
mi	Meile
MPI	Multi Point Injection
N <sub>2</sub>	Stickstoff
ND	Niederdruck
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzeugzyklus
nLOT	nach dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels
NMOG	Non Methane Organic Gases
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
nVKT	nach dem Vorkatalysator
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
OH	Hydroxyl-Radikal
OT	oberer Totpunkt
ppm	Parts per Million

Pst	Prüfstand
PZEV	Partial Zero Emission Vehicle
s	saugseitig
SL	Sekundärluft
SLS	Sekundärluftsystem
SOI	Start of Injection
SULEV	Super Ultra Low Emission Vehicle
SZ	Schwärzungszahl
TEA	Triethylamin
TMA	Trimethylamin
UV	ultraviolett
UT	unterer Totpunkt
VANOS	Variable Nockenwellenstellung
VaK	Variationskoeffizient der indizierten spezifischen Arbeit
vLOT	vor dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels
VSA	Ventilspreizung Auslass
VSE	Ventilspreizung Einlass
vTUB	vor Turbine
vVKT	vor Vorkatalysator
TFSI	Turbocharged Stratified Injection
ti	Ansteuerzeit
TSI	Turbocharged Stratified Injection
TVDI	Turbo VALVETRONIC Direct Injection
z	(zylinder-/) brennraumseitig
ULEV	Ultra Low Emission Vehicle
UT	unterer Totpunkt
UV	ultraviolett
ZEV	Zero Emission Vehicle
ZOT	oberer Totpunkt der Zündung
zyl	Zylinder
ZZP	Zündzeitpunkt

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name: Manfred Miklautschitsch  
Geburtsdatum: 18.01.1979  
Geburtsort: LKH Klagenfurt  
Staatsbürgerschaft: Österreich

### Schulbildung

1985-1993: Grundschule in St. Jakob im Rosental  
1993-1998: Höhere Technische Lehranstalt für Elektrotechnik  
und Leistungselektronik in Klagenfurt

### Militärdienst

1998-1999: Einjährig Freiwillige Kommandantenausbildung beim  
Österreichischen Bundesheer

### Hochschulausbildung

1999-2006: Diplomstudium Maschinenbau an der TU Graz  
2000-2007: Diplomstudium Wirtschaftsingenieurwesen  
an der TU Graz  
2003-2004: Austauschstudent an der Loughborough University  
in England  
2007-2011: Promotion am Institut für Kolbenmaschinen des  
Karlsruher Instituts für Technologie

### Praktika

2003: BMW AG München / Vorentwicklung Ottomotoren  
2004: Tampere University of Technology in Finland/  
Institute of hydraulics and automation  
2005-2007: Studentische Hilfskraft am Institut für Verbrennungs-  
kraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz

### Beruflicher Werdegang

2007-2007: Wissenschaftlicher Projektmitarbeiter am Institut für  
Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik  
der TU Graz  
2007-2010: Doktorand in der Brennverfahrensentwicklung der  
BMW AG in München  
seit 2010: Entwicklungsingenieur BMW AG München /  
Entwicklung Thermodynamik