

# Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für PKW-Dieselmotoren

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

## **Doktoringenieur**

**(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Jens Jeschke

geb. am 21. April 1970 in Bad Pyrmont

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau

der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke

Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher

Dr.-Ing. Christian Klarhoefer

Promotionskolloquium am 8. November 2002







# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Elektronikforschung der VOLKSWAGEN AG Wolfsburg.

Für die Unterstützung und Betreuung dieser Arbeit danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke, Leiter des Instituts für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen der Otto-von-Guericke-Universität MAGDEBURG und Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher, Leiter des Fachgebietes Verbrennungskraftmaschinen im Institut für Land- und Seeverkehr der Technischen Universität BERLIN. Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Christian Klarhoefer und Herrn Dr.-Ing. Hotz, die in zahlreichen fachlichen Gesprächen zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Herr Dipl.-Ing. Jürgen Gloger und Herr Dr.-Ing. Hans-Georg Nitzke haben mir mit ihrem außerordentlichen persönlichen Engagement hervorragende Rahmenbedingungen zur Durchführung dieser Arbeit in der Elektronikforschung der VOLKSWAGEN AG bereitet. Die von ihnen geschaffenen Freiräume haben maßgeblich dazu beigetragen, den umfangreichen Themenkomplex unter den verschiedensten Aspekten untersuchen zu können.

Herrn Dipl.-Ing. Richard Dorenkamp und Herrn Dipl.-Ing. Jörn Müller aus der Abteilung Arbeitsverfahren PKW-Dieselmotoren der VOLKSWAGEN AG danke ich für ihre umfangreiche Unterstützung, die konstruktiven Diskussionen und stets gute Zusammenarbeit.

Den Leitern der Elektronikforschung der VOLKSWAGEN AG Herrn Dr.-Ing. Karl-Thomas Neumann und Herrn Dr.-Ing. Will Specks sowie allen Kollegen danke ich für ihre Hilfsbereitschaft und Kollegialität. Insbesondere Herr Dr.-Ing. Thorsten Rebohl, Herr Dipl.-Ing. Jan Piewek und Herr Dipl.-Ing. Jörg Larink haben durch ihre Hilfs- und Diskussionsbereitschaft ein hervorragendes Arbeitsklima geschaffen. Des Weiteren sei all den Studenten gedankt, die durch ihre Diplomarbeiten an der Entstehung dieser Arbeit mitgewirkt haben.

Für die engagierte Unterstützung bei den verschiedenen Versuchen und Programmierarbeiten danke ich Herrn Dipl.-Ing. Andreas Wagner (IAV GmbH Gifhorn).

Nicht zuletzt danke ich meiner Familie, insbesondere meinen Eltern Doris und Joachim Jeschke, für die Unterstützung während meines Studiums und meiner Doktorandentätigkeit.



# Kurzfassung

Damit die sich stetig verschärfenden Abgasvorschriften für schnellaufende PKW-Dieselmotoren auch zukünftig erfüllt werden können, wird neben der Optimierung der Brennverfahren die regelungstechnische Koordination der Kraftstoffeinspritzung eine wesentliche Rolle spielen. Die sich abzeichnende Verfügbarkeit kostengünstiger Zylinderdrucksensoren eröffnet die Möglichkeit, die zur Beeinflussung der Verbrennung heute ausschließlich angewendete Steuerung durch eine zylinderdruckbasierte Regelung zu ersetzen.

Der Hauptbestandteil des in der vorliegenden Arbeit entwickelten Motormanagementsystems ist die Verbindung zylinderindividueller Regelungsstrukturen mit einer echtzeitfähigen Auswertung von Zylinderdrucksignalen. Ein Fahrzeug-Prototyp, ausgerüstet mit Low-Cost-Zylinderdrucksensoren, einem Rapid-Prototyping-System und einem Echtzeitindiziersystem, ermöglicht erstmalig die Untersuchung der Vorteile eines solchen Motormanagements.

Das Echtzeitindiziersystem dient zur Zylinderdruckerfassung im Fahrzeug und zur Bestimmung verbrennungsspezifischer Kenngrößen, wie z. B. der Verbrennungsgüte, der Zustandsgrößen im Gassystem und der Kraftstoffeinspritzparameter. Diese Größen sind die Grundlage für eine Verbrennungsregelung, bei der der indizierte Mitteldruck durch die Förderdauer und der Verbrennungsbeginn durch den Förderbeginn jeweils zylinderindividuell und arbeitsspielaufgelöst geregelt werden. Dadurch lassen sich die Verbrennungsabläufe aller Zylinder im gesamten Motorbetriebsbereich gleichstellen und so z. B. Einbußen an Fahrkomfort ausgleichen, die durch fehlerhafte Einspritzelemente außerhalb der Serientoleranzen entstehen.

Verschiedene Abgastestversuche ergaben eine Verbesserung der Stickoxidemissionen um bis zu 12.3 % oder der Partikelemissionen um bis zu 15.3 %. In einer dem Serienbetrieb vergleichbaren Applikation reduzierte sich der Streubereich der Stickoxidemission von 10.7 % auf 5.6 % und der der Partikelemission von 22.8 % auf 6.7 %. Allgemein ermöglicht das zylinderdruckbasierte Motormanagement Emissionsergebnisse, die unempfindlich gegenüber Bauteiltoleranzen und variierende Betriebsbedingungen sind. Dadurch lässt sich der Aufwand für die Applikationsoptimierung deutlich reduzieren.

Ausblickend werden Aspekte eines modellbasierten, hierarchischen Motormanagements dargestellt, in dem zusätzlich noch die Abgasrückführ- und die Ladedruckregelung auf die Zylinderdrucksignale zurückgreifen.





# Abstract

Future levels of emission legislation for diesel engines will require further optimisation of the combustion process supported by adequate injection parameter control schemes. As low cost combustion sensors for production engines become realistically available, cylinder pressure based closed-loop combustion control may possibly replace conventional open-loop injection timing.

This work combines the main elements for a cylinder pressure based engine management system, a cylinder-individual control strategy and real-time cylinder pressure data evaluation. A prototype vehicle integrating low-cost pressure sensors, a Rapid-Prototyping-System (RPS) and a real-time pressure indication device, is used to examine the potential benefits of the overall system. The indication device performs real-time combustion pressure acquisition and numerical extraction of characteristic values related to injection parameters, air system states and combustion quality. The characteristic values are transmitted to a Rapid-Prototyping-System, where both Indicated Mean Effective Pressure (IMEP) and Start of Combustion (SoC) of each cylinder are closed-loop controlled from cycle to cycle via injection parameters Start of Injection (SoI) and Duration of Injection (DoI). Combustion of all cylinders is thus balanced in the whole working range of the engine. Even in a vehicle with injection units out of tolerance no sensible loss in driving comfort was found due to the new engine management system. Various emission tests show a reduction in nitrogen oxide emissions up to 12.3 % or particulate emissions up to 15.3 %. With a calibration close to the nominal calibration of the engine the range of variation of nitrogen oxide emissions is reduced from 10.7 % to 5.6 % and of particulate emissions from 22.8 % to 6.7 %. The cylinder pressure based engine management system therefore increases robustness of emissions with respect to engine part tolerances and environmental conditions. Less effort is needed to find an optimised engine calibration.

For further work, the concept of a model-based hierarchical engine management is outlined, including also exhaust gas recirculation and boost pressure control by means of cylinder pressure data acquisition and evaluation.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1	Stand der Technik.....	2
1.2	Zielsetzung und Abgrenzung .....	9
1.3	Übersicht.....	11
<b>2</b>	<b>Beschreibung des Versuchsobjektes.....</b>	<b>13</b>
2.1	Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung .....	13
2.2	Versuchsmotor mit konventionellem Motormanagement.....	15
2.2.1	Aufbau.....	15
2.2.2	Steuerung der Verbrennung .....	17
2.2.3	Regelung des Gasdynamiksystems .....	18
<b>3</b>	<b>Das zylinderdruckbasierte Motormanagement.....</b>	<b>19</b>
3.1	Überblick .....	19
3.2	Verbrennungsregelung.....	23
3.3	Modellbasierte Gasdynamikregelung .....	24
<b>4</b>	<b>Brennraumesstechnik und Entwicklungssysteme .....</b>	<b>25</b>
4.1	Brennraumesstechnik.....	25
4.1.1	Standard-Indiziermesstechnik .....	25
4.1.2	Winkelbasis.....	25
4.1.3	Zylinderdrucksensoren.....	26
4.2	Entwicklungssysteme.....	29
4.2.1	Rapid-Prototyping-System.....	29
4.2.2	Echtzeit-Indiziersysteme .....	30
<b>5</b>	<b>Auswertung von Zylinderdrucksignalen .....</b>	<b>37</b>
5.1	Allgemeine Betrachtungen zur Datenauswertung .....	37
5.2	Vorverarbeitung der Signale .....	39
5.2.1	Filterung.....	40
5.2.2	Bestimmung des oberen Totpunktes .....	42
5.2.3	Thermodynamische Nullpunktkorrektur .....	43

5.2.4	Driftkorrektur .....	45
<b>5.3</b>	<b>Auswertung der Zylinderdruckverläufe .....</b>	<b>46</b>
5.3.1	Druckkenngrößen .....	47
5.3.2	Thermodynamische Kenngrößen .....	55
<b>6</b>	<b>Die Verbrennungsregelung .....</b>	<b>65</b>
<b>6.1</b>	<b>Vergleich der verschiedenen Kenngrößen zur Verbrennungsregelung .....</b>	<b>65</b>
6.1.1	Kenngrößen zur Bestimmung der Last .....	65
6.1.2	Kenngrößen zur Bestimmung des Verbrennungsbeginns .....	67
6.1.3	Kenngrößen zur Bestimmung der Verbrennungslage .....	69
<b>6.2</b>	<b>Konzeption der Verbrennungsregelung .....</b>	<b>72</b>
6.2.1	Identifikation des Übertragungsverhaltens der Strecke .....	72
6.2.2	Grobstruktur der Verbrennungsregelung .....	77
6.2.3	Regelung des indizierten Mitteldruckes .....	78
6.2.4	Verbrennungslageregelung .....	80
6.2.5	Umsetzung der Regelungsstrategie im Rapid-Prototyping-System .....	82
<b>7</b>	<b>Anforderungen an die Signalgewinnung .....</b>	<b>85</b>
<b>7.1</b>	<b>Untersuchung des optischen Drucksensors .....</b>	<b>85</b>
<b>7.2</b>	<b>Fehlerbetrachtung ausgewählter Kenngrößen .....</b>	<b>91</b>
7.2.1	Indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife .....	91
7.2.2	Heizverlauf .....	94
<b>8</b>	<b>Modellbasierte Beschreibung der Gasdynamik und der Verbrennungswirkung .....</b>	<b>101</b>
<b>8.1</b>	<b>Grundgleichungen eines neuen modellbasierten Gasdynamikmodells .....</b>	<b>101</b>
<b>8.2</b>	<b>Verknüpfung der Kenngrößen in empirischen Modellen .....</b>	<b>105</b>
8.2.1	Verknüpfung von Kenngrößen mit der Gasdynamik des Motors .....	105
8.2.2	Verknüpfung von Kenngrößen zur Beschreibung der Wirkung der Verbrennung .....	107
<b>8.3</b>	<b>Ergebnisse der Untersuchung der Modellierung .....</b>	<b>109</b>
<b>9</b>	<b>Erprobung des Gesamtsystems am Motorprüfstand und im Fahrzeug .....</b>	<b>123</b>
<b>9.1</b>	<b>Realisierung der Regelungen im Fahrzeug .....</b>	<b>123</b>
<b>9.2</b>	<b>Untersuchung des Emissionsverbesserungspotenzials durch die Verbrennungsregelung .....</b>	<b>130</b>
9.2.1	Emissionsergebnisse am Motorprüfstand .....	130
9.2.2	Emissionsergebnisse am Rollenprüfstand .....	133

<b>10</b>	<b>Zusammenfassung.....</b>	<b>137</b>
<b>11</b>	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>141</b>
	<b>Anhang A Kurbelwinkelsystem und Kinematik des Kurbeltriebs .....</b>	<b>149</b>
	<b>Anhang B Numerische Verfahren zur Modellbildung.....</b>	<b>153</b>
	<b>Anhang C Übersicht über die verwendeten Kurbelgehäuse und Zylinderköpfe .....</b>	<b>161</b>
	<b>Anhang D Beispiele zu den Auswertungen und den empirischen Modellen.....</b>	<b>163</b>
	<b>Anhang D.1 Auswertung von Einzelarbeitsspielen.....</b>	<b>163</b>
	<b>Anhang D.2 Auswertung von Kenngrößen mehrerer Zylinder .....</b>	<b>182</b>
	<b>Anhang E Vergleich von Brennraumdrucksensoren .....</b>	<b>191</b>
	<b>Anhang F Abkürzungen und Formelzeichen.....</b>	<b>193</b>



# 1 Einleitung

Die schrittweise steigenden Anforderungen der Gesetzgebung an die Emission und die Diagnose von Verbrennungsmotoren erfordern im zunehmenden Maße Motoransteuerungsverfahren mit gezielter Beeinflussung des zeitlichen Verlaufs der Verbrennung sowie einer darauf aufbauenden Diagnosestrategie. Zudem zeichnet sich heute durch die wachsende Zahl von Freiheitsgraden bei der Ansteuerung von Verbrennungsmotoren (neue Kraftstoffeinspritzsysteme, variabler Ventiltrieb usw.) deutlich ab, dass in Zukunft neue Sensorinformationen über den Verbrennungsprozess integriert werden müssen, um die Potenziale der Beeinflussung der Verbrennung nutzen zu können. In vorteilhafter Weise kann dies nur geschehen, wenn die Informationen über den Verbrennungsprozess mit einer vergleichbaren zeitlichen Auflösung wie die der Einspritzereignisse erfasst werden. Damit eröffnet sich die Möglichkeit einer Ablösung der kennfeldgeführten Steuerung der Verbrennung durch eine Regelung auf Basis von Brennrauminformationen. Allgemein wird hierfür vermehrt die Auswertung des gemessenen Zylinderdruckes vorgeschlagen. Dieser stellt eine weitgehend örtlich unabhängige Zustandsgröße der Energieumwandlung im Zylinder dar und ist vor allen Dingen wesentlich enger mit der Thermodynamik der Verbrennung verknüpft als die derzeit genutzten Messgrößen aus der Peripherie des Motors. Deshalb sind von einem solchen zylinderdruckbasierten Ansteuerprinzip bzw. Motormanagement bedeutende Vorteile gegenüber dem konventionellen System zu erwarten, z. B. ein Ausgleich fertigungs- und alterungsbedingter Störeinflüsse auf die Verbrennung, ein Gleichstellen der Verbrennung der einzelnen Zylinder sowie Vereinfachungen bei der Motorsteuergeräteapplikation und der Diagnose des Motorverhaltens. Auch der Wegfall einiger nicht mehr erforderlicher konventioneller Sensoren trägt zu dieser positiven Bilanz bei. Dem entgegen stehen allerdings die Mehrkosten für die Zylinderdrucksensoren sowie der zusätzliche Aufwand an Hardware und Software im Bereich der Motorsteuerung.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde für einen Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement entwickelt und sowohl am Motorprüfstand als auch in einem Fahrzeug erprobt. Durch die dabei realisierte Verbrennungsregelung in Verbindung mit einer zylinderindividuellen Koordination der Einspritzung konnten bei vergleichbarem Fahrkomfort Verbesserungen des Emissionsverhaltens und Vereinfachungen der Applikation des Motorsteuergeräts erzielt werden.

## 1.1 Stand der Technik

In den letzten 12 Jahren häufen sich, begünstigt durch die Entwicklungen in der Sensortechnik und der Mikroelektronik, vielfältige Ansätze eines zylinderdruckbasierten Motormanagements. Arbeiten auf diesem Gebiet bewegen sich in einem weiten Feld zwischen der Entwicklung eines serienreifen Sensorkonzeptes, der Echtzeitauswertung von Zylinderdrucksignalen und modernen Regelungs- und Ansteuerkonzepten. Wie in /1/ angemerkt wird, halten sich die Automobilhersteller hinsichtlich der Veröffentlichungen von Arbeiten an zylinderdruckbasierten Motormanagementsystemen verhältnismäßig bedeckt. Die Gründe hierfür liegen zum einen darin, dass die Integration der Indiziermessung in ein Regelungs- und Steuerungskonzept einer Verbrennungskraftmaschine ein relativ neues Forschungsgebiet darstellt. Zum anderen gilt die Verknüpfung von kontinuierlicher Indiziermessung, echtzeitfähiger Datenauswertung und zylinderindividueller Regelung für die Automobilhersteller als wichtige Kernkompetenz in Hinblick auf die Realisierung der dabei zu erwartenden Verbesserungspotenziale. Dennoch wurden von einigen Herstellern, Zulieferern und Universitäten in den neunziger Jahren Artikel veröffentlicht, die darauf schließen lassen, dass eine derartige Motormanagementstruktur in naher Zukunft ihren Weg in die Serienproduktion finden wird. Im folgenden Abschnitt werden die Kernpunkte einiger dieser Arbeiten zusammengefasst.

Nahezu alle Veröffentlichungen diskutieren dabei in unterschiedlicher Tiefe die Kernthemen der Signalgewinnung, der Signalauswertung, der Regelungsstruktur und des konzeptionellen Vorteils eines auf Brennrauminformationen basierenden Motormanagementsystems. Als Gemeinsamkeit stellt sich dabei heraus, dass die Brennraumsignale<sup>1</sup> mehrmals innerhalb eines Arbeitsspieles erfasst und digitalisiert werden. Eine nachfolgende numerische Auswertung reduziert dann die erfassten Signale auf signifikante Kenngrößen des Arbeitsspieles, die in die Regelungsstruktur eingehen.

### Signalgewinnung

Ausgehend von dem Ziel, die Verbrennung direkt zu erfassen und diese Informationen zur Regelung und Steuerung zu verwenden<sup>2</sup>, eröffnen sich verschiedene Möglichkeiten der

---

<sup>1</sup> Sofern nicht anders angegeben, wird davon ausgegangen, dass jeder Zylinder des Motors mit einem eigenen Sensor ausgerüstet wird.

<sup>2</sup> Im Gegensatz zu einer indirekten Sensorinformation (Drehzahlauswertung, schnelle Lambdasonden), die mit der Verbrennung verknüpft werden muss.



Signalgewinnung im Brennraum. Die Anwendung und Auswertung verschiedener Brennraumgrößen - Zylinderdruck, Lichtemission und Ionenstrom - hinsichtlich ihrer Eignung zur Regelung von Ottomotoren wird in /2/ und in /3/ diskutiert. Einige weitere Veröffentlichungen (z. B. /4/,/5/,/6/) diskutieren detailliert den Einsatz und das Potenzial von Ionenstromsensoren in Ottomotoren<sup>3</sup>. In /7/ wird ein indirektes Messverfahren zur zylinderindividuellen Beobachtung der Verbrennung vorgestellt: Die brennraumnahe Messung der Dichtspaltbewegung des Zylinderkopfes zum Kurbelgehäuse durch Sensoren in der Zylinderkopfdichtung<sup>4</sup>. Der Zylinderdruck erweist sich, wie in /2/ ausgeführt wird, durch seine Verknüpfung zur Thermodynamik und durch seine relative Messortsunabhängigkeit gegenüber den anderen Verfahren als qualitativ und quantitativ am besten zur Regelung von Ottomotoren geeignet. Allerdings ist die Erfassung und Auswertung des Zylinderdruckes auch am aufwändigsten.

In /10/ wird ein kostengünstiger piezo-elektrischer Zylinderdrucksensor für den Serieneinsatz in Ottomotoren vorgestellt. Neben dem Zylinderdrucksensor wird eine Abtastschrittweite von 2 bis 3 Grad KW und eine numerische Verarbeitung der Signale vorgeschlagen.

In /11/ werden zwei numerische Verfahren zur Bestimmung des Luftverhältnisses auf Basis des Zylinderdruckes bei Otto-Motoren hinsichtlich der Anzahl der erforderlichen Abtastungen während eines Arbeitsspieles, der Auflösung des Zylinderdrucksignals und der notwendigen Berechnungszeit untersucht.

Die Spezifikation und das Sensordesign eines ungekühlten piezo-elektrischen Zylinderdrucksensors wird in /12/ beschrieben und sein Signal mit einem Sensor vom Typ 6001 der Firma KISTLER verglichen.

Ein 1992 in Serie eingesetzter Zylinderdrucksensor wird in /13/ und /14/ beschrieben. Das Sensorsystem enthält neben dem eigentlichen Sensorelement, das nach dem piezo-resistiven Prinzip arbeitet, eine integrierte Elektronik zur Konstantstromspeisung, Verstärkung und Temperaturkompensation. Die Messung beschränkt sich auf wenige Abtastwerte des Zylinder

---

<sup>3</sup> Eigene Untersuchungen zur Ionenstrommessung im Dieselmotor haben gezeigt, dass die Messortsabhängigkeit des erfassten Signals, die Komplexität der Signalauswertung sowie die Verschmutzungsanfälligkeit der Sensoren dieses Sensorprinzips für die vorliegende Aufgabe ausscheiden lassen (/8/ und /9/).

<sup>4</sup> Die brennraumnahe Messung der Dichtspaltbewegung des Zylinderkopfes zum Kurbelgehäuse durch Sensoren in der Zylinderkopfdichtung korreliert, wie eigene Untersuchungen ergeben haben, nur in relativ schmalen Kurbelwinkelfenstern mit dem Zylinderdruck und ist zudem nur mit einem großen Aufwand quantitativ auswertbar. Zur Überwachung der Triebwerksbelastungen (Spitzendruck, Klopfen) ist dieses Verfahren jedoch anwendbar (/9/).

druckes pro Arbeitsspiel, die zur Regelung des Magerbetriebes des Motors eingesetzt werden. In /13/ wird für den gesamten Motor lediglich ein Zylinderdrucksensor vorgesehen (vgl. <sup>1</sup>).

In /15/, /16/ und /17/ wird ein piezo-resistiver Zylinderdrucksensor vorgestellt, der für einen Serieneinsatz in Ottomotoren geeignet ist. Es wird eine kurbelwinkelsynchrone Datenerfassung mit einer Auflösung von 1 Grad KW und einer Auflösung von 12 Bit vorgeschlagen.

Als Sensor dient in /18/ ein in die Zündkerzendichtung integriertes piezo-resistives Element. Die Berechnung der Kenngrößen aus dem mit 10 Bit digitalisierten Zylinderdruck erfolgt auf einem DSP<sup>5</sup>.

In /19/, /20/ und /21/ wird ein Zylinderdrucksensor vorgestellt, der sich aufgrund seines geringen Stückpreises und seiner hohen Lebensdauer für einen Serieneinsatz in Verbrennungskraftmaschinen eignet. Im Gegensatz zu den in /10/, /15/, /17/, /18/ und /22/ beschriebenen Sensoren handelt es sich dabei um einen optischen Drucksensor (vgl. Kapitel 4.1.3.2 auf Seite 27), der für die Arbeiten in /23/ eine Anwendung im Dieselmotorbereich fand. Ein Teil der Untersuchungen der vorliegenden Arbeit bezieht sich auf dieses Sensorprinzip.

In /24/ wird ein DSP-basiertes Echtzeitindiziersystem beschrieben, das in das Motorsteuergerät integriert werden kann und hochaufgelöste Brennraumsignale zur Regelung und Steuerung von Ottomotoren (12 Zylinder / 10000 min<sup>-1</sup>) auswerten kann. Die Messwerterfassung erfolgt mit einer Auflösung von 14 Bit. Die Software und die Hardware des Systems sind derart konzipiert, dass sowohl verschiedene Eingangssignale als auch verschiedene Kurbelwinkelerfassungssysteme verwendet werden können.

In /3/ und /25/ wird das im Rahmen des von der EU unterstützten Projektes AENEAS entwickelte Konzept eines zylinderdruckbasierten Motormanagementsystems dargestellt. Die Arbeiten umfassen hinsichtlich der Signalgewinnung die Entwicklung eines für den Serieneinsatz geeigneten piezo-resistiven Zylinderdrucksensors (vgl. auch /22/) und die Bereitstellung eines Rapid-Prototyping-Systems zur Echtzeitdatenauswertung. Der Zylinderdruck wird kurbelwinkelsynchron mit einer Auflösung von 12 Bit erfasst.

---

<sup>5</sup> DSP – Digitaler Signal-Prozessor

Als kostengünstiger Sensor für den Serieneinsatz wird in /26/ vorgeschlagen, den Zylinderdruck indirekt durch ein piezo-resistives Element außerhalb des Brennraums zu erfassen. Die Sensorsignale werden mit einer Auflösung von 10 Bit digitalisiert.

### Signalauswertung

Es existiert eine Vielzahl verschiedener Vorschläge zur Auswertung von Zylinderdrucksignalen. Die Ansätze unterscheiden sich in der Anzahl der erfassten Daten eines Arbeitsspieles und in der Komplexität der Auswertung. Eine detaillierte Beschreibung relevanter Auswertelgorithmen und deren Anwendung auf den Dieselmotor ist Bestandteil der vorliegenden Arbeit und wird in Kapitel 5 ab Seite 37 dargestellt.

Eine Verknüpfung von Zylinderdruck und Verbrennung mit dem Ziel der Ermittlung der Verbrennungslage (als anerkanntes Kriterium zur Bewertung der Verbrennung) ist ein vielen Arbeiten gemeinsames Grundprinzip. Dabei werden Aussagen über die Verbrennung durch den Zylinderdruck (z. B. durch neuronale Netze vgl. /27/, /28/) oder durch Vergleich des Zylinderdruckes mit dem Druckverlauf bei Schlepfbetrieb herausgearbeitet. Beispielhaft seien an dieser Stelle einige Arbeiten eingeordnet:

- Merkmale aus dem Zylinderdruck (z. B. Spitzendruck und dessen Lage)  
/1/, /10/, /27/, /28/
- Merkmale aus dem Differenzdruck (Zylinderdruck - Schleppdruck)  
/15/, /16/, /17/, /29/
- Merkmale aus dem Druckquotienten (Zylinderdruck / Schleppdruck)  
/23/, /26/, /30/, /31/

Einige Arbeiten beschäftigen sich darüber hinaus mit dem Ersatz der in der Serie eingesetzten Sensoren<sup>6</sup> durch die aus dem Verbrennungsdruck abgeleiteten Kenngrößen. So werden in /32/, /33/ und /34/ zwei thermodynamisch basierte Verfahren zur zylinderindividuellen Bestimmung des Frischluftmassenstroms für Ottomotoren dargestellt.

---

<sup>6</sup> Frischluftmassensensor, Ladedrucksensor, Phasengeber usw.

## Regelungskonzepte und Potenziale eines zylinderdruckbasierten Motormanagements

Der weitaus größere Teil der veröffentlichten Arbeiten beschäftigt sich mit der Regelung und Steuerung von Ottomotoren. Daraus ergeben sich die hauptsächlichen Anwendungsbeispiele der Zündwinkel- und Lambdaregelung und der Klopf- und Aussetzererkennung.

Matekunas schlägt in /30/ ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement für Verbrennungskraftmaschinen vor. Da eine kennfeldgeführte Steuerung der Verbrennungskraftmaschine fertigungsbedingte Toleranzen und Alterungseffekte nicht auszugleichen vermag, empfiehlt Matekunas, mit dem Zylinderdruck einen geschlossenen Regelkreis aufzubauen.

Potenziale eines zylinderdruckbasierten Motormanagements werden auch in /35/ untersucht. Die Hauptargumente für eine zylinderdruckbasierte Regelung der Verbrennung sind die Vermeidung von Kennfeldern und die damit verbundene Applikation<sup>7</sup> des Steuergerätes, die durch die Regelung mögliche Optimierung des Betriebsverhaltens unter den aktuellen Betriebsbedingungen, die Möglichkeit der Beobachtung jedes einzelnen Zylinders und die Adaption des Systems über der Lebensdauer des Motors.

In /10/ werden Ansätze zur Zündwinkelregelung, Klopferkennung, Abgasrückführ- und Lambdaregelung dargestellt und diskutiert. Leistung und Wirkungsgrad des Motors sollen dadurch erhöht werden, dass ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement fertigungsbedingte Toleranzen und variierende Betriebsbedingungen (Kraftstoffqualität, Alterung, Umgebungsbedingungen usw.) kompensiert.

/1/ gibt eine Übersicht über die Anwendungsmöglichkeiten von Zylinderdrucksensoren in der Motorsteuerung von Otto-Motoren und diskutiert deren erwartete Vorteile im Hinblick auf die Kostennachteile. Dargestellt werden die Zündwinkelregelung, die Klopfregelung, die Aussetzererkennung und die zylinderindividuelle Lambdaregelung.

In /15/, /16/ und /17/ wird ein weiterer Ansatz für ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement für Ottomotoren beschrieben. Die charakteristischen Kenngrößen der Verbrennung zur Regelung des Zündwinkels und der Laufruhe sowie die Klopf- und Verbrennungsaussetzererkennung

---

<sup>7</sup> Vorgang der Bedatung der veränderlichen Parameter eines Motorsteuergerätprogrammes (Kennfelder, Kennlinien, Reglerparameter).

werden aus geometrischen<sup>8</sup> Merkmalen des Differenzdruckes<sup>9</sup> (vgl. Kapitel 5.3.1 ab Seite 47) ermittelt.

In /18/ wird ein zylinderdruckbasiertes Motormanagementsystem vorgestellt, das im Hinblick auf die Einhaltung der zukünftig verschärften Abgasvorschriften (ULEV) konzipiert wurde. Neben Verbrennungsaussetzer- und Klopfkennung werden aus dem Zylinderdruck verschiedene Verbrennungskenngrößen zur Zündwinkel- und Lambdaregelung extrahiert. Für den Kaltstart des Motors wird eine automatische Kraftstoffqualitätskompensation beschrieben. Als Ergebnis wird über eine Erhöhung der Leistung um 2%, eine Reduktion des Verbrauchs um 1.5% sowie eine Kostenersparnis durch Entfall zusätzlicher Sensoren berichtet.

Ausgehend von der Problematik der Steuergeräteapplikation auf Basis von Kennfeldern werden die Anforderungen an zukünftige Motorsteuergeräte in /36/ beschrieben. So sollen, basierend auf physikalischen Modellen und neuen Sensorinformationen (wie dem Zylinderdruck), zukünftige Steuergeräte durch hierarchische Entscheidungsstrukturen und moderne Regelungsfunktionen das Gesamtverhalten des Motors unter allen Betriebsbedingungen verbessern und Schnittstelleninformationen zu anderen Systemen im Fahrzeug bereitstellen.

Das bereits erwähnte zylinderdruckbasierte Motormanagementsystem (/3/ und /25/) zeichnet sich nach /3/ durch geringere Schadstoffemissionen, eine bessere Laufruhe, geringeren Applikationsaufwand, verbesserte Diagnosefunktionen und die Möglichkeit modellbasierter Regelungen aus.

In /26/ wird detailliert ein Regelungs- und Steuerungskonzept für Ottomotoren auf der Basis von Zylinderdrucksignalen beschrieben. Die Anwendung umfasst die Zündwinkel-, Abgasrückführ- und Lambdaregelung sowie die Verbrennungsaussetzer- und Klopfkennung.

Zu den Konzepten, die ausdrücklich für Dieselmotoren dargestellt sind, gehören die in /29/ und /37/ vorgestellten Verfahren zur zylinderdruckbasierten Überwachung und Regelung von Dieselmotoren. Basierend auf der Erfassung des Zylinderdruckes (vgl. /15/ und /17/) werden die

---

<sup>8</sup> Unter einem geometrischen Merkmal einer Größe wird hier das Ergebnis einer geometrischen Auswertung eines bestimmten Abschnitts des Verlaufs dieser Größe verstanden (z. B. der Schwerpunkt der Fläche unter der Kurve).

<sup>9</sup> In /17/ wird das Integral des Differenzdruckes ausgewertet. Der Kurbelwinkel, an dem 50% des Differenzdruckintegrals erreicht sind, wird mit dem Kurbelwinkel korreliert, an dem 50% der Energie umgesetzt sind.

Abhängigkeiten der Einspritzparameter von geometrischen Merkmalen des Differenzdruckes<sup>10</sup> durch neuronale Netze beschrieben. Dadurch ist es möglich, die Einspritzparameter im Betrieb zu überwachen und Fehler im Einspritzsystem zu erkennen. Als Ausblick wird eine Verknüpfung mit den Zielgrößen Abgastrübung und Motormoment vorgeschlagen, wodurch eine Regelung der Einspritzung auf Basis des Zylinderdruckes ermöglicht würde.

In /37/ wird zudem eine zylinderindividuelle Momentenregelung eines Dieselmotors am Motorprüfstand auf der Basis des indizierten Momentes vorgestellt. Hierbei wird sowohl auf die Regelungsstruktur, die Echtzeitauswertung sowie auf das Rapid-Prototyping-System (RPS) eingegangen und die Funktionalität des Gesamtkonzeptes dokumentiert.

/23/ beschreibt die Adaption des in /30/ vorgestellten Konzeptes auf die Lambdaregelung eines 12 Liter Dieselmotors. Anhand von drei ausgewählten Abtastwinkeln des Zylinderdruckes wird ein Druckverhältnis zwischen Kompression und Expansion gebildet und mit Lambda korreliert. Darauf aufbauend wird ein auf dem Druckverhältniskennwert basierendes Regelverfahren des Luftsystems zur Minimierung des spezifischen Verbrauchs bzw. alternativ eine Einspritzparameterregelung zur NO<sub>x</sub>-Regelung daher vorgeschlagen.

Die Veröffentlichung /38/ beschreibt mögliche Anforderungen an zukünftige Einspritzsysteme hinsichtlich der Emissionsreduzierung bei Dieselmotoren. Als Hauptfaktoren werden für die NO<sub>x</sub>-Entwicklung die Energieumsatzrate, für die HC-Emissionen der Zündverzug und für die Rußentwicklung die Gemischbildung identifiziert. Dieses stützt die der vorliegenden Arbeit zugrundeliegende Forderung nach einer zeitlich hochaufgelösten Betrachtung der Verbrennung während des Motorbetriebs zur zylinderindividuellen Regelung der Einspritzparameter.

---

<sup>10</sup> In /29/ werden der Schwerpunkt des Differenzdruckes und Sekanten bei verschiedenen Druckniveaus durch neuronale Netze mit den Einspritzparametern Spritzbeginn und Einspritzmenge verknüpft.

## 1.2 Zielsetzung und Abgrenzung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement für einen Dieselmotor mit Direkteinspritzung, Abgasturboaufladung (Turbodieselmotor) und elektronischer Steuerung in einem Fahrzeug zu realisieren und das Potenzial einer zylinderindividuellen Regelung der Verbrennung zur Verbesserung relevanter Fahrzeugeigenschaften zu untersuchen.

Die Arbeit beschäftigt sich im Unterschied zu bisher bekannten Arbeiten mit folgenden Zielen:

- Konzeption einer auf den Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung abgestimmten Auswertung der Zylinderdrucksignale, welche sowohl signifikante Größen zur Regelung der Einspritzparameter jedes Zylinders separat, als auch gemittelte Größen zur Beobachtung der Gesamt-Gasdynamik bereitstellt
- Entwicklung und Applikation einer zylinderindividuellen Regelung der Verbrennung durch die Einspritzparameter Förderbeginn und Förderdauer
- Umsetzung der Zylinderdruckauswertung in einem Echtzeitindiziersystem und der Regelungsstrategie in einem Rapid-Prototyping-System sowie die seriennahe Integration dieser Systeme in einem Prototyp-Fahrzeug
- Bewertung des Potenzials der regelungsbasierten, zylinderindividuellen Zumessung der Einspritzmenge im Vergleich zu der gesteuerten zylindergleichen Beeinflussung der Kraftstoffzufuhr des derzeitigen Serienkonzeptes hinsichtlich Fahrkomfort, Emissionsverhalten und Applikationsaufwand

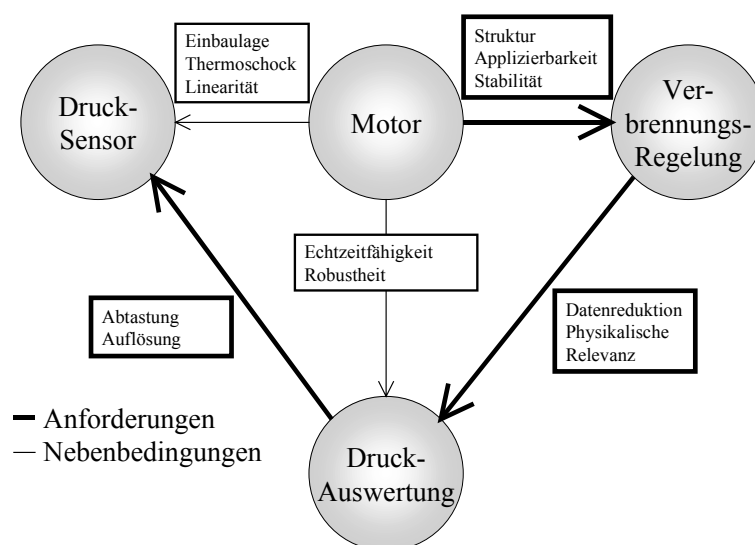
Es ergeben sich somit folgende wissenschaftliche und technische Teilaufgaben:

- Entwurf eines Hardware- und Softwarekonzeptes zur Datenreduktion der Zylinderdruckverläufe auf arbeitsspielaufgelöste Kenngrößen im Hinblick auf einen Serieneinsatz
- Auswertung des Zylinderdruckverlaufs unter Beachtung der Randbedingungen Sensorqualität, Echtzeitfähigkeit der Berechnungsvorschriften und Übertragbarkeit auf ähnliche Motorkonzepte

- Entwicklung eines zylinderindividuellen Regelungs- und Steuerungskonzeptes zur arbeitsspielaufgelösten Gleichstellung aller Zylinder hinsichtlich der Verbrennungslage und des indizierten Mitteldruckes
- Untersuchung der Einflüsse verschiedener Fehlerquellen auf die Qualität der Kenngrößen und deren Auswirkung auf die Regelung der Verbrennung
- Definition der Anforderungen an die Zylinderdrucksensoren und an die Druckerfassung
- Bewertung der Verwendbarkeit potenzieller Low-Cost-Zylinderdrucksensoren

Weiterhin steht die Anforderung, die gesamte Kette der Arbeiten zur Applikation eines Motorsteuergerätes auf der Basis von Zylinderdrucksensoren darzustellen und als Versuchsmuster aufzubauen. Hierdurch soll ein Werkzeug geschaffen werden, welches eine Beurteilung der Verbrennung jedes einzelnen Zylinders im Betrieb des Fahrzeuges ermöglicht und damit allgemein als Grundlage für die Entwicklung einer zylinderindividuellen Verbrennungsregelung für Serienfahrzeuge verwendbar ist. Obwohl sich diese Arbeit nicht mit der Verbesserung des Brennverfahrens, sondern einzig mit dem Management des Betriebes einer gegebenen Motorhardwarekonfiguration, beschäftigt, ist die dargestellte Werkzeugkette durch ihre Flexibilität ohne weiteres auch zur automatisierten Beurteilung neuer Brennverfahren geeignet.

**Abbildung 1** zeigt den Motor als zentrales Element bei der Veranschaulichung der verschiedenen Anforderungen und Nebenbedingungen.

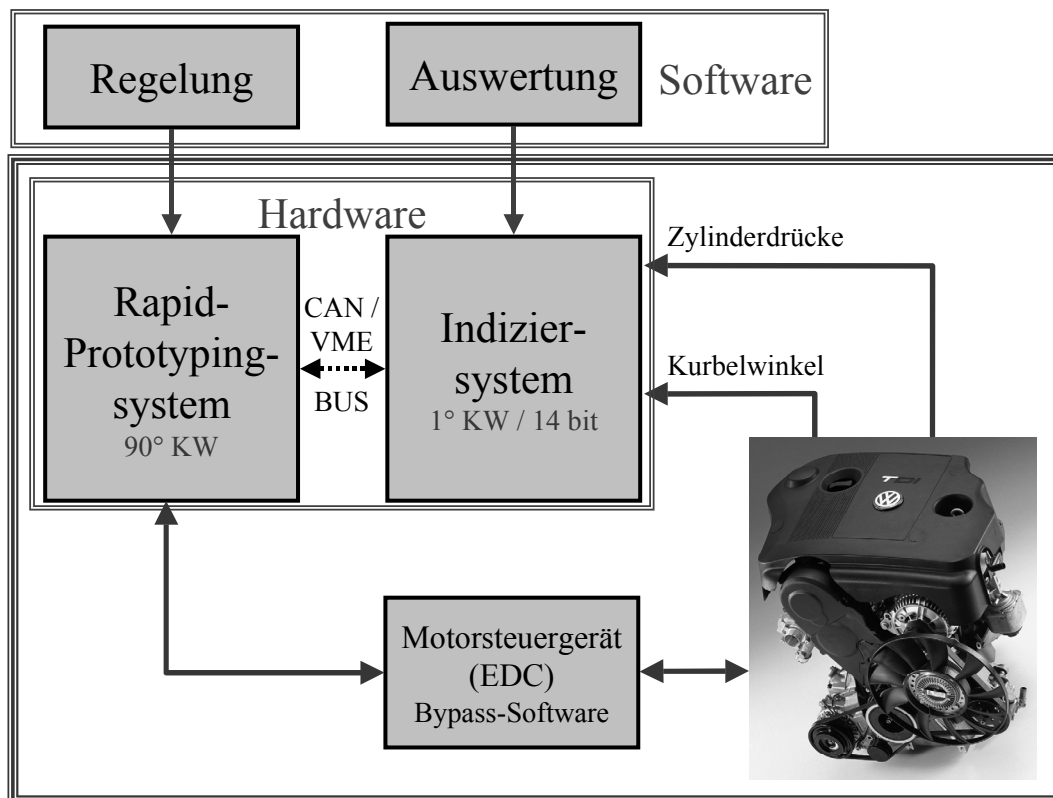


**Abbildung 1:** Anforderungen und Nebenbedingungen einer zylinderdruckbasierten Regelung



## 1.3 Übersicht

**Abbildung 2** gibt einen Überblick über die Bestandteile eines zylinderdruckbasierten Motormanagements zur Verbrennungsregelung.



**Abbildung 2:** *Bestandteile eines zylinderdruckbasierten Motormanagements - Verbindung der Entwicklungssysteme mit Motor und Steuergerät*

Der für die Versuche ausgewählte Dieselmotor mit dem konventionellen Motormanagementsystem wird im Kapitel 2 vorgestellt. Kapitel 3 skizziert die konzeptionellen Aspekte des zylinderdruckgeführten Motormanagements.

Die verwendete Zylinderdruckmesstechnik wird in Kapitel 4.1 beschrieben. Der Eingriff in die Stellgrößen des Motors erfolgt über ein Steuergerät (EDC<sup>11</sup>) mit Bypass-Software<sup>12</sup>. Das

<sup>11</sup> EDC - Eletronic Diesel Control

<sup>12</sup> Spezielles Steuergerätprogramm, in dem verschiedene Größen der Berechnung wahlweise durch eigene Größen ersetzt werden können. Dadurch lassen sich eigene, in einem Rapid-Prototyping-System entwickelte, Funktionen in den Programmablauf integrieren.

Entwicklungssystem besteht aus einem Rapid-Prototyping-System (RPS<sup>13</sup>) und einem Echtzeit-Indiziersystem. Die neuen Regelungs- und Steuerungsfunktionen werden synchron zum Motorsteuergerät im Rapid-Prototyping-System berechnet (Kapitel 4.2.1). Die Zylinderdrucksignale und das Kurbelwinkelsignal werden im echtzeitfähigen Indiziersystem ausgewertet. Die strukturellen Vorgaben für dieses System werden im Kapitel 4.2.2 entwickelt.

Die Auswertung der Kurbelwinkel- und Zylinderdruckverläufe zu repräsentativen Verbrennungskenngrößen wird in Kapitel 5 konzipiert. Die detaillierte Struktur der Verbrennungsregelung wird schließlich in Kapitel 6 beschrieben. Auf der Basis von Prüfstandsmessungen und Fehlersimulationen werden in Kapitel 7 die Anforderungen an die Zylinderdruckerfassung untersucht. Kapitel 8 befasst sich mit der Verknüpfung der Zylinderdruckkennwerte zur modellbasierten Beschreibung des Gasdynamiksystems<sup>14</sup> und der Verbrennungswirkung. Die Ergebnisse der Erprobung des Gesamtsystems am Motorprüfstand und im Fahrzeug werden in Kapitel 9 zusammengefasst.

---

<sup>13</sup> Hard- und Softwaresystem zur Entwicklung neuer Steuergerätefunktionen. Dabei werden Eingangs- und Ausgangsgrößen mit dem Steuergerät ausgetauscht.

<sup>14</sup> Oberbegriff für das dynamische Verhalten des Gassystems (Einlass-Sammler, Abgasrückführung, Auslass-Sammler usw.) um den eigentlichen Kolbenmotor herum.

## 2 Beschreibung des Versuchsobjektes

### 2.1 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung

Die dieselmotorische Verbrennung ist gekennzeichnet durch die Phasen Einspritzung, Gemischaufbereitung und Verbrennung (vgl. /39/). Bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung wird der Kraftstoff direkt in den nicht unterteilten Brennraum mit hohem Druck eingespritzt. Die folgende Gemischaufbereitung besteht aus kraftstoffseitigen und luftseitigen Umwandlungsprozessen und führt letztendlich zur Selbstzündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Die kraftstoffseitige Gemischaufbereitung wird wesentlich durch den zeitlichen Verlauf der Einspritzung, die Einspritzstrahlgeometrie und den Zerfall des Einspritzstrahls geprägt. Luftseitig wird die Gemischaufbereitung bestimmt durch den Druck, die Temperatur und die Ladungsbewegung im Zylinder. Ziel der Gemischaufbereitung ist es, durch Vermischung von Kraftstoffdampf und Luft optimale Reaktionszonen für die Selbstzündung zu erzeugen. Die eine endliche Zeit dauernde Erzeugung von Zündbedingungen in den Reaktionszonen der Kraftstofftropfen bewirkt die dieselcharakteristische Eigenschaft des Zündverzuges. Der - durch die Selbstzündung eingeleitete - Verbrennungsvorgang überlagert sich der stetig fortschreitenden Gemischaufbereitung und beeinflusst diese durch die steigende Prozesstemperatur. Die dieselmotorische Verbrennung wird daher bestimmt durch den Zündverzug, die Aufbereitung des inhomogenen Kraftstoff-Luft-Gemisches und das gleichzeitige Abflauen von Gemischbildung und Verbrennung. Da die Inhomogenität des Zylinderinhaltes eine optimale Ausnutzung der vorhandenen Luft erschwert, werden Dieselmotoren generell mit einem Luftüberschuss betrieben (vgl. /60/).

Der effektive Wirkungsgrad des Prozesses  $\eta_e$  wird durch die Umsetzung der im Kraftstoff gespeicherten Energie  $Q_B$  in eine an der Kurbelwelle verfügbare Nutzarbeit  $W_e$  definiert. Mit dem unteren Heizwert  $H_u$  des Kraftstoffs ergibt sich folgende Beziehung:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} = \frac{W_e}{m_K \cdot H_u}. \quad (2.1)$$

Mit Hilfe der Zylinderdruckmessung kann der Hochdruckprozess im Zylinder beobachtet werden. Durch Einführung des mechanischen Wirkungsgrades  $\eta_m$  und des inneren Wirkungsgrades  $\eta_i$

lassen sich die mechanischen von den inneren Verlusten trennen. Unter Verwendung der indizierten Arbeit  $W_i$  (weiteres hierzu ist in Kapitel 5.3.1 ab Seite 47 zu finden) gilt:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{W_i}{m_K \cdot H_u} \cdot \frac{W_e}{W_i}. \quad (2.2)$$

Aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik ergibt sich für die Energiebilanz des Systems folgende Differentialgleichung (vgl. /39/):

$$dW_i + dQ_W + dQ_B + dH_E + dH_A + dH_B = dU. \quad (2.3)$$

Darin haben die einzelnen Terme folgende Bedeutung:

$dW_i = -p \cdot dV$	Volumenänderungsarbeit,
$dQ_W$	dem System entzogene Wandwärmeenergie,
$dQ_B$	Brennverlauf/ Energieumsetzung des eingespritzten Kraftstoffs,
$dH_E$	Änderung der Enthalpie der einströmenden Masse,
$dH_A$	Änderung der Enthalpie der ausströmenden Masse,
$dH_B$	Änderung der Enthalpie des eingespritzten Kraftstoffs,
$dU$	Änderung der inneren Energie.

Gleichung 2.3 ist die Grundlage für die energetische Beurteilung der im Zylinder ablaufenden Vorgänge. Die umgesetzte Kraftstoffenergie  $dQ_B$  (Brennverlauf) unterteilt sich in einen Anteil negative Wandwärmeenergie  $dQ_W$  (Wandwärmeverluste) und den so genannten Heizverlauf  $dQ_H$ :

$$dQ_B = dQ_H - dQ_W. \quad (2.4)$$

Der Heizverlauf beinhaltet die im Zylinderdruck beobachtbare Wärmeänderung des Arbeitsgases. Er ist der dominierende Anteil des Brennverlaufs und kann deshalb zu einer vereinfachten Beurteilung der zeitlichen Umwandlung der chemisch gebundenen Energie des Kraftstoffes in Wärmeenergie dienen. Die Herleitung des Heizverlaufs nach Hohenberg (vgl. /40/) wird in Kapitel 5.3.2 ab Seite 55 dargestellt.

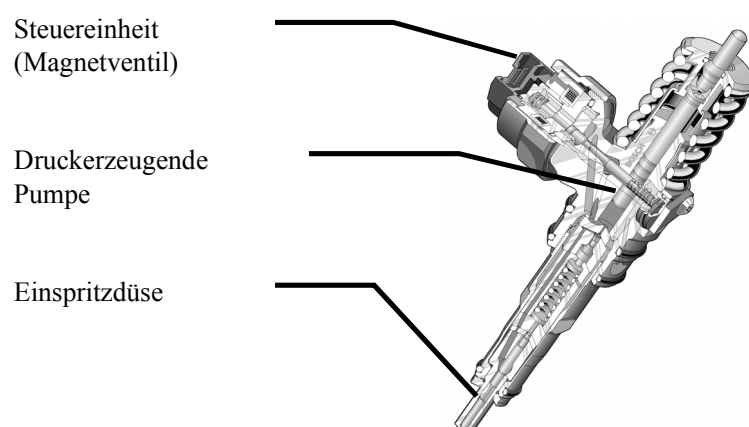
## 2.2 Versuchsmotor mit konventionellem Motormanagement

### 2.2.1 Aufbau

Alle Untersuchungen und Messungen im Rahmen dieser Arbeit beziehen sich auf den Dieselmotor TDI<sup>®</sup> 85kW des Volkswagenkonzerns. Dieser elektronisch gesteuerte Motor ist mit Pumpe-Düse-Einspritzsystem, Abgasturboaufladung und Abgasrückführung ausgestattet und stellt den aktuellen Stand der Entwicklung von schnelllaufenden Dieselmotoren für PKW dar. Er zeichnet sich durch hohes Drehmoment, geringen Kraftstoffverbrauch und Erfüllung der Abgasstufe D3 aus. Die motorischen Kenndaten sind in **Tabelle 1** zusammengefasst.

Bauart	4-Zylinder-Reihen-Turbodieselmotor
Hubraum	1896 cm <sup>3</sup>
Bohrung	79,5 mm
Hub	95,5mm
Verdichtungsverhältnis	18:1
Nennleistung	85 kW bei 4000 1/min
maximales Drehmoment	285 Nm bei 1900 1/min
Gemischaufbereitung	Direkteinspritzung mit elektronisch geregelter Pumpe-Düse-Einspritzsystem
Motormanagement	Bosch EDC 15P
Kraftstoff	Diesel min. 49 CZ oder Biodiesel (RME)
Abgasreinigung	Abgasrückführung und Oxidationskatalysator

**Tabelle 1:** Kenndaten des verwendeten Versuchsmotors (vgl./41/)



**Abbildung 3:** Pumpe-Düse-Einheit (Quelle: Firma BOSCH)

Bei dem Pumpe-Düse-Einspritzsystem sind Einspritzpumpe, Einspritzdüse und Steuereinheit zu einer Baugruppe zusammengefasst (**Abbildung 3**). Jeder Zylinder besitzt eine eigene Pumpe-

Düse-Einheit (PDE), die jeweils über ein Magnetventil angesteuert wird. Einspritzzeitpunkt und Einspritzmenge können somit für jeden Zylinder individuell eingestellt werden.

Die Aufgabe der Regelung und Steuerung des Versuchsmotors wird durch die elektronische Motorsteuerung (EDC) der Firma BOSCH erfüllt. Um den Motor in allen Betriebsbereichen dem Wunsch des Kunden gemäß zu betreiben, wird im Wesentlichen über vier Eingriffsparameter das Betriebsverhalten des Motors beeinflusst (vgl. **Tabelle 2**). Der Betriebszustand des Motors wird durch verschiedene Sensoren erfasst. **Tabelle 3** gibt einen Überblick über die wichtigsten Sensoren und ihre hauptsächlichen Aufgaben hinsichtlich der Motorsteuerung. Zur Steuerung der Einspritzung wird jeweils der Ansteuerstrom des Magnetventils der Pumpe-Düse-Einheit ausgewertet<sup>15</sup>. Die Ansteuer- und Sensorsignale unterscheiden sich durch ihre zeitliche Koordinierung. Die Abgasrückführ- und die Ladedruckregelung beziehen sich auf den Gaszustand außerhalb des Motors, so dass deren Eingriffe zeitgetaktet erfolgen. Im Gegensatz hierzu wird die Einspritzung der einzelnen Zylinder kurbelwinkelgetaktet, d.h. pro Arbeitsspiel, realisiert. **Abbildung 4** illustriert anhand eines Schemas des Versuchsmotors die Anordnung der Sensoren und Aktoren.

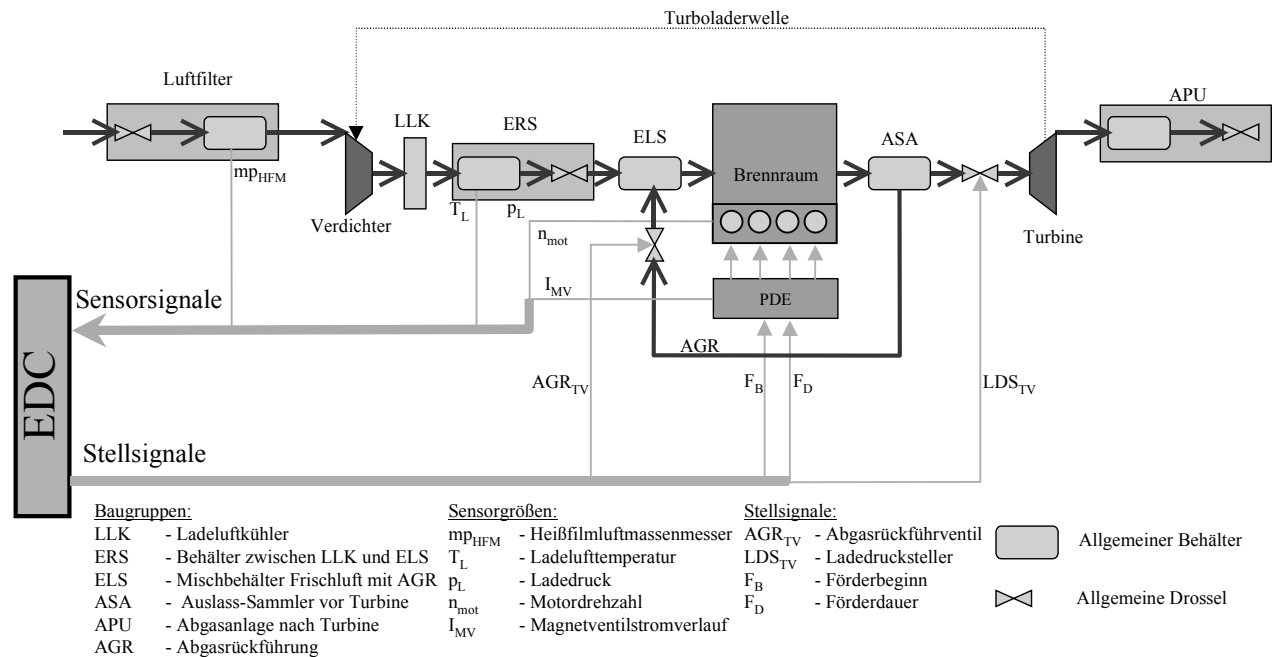
Aktor	Aufgabe	Stellsignal
Magnetventil der PD-Einheit	steuert den Förderbeginn des Kraftstoffs rel. zum OT (Einspritzbeginn)	Magnetventilbestromungsbeginn
Magnetventil der PD-Einheit	steuert die Förderdauer des Kraftstoffs (Einspritzmenge)	Magnetventilbestromungsende
Abgasrückführventil	steuert die Zumischung von Abgas zur Ladeluft durch Variation der Querschnittsfläche des Ventils	Tastverhältnis des Ansteuerstroms
Leitschaufelverstellung der Abgasturbine	beeinflusst den Ladedruck durch Variation des strömungstechnischen Turbinenverhaltens	Tastverhältnis des Ansteuerstroms

**Tabelle 2:** Aktoren zur Beeinflussung des Betriebsverhaltens des Versuchsmotors

Sensoren zur Erfassung des Betriebszustandes des Motors	Hauptsächliche Aufgabe
Bestromungsverlaufserfassung Magnetventil	Erfassung des Förderbeginns, Funktionsdiagnose PDE
Frischlufmassensensor	Führungsgröße AGR-Regelung, Rauchbegrenzung
Drucksensor hinter LLK	Führungsgröße Ladedruckregelung
Temperatursensor hinter LLK	temperaturabhängige Korrektur des Ladedrucks
Motordrehzahlgeber	Synchronisation der Einspritzung
Höhegeber / Umgebungsluftdruck	Höhenkorrektur für AGR- und Ladedruckregelung

**Tabelle 3:** Sensoren zur Erfassung des Betriebszustands des Versuchsmotors

<sup>15</sup> Bei TDI®-Motoren mit Verteilereinspritzpumpe ist zur Regelung des Einspritzzeitpunktes eine Düsenhalterkombination mit einem Nadelbewegungsfühler ausgestattet.



**Abbildung 4:** Schema des Versuchsmotors: Energie- und Massenströme, Sensor- und Stellgrößen der EDC

## 2.2.2 Steuerung der Verbrennung

Im herkömmlichen Motormanagement erfolgt die Beeinflussung der Verbrennung durch eine Steuerung (vgl. **Abbildung 5**). Im Steuergerät (EDC) wird der Fahrerwunsch eines effektiven Momentes ( $M_{e\_soll}$ ) durch Kennfelder in einen Förderbeginn ( $FB^{16}$ ) und eine Förderdauer ( $FD^{17}$ ) umgesetzt. Eine Ansteuerlogik generiert aus diesen Daten den Bestromungsbeginn ( $BB$ ) und das Bestromungsende ( $BE$ ) des Pumpe-Düse-Elementes (PDE). Die Ansteuerung des Magnetventils resultiert dann in einer Einspritzung, bei der eine tatsächliche Einspritzmenge ( $m_{Kist}$ ) mit einem tatsächlichen Einspritzbeginn ( $\theta_{sb}$ ) in jeden Zylinder eingebracht wird. Aus der Verbrennung im Zylinder und der Umwandlung der dabei entstehenden Energie in mechanische Energie an der Motorkupplung ergibt sich das je Zylinder entwickelte effektive Antriebsmoment ( $M_e(z)$ ). Das Steuergerät erhält als Rückinformation der Einspritzung aus der Auswertung der Magnetventilbestromung des Pumpe-Düse-Elementes einen Förderbeginn-Istwert ( $FB_{ist}$ ). Die Umsetzung des Momentenwunsches des Fahrers in eine Förderdauer wird über eine berechnete Einspritzmenge ( $m_K$ ) unterstützt. Die Anpassung der Einspritzung an verschiedene

<sup>16</sup> Als Förderbeginn wird der Zeitpunkt bezeichnet, an dem das Magnetventil auf seinen Sitz aufschlägt. Der Förderbeginn wird aus dem Bestromungsverlauf des Ventiles ermittelt.

<sup>17</sup> Als Förderdauer wird das Winkelsegment zwischen Förderbeginn und dem Ende der Ansteuerung des Magnetventils bezeichnet.

Betriebsbedingungen des Motors ist mit dieser Struktur sehr aufwändig, da keine Informationen über die Verbrennung zur Verfügung stehen.

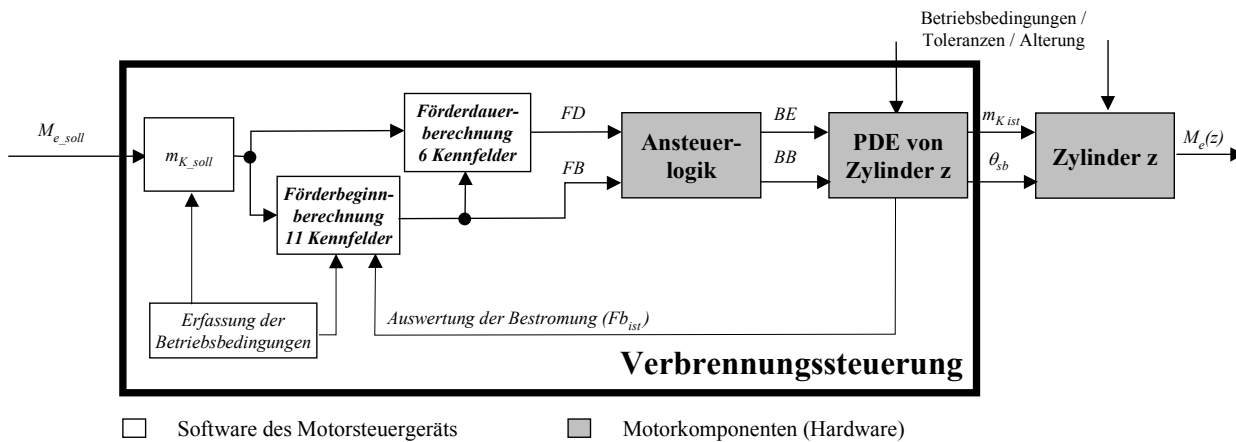


Abbildung 5: Wirkungsplan der gesteuerten Verbrennung eines Zylinders

### 2.2.3 Regelung des Gasdynamiksystems

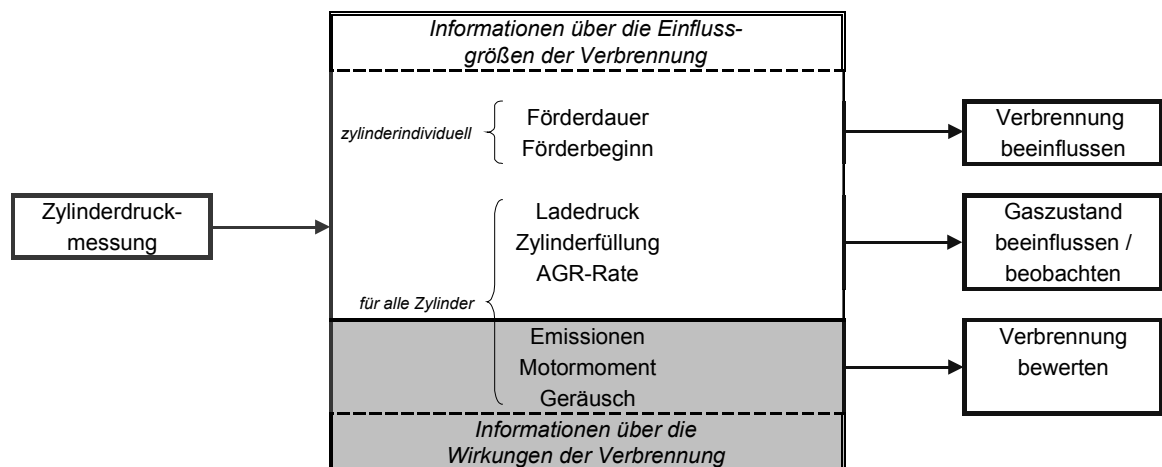
Besondere Aufmerksamkeit bei der Steuerung und Regelung der Gasdynamik des Motors ist der gegenseitigen Beeinflussung von Ladedruck, Abgasgegendruck, Zylinderfüllung und Abgasrückführmassenstrom zu widmen. Die zentrale Größe ist hierbei der Abgasgegendruck vor der Turbine. Einerseits hat der Abgasgegendruck entscheidenden Einfluss auf die Drehzahl des Turboladers und damit auf den Ladedruck (Der Ladedruck hängt von der ATL-Drehzahl ab und wird durch die Stellung der Leitschaufeln vor der Turbine geregelt) und andererseits ist das Druckgefälle über dem Abgasrückführventil ausschlaggebend für den zurückgeführten Abgasmassenstrom. Ladedruck und Abgasrückführmassenstrom beeinflussen unmittelbar die Dichte und die Sauerstoffkonzentration des Gasgemisches im Einlass-Sammler (ELS) und damit auch den Sauerstoffgehalt der Zylinderfüllung. Die Massendurchsätze durch die einzelnen Zylinder des Kolbenmotors und deren Temperatur bestimmen die Gasmasse im Auslass-Sammler (ASA) und damit den Abgasgegendruck. Da die beiden Akteure Abgasrückführventil und Ladedrucksteller in dieses gekoppelte System eingreifen, ist die Abstimmung dieser Regelungen im stationären und dynamischen Betrieb von entscheidender Bedeutung, mit dem Ziel, das Ansprech- und Emissionsverhalten des Motors zu optimieren. Mit den gegebenen Sensoren erfordert diese Abstimmung einen hohen Aufwand an Motorversuchen und Applikationsarbeit.



## 3 Das zylinderdruckbasierte Motormanagement

### 3.1 Überblick

**Abbildung 6** illustriert das Prinzip der Verwendung des Zylinderdruckes im Motormanagement unter den Gesichtspunkten verschiedener Betrachtungshorizonte. Für die Regelung der Verbrennung sind Kenngrößen zu suchen, die eng mit den Einspritzparametern korrelieren. Die Beobachtung des Gaszustandes des Motors hingegen nutzt die Informationen aller Zylinder und verbindet sie zu einer nutzbaren Aussage für die Abgasrückführ- und die Ladedruckregelung. Die Wirkung bzw. die Qualität der Verbrennung soll letztendlich durch eine numerische Verknüpfung verschiedener Kenngrößen abgeschätzt werden, um das Gesamtsystem Motor hinsichtlich seines Betriebsverhaltens (Reibung, Emissionen) zu bewerten.



**Abbildung 6:** Unterteilung der Zylinderdruckinformationen nach Beeinflussbarkeit und Wirkung der Verbrennung

Das zylinderdruckbasierte Motormanagement zeichnet sich gegenüber der herkömmlichen, kennfeldbasierten Steuerung der Verbrennung durch eine Regelungsstruktur aus und erweitert die Koordination der Gasdynamikregelung durch Modellierung von Zustandsgrößen des Gassystems auf der Grundlage verschiedener Zylinderdruckkenngrößen. Der physikalische Bezug dieser Kenngrößen erlaubt es, die Sollwerte des Motors im Betrieb an die aktuellen Betriebsbedingungen des Fahrzeuges anzupassen. Ein weiteres Optimierungspotenzial kann durch die Modellierung verschiedener Zielwerte (z. B. Abgasemissionen und Verbrauch) erschlossen werden. Eine

vertretbare Komplexität und Genauigkeit der Modelle vorausgesetzt, ist es möglich, eine Optimierungsstrategie zu formulieren, die unter Beachtung verschiedener Randbedingungen im Betrieb des Motors z. B. die Schadstoffemissionen des Fahrzeuges minimiert und die Nichterreichung bestimmter Grenzwerte diagnostiziert. Zur Verdeutlichung dieser Strategie seien zunächst die verschiedenen Größen in Gruppen unterteilt:

- Eingriffsgrößen:           Ansteuerparameter der Steller
- Sollgrößen:                Führungsgrößen der Regelkreise
- Modellierungsgrößen:    Zylinderdruckmerkmale und Sensorgrößen
- Zielgrößen:                effektives Moment, Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch.  
Lösung des Zielkonflikts zwischen Fahrer (Momentenwunsch und Fahrkomfort), Gesetzgeber (Emissionen) und Hersteller (Bauteileschutz)
- Umgebungsgrößen:        Lufttemperatur, Luftdruck, Kraftstoffqualität  
(nicht beeinflussbar)

Für die Regelungen wird ein möglichst verzögerungsarmer und direkter Zusammenhang zwischen Soll- und Eingriffsgrößen angestrebt, um die verschiedenen Regelungsvorgänge weitgehend voneinander zu entkoppeln. Außerdem sollen die Sollgrößen so vorgegeben werden, dass die momentanen Zielgrößen erreicht werden. In herkömmlichen Systemen geschieht dies durch die Bedatung des Steuergerätes. Ein modellbasiertes Optimierungsverfahren hingegen schließt die Lücke zwischen den Sollwerten und den Zielwerten durch die Verknüpfung der Zielgrößen mit Kenngrößen, die im Betrieb des Fahrzeuges ständig ermittelt werden (Modellierungsgrößen). Durch numerische Modelle werden z. B. aus den Zylinderdruckkennwerten Aussagen über die aktuelle Qualität der Verbrennung getroffen (Emissionen). Somit können die abgespeicherten Zielgrößen der Verbrennung (aus der Modellberechnung) mit den aktuellen Größen der Modellberechnung verglichen werden. Die Optimierung besteht nun darin, durch überlagerte Regelungen die Sollgrößen mit einer Optimierungsstrategie so zu verändern, dass die modellierten Zielgrößen sich den gewünschten Zielgrößen annähern. Dabei ist zu beachten, dass die Adaption der Sollwerte langsam erfolgt und die Randbedingungen aller Zielgrößen eingehalten werden.

Das hier vorgestellte Motormanagementverfahren verbindet somit ein stets schnelles und entkoppeltes Ansprechverhalten der einzelnen Regelkreise mit einer gleichzeitigen Optimierung

des Motorverhaltens. Dieser Ansatz hängt vor allem von der Qualität der verschiedenen Modelle ab. Der physikalische Bezug des Zylinderdrucksignals deutet darauf hin, dass eine neue Qualität der Modelle aus ihm abgeleitet werden kann.

Um nun die Vielzahl der Informationen für die Regelung und Steuerung des Motors optimal einsetzen zu können, werden verschiedene hierarchische Ebenen gebildet, die sich auf die verschiedenen Zeithorizonte<sup>18</sup> beziehen (vgl. **Abbildung 7**):

#### Regelungsebenen:

So wird vorgeschlagen, zunächst zwei Ebenen vorzusehen, in denen die Regelung der Verbrennung durch Beeinflussung der Einspritzparameter (Zeithorizont: Einspritzereignis) sowie die Regelung der Gasdynamik (Abgasrückführung, Ladedruck, Drosselklappe (Zeithorizont: 20ms)) erfolgt. Diese beiden Ebenen sind direkt mit den Aktoren des Motors (vgl. **Tabelle 2** auf Seite 16) verknüpft und sollen sicherstellen, dass stets in einer bestimmten Zeit ein Eingriff in den Motor erfolgt.

#### Adaptions- und Optimierungsebene:

In der Adaptions- und Optimierungsebene werden die Informationen über die Verbrennungslage und den Gaszustand des Motors miteinander zu einer Aussage über die Qualität der Verbrennung (Zielgrößen) verknüpft. Bezogen auf einen längeren Zeithorizont (>500 ms) werden die Sollvorgaben und die Parameter der Einzelregelungen adaptiert.

#### Überwachungsebene:

In der Überwachungsebene werden die Sensoren - speziell: Zylinderdrucksensoren und Drehzahlgeber - überwacht und plausibilisiert. Des Weiteren wird der Grad der Adaption bewertet, um zwischen geänderten Betriebsbedingungen (Kraftstoffqualität, Umgebungstemperatur usw.) und geänderten Systembedingungen (Alterung, Schäden) zu unterscheiden. Die Überwachungsebene bezieht sich auf Informationen mit einem sehr langen Zeithorizont.

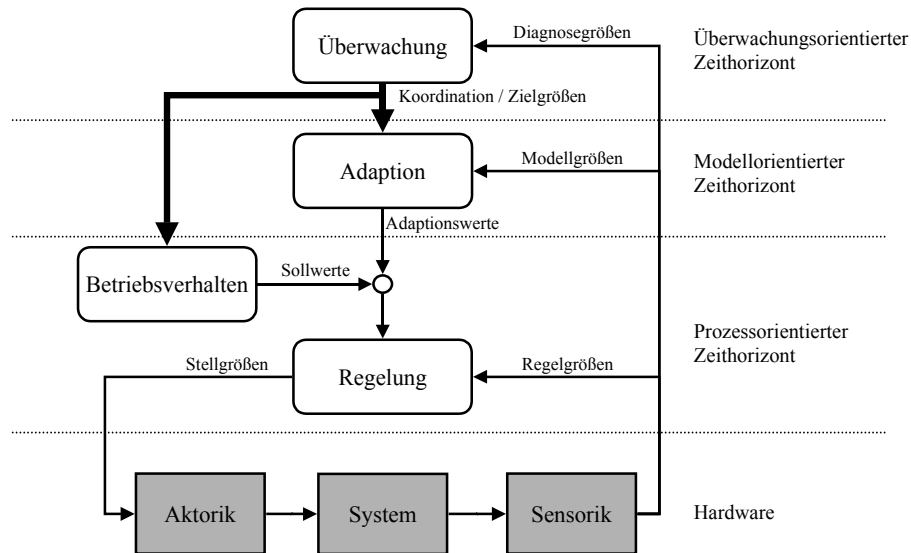
#### Betriebsverhalten:

Das nominelle Betriebsverhalten definiert das Verhalten des Motors unter normalen Betriebsbedingungen. Seine Aufgabe ist somit die Koordination der Regelungsebenen und die Vorgabe der Sollwerte in den verschiedenen Betriebsfällen wie Normalbetrieb, Schleppbetrieb,

---

<sup>18</sup> Der Zeithorizont charakterisiert die Länge des Zeitintervalls, in dem die anfallenden Prozessinformationen gesammelt werden. Aus der Gesamtheit dieser Informationen wird eine Aktion abgeleitet.

Schnellstart und Kaltstart. Im Gegensatz zur Adaption- und Optimierungsebene wird hier eine schnelle Vorgabe der Sollwerte in bekannten Betriebsfällen angestrebt. Zusätzlich werden hierzu im Betriebsverhalten die überlagerten Regelungen für den Leerlauf, den Ruckeldämpfer (Verknüpfung zum Fahrzeug; Momentenschnittstelle) und den geführten Lastwechsel (Koordination Gasdynamik und Einspritzparameter) angeordnet.



**Abbildung 7:** Hierarchische Struktur eines modellbasierten Motormanagements

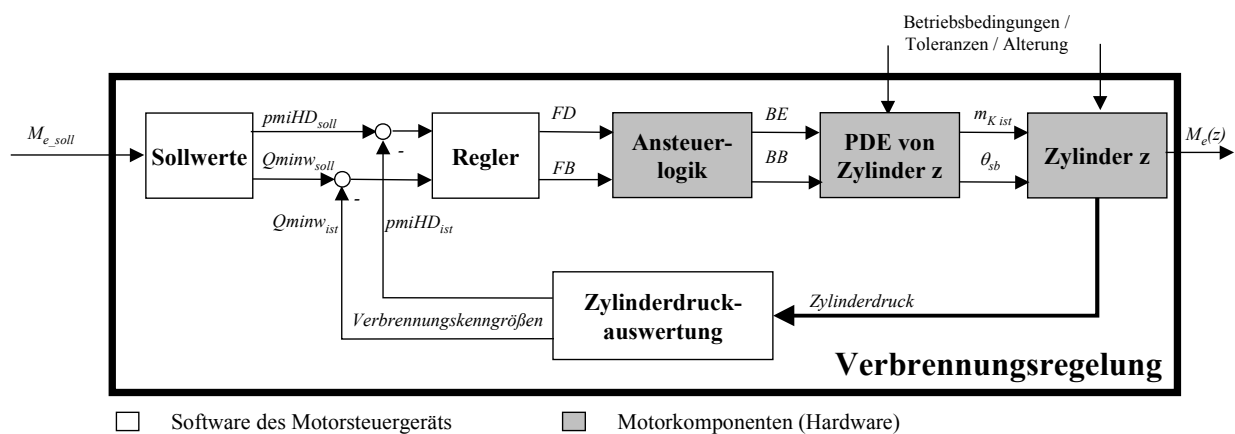
Zur Realisierung der oben genannten Potenziale eines auf dem Zylinderdruck basierenden Motormanagements ergeben sich eine Reihe von Vorgaben für die Regelungsstruktur:

- Jeder Zylinder erhält eine eigene Struktur hinsichtlich der Beeinflussung seiner Einspritzparameter.
- Die Regelung erfolgt für jeden Zylinder in einem eigenen 720 Grad KW Raster.
- Jedem Einspritzparameter (Stellgröße) ist ein eigener Regler und ein Verbrennungsmerkmal (Regelgröße) zur Entkopplung des Mehrgrößensystems zugeordnet.
- Die Sollgrößen der Verbrennungsmerkmale können für jeden Zylinder separat definiert werden.
- Das Zeitverhalten der Sollgrößen (Führungsformung) ist für jeden Einspritzparameter unabhängig definierbar.
- Die Gasdynamikregelung (Abgasrückführungs- und Ladedruckregelung) nutzt die Informationen aller Zylinder über deren Gaszustand.

Im Rahmen dieser Arbeit werden der regelungstechnische Eingriff in die Einspritzparameter als Element der Verbrennungsregelung sowie die modellbasierte Beschreibung des Gasdynamiksystems und der Verbrennungswirkung dokumentiert.

### 3.2 Verbrennungsregelung

Es scheint fraglich, ob die herkömmliche Vorgehensweise, die Ansteuerparameter des Einspritzsystems quasi ‚Offline‘ in Kennfeldern abzulegen, zukünftige Anforderungen an die Zumessung des Kraftstoffs erfüllen kann. Ziel der Verbrennungsregelung ist es, die beiden Ansteuerparameter Förderbeginn und Förderdauer getrennt voneinander unter Berücksichtigung der vorhergehenden („gemessenen“) Verbrennung des Zylinders einzustellen. Hierzu ist es notwendig, Merkmale aus dem Zylinderdruck abzuleiten, welche die Ursache der Verbrennung, die Einspritzung, qualitativ und quantitativ erfassen. **Abbildung 6** auf Seite 19 dokumentiert im oberen Pfad diese Zielsetzung: Wie können im Zylinderdruck eine geänderte Einspritzung erkannt und deren Einflussparameter Förderbeginn und -dauer voneinander getrennt werden? In Kapitel 6.1 ab Seite 65 werden der Verbrennungsbeginn ( $Q_{minw}$ ) und der indizierte Mitteldruck ( $p_{miHD}$ ) als Merkmale (Regelgrößen) zur Veränderung dieser Einspritzparameter (Stellgrößen) ausgewählt. Damit wird die Grundstruktur der herkömmlichen Beeinflussung der Verbrennung um die Rückinformation aus dem Zylinderdruck ergänzt, so dass ein geschlossener Regelkreis entsteht, dessen Strecke sich zwischen den Einspritzparametern und den Verbrennungskenngrößen definiert. **Abbildung 8** illustriert das um die Rückinformation erweiterte System.



**Abbildung 8:** Wirkungsplan der geregelten Verbrennung eines Zylinders

### 3.3 Modellbasierte Gasdynamikregelung

Die konventionelle Regelung des Gasdynamiksystems beschränkt sich auf Informationen über den Zustand der Zylinderfüllung, die aus Sensoren gewonnen werden, die relativ weit vom Brennraum entfernt sind (vgl. **Abbildung 4**). Aus dieser Betrachtung leitet sich zunächst die Forderung nach einem neuen Motorsteuerungssystem ab, dessen Hauptmerkmal die Verschiebung von einer kennfeldbasierten Struktur zu einer physikalisch-adaptiven Struktur ist. In einem ersten Ansatz können deshalb in einer modellbasierten Struktur das Gasdynamikverhalten mit thermodynamischen Modellen beschrieben und Informationen über nicht beobachtbare Größen wie z. B. den Abgasrückführmassenstrom abgeleitet werden. Die Regelung und Steuerung der Gasdynamik lässt sich somit mit dem Betriebszustand des Motors verbinden und die, in Kapitel 2.2.3 beschriebene, Kopplung der thermodynamischen Größen genauer beobachten und damit kontrollieren (vgl. /42/). In einem zylinderdruckbasierten Motormanagement lassen sich diese Informationen aus den Zylinderdrucksignalen der einzelnen Zylinder ermitteln (vgl. mittleren Pfad in **Abbildung 6** auf Seite 19). Die Beobachtung des Gaszustandes durch Zylinderdrucksensoren erlaubt es, auch in instationären Betriebszuständen eine Information über die aktuelle Luftfüllung des Motors zu erhalten, die z. B. zur Verbesserung der Ladedruck- und Abgasrückführregelung genutzt werden kann.

## **4 Brennraumesstechnik und Entwicklungssysteme**

### **4.1 Brennraumesstechnik**

#### **4.1.1 Standard-Indiziermesstechnik**

Als Standard-Indiziermesstechnik werden in dieser Arbeit die Indiziersysteme bezeichnet, die auch im normalen Prüfstandsbetrieb Anwendung finden. Entscheidendes Merkmal dieser Systeme ist, dass sie eine definierte Speichertiefe besitzen und Berechnungen aus den aufgenommenen Messdaten ‚offline‘, also nach Abschluss der Messwerterfassung ausführen. Zur Erarbeitung der wesentlichen Zusammenhänge bei der Auswertung von Zylinderdruckverläufen für eine Steuerung und Regelung von Dieselmotoren haben sie sich als unverzichtbares Hilfsmittel erwiesen. Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Indiziersystem COMBI-PRO (COMBustion-Indication) der Firma SMETEC (vgl. /43/) zeichnet sich durch seine Flexibilität hinsichtlich der Aufnahmen von winkelgetriggerten Messgrößen aus. Es verfügt über bis zu 16 Eingangskanäle mit einer Auflösung von 12 Bit und über eine Speichertiefe von 2MWord pro Kanal. Eine hervorzuhebende Eigenschaft der Eingangsstufen ist die veränderbare Einstellung des Messbereichs jedes Kanals. Dadurch ist es möglich, den Messbereich an die verschiedenen Signaltypen (Drucksensoren, Ionenstromsensoren, Nadelhubgeber usw.) optimal anzupassen und die Digitalisierungsfehler zu minimieren.

#### **4.1.2 Winkelbasis**

Zur Bestimmung des Kurbelwinkels wird ein Winkelmarkengeber der Firma AVL Typ 364C mit nachgeschaltetem Impulsvervielfacher AVL3064 A02 eingesetzt (vgl. /44/). Er ist am Schwingungsdämpfer des Riementriebes an der Kurbelwelle angebracht (Zylinder 1). Auf der Markenscheibe des Winkelmarkengebers sind zwei Spuren angeordnet. Eine Spur liefert eine Triggermarke pro Umdrehung, die zweite Spur besteht aus 720 geschwärzten Feldern und reflektierenden Zwischenräumen. Nach dem Reflexionslichtverfahren tastet ein optischer Sensor mit Infrarotlicht die beiden Spuren der Markenscheibe ab und liefert 720 Rechteckimpulse pro Umdrehung. Mit dem nachgeschalteten Impulsvervielfacher kann die Zahl der Impulse bis auf

3600 Rechteckimpulse pro Umdrehung erhöht werden. Der Winkelmarkengeber wird sowohl am Motorprüfstand als auch im Fahrzeug eingesetzt.

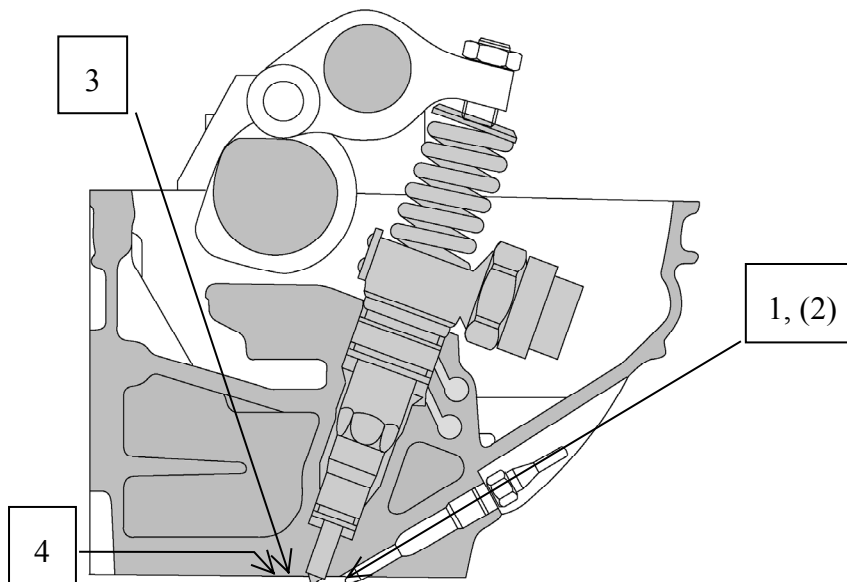
### 4.1.3 Zylinderdrucksensoren

#### 4.1.3.1 Einbaulagen

Die Gestaltung der Indizierbohrungen richtet sich nach den konstruktiven Merkmalen der verschiedenen Zylinderdrucksensoren. Es ergeben sich vier mögliche Einbaulagen, wobei mittels Einbauadaptern und mechanischer Bearbeitung unterschiedliche Sensoren an den einzelnen Einbauorten angeordnet werden können (**Tabelle 4**).

Einbauort	Bezeichnung	Sensorgeometrie
		M5x0.5 mm mit Adapter Glühkerzensensoren
1	Glühkerzenbohrung	M10x1 mm (aufgebohrt)
2	parallel zur Glühkerze	M5x0.5 mm
3	auf der Rückseite	M8x0.75mm in Hülse
4	unter dem Krümmer	M5x0.5mm in Hülse mit Adapter

**Tabelle 4:** Einbauübersicht der Zylinderdrucksensoren im Zylinderkopf (vgl. **Abbildung 9**)



**Abbildung 9:** Querschnitt durch den Zylinderkopf - schematische Darstellung der möglichen Lagen der Indizierbohrungen 1 bis 4

**Abbildung 9** zeigt schematisch die Einbaulagen im Querschnitt des Zylinderkopfes. Eine Besonderheit stellt die in **Abbildung 9** nicht in der Schnittebene liegende Einbaulage 2 parallel zur



Glühkerze dar. Diese Einbaulage ist für die Fahrzeugindizierung unter den Randbedingungen der Gewährleistung der Glühfunktion und des einfachen Zugriffs ausgeführt. Aufgrund der Gestaltung des Wasserraumes des Zylinderkopfes ist allerdings die gleiche Einbaulage in allen Zylindern konstruktiv nicht realisierbar. Deshalb sind die Indizierbohrungen in Zylinder 1 und Zylinder 2 in Richtung der Einlassventile bzw. die Indizierbohrungen in Zylinder 3 und Zylinder 4 in Richtung der Auslassventile parallel zum Querschnitt des Zylinderkopfes versetzt.

#### 4.1.3.2 Eingesetzte Zylinderdrucksensoren

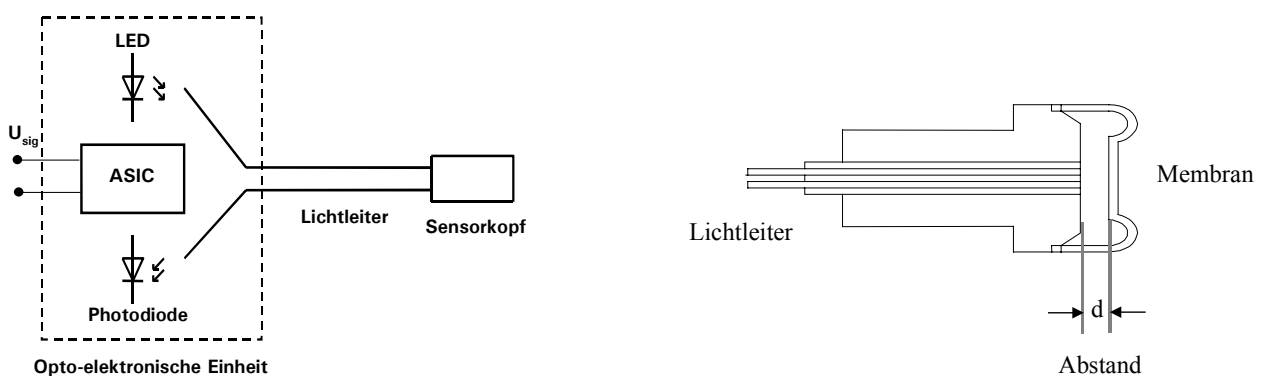
Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Reihe von Zylinderdrucksensoren eingesetzt. Als Referenzsensoren kamen verschiedene Quarzdrucksensoren (vgl. **Tabelle 5**) zum Einsatz. Quarzdrucksensoren nutzen den piezo-elektrischen Effekt (vgl. /45/), bei dem eine Änderung der Krafteinwirkung auf das Quarzelement eine elektrische Polarisierung und damit eine Ladungsänderung bewirkt. Zunächst wandelt die dem Brennraum ausgesetzte Membran den Zylinderdruck in eine proportionale Kraft auf das Quarzelement um. Unter der Krafteinwirkung werden Ladungen in dem Quarzelement erzeugt. Diese Ladungen werden mit einem Ladungsverstärker in eine druckproportionale Spannung mit einem vom Verstärker vorgegebenen Absolutniveau gewandelt. Die Zylinderdruckmessung mit Quarzdrucksensoren ist demnach eine relative Messung und erfordert eine numerische Auswertung zur Nullpunktkorrektur (vgl. Kapitel 5.2.3 ab Seite 43). Für Präzisionsmessungen werden gekühlte Quarzdrucksensoren der Firma KISTLER eingesetzt (vgl. /45/).

	<i>Kistler 6052B</i>	<i>AVL GM12 D</i>	<i>Kistler 6041A</i>	<i>Kistler 6061B</i>
Messbereich	0 bar bis 250 bar	0 bar bis 200 bar	0 bar bis 250 bar	0 bar bis 250 bar
Maximaler Druck	300 bar	250 bar	300 bar	300 bar
Empfindlichkeit	-19 pC/bar	15 pC/bar	-20 pC/bar	-25 pC/bar
Eigenfrequenz	120 kHz	130 kHz	70 kHz	90 kHz
Linearität	<±0,4 %FSO	<±0,3 %FSO	<±0,5 %FSO	<±0,5 %FSO
Thermoschock	<±0,5 bar	<±0,6 bar	<±0,25 bar	<±0,2 bar
Einbaugeometrie	M5x0.5	M5x0.5	M8x0.75	M10x1
Wasserkühlung	nein	nein	ja	ja

**Tabelle 5:** Daten der verwendeten Quarzdrucksensoren

Die Firma OPTRAND bietet Zylinderdrucksensoren an, die nach einem optischen Messprinzip arbeiten (vgl. /19/ und /20/). Zum Lieferumfang gehören der Sensorkopf, der Lichtleiter und die opto-elektronische Wandlungseinheit, in der die elektronischen und optischen Komponenten angeordnet sind. Die Wandlungseinheit wird von einer externen Spannungsquelle versorgt und besitzt einen Signal- und einen Diagnoseausgang.

Bei dem Messprinzip (zur Veranschaulichung siehe **Abbildung 10**) wird Licht mit bestimmter Intensität auf die dem Brennraum abgewandte Seite der Membran gesendet. Das Licht wird an der Membran reflektiert und von einer Photodiode empfangen. Unter Druckeinwirkung verformt sich die Membran, und der Abstand  $d$  zwischen Membran und Lichtleiter verändert sich. Diese Abstandsänderung hat eine Änderung der Intensität des an der Membran reflektierten und von der Photodiode empfangenen Lichtes zur Folge. Eine Verringerung des Abstandes  $d$  bewirkt z. B. eine Erhöhung der Intensität des Lichtsignals am Empfänger. Die Höhe des Messsignals ist proportional zum Zylinderdruck. Ein anwenderspezifischer Schaltkreis steuert die Lichtintensität, die Verstärkung und die Signalwandlung.



**Abbildung 10:** Signalwandlung und Sensorkopf von OPTRAND-Sensoren

Ein wesentlicher Vorteil dieses optischen Drucksensors ist die Unempfindlichkeit des Lichtleiters gegenüber elektrischen Störungen. Durch das berührungslose Erfassen der Membranbewegung ergibt sich eine hohe Lebensdauer des Sensors von z.Zt. 200 Millionen Zyklen. Die Firma OPTRAND will diesen Sensor für eine Großserienfertigung zum Einsatz in PKW-Verbrennungskraftmaschinen entwickeln. Eine Übersicht über die in der vorliegenden Arbeit verwendeten OPTRAND-Sensoren bietet **Tabelle 6**.

	<i>Optrand M5</i>	<i>Optrand GK1</i>
Messbereich	0 bar bis 200 bar	0 bar bis 200 bar
Maximaler Druck	300 bar	400 bar
Empfindlichkeit	50 bar/V	50 bar/V
Eigenfrequenz	120 kHz	120 kHz
Linearität	< $\pm 1$ %FSO	< $\pm 1$ %FSO
Thermoschock	< $\pm 1-2$ % FSO	< $\pm 1$ %FSO
Einbaugeometrie	M5x0.5	TDI® - Glühkerze
Wasserkühlung	nein	nein
Hitzeschild	nein	ja
maximale Temperatur an der Membran	350 Grad C	350 Grad C

**Tabelle 6:** Daten der verwendeten optischen Drucksensoren

## 4.2 Entwicklungssysteme

### 4.2.1 Rapid-Prototyping-System

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde das Rapid-Prototyping-System ASCET-SD<sup>19</sup> (vgl. /46/) in Verbindung mit dem Hardwaresystem ES1000 (vgl. /47/) der Firma ETAS zur Entwicklung von neuen Regelungsstrukturen und zum Eingriff in das Motorsteuergerät eingesetzt. Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über die Funktionalität dieses Systems gegeben.

ASCET-SD bietet eine Entwicklungsumgebung zur Modellierung und Simulation dynamischer Systeme. Die Programmierung kann wahlweise in Form von Blockdiagrammen, C-, ESDL<sup>20</sup>-Routinen und Zustandsautomaten erfolgen. Einzelne Teilelemente lassen sich grafisch in Form von Blöcken hierarchisch anordnen und miteinander verknüpfen. Ein besonderer Schwerpunkt in der Programmierstruktur unter ASCET-SD liegt in der zeitlichen Definition der Berechnungen zur Gewährleistung der Echtzeitfähigkeit. Der Benutzer kann verschiedene Zeitraster (z. B. zeitgetaktet oder ereignisgesteuert) unterschiedlicher Priorität definieren, denen dann die einzelnen Rechenprozesse zugeordnet werden. Innerhalb der einzelnen Prozesse muss der Benutzer zudem die Reihenfolge der Berechnungen explizit angeben (Sequencing). Die Modellbildung und Funktionsentwicklung in ASCET-SD erfolgt zunächst unabhängig von der Hardwareimplementation. Die entwickelten Funktionen und Modelle können somit in verschiedenen Entwicklungsphasen wie PC-Simulation, Echtzeit-Prototyping und Steuergeräteimplementierung verwendet werden.

Das Hardwaresystem ES1000 besteht aus einem Simulationsrechner auf PowerPC-Basis, der über einen VME-Bus<sup>21</sup> mit verschiedenen Einschubkarten kommuniziert. So lassen sich z. B. eine Emulator-Tast-Kopf (ETK) Schnittstellenkarte, digitale Erfassungskarten (z. B. CAN<sup>22</sup>), analoge Signalerfassungskarten und das Echtzeitindiziersystem (VME-DZA: vgl. Kapitel 4.2.2 ab Seite 30) in das System integrieren. Zur Verknüpfung mit der unter ASCET-SD programmierten Softwarefunktionalität stellt die Firma ETAS die notwendigen Bibliotheken und Protokolle bereit.

---

<sup>19</sup> ASCET-SD – Advanced Simulation and Control Engineering Tool – Software Developer

<sup>20</sup> ESDL – Etas Software Description Language

<sup>21</sup> industrielles Bussystem

<sup>22</sup> CAN – Controller Area Network

## 4.2.2 Echtzeit-Indiziersysteme

Die Regelung und Steuerung eines Motors auf der Basis von Zylinderdrucksignalen erfordert die Verarbeitung der kurbelwinkelaufgelösten Zylinderdruckmesswerte in Echtzeit. Aufgrund der hohen Menge anfallender Daten ist es notwendig, den Signalverlauf eines Arbeitsspieles zu aussagekräftigen Merkmalen zu komprimieren. Diese Aufgabe wird in dem hier vorgestellten Ansatz von der eigentlichen Steuerung und Regelung getrennt. Da die Berechnung der Kenngrößen zeitgleich zur Datenerfassung erfolgen muss, ergeben sich, im Gegensatz zu den als Standardmesstechnik verwendeten Indiziersystemen (vgl. Kapitel 4.1.1 auf Seite 25), besondere Anforderungen an die Struktur der Hardware und der Software. Die Ermittlung dieser Struktur ist ein wesentlicher Bestandteil des in dieser Arbeit entwickelten zylinderdruckbasierten Motor-managementsystems und wird daher im Folgenden detailliert beschrieben.

Die Aufgaben eines Echtzeitindiziersystems lassen sich in vier Bereiche unterteilen:

1. Analog-Digital-Wandlung der Signale und Erfassung der Winkelbasis
2. Zuordnung der Signaleingänge zum Kurbelwinkel
3. Numerische Auswertung und Merkmalsextraktion
4. Übertragung der Kenngrößen (pro Arbeitsspiel und Zylinder) zum RPS

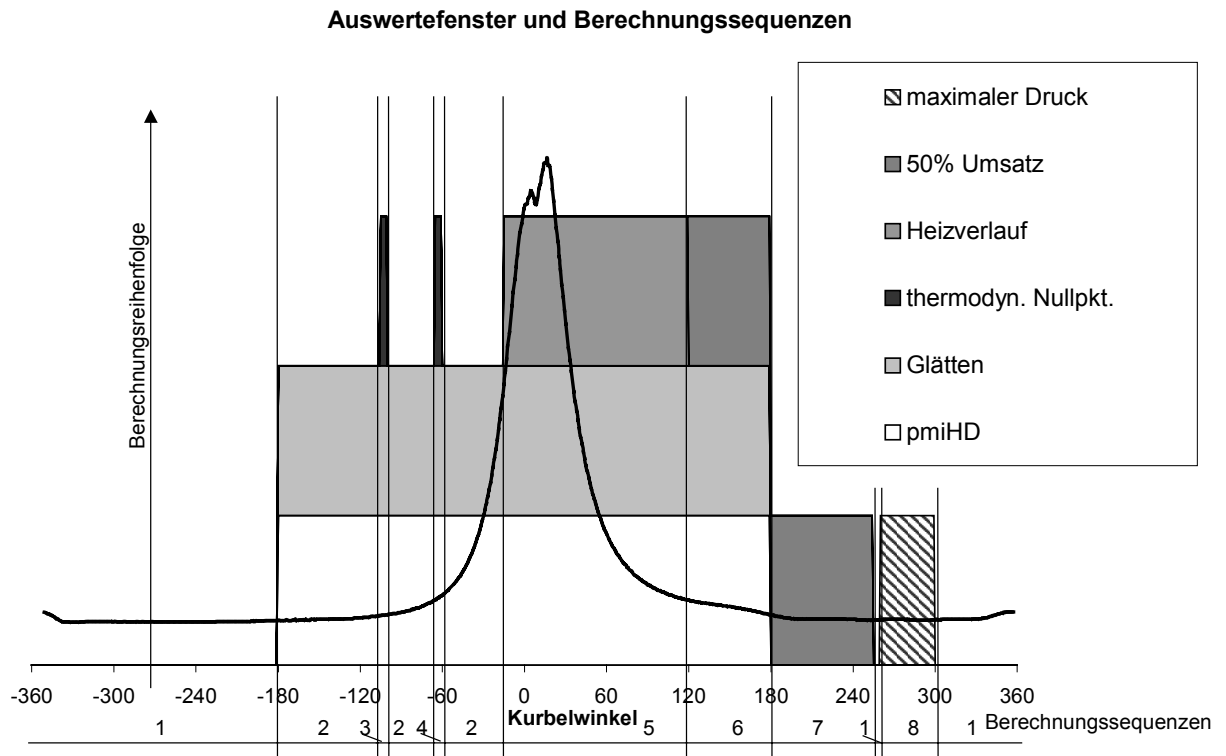
Es ist demnach notwendig, ein Hardwareelement zwischen Sensor und Motorsteuergerät vorzusehen, dessen Aufgabe die Umwandlung der hochaufgelösten Zylinderdrucksignale in signifikante Merkmale jedes Arbeitsspieles und jedes Zylinders ist. Aufgrund der Komplexität der Zylinderdruckverläufe kommt in diesem Zusammenhang nur eine numerische Verarbeitung der Eingangssignale in Frage. Daher ist es zunächst notwendig, die Eingangssignale zu digitalisieren. Des Weiteren ist es vorteilhaft, die erfassten Daten mit dem Kurbelwinkel zu synchronisieren, um damit drehzahlunabhängig die Auswertung der Daten vorzunehmen. Für die Zuordnung zum Kurbelwinkel und die Auswertung werden digitale Signalprozessoren (DSP) eingesetzt. Diese sind für die numerische Signalverarbeitung konzipiert worden, d.h. sie sind derart strukturiert, dass eine sequentielle numerische Berechnung sehr effektiv ausgeführt werden kann. Die heutigen digitalen Signalprozessoren erlauben eine Programmierung in der Hochsprache C, wobei zur Beschleunigung der Berechnung auch Assembler-Routinen in den C-Code integriert werden können. Um die Rechenleistung eines DSP-Systems effektiv zu nutzen, ist eine sorgfältige

Konzeption der Auswertelgorithmen erforderlich, da eine Abweichung von der sequentiellen Struktur z. B. durch bedingte Sprünge die Ausführungsgeschwindigkeit des Programmcodes stark verringert. Aus der kurbelwinkelsynchronen Datenauswertung ergibt sich eine variable (drehzahlabhängige) Rechenbelastung des DSP-Systems. Die Ergebnisse eines Arbeitsspieles eines Zylinders müssen dann dem Motorsteuerungssystem zugeführt werden. Um die Echtzeitfähigkeit des gesamten Systems (garantierte Antwortzeit) zu gewährleisten, werden folgende strukturelle Vorgaben für die Gestaltung der Software definiert:

- Im gesamten Betriebsbereich des Motors wird eine einzige Rechenschrittweite (z. B. 1 Grad KW) definiert. Bei niedrigen Drehzahlen sinkt daher die Auslastung des DSP-Systems. Die Rechenschrittweite ist derart zu wählen, dass bei höchster Drehzahl die zeitlichen Anforderungen für einen Eingriff in das Einspritzsystem gewährleistet sind.
- Es wird für jedes einzelne Winkelsegment genau festgelegt, welche Berechnungen in welcher Reihenfolge mit welchen Daten auszuführen sind. Das bedeutet, dass für jeden Zylinder bei jedem Kurbelwinkelsegment ein einzeln ausführbarer Programmiercode existiert (Berechnungssequenz). Die Ausführungszeit jedes Teilcodes ist definiert, und es kann damit gewährleistet werden, dass bei höchster Motordrehzahl das rechenintensivste Winkelsegment noch ausführbar ist.
- Die Berechnung wird in einzelne Abschnitte - z. B. Glätten, indizierter Mitteldruck, Heizverlauf usw. - unterteilt. Für die verschiedenen Berechnungsabschnitte werden Kurbelwinkelfenster definiert, in denen die Berechnung erfolgt. Jedes Fenster erhält eine logische Priorität zur Definition der Reihenfolge der Berechnungen, und es wird einer Kurbelwinkelachse zur Definition der Arbeitsdaten der Berechnung zugeordnet (vgl. auch **Abbildung 12**). Die Notwendigkeit verschiedener Kurbelwinkelachsen ergibt sich aus der Forderung nach Kausalität und nach Flexibilität der Berechnung. Dieses Prinzip lässt sich durch die zwei folgenden Beispiele erklären.
  1. Die Verarbeitung von kurbelwinkelsynchronen Zylinderdruckdaten erfordert eine Glättung der Daten. Hierfür wird eine symmetrische Mittelwertbildung angewendet. Daraus ergibt sich, dass das Ergebnis der Glättung der Datenerfassung nacheilt. Eine Merkmalsberechnung aus geglätteten Daten erfolgt daher im absoluten Winkelsystem später als die Erfassung der Daten. Für die geglätteten Daten wird daher ein verschobenes Winkelsystem definiert.

2. Um die Rechenbelastung während der Hochdruckphase auszugleichen, ist es sinnvoll, bestimmte Berechnungen zeitlich versetzt auszuführen. Erwartet man zum Beispiel den maximalen Zylinderdruck in einem Kurbelwinkelbereich von  $-4$  Grad KW bis 28 Grad KW, so ist es möglich, mit den Daten aus diesem Intervall den maximalen Druck erst ab 260 Grad KW zu berechnen. Das Berechnungsfenster ginge in diesem Fall von 260 Grad KW bis 292 Grad KW, die Kurbelwinkelachse jedoch von  $-4$  Grad KW bis 28 Grad KW.
- Eine zusätzliche Sicherheit für eine garantierte Antwortzeit des Systems wird durch eine Statusabfrage gewährleistet. Jedes Berechnungsfenster soll nach jedem Rechenschritt die Ausführung quittieren. Wird nun während des Betriebes eine Inkonsistenz der Statusinformationen festgestellt, ist eine korrekte Berechnung der Merkmale nicht mehr gewährleistet, so dass diese nicht mehr für den Eingriff in den Motorbetrieb verwendet werden dürfen. Für diesen Fall ist eine Ausblendung aller jener Fenster vorzusehen, die für einen grundsätzlichen Betrieb des Motors (Notlauf) nicht erforderlich sind. Dieser Betriebsfall sollte allerdings durch eine sichere Auslegung der Algorithmen insoweit ausgeschlossen werden, als dass er nur bei Ausfällen im System und nicht bei einer zu hohen Motordrehzahl auftritt.
  - Die Berechnung der Merkmale muss stets bei einem definierten Kurbelwinkel abgeschlossen sein. Dieser Kurbelwinkel ergibt sich einerseits aus den für die Berechnung des Merkmals nötigen Zylinderdruckdaten, andererseits aus dem Kurbelwinkelintervall, das für die Übertragung, die Ausführung der Regelalgorithmen und die Ansteuerung des Einspritzsystems nötig ist.

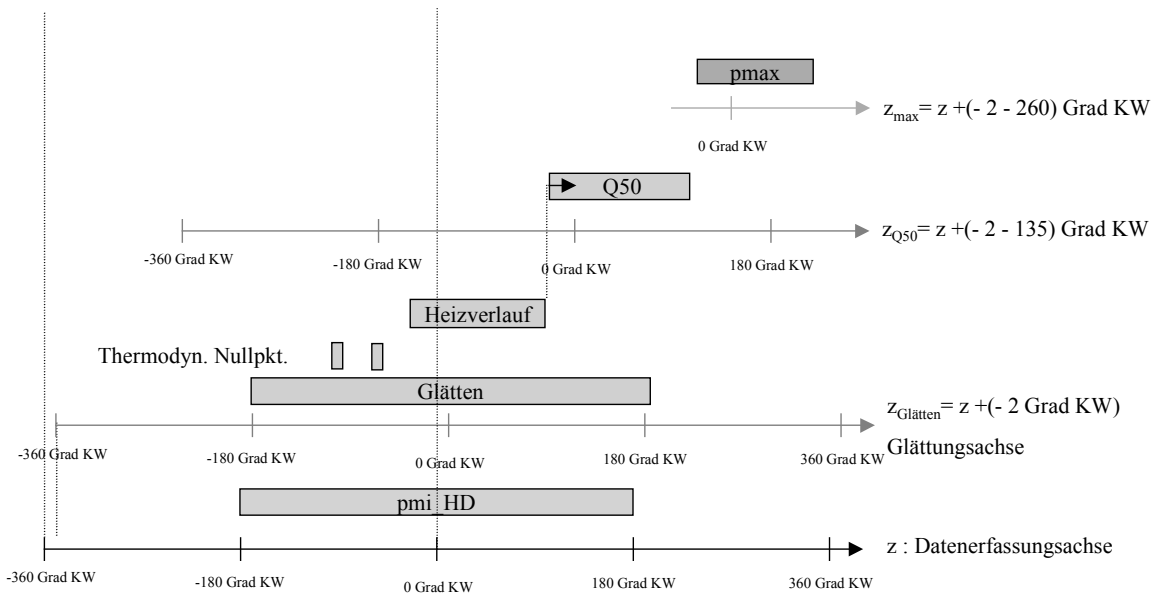
Die Anforderungen an die Softwarestruktur sollen an einem einfachen Beispiel für die Auswertung eines Zylinders veranschaulicht werden, die Berechnungen werden in Kapitel 5.3 ab Seite 46 näher beschrieben. **Abbildung 11** illustriert an einem Beispielsignalverlauf die Lage der verschiedenen Auswerteroutinen und deren Reihenfolge. Da zwar jedem Winkelsegment ein ausführbarer Algorithmus zugeordnet ist, in vielen Bereichen die Berechnungsfenster aber gleich bleiben, ist in diesem Beispiel mit acht verschiedenen Berechnungssequenzen auszukommen. So werden zum Beispiel zwischen 120 Grad KW und 180 Grad KW die Fenster  $p_{miHD}$ , Glätten und 50% Umsatz berechnet, und zwischen  $-360$  Grad KW und  $-180$  Grad KW wird keine Auswertung vorgenommen.



**Abbildung 11:** Struktur der Auswertung eines Arbeitsspieles - Beispiele für Berechnungsfenster, -reihenfolge und -sequenzen

Zusätzlich zu dieser Information ist die Kenntnis der Lage der verschiedenen Kurbelwinkelachsen notwendig, um die Berechnung ausführen zu können. **Abbildung 12** zeigt schematisch die verschiedenen Achssysteme für das angegebene Beispiel. Die Berechnung des Schwerpunktes des Heizgesetzes ( $Q_{50}$ ) erfolgt z. B. mit den Daten des Heizverlaufs, nachdem der Heizverlauf vollständig berechnet worden ist.

Die im vorherigen Abschnitt dargestellte und in **Abbildung 11** und **Abbildung 12** illustrierte Art der Definition der Berechnungsfenster erlaubt ein Maximum an Flexibilität für die Auswertung. So ist durch Verschieben der einzelnen Berechnungsfenster ein Ausgleich der Rechenbelastung der einzelnen Winkelsegmente realisierbar. Gleichzeitig ist durch die Aufteilung des Programms für jedes Winkelsegment gewährleistet, dass die Berechnung stets erfolgreich und vor allem an einem definierten Kurbelwinkel beendet wird. In diesem Beispiel wäre es bei 300 Grad KW möglich (vgl. **Abbildung 11**), alle Ergebnisse zu dem Motorsteuerungssystem zu senden. Geht man davon aus, dass die Einspritzparameter 90 Grad KW vor dem oberen Totpunkt der Verbrennung dieses Zylinders an das Einspritzsystem gesendet sein müssen, so hat man bei diesem Beispiel 330 Grad KW Zeit, die Merkmale zu übertragen, den Regelalgorithmus auszuführen und die Daten an das Einspritzsystem zu senden.



**Abbildung 12:** Anordnung der verschiedenen Achssysteme der Beispielauswertung

## Hardware

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden zwei verschiedene Echtzeitindiziersysteme eingesetzt. Beim ersten System handelt es sich um das kommerziell erhältliche System COMBI-EXEC der Firma SMETEC. Es ist für den Motorprüfstandsbetrieb vorgesehen. Das zweite System ist eine Entwicklung der Firma IAV. Es integriert eine Echtzeitdatenauswertungseinheit (VME-DZA) in das kommerziell erhältliche Rapid-Prototyping-System ASCET (vgl. Kapitel 4.2) der Firma ETAS und ist auch für den Einsatz in einem Fahrzeug geeignet. Die wesentlichen technischen Daten beider Systeme sind in **Tabelle 7** zusammengefasst. Die beiden Systeme unterscheiden sich hauptsächlich in der Anzahl und der Anordnung der digitalen Signalprozessoren und in den Schnittstellen zur Ergebnisübertragung.

	COMBI-EXEC	VME-DZA
A/D Wandlung	14 bit / 1 Msample	14 bit / 1 Msample
Sensoreingang	BNC	4-polig mit Spannungsversorgung für Sensoren
Signalverarbeitungsprozessor	Analog Devices ADSP21061L	Analog Devices ADSP21065
numerische Auswertung	1 DSP pro Eingangskanal	2 DSP zeitsynchron 2 DSP winkelsynchron
Entwicklungsumgebung	Visual-DSP	Visual-DSP
Programmiersprache	C und Assembler	C und Assembler
Kanalanzahl	8	8
Datenausgabe	CAN-Interface 12 bit D/A-Wandler	DPR zu ES1600 der Fa. ETAS

**Tabelle 7:** Gegenüberstellung der beiden Echtzeitindiziersysteme



### **Echtzeitindiziersystem der Firma SMETEC: COMBI-EXEC**

Das COMBI-EXEC-System der Firma SMETEC basiert auf der Hardware des Indiziersystems COMBI-PRO. Ein Mikrocontroller steuert die Datenerfassung der einzelnen Kanäle und die Übertragung der Ergebnisse zum Steuerrechner (PC) des Indiziersystems. Die Anforderung der Echtzeitauswertung wird dadurch erfüllt, dass jedem (Echtzeit-) Eingangskanal ein digitaler Signalprozessor zugeordnet ist. Jeder der einzelnen Signalprozessoren ist frei programmierbar. Mit dem COMBI-EXEC ist es also möglich, auf acht verschiedenen Kanälen acht verschiedene Auswertungen vorzunehmen. Die zeitliche Referenz für die einzelnen Kanäle wird durch das Bedienungsprogramm des Systems definiert. Wie in einem Standard-Indiziersystem wird der Winkelversatz des Triggersignals zum oberen Totpunkt des ersten Zylinders eingestellt und den Kanälen ein individueller Winkelversatz hierzu zugeordnet. Als Schnittstelle zum Mikrocontroller dient ein FIFO<sup>23</sup>-Speicher. Nach einer definierten zeitlichen Struktur können hier Ergebnisse der einzelnen digitalen Signalprozessoren an den Mikrocontroller übergeben werden. Ein dem Mikrocontroller zugeordneter CAN-Controller überträgt dann Ergebnisblöcke jedes Arbeitsspieles an das Rapid-Prototyping-System (vgl. Kapitel 4.2). Die CAN-Übertragung wird zu definierten kanalspezifischen Kurbelwinkeln vom Mikrocontroller koordiniert. Da die Übertragungsmöglichkeiten auf dem CAN-Bus begrenzt sind, wird die Übertragung auf zwei Botschaften je Kanal festgelegt. Jeder Botschaft ist ein eindeutiger CAN-Identifizier und eine Länge von acht Byte zugeordnet. Diese Einschränkung der Übertragung erfordert eine Auswahl der Ergebnisgrößen und deren genaue Definition der Auflösung.

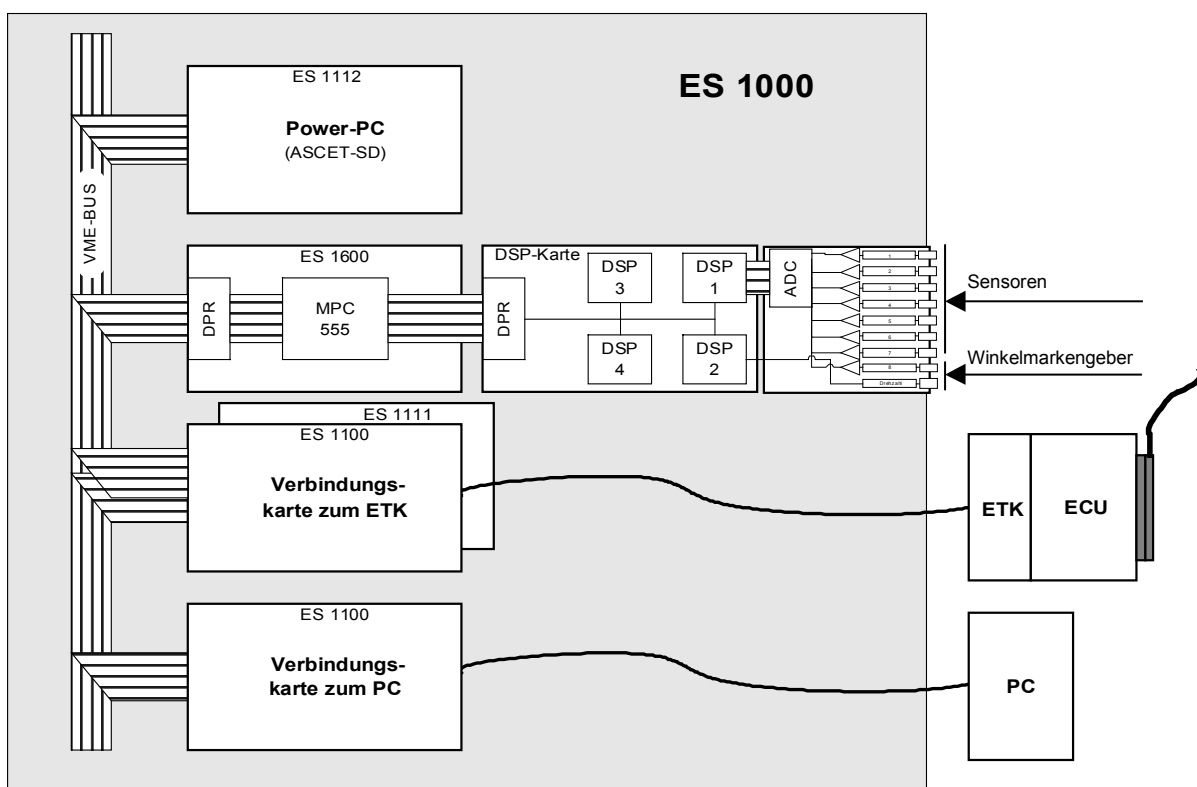
### **Echtzeitindiziersystem der Firma IAV: VME-DZA**

Im Gegensatz zum COMBI-EXEC-System, das über einen CAN-Bus mit dem Rapid-Prototyping-System verbunden ist, ist das im Auftrag von VOLKSWAGEN von der Firma IAV entwickelte VME-DZA-System direkt in die Rapid-Prototyping-Hardware ES1000 der Firma ETAS integriert (vgl. **Abbildung 13** sowie Kapitel 4.2). Als Schnittstelle dient ein auf der Mikrocontrollerkarte ES1600 der Firma ETAS angeordnetes Dual-Ported-RAM (DPR). Das VME-DZA-System besteht aus einer Prozessorplatine, die mit vier digitalen Signalprozessoren bestückt ist und einer Datenerfassungskarte, auf der die Analog-Digital-Wandler angeordnet sind. An die Datenerfassungskarte lassen sich bis zu acht Eingangssignale und der Winkelmarkengeber anschließen. Ein weiterer entscheidender Unterschied zum COMBI-EXEC-System ist bei dem

---

<sup>23</sup> FIFO –First In First Out

VME-DZA-System, dass für alle Kanäle nur insgesamt vier digitale Signalprozessoren und kein Steuerprozessor zur Verfügung stehen. Daher werden die Signalprozessoren in zwei Prozessor-Cluster aufgeteilt, wobei das erste Cluster zeitsynchron und das zweite Cluster winkelsynchron arbeitet. Das bedeutet, dass im ersten Cluster die Winkelbasis erzeugt, die Eingangssignale vorverarbeitet und mit der Winkelbasis synchronisiert werden und im zweiten Cluster die winkelsynchrone Berechnung der Kenngrößen der Eingangssignale erfolgt. Alle Eingangsdaten werden auf den gleichen Prozessoren berechnet, wodurch je nach Zylinderzahl des Motors immer mehrere verschiedene Auswertungsfenster pro Winkelsegment ausgeführt werden müssen. Die Programmierstruktur des VME-DZA-Systems ist demnach deutlich komplizierter als im COMBI-EXEC-System. Die Übertragung der Ergebnisgrößen erfolgt über das Dual-Ported-RAM an die ES1600. Auf dem Mikrocontroller der ES1600 wiederum arbeitet zunächst nur ein Programm, welches die Daten aus dem DPR des VME-DZA-System direkt in ein DPR auf der VME-Bus-Seite der ES1600 überträgt, auf das von dem Rapid-Prototyping-System direkt zugegriffen werden kann.



**Abbildung 13:** Integration des Echtzeitindiziersystems VME-DZA in das ES1000-System der Firma ETAS

## 5 Auswertung von Zylinderdrucksignalen

### 5.1 Allgemeine Betrachtungen zur Datenauswertung

Die numerische Auswertung von Zylinderdrucksignalen zur Steuerung und Regelung von Dieselmotoren unterteilt sich in die Umrechnung und Vorverarbeitung der digitalisierten Eingangsdaten und in die kurbelwinkelsynchrone Auswertung der einzelnen Arbeitsspiele. Die Notwendigkeit, den Verlauf des Zylinderdruckes in skalare Kenngrößen zu komprimieren (vgl. Kapitel 4.2.2 auf Seite 30), bedingt eine differenzierte Analyse des Zylinderdruckverlaufs. Es sind verschiedene Kenngrößen zu ermitteln, die auf ihre Signifikanz bezüglich der Steuerung und Regelung des Motors sowie auf ihre Empfindlichkeit gegen mögliche Fehler durch die Indiziermesskette und durch Umgebungseinflüsse zu prüfen sind. Die Abschätzung der Komplexität der notwendigen Berechnung für die einzelnen Merkmale (Kosten) im Verhältnis zu ihrem Nutzen für eine Motorsteuerung wird letztendlich die Struktur eines möglichen Serienkonzeptes diktieren. Ziel ist es dennoch, die Auswertung für die Umsetzung in einem Rapid-Prototyping-System im Rahmen des Möglichen an die Physik und die Thermodynamik anzulehnen. Es ist allerdings auch klar, dass eine thermodynamische Prozessrechnung in Echtzeit, zumindest in absehbarer Zeit, nicht möglich ist. Damit wird deutlich, dass zwischen physikalischen und phänomenologischen Ansätzen ein Mittelweg gefunden werden muss, der es erlaubt, signifikante Aussagen über die Verbrennung zu treffen.

Die Grenzen zwischen physikalischen und phänomenologischen Ansätzen sind fließend, so dass eine Zuordnung der unterschiedlichen Kenngrößen aus dem Zylinderdruck meist nicht eindeutig ist. Um so deutlicher sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die digitalisierten Werte der Zylinderdrucksensoren nicht notwendigerweise den ‚wirklichen‘ Zylinderdruck darstellen, sondern als Ergebnis einer Messung mit systematischen und stochastischen Fehlern behaftet sind. Beispiele hierfür sind Einbaulage, Thermoschock<sup>24</sup>, Digitalisierung oder Signaldrift. Im Folgenden soll der Unterschied beider Ansätze der Merkmalsdefinition kurz verdeutlicht werden.

---

<sup>24</sup> Querempfindlichkeit des Zylinderdruckrohsignals auf die schnellen Temperaturänderungen während der Verbrennung eines Arbeitsspieles. Er wird im Wesentlichen durch die Verformung der Membran des Zylinderdrucksensors beim Auftreffen der Flammenfront der Verbrennung hervorgerufen.

Bei physikalischen Ansätzen werden prinzipielle physikalische Zusammenhänge zur Ermittlung von Kenngrößen herangezogen. Der entscheidende Vorteil eines derartigen Vorgehens ist, dass der Ablauf der Auswertung und deren Ergebnis auf ähnliche Systeme sofort übertragbar ist. Die physikalische Auswertung ist nur von explizit bestimmbar Parametern des Systems, z. B. der Brennraumgeometrie, jedoch nicht von speziellen empirischen Beschreibungen abhängig. Sie wird daher durch die Messung und Vorverarbeitung der Eingangsgrößen direkt beeinflusst. Die Beherrschung der Messkette ist bei der physikalischen Beschreibung der Verbrennung in diesem Sinne notwendig und hinreichend. Ein Beispiel für eine physikalische Auswertung ist der indizierte Mitteldruck.

Phänomenologische Ansätze: Nicht alle benötigten Zusammenhänge können mit Kenngrößen aus physikalischen Ansätzen in Echtzeit bestimmt werden. In solchen Fällen erlaubt ein empirischer Ansatz, bei dem z. B. geometrische Merkmale eines Signalverlaufs ausgewertet werden, eine qualitative und unter Umständen auch quantitative Beschreibung der Abhängigkeit von einer Zielgröße. Zusätzlich zur Stabilität der Messkette ist es hierbei notwendig, die statistische Signifikanz der Merkmale durch eine geeignete Auswahl der Versuchskonfigurationen<sup>25</sup> nachzuweisen. Die numerische Definition und Auswertung von beobachtbaren Phänomenen ist unter diesen Bedingungen ein adäquates Mittel, komplexe Vorgänge und Abhängigkeiten relativ einfach zu beschreiben. Allerdings sind die so ermittelten Merkmale nur bedingt übertragbar auf eine geänderte Konfiguration des Systems. Es muss also Ziel bei der Definition der phänomenologischen Ansätze sein, wenigstens eine qualitativ allgemeingültige Aussage zu finden, um zumindest eine relative Bewertung des Merkmales vornehmen zu können (z. B. Differenzdruckkennwerte laut Gleichung 5.27 auf Seite 53).

Wie bereits oben angedeutet, ist die Zuordnung verschiedener Kenngrößen zu den beiden skizzierten Gruppen nicht eindeutig. So kann ein sehr stark vereinfachter physikalischer Ansatz auch als phänomenologisch (z. B. die Auswertung eines Heizverlaufs mit konstanten Stoffwerten (vgl. Kapitel 5.3.2 ab Seite 55)) oder eine geometrische Auswertung des Zylinderdruckes (z. B. das Maximum des Differenzdruckes (vgl. Kapitel 5.3.1 auf Seite 50)) auch als physikalisch basiert angesehen werden. Bei der Definition der Auswertung ist deshalb darauf zu achten, dass die ausgewerteten Merkmale numerisch stabil erfasst werden und nach Möglichkeit auf andere Motoren übertragen werden können.

---

<sup>25</sup> z. B. unterstützt durch die statistische Versuchsplanung (DoE)

## 5.2 Vorverarbeitung der Signale

Die Qualität des numerischen Signals ist für die weitere Auswertung von entscheidender Bedeutung. Betriebspunkte mit hoher Drehzahl und kleiner Last stellen hohe Anforderungen an die Vorverarbeitung des Rohsignals, um eine stabile Erkennung der verschiedenen Merkmale zu erreichen. Grundsätzlich ist es günstig, das Brennraumsignal bereits in größtmöglicher Qualität zu digitalisieren. Entscheidende Kennwerte sind hierbei die Abtastschrittweite und die Auflösung. Für eine thermodynamische Auswertung des Zylinderdruckverlaufs in Form einer Heizverlaufs-berechnung wird in /40/ eine Kurbelwinkelauflösung von 1 Grad KW gefordert, um die vereinfachten Annahmen zu erfüllen, die der Berechnung zugrunde liegen. Der in der vorliegenden Arbeit untersuchte Motor erreicht einen Spitzendruck von bis zu 165 bar. Im günstigsten Fall der vollen Ausnutzung des Spannungsbereiches des Signalgebers ergeben sich damit die in **Tabelle 8** dargestellten Digitalisierungsstufen. Bei der thermodynamischen Auswertung des Zylinderdruckes haben kleine Druckänderungen vor allem am Ende der Verbrennungsphase großen Einfluss auf die Qualität der ermittelten Verläufe. Aufgrund des großen Signalbereichs muss daher mindestens eine Auflösung von 12 Bit effektiv<sup>26</sup> vorgesehen werden. Je nach Qualität der Sensoren wäre eine Auflösung von 14 Bit jedoch vorzuziehen. In jedem Fall ist es aber nötig, die digitalisierten Rohsignale zu glätten.

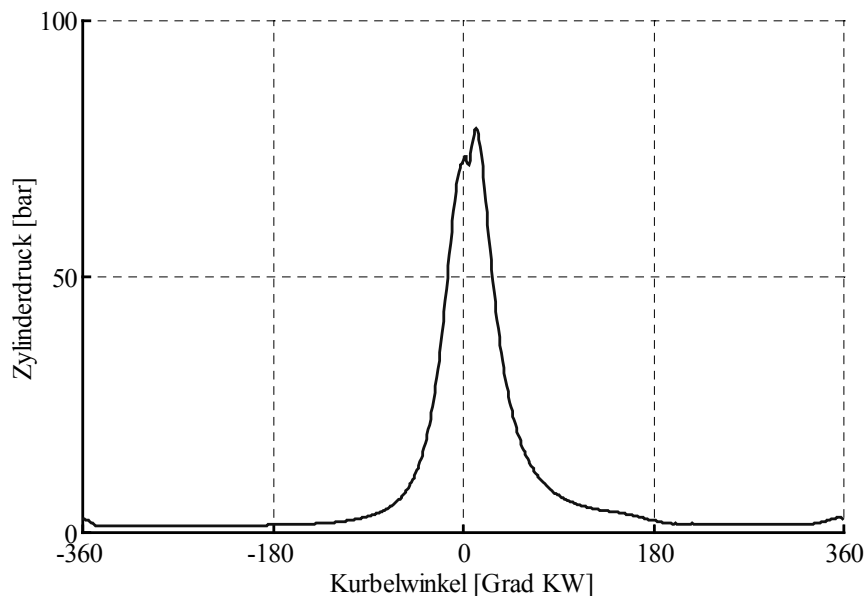
Auflösung	Inkrement in bar
11 bit	0.0806
12 bit	0.0403
14 bit	0.0101

**Tabelle 8:** *Theoretische Digitalisierungsstufen für einen Messbereich des Aufnehmers von 165 bar*

Die digitalisierten Daten der Brennraumsensoren der einzelnen Zylinder werden auf die Position der Kurbelwelle bezogen. Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Aggregat handelt es sich um einen Vierzylinder-Viertakt-Dieselmotor, so dass die Anzahl der Kurbelwellenumdrehungen pro Arbeitspiel  $a = 2$  und die Zylinderanzahl  $z = 4$  beträgt. Jedem Zylinder wird ein relatives Kurbelwinkelsystem pro Arbeitspiel zugeordnet, bei dem der obere Totpunkt der Verbrennung

<sup>26</sup> Als Beispiel sei die übliche Digitalisierung von Quarzdrucksensoren mit Ladungsverstärkern genannt, bei der über einen Spannungsbereich von  $\pm 10$  V zwar mit 12 Bit digitalisiert wird, aufgrund der Gefahr der Übersteuerung des Ladungsverstärkers das Ausgangssignal jedoch nur einen Spannungsbereich von gut 10 V abdeckt. Damit beträgt die effektive Auflösung 11 Bit.

bei 0 Grad KW und der obere Totpunkt des Ladungswechsels bei -360 Grad KW bzw. 360 Grad KW liegt<sup>27</sup> (vgl. **Abbildung 14**). Die Verbrennungsreihenfolge der einzelnen Zylinder spielt für die numerische Auswertung der Brennraumdaten keine Rolle, sie wird erst im Rapid-Prototyping-System für den zylinderindividuellen Eingriff angewendet.



**Abbildung 14** : Definition des Kurbelwinkelsystems

Es werden die folgenden Bezeichnungen verwendet:

- $\varphi$  – Kurbelwinkel,
- $p(\varphi)$  – Zylinderdruck.

### 5.2.1 Filterung

Für die numerische Stabilität der nachfolgenden Auswertungen ist es notwendig, die hochfrequenten Störungen und Digitalisierungseffekte aus dem Zylinderdruckrohsignal zu entfernen. Da eine Filterung oder Glättung immer eine Verringerung der Informationen des Rohsignals bewirkt, sind je nach Signalqualität unterschiedliche Glättungsverfahren vorzusehen. Die Filterung der Rohdaten sollte vorzugsweise zeitsynchron erfolgen. Dadurch eröffnet sich die Möglichkeit, unabhängig von der Motordrehzahl, bei maximaler Abtastfrequenz die Signalqualität

---

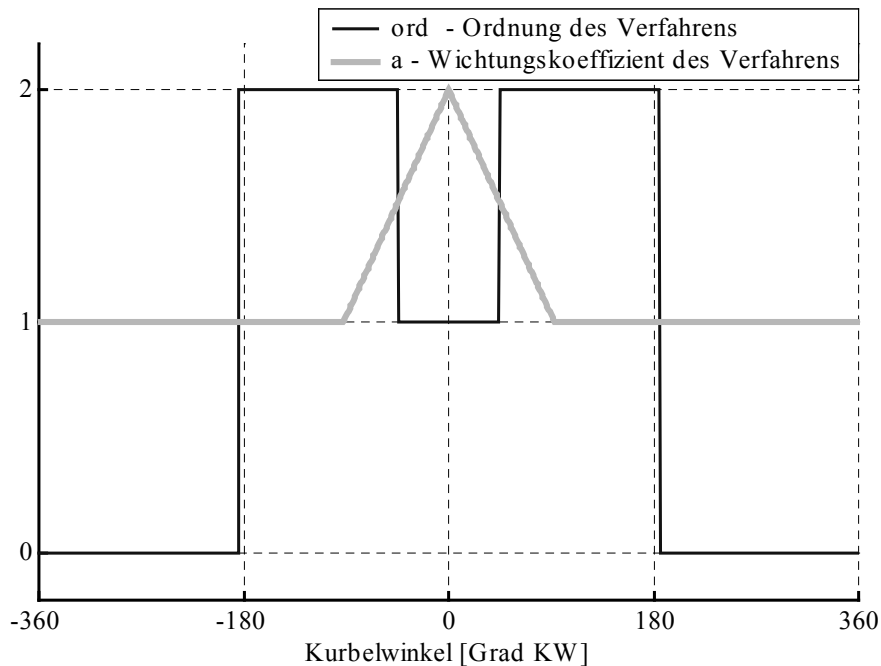
<sup>27</sup> Negative Kurbelwinkel bezeichnen daher Kurbelwinkelpositionen vor dem oberen Totpunkt am Ende des Verdichtungsakts, positive Kurbelwinkel Kurbelwinkelpositionen nach dem oberen Totpunkt am Ende des Verdichtungsakts.

den Erfordernissen anzupassen. Bei zeitsynchroner Abtastung stehen dann für jeden Winkelschritt mehrere Abtastwerte zur Verfügung. Sie werden z. B. durch eine einfache Mittelwertbildung zusammengefasst und dem Winkelschritt zugeordnet.

Dieser Ansatz ist allerdings nicht realisierbar, wenn das Indiziersystem die Eingangssignale bereits winkelsynchron erfasst. Zur kurbelwinkelsynchronen Filterung der Daten wird eine gewichtete Mittelwertbildung zur Glättung vorgeschlagen. Die Ordnung sowie die Wichtungskoeffizienten des Glättungsverfahrens müssen dann allerdings mindestens in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel und gegebenenfalls auch drehzahlabhängig veränderlich gehalten werden. Daraus resultiert ein für die Echtzeitauswertung sehr rechenintensives Verfahren, was aber die darauf folgenden Auswertungen deutlich unterstützt. Mit konstanten Parametern wird dieses Verfahren auch bei zeitsynchron vorgefilterten Signalen eingesetzt. Die allgemeine Rechenvorschrift dieser gleitenden Mittelwertbildung lautet für die Glättungsordnung  $ord$ , den Wichtungsfaktor  $f_i$ , den Wichtungskoeffizienten  $a$  und die Winkelschrittweite  $h$ :

$$\bar{p}(\varphi) = \frac{\sum_{i=-ord}^{ord} f_i \cdot p_{gemessen}(\varphi + i \cdot h)}{\sum_{i=-ord}^{ord} f_i} \quad \text{mit } f_i = a_{Glättung}^{-abs(i)}. \quad (5.1)$$

Durch die symmetrische Anordnung des Glättungsverfahrens steht der aktuell geglättete Wert erst nach  $ord$  Winkelsegmenten ( $ord \cdot h$  Grad KW) für weitere Berechnungen zur Verfügung. Zur Anpassung der Parameter des Glättungsverfahrens an den Signalverlauf wird der in **Abbildung 15** dargestellte Verlauf von Glättungsordnung und Wichtungskoeffizient über dem Kurbelwinkel vorgeschlagen. Die kurbelwinkelabhängige Anpassung der Parameter des Glättungsverfahrens (starke Glättung bei kleinen Drucksignalen und kleine Ordnung im Bereich des OT) hat sich für die Zylinderdrucksignale des betrachteten Motors als vorteilhaft erwiesen.



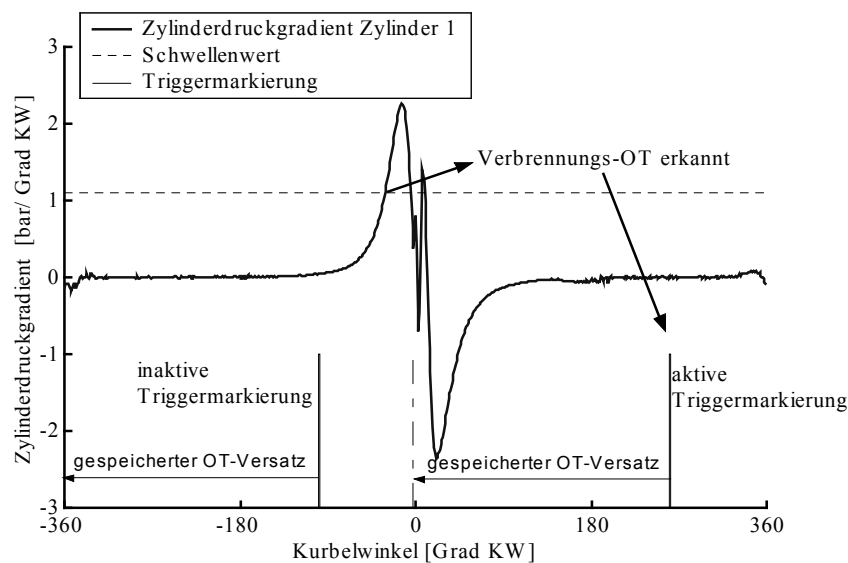
**Abbildung 15:** Beispiel der Definition der veränderlichen Parameter der gleitenden gewichteten Mittelwertbildung

### 5.2.2 Bestimmung des oberen Totpunktes

Zur Bestimmung thermodynamischer Kenngrößen der Verbrennung ist die Kenntnis des Zylindervolumens und damit der absoluten Winkelposition der erfassten Signale erforderlich (zur Messtechnik vgl. Kapitel 4.1.2 auf Seite 25). Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass eine positionsgenaue Montage des Winkelmarkengebers nicht mit hinreichender Genauigkeit erfolgen kann. Es ist daher mit einem numerischen Verfahren der montagebedingte Versatz der Triggermarkierung zum oberen Totpunkt eines - oder auch jedes einzelnen - Zylinders zu bestimmen. Zur Festlegung des absoluten Kurbelwinkelsystems wird unter Annahme eines thermodynamischen Verlustwinkels (vgl. /48/) der Winkelversatz des Druckmaximums eines Zylinders im geschleppten Betrieb zur Triggermarkierung bestimmt und gespeichert. Für die in der vorliegenden Arbeit eingesetzten Echtzeitindiziersysteme (vgl. Kapitel 4.2.2 ab Seite 30) wird das beschriebene Verfahren verwendet. Es ist allerdings vorstellbar, im Schlepptrieb oder bei Betriebspunkten mit sehr später Verbrennung mit ausgeprägtem Kompressionsmaximum (vgl. Anhang D.1 AP 1-3 ab Seite 163) den Versatz im Motorbetrieb zu überprüfen und zylinderindividuell zu adaptieren. Bei jedem Motorstart muss bei einem Viertaktmotor mit zwei Kurbelwellenumdrehungen pro Arbeitsspiel zudem die Lage des Triggersignals zur Verbrennungsreihenfolge synchronisiert werden. In vorteilhafter Weise kann durch die Betrachtung des Verlaufs des Druckgradienten (ein in der Kompression befindlicher Zylinder



erzeugt einen Druckgradienten, der einen bestimmten Schwellenwert übersteigt) bei gleichzeitiger Plausibilisierung des kurbelwinkelaufgelösten Drehzahlsignals die Triggermarkierung im Motorstart zugeordnet werden (vgl. **Abbildung 16**). Hinzu kommt eine Schnellstartstrategie, bei der der Nulldurchgang des Druckgradienten vor der ersten Verbrennung der einzelnen Zylinder dazu genutzt wird, ein Ersatzsignal zur Triggermarkierung zu generieren. Diese Strategie ermöglicht eine Synchronisation und damit eine Zumessung des Kraftstoffs, bevor die Triggermarkierung zum ersten Mal vom System erkannt wird.



**Abbildung 16:** Zuordnung der Triggermarkierung durch Auswertung des Druckgradienten

### 5.2.3 Thermodynamische Nullpunktkorrektur

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit eingesetzten Zylinderdrucksensoren liefern relative Drucksignale. Daher muss der Signalverlauf durch einen Offset auf das Absolutdruckniveau korrigiert werden. Für den aufgeladenen Dieselmotor bietet sich besonders die thermodynamische Null-Linienkorrektur (vgl. /40/) an. Bei diesem Verfahren wird das gemessene Signal mit einem theoretischen Signalverlauf während der Kompression abgeglichen. Basis für dieses Verfahren bildet die Annahme einer polytropen Zustandsänderung während der Kompression:

$$p \cdot V^n = \text{konstant} \quad . \quad (5.2)$$

In einem Intervall zwischen  $\varphi_i = -100$  Grad KW und  $\varphi_k = -60$  Grad KW ergibt sich bei gegebenem Polytropenexponenten  $n = 1.37$  (vgl. /40/) für die Verdichtung von Luft aus der Zustandsänderung:

$$p_{\text{polytrop}}(\varphi_k) = p_{\text{polytrop}}(\varphi_i) \cdot \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_k)} \right)^n \quad (5.3)$$

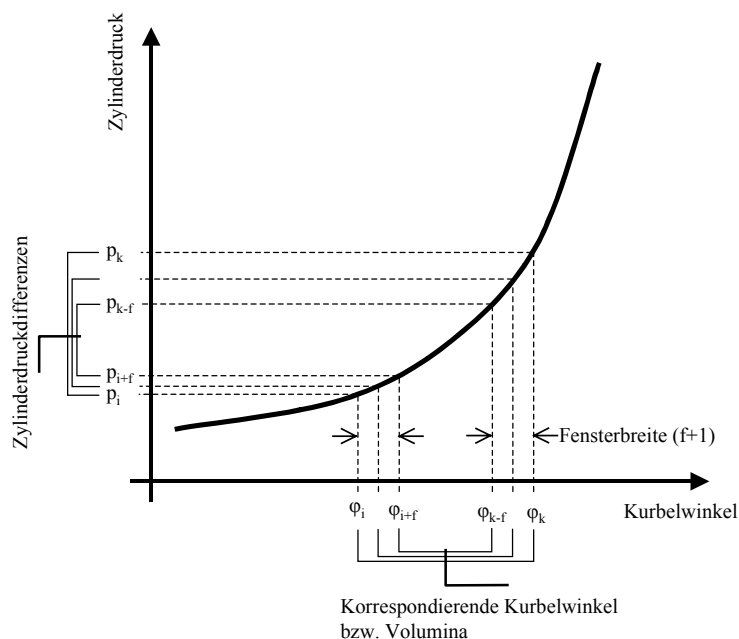
Für die Druckdifferenz zwischen den Kurbelwinkelpositionen  $\varphi_k$  und  $\varphi_i$  lässt sich schreiben

$$\Delta p = p_{\text{polytrop}}(\varphi_i) \cdot \left[ \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_k)} \right)^n - 1 \right] \quad \text{mit } c = \left[ \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_k)} \right)^n - 1 \right] = \text{konstant} \quad (5.4)$$

Die Druckdifferenz ist aus der relativen Zylinderdruckerfassung bekannt und die Konstante  $c$  kann als Kenngröße abgespeichert werden. Der Offset für das Zylinderdrucksignal ergibt sich dann mit den gemessenen Größen zu:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{Offset}} &= p_{\text{polytrop}}(\varphi_i) - \bar{p}(\varphi_i) = \frac{\Delta p}{c} - \bar{p}(\varphi_i), \\ \Delta p_{\text{Offset}} &= \frac{\bar{p}(\varphi_k) - \bar{p}(\varphi_i)}{c} - \bar{p}(\varphi_i). \end{aligned} \quad (5.5)$$

Dieses Verfahren gilt es durch eine geeignete Mehrfachberechnung mit anschließender Mittelwertbildung zu stabilisieren. Die in **Abbildung 17** schematisch dargestellte verschachtelte Anordnung der korrespondierenden Volumina und Druckdifferenzen hat sich als besonders stabil erwiesen. Die Anordnung bei einer Fensterbreite von 5 Grad KW ergibt die in **Abbildung 11** auf Seite 33 dargestellten Auswertungsfenster zur Null-Linienbestimmung in der Echtzeitrechnung.



**Abbildung 17:** Verschachtelte Anordnung der korrespondierenden Zylinderdrücke und Volumina zur Stabilisierung der thermodynamischen Null-Linienbestimmung

## 5.2.4 Driftkorrektur

Da die Null-Linien der Zylinderdrucksignale sich, je nach Sensortyp unterschiedlich stark, während des Betriebes ändern und diese Änderung innerhalb eines Arbeitsspieles bereits signifikante Größenordnungen erreichen kann, soll die Grundlage für eine prädiktive Anpassung der Null-Linie über dem Arbeitsspiel formuliert werden. Ausgegangen wird davon, dass zu einem definierten Kurbelwinkel ( $-60$  Grad KW) der Offset des Zylinderdruckes aktualisiert wird. Speichert man nun für eine gewisse Anzahl von Arbeitsspielen diesen Offset, so kann man diese Informationen dazu nutzen, den Offset des folgenden Arbeitsspieles abzuschätzen. Daraus lässt sich die Änderung des Offsets innerhalb des Arbeitsspieles  $\Delta p_{Offset}^*$  und somit eine kurbelwinkelabhängige Driftkorrektur  $\Delta p_{Drift}(\varphi)$  des Zylinderdrucksignals bestimmen. Für einen Betrachtungshorizont von  $ord$  Arbeitsspielen und einem Wichtungsfaktor  $f$  und sowie einem Wichtungskoeffizienten  $a$  kann das in Gleichung 5.1 auf Seite 41 definierte allgemeine Glättungsverfahren für die Ermittlung der mittleren Drift der letzten  $ord$  Arbeitsspiele umformuliert werden. Dabei bezeichnet der Index  $i$  Arbeitsspiele und nicht Kurbelwinkelpositionen.

$$\Delta p_{Offset}^* = \frac{\sum_{i=-ord}^0 f_i \cdot [\Delta p_{Offset}(i) - \Delta p_{Offset}(i-1)]}{\sum_{i=-ord}^0 f_i} \quad \text{mit } f_i = a^{-abs(i)}. \quad (5.6)$$

Zu der aus Gleichung 5.5 bekannten Nullpunktkorrektur des Arbeitsspieles addiert sich somit ein kurbelwinkelabhängiger Anteil, der aus der gemittelten Offsetänderung der letzten Arbeitsspiele resultiert. Unter der Annahme einer linearen Drift über dem Arbeitsspiel und unter Beachtung des bekannten Absolutdruckes bei  $\varphi_k = -60$  Grad KW lässt sich die Driftkorrektur wie folgt formulieren:

$$\Delta p_{Drift}(\varphi) = \frac{(\varphi - \varphi_k)}{720^\circ KW} \cdot \Delta p_{Offset}^* \quad (5.7)$$

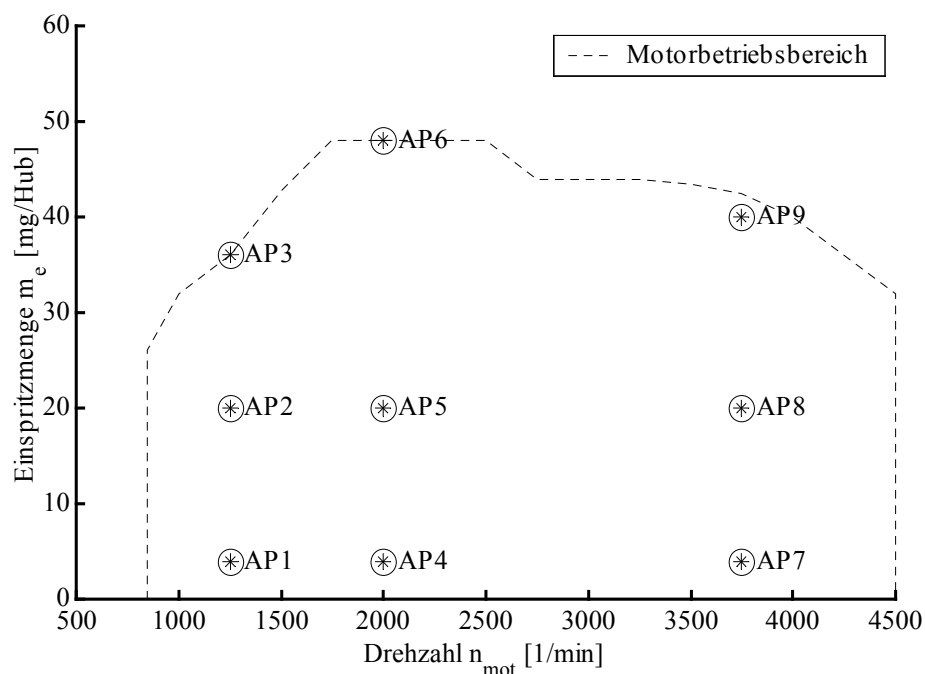
Für das gesamte Arbeitsspiel ergibt sich für die Absolutdruckbestimmung die folgende Gleichung, wobei darauf zu achten ist, dass nachfolgende Berechnungen nicht mit absoluten Zylinderdruckwerten vor und nach  $\varphi_k = -60$  Grad KW erfolgen:

$$p(\varphi) = \bar{p}(\varphi) + \Delta p_{Offset}(k) + \Delta p_{Drift}(\varphi) \quad (5.8)$$

mit  $k = i - 1$  für  $\varphi < \varphi_k$  und  $k = i$  für  $\varphi \geq \varphi_k$

### 5.3 Auswertung der Zylinderdruckverläufe

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sind die in diesem Kapitel dargestellten Auswertungen der Zylinderdruckverläufe im Hinblick auf die echtzeitfähige Umsetzung konzipiert, getestet und umgesetzt worden. In Anhang D.1 ab Seite 163 wird anhand von neun ausgewählten Arbeitspunkten (AP – vgl. **Abbildung 18**) die in diesem Kapitel beschriebene Auswertung mittels Tabellen und Abbildungen illustriert<sup>28</sup>. Sie sollen zum bildlichen Verständnis der vorgeschlagenen Berechnungen beitragen und die Variationsmöglichkeit der verschiedenen Signalverläufe im Motorbetriebsbereich dokumentieren.



**Abbildung 18:** Darstellung der ausgewählten Arbeitspunkte (AP) im Motorbetriebsbereich

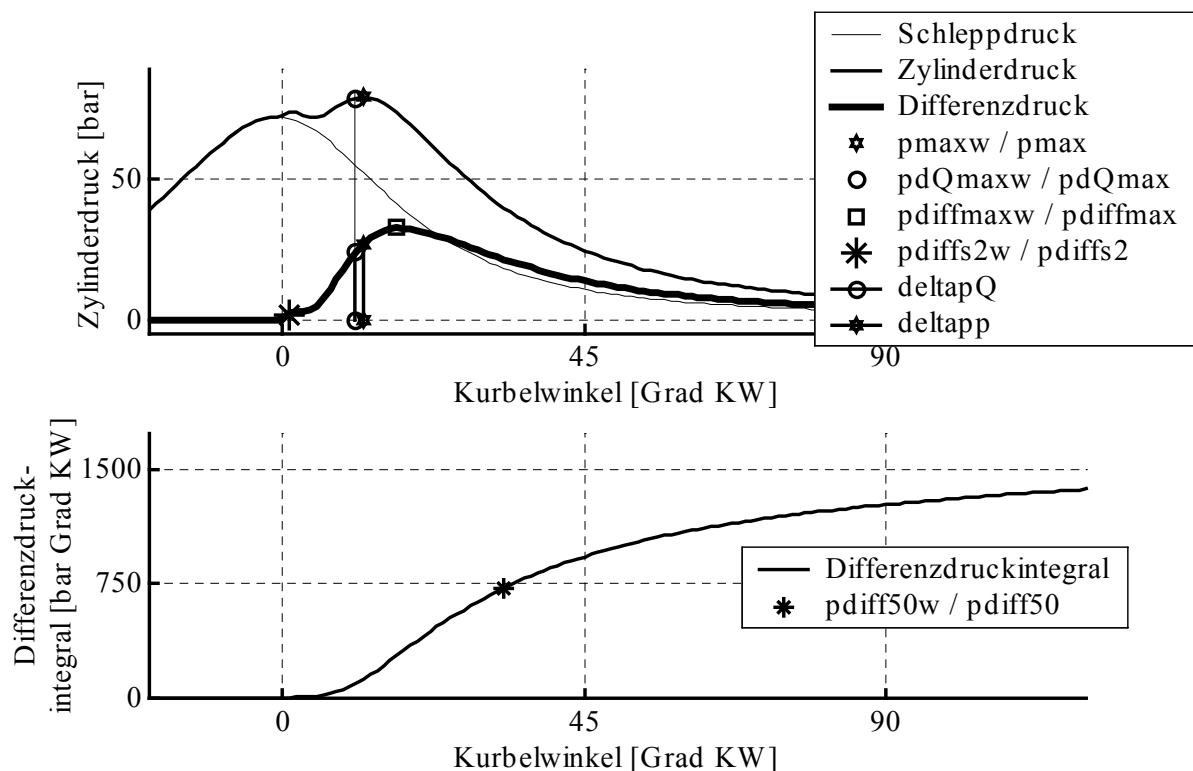
In den folgenden Abschnitten werden in **Tabelle 9** (Seite 48), **Tabelle 10** (Seite 58) und **Tabelle 11** (Seite 62) die verschiedenen Kenngrößen zusammengefasst dargestellt und eingeordnet. Nicht alle hier definierten Kenngrößen werden letztendlich in Kapitel 8 ab Seite 101 weiter verwendet. Es leuchtet ein, dass für die Umsetzung einer zylinderdruckbasierten Motormanagementstrategie die Anzahl der Berechnungen möglichst gering gehalten werden soll. Um eine geeignete Auswahl aus den verschiedenen Kenngrößen zu treffen, werden alle Kenngrößen gleichzeitig im

<sup>28</sup> Hierzu wurden die Kurbelgehäuse-Zylinderkopf-Kombination KG1-ZK3 (vgl. **Tabelle 16** bzw. **Tabelle 17** ab Seite 161) sowie Sensoren vom Typ 6061B der Firma KISTLER (vgl. **Tabelle 5** auf Seite 27) verwendet.

Echtzeitindiziersystem COMBI-EXEC (vgl. Kapitel 4.2.2 ab Seite 30) berechnet, so dass die echtzeitfähige Umsetzung der gesamten Auswertestrategie sichergestellt ist. Dynamische und stationäre Versuche am Motorprüfstand können somit durch die Berechnung der Kenngrößen zur Versuchszeit sehr schnell und effektiv ausgewertet und beurteilt werden. Für die Umsetzung der gesamten Motormanagementstrategie im Fahrzeug wird jedoch nur eine Auswahl an Kenngrößen berechnet und zum Rapid-Prototyping-System übertragen. Ein Teil der Kenngrößen (z. B. maximaler Druckgradient) wird zudem direkt im Indiziersystem zur Plausibilisierung der Messwerterfassung verwendet, so dass eine Übertragung zum Rapid-Prototyping-System nicht notwendig ist.

### 5.3.1 Druckkenngrößen

**Abbildung 19** illustriert an einem Arbeitspunkt zusammenfassend eine Auswahl an Merkmalen des Zylinderdruckes und des Differenzdruckes, **Tabelle 9** gibt einen Überblick über alle aus dem Zylinderdruck abgeleiteten Kenngrößen.



**Abbildung 19:** Darstellung ausgewählter geometrischer Merkmale aus dem Zylinderdruck

Kenngröße	Kurzzeichen	Einheit	mögliche Verwendung	abgeleitet aus
indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife	p <sub>miHD</sub>	bar	Regelung Last	Zylinderdruck
Maximum des momentanen indizierten Momentes	M <sub>max</sub>	Nm	Ersatz für Regelung Last	Zylinderdruck
Lage des Maximums des momentanen indizierten Momentes	M <sub>maxw</sub>	Grad KW	Qualitätsbeurteilung Verbrennungslage	Zylinderdruck
Minimum des momentanen indizierten Momentes	M <sub>min</sub>	Nm	Sicherheit	Zylinderdruck
Lage des Minimums des momentanen indizierten Momentes	M <sub>minw</sub>	Grad KW	Kontrollgröße	Zylinderdruck
Spitzendruck	p <sub>max</sub>	bar	Sicherheit	Zylinderdruck
Lage des Spitzendrucks	p <sub>maxw</sub>	Grad KW	Qualitätsbeurteilung Verbrennungslage	Zylinderdruck
Ladedruckersatzwert	p <sub>lad</sub>	bar	Verknüpfung zur Gasdynamik	Zylinderdruck
Druckdifferenz über Spiegelung vom Maximum des Heizverlaufs	deltap <sub>Q</sub>	bar	Qualitätsbeurteilung	Zylinderdruck
Druckdifferenz über Spiegelung vom Druckmaximum	deltap <sub>p</sub>	bar	Qualitätsbeurteilung	Zylinderdruck
Abgasgegendruckersatzwert	p <sub>asa</sub>	bar	Verknüpfung zur Gasdynamik	Zylinderdruck
maximaler Druckgradient	dp <sub>max</sub>	bar / Grad KW		Zylinderdruck
Lage des maximalen Druckgradienten	dp <sub>maxw</sub>	Grad KW		Zylinderdruck
Zylinderdruck an der Lage des maximalen Heizverlaufswerts	p <sub>dQmax</sub>	bar	Qualitätsbeurteilung	Zylinderdruck
Zylinderdruck vor der Verbrennung	p <sub>sb</sub>	bar	Verknüpfung zur Gasdynamik	Zylinderdruck
Zylinderdruck bei -65 Grad KW	p <sub>65</sub>	bar	Verknüpfung zur Gasdynamik	Zylinderdruck
Zylinderdruck bei 120 Grad KW	p <sub>480</sub>	bar	Verknüpfung zur Gasdynamik	Zylinderdruck
Zylinderdruck bei 151 Grad KW	p <sub>511</sub>	bar	Verknüpfung zur Gasdynamik	Zylinderdruck
Zylinderdruck bei 180 Grad KW	p <sub>540</sub>	bar	Verknüpfung zur Gasdynamik	Zylinderdruck
maximaler Differenzdruck	p <sub>difffmax</sub>	bar	Qualitätsbeurteilung	Differenzdruck
Lage des maximalen Differenzdrucks	p <sub>difffmaxw</sub>	Grad KW	Qualitätsbeurteilung Verbrennungslage	Differenzdruck
2 bar Sekante des Differenzdrucks	p <sub>difff2s</sub>	bar		Differenzdruck
Lage der 2 bar Sekante des Differenzdrucks	p <sub>difff2sw</sub>	Grad KW	Ersatz für Regelung Verbrennungsbeginn	Differenzdruck
50% des Differenzdruckintegrals	p <sub>difff50</sub>	bar Grad KW	Qualitätsbeurteilung	Differenzdruck
Lage des 50% Wertes des Differenzdruckintegrals	p <sub>difff50w</sub>	Grad KW	Qualitätsbeurteilung Verbrennungslage	Differenzdruck

**Tabelle 9:** Kenngrößen aus der Auswertung des Zylinderdruckes

### Indizierter Mitteldruck

Der Mitteldruck bei Verbrennungskraftmaschinen entspricht der auf das Hubvolumen bezogenen Arbeit eines Arbeitsspieles:

$$p_m = \frac{W}{V_h} \quad (5.9)$$

Die effektive spezifische Arbeit (effektiver Mitteldruck -  $p_{me}$ ) kann aus dem an der Kurbelwelle abgegebenen effektiven Moment ( $M_e$ ) oder der effektiven Leistung ( $P_e$ ) ermittelt werden. Sie ist die Differenz zwischen der spezifischen inneren Arbeit (indizierter Mitteldruck -  $p_{mi}$ ) des Arbeitsgases und der spezifischen mechanischen Verlustarbeit (Reibmitteldruck -  $p_{mr}$ ). Analog kann mit dem indizierten Moment ( $M_i$ ), der indizierten Leistung ( $P_i$ ) beziehungsweise dem

Reibmoment ( $M_r$ ) und der Reibleistung ( $P_r$ ) gearbeitet werden. Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$  verknüpft die effektiven und indizierten Größen:

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{M_e}{M_i} = \frac{P_e}{P_i}. \quad (5.10)$$

Der indizierte Mitteldruck lässt sich direkt aus dem gemessenen Zylinderdruck bestimmen. Er wird aus der Volumenänderungsarbeit abgeleitet und charakterisiert die Energieumsetzung des Arbeitsgases im Zylinder.

$$p_{mi} = \frac{1}{V_h} \oint p \cdot dV. \quad (5.11)$$

Die indizierte Arbeit ist die im pV-Diagramm resultierende eingeschlossene Fläche. Sie unterteilt sich bei 4-Takt-Motoren in einen Hochdruck- und einen Ladungswechselanteil. Der indizierte Mitteldruck der Hochdruckschleife  $p_{miHD}$  soll als Kenngröße für die Verbrennung der einzelnen Zylinder verwendet werden. Er wird zwischen den beiden unteren Totpunkten eines Arbeitsspieles des Kurbelweges folgendermaßen definiert<sup>29</sup>:

$$p_{mi\_HD} = \frac{1}{V_h} \int_{-180^\circ KW}^{180^\circ KW} p_{gemessen} \cdot dV. \quad (5.12)$$

Der indizierte Mitteldruck der Hochdruckschleife wird für die Regelung und Steuerung des Motors ausgewählt, weil er die innere Arbeit jedes Zylinders physikalisch beschreibt. Das Drehmoment des Motors ist proportional zu dem (zwischen den Zylindern gemitteltem) Mitteldruck des Motors.

$$M = \frac{V_H \cdot \bar{p}_m}{2\pi \cdot a}. \quad (5.13)$$

### Momentaner indizierter Momentenverlauf

Das momentane indizierte Moment lässt sich näherungsweise bestimmen zu:

---

<sup>29</sup> Eine andere Möglichkeit der Trennung der beiden indizierten Mitteldruckanteile ist der Schnittpunkt der Druckkurven des Kompressionstaktes mit dem Expansions- oder Auslasstakt. Diese Definition der Trennung wird hier nicht angewendet.

$$M_i(\varphi) = p(\varphi) \cdot \frac{dV(\varphi)}{d\varphi}. \quad (5.14)$$

Da die Funktion  $\frac{dV(\varphi)}{d\varphi}$  für die numerische Bestimmung des indizierten Mitteldruckes berechnet wird, stellt die Bestimmung des maximalen und minimalen indizierten Moments sowie deren Lagen einen unwesentlichen Mehraufwand zur Berechnung dar:

$$\begin{aligned} M_{\max}(\varphi_{M \max}) &= \max(M_i(\varphi)), \\ M_{\min}(\varphi_{M \min}) &= \min(M_i(\varphi)). \end{aligned} \quad (5.15)$$

### Spitzendruck

Der Spitzendruck liefert eine Aussage über die Triebwerkbelastung. Er kann als Überwachungsgröße zum sicheren Betrieb unter Volllast herangezogen werden. Der Messwert des Spitzendruckes hängt von der Kalibrierung der Messkette und der Null-Linienbestimmung ab.

Der Winkel, bei dem der Spitzendruck auftritt, beinhaltet Informationen über die Lage der Verbrennung. Soll der Winkel des Spitzendruckes für eine Lageregelung der Verbrennung verwendet werden, so ist zu beachten, dass in Bereichen kleiner Last der Kompressionsdruck am oberen Totpunkt höher als der Zylinderdruck während der Verbrennung ist (vgl. Arbeitspunkte AP 1, AP 4 und AP 7 in Anhang D.1 ab Seite 163). Hierfür ist der zum Maximum des Heizverlaufs (siehe Kapitel 5.3.2) gehörende Zylinderdruck besser geeignet. Dieser wird als maximaler Verbrennungsdruck  $p_{dQ \max}$  bezeichnet und kann auch im gesamten Last- und Drehzahlbereich angewendet werden. Damit stehen zwei Druckkenngrößen für die Charakterisierung der Lage der Verbrennung zur Verfügung, der Spitzendruck und der maximale Verbrennungsdruck (vgl. **Abbildung 19** auf Seite 47):

$$\begin{aligned} p_{\max}(\varphi_{p \max}) &= \max(p(\varphi)), \\ p_{dQ \max} &= p(\varphi_{dQ \max}). \end{aligned} \quad (5.16)$$

### Differenzdruck

Die Differenz aus Verbrennungsdruck und Schleppdruck<sup>30</sup> (Differenzdruck<sup>31</sup>) soll zur Bewertung des Verbrennungsablaufs herangezogen werden (vgl. **Abbildung 19**). Beim aufgeladenen

---

<sup>30</sup> Zylinderdruckverlauf im ungefeuerten Betrieb



Dieselmotor kann der Schleppdruckverlauf nicht als Kennlinie abgespeichert werden und muss daher für jedes Arbeitsspiel berechnet werden. Im Folgenden wird ein echtzeitfähiges Verfahren für den aufgeladenen Dieselmotor dargestellt: Der (absolute) Zylinderdruckverlauf bis zum frühesten Verbrennungsbeginn  $\varphi_{sb}^{32}$  wird am oberen Totpunkt gespiegelt. Die Lücke im Signalverlauf wird durch Berechnung einer polytropen Zustandsänderung geschlossen. Mit der Winkelschrittweite  $h$  ergibt sich:

$$\begin{aligned}
 p_{Schlepp}(\varphi) &= p(\varphi) && \text{für } \varphi \leq \varphi_{sb}, \\
 p_{Schlepp}(\varphi) &= p_{Schlepp}(\varphi - h) \cdot \left( \frac{V(\varphi - h)}{V(\varphi)} \right)^{\bar{n}} && \text{für } \varphi > \varphi_{sb} \wedge \varphi < -\varphi_{sb}, \\
 p_{Schlepp}(\varphi) &= p(-\varphi) && \text{für } \varphi \geq -\varphi_{sb}.
 \end{aligned} \tag{5.17}$$

Der gemittelte konstante Polytropenexponent wird bei jedem Arbeitsspiel aus dem Zylinderdruckverlauf um den frühesten Verbrennungsbeginn  $\varphi_{sb}$  herum bestimmt:

$$\bar{n} = \frac{\sum_{\varphi_i = \varphi_{sb} - \varphi_5}^{\varphi_{sb} + \varphi_5} \frac{\log\left(\frac{p(\varphi_{sb} - \varphi_{15})}{p(\varphi_i)}\right)}{\log\left(\frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{sb} - \varphi_{15})}\right)}}{2 \cdot \varphi_5 + 1} \quad \text{mit } \varphi_5 = 5^\circ \text{ KW und } \varphi_{15} = 15^\circ \text{ KW}. \tag{5.18}$$

Zur Umsetzung des Verfahrens in der Echtzeitrechnung müssen die komplizierten Berechnungen vereinfacht werden. Da die auf der Volumenfunktion basierenden Teilberechnungen konstant sind, werden sie als Kennlinien abgespeichert:

$$\begin{aligned}
 K1_{Schlepp}(\varphi) &= \left( \frac{V(\varphi - h)}{V(\varphi)} \right) && \text{für } \varphi_{sb} < \varphi < -\varphi_{sb}, \\
 K2_{Schlepp}(\varphi) &= \log\left( \frac{V(\varphi)}{V(\varphi_{sb} - \varphi_{15})} \right) && \text{für } \varphi_{sb} - \varphi_5 < \varphi < \varphi_{sb} + \varphi_5.
 \end{aligned} \tag{5.19}$$

Der vom aktuellen Zylinderdruck abhängige Term zur Berechnung des Polytropenexponents kann durch Interpolation in einer Kennlinie vereinfacht werden. Eingangsgröße ist das aktuelle

<sup>31</sup> vgl. Kapitel 1.1 ab Seite 2 bzw. /2/, /15/, /16/, /17/ und /29/

<sup>32</sup> Der ‚früheste‘ Verbrennungsbeginn kann nur abgeschätzt werden. Für den angegebenen Motor wurde der Kurbelwinkel  $\varphi_{sb} = -15$  Grad KW ausgewählt. Ab diesem Kurbelwinkel wird auch der Heizverlauf berechnet.

Druckverhältnis, Ausgangsgröße dessen Logarithmusfunktion. Es ist darauf zu achten, dass die Kennlinie den Wertebereich des Motors abdeckt:

$$K3_{schlepp} \left( \frac{p(\varphi_{sb} - \varphi_{15})}{p(\varphi_i)} \right) = \log \left( \frac{p(\varphi_{sb} - \varphi_{15})}{p(\varphi_i)} \right). \quad (5.20)$$

Somit sind für die elf<sup>33</sup> Elemente der Summenbildung in Gleichung 5.18 zur Bestimmung des Polytropenexponenten jeweils eine Interpolation in den Kennlinien  $K3_{schlepp}$  und  $K2_{schlepp}$  sowie eine Division durchzuführen. Die Berechnung des aktuellen Wertes des Schleppdruckverlaufs kann mit Hilfe der Kennlinie  $K1_{schlepp}$  und dem aktuellen Polytropenexponenten erfolgen. Abhängig von dem Verhältnis zwischen Rechenleistung und Speicherplatz ist die Speicherung eines Kennfeldes  $[K1_{schlepp}(\varphi)]^{\bar{n}} = KF1(\varphi, \bar{n})$  zur Umgehung der Potenzfunktion ebenfalls denkbar.

Ein Vorteil des Differenzdruckes liegt darin, dass durch die Differenzbildung ein relatives Maß für den Druckanteil der Verbrennung ohne den Volumenänderungsanteil entsteht. Die Unabhängigkeit von der Null-Linie des Zylinderdruckes ist für den Differenzdruck allerdings nur dann gegeben, wenn die Berechnung des geschleppten Druckverlaufs auch unabhängig von der Null-Linie erfolgt. Beim beschriebenen Verfahren werden moderate Fehler in der Null-Linienbestimmung durch die adaptive Bestimmung des Polytropenexponenten ausgeglichen. Je weiter allerdings die Verbrennung in dem Kurbelwinkelbereich erfolgt, in dem der Schleppdruck berechnet wird, desto stärker wirkt sich der Fehler der Absolutdruckbestimmung in den Merkmalen des Differenzdruckes aus. Der Differenzdruck ergibt sich zu:

$$p_{diff}(\varphi) = p(\varphi) - p_{Schlepp}(\varphi). \quad (5.21)$$

Aus geometrischen Merkmalen des Differenzdruckes lassen sich verschiedene Kennwerte ermitteln. Das Maximum und das Minimum des Differenzdruckes stellen zwei charakteristische Punkte des Differenzdruckverlaufs dar:

$$\begin{aligned} p_{diff \max}(\varphi_{diff \max}) &= \max(p_{diff}(\varphi)), \\ p_{diff \min}(\varphi_{diff \min}) &= \min(p_{diff}(\varphi)). \end{aligned} \quad (5.22)$$

Das Integral des Differenzdruckes ergibt sich zu:

---

<sup>33</sup> Bei der gewählten Fensterbreite von 5 ° KW und einer Abtastung von 1 ° KW.

$$Ip_{diff}(\varphi_x) = \int_{\varphi_0}^{\varphi_x} p_{diff}(\varphi) d\varphi. \quad (5.23)$$

Damit lässt sich der Kurbelwinkel bestimmen, an dem das Differenzdruckintegral 50% der Signalspanne erreicht:

$$p_{diff\ 50}(\varphi_{pdiff\ 50}) = \frac{\max(Ip_{diff}(\varphi)) - \min(Ip_{diff}(\varphi))}{2} + \min(Ip_{diff}(\varphi)). \quad (5.24)$$

Als Ersatzwert für den Verbrennungsbeginn wird der Kurbelwinkel ermittelt, an dem der Differenzdruck 2 bar übersteigt. Hierzu muss als Nebenbedingung das Maximum des Differenzdruckes größer 2 bar sein:

$$p_{diff\ max}(\varphi_{diff\ max}) > 2 \text{ bar}. \quad (5.25)$$

Dann lässt sich für den Sekantenbeginn bei 2 bar schreiben:

$$p_{diff\ 2s}(\varphi_{pdiff\ 2s}) = 2 \text{ bar} \quad \text{und} \quad \begin{array}{l} p_{diff}(\varphi) < 2 \text{ bar} \quad \text{für } \varphi < \varphi_{pdiff\ 2s}, \\ p_{diff}(\varphi) > 2 \text{ bar} \quad \text{für } \varphi_{pdiff\ max} > \varphi_{pdiff\ 2s}. \end{array} \quad (5.26)$$

### Druckdifferenzwerte

Zusätzlich zur Berechnung des Differenzdruckes wird vorgeschlagen, an zwei variablen Kurbelwinkelpositionen Differenzdruckkennwerte zu bilden (vgl. **Abbildung 19** auf Seite 47):

$$\begin{array}{l} \text{a.) bei Max. Heizverlauf: } \Delta p_{dQ\ max} = p_{diff}(\varphi_{dQ\ max}), \\ \text{b.) bei Spitzendruck: } \Delta p_{p\ max} = p_{diff}(\varphi_{p\ max}). \end{array} \quad (5.27)$$

### Ladungswechsel

Zur Bestimmung von Kenngrößen des Ladungswechsels bieten sich prinzipiell zwei Verfahren an: die Betrachtung des Ladungswechsels und die Auswertung der Kompression/Expansion. Durch die hohen Spitzendrücke im Dieselmotor und die damit verbundene schlechte Auflösung der Ladungswechselschleife liegt für den hier betrachteten Motor eine Auswertung der Kompressions- und Expansionslinie nah. Ziel ist es, die Zylinderdruckdaten auszuwerten, bei denen das Druckniveau möglichst hoch ist, jedoch keine Verbrennung auftritt.

### Druckkennwerte

Zunächst werden einige Zylinderdruckwerte an bestimmten Kurbelwinkeln direkt ausgewertet, die für die Kompression bzw. die Expansionsphase charakteristische Werte liefern sollen. In der Kompression werden die Zylinderdrücke bei  $\varphi_{sb}$  („frühester“ Verbrennungsbeginn, vgl. Abschnitt Differenzdruck) und  $\varphi_{65} = -65$  Grad KW ausgewertet:

$$\begin{aligned} p_{sb} &= p(\varphi_{sb}), \\ p_{65} &= p(\varphi_{65}). \end{aligned} \quad (5.28)$$

In der Expansion wird an drei Kurbelwinkeln bei  $\varphi_{480} = 120$  Grad KW,  $\varphi_{511} = 151$  Grad KW und  $\varphi_{540} = 180$  Grad KW der Zylinderdruck für die weitere Auswertung gespeichert:

$$\begin{aligned} p_{480} &= p(\varphi_{480}), \\ p_{511} &= p(\varphi_{511}), \\ p_{540} &= p(\varphi_{540}). \end{aligned} \quad (5.29)$$

### Ladedruckersatzwert

Im Bereich der Nullpunktkorrektur wird der Zylinderdruck unter Annahme einer polytropen Zustandsänderung auf den Zustand bei „Einlass schließt“ (ES) zurückgerechnet und gemittelt. Für den Ladedruckersatzwert  $p_L$  ergibt sich:

$$p_L = \frac{\sum_{\varphi_i} \left[ p(\varphi_i) \cdot \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{ES})} \right)^{1.37} \right]}{5} \quad \text{für } \varphi_i \in [-67; -63]. \quad (5.30)$$

Für die Echtzeitauswertung kann ein Teil der Berechnung in einer Kennlinie abgelegt werden:

$$K_{L'}(\varphi_i) = \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{ES})} \right)^{1.37} \quad \text{für } \varphi_i \in [-67; -63]. \quad (5.31)$$

### Abgasgegendruckersatzwert

In ganz ähnlicher Weise wird bei der Bestimmung des Abgasgegendruckes vor der Turbine  $p_{ASA}$  verfahren. Auch hier lässt sich mit einer angepassten polytropen Zustandsänderung von einem hohen Druckniveau auf den Zustand bei „Auslass öffnet“ (AO) schließen. Es gilt damit für den Abgasgegendruckersatzwert  $p_{A'}$ :

$$p_{A'} = \frac{\sum_{\varphi_i} \left[ p(\varphi_i) \cdot \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{AO})} \right)^{1.25} \right]}{5} \quad \text{und} \quad \varphi_i \in [118;122]. \quad (5.32)$$

Auch bei diesem Beispiel kann ein Teil der Berechnung in einer Kennlinie abgelegt werden:

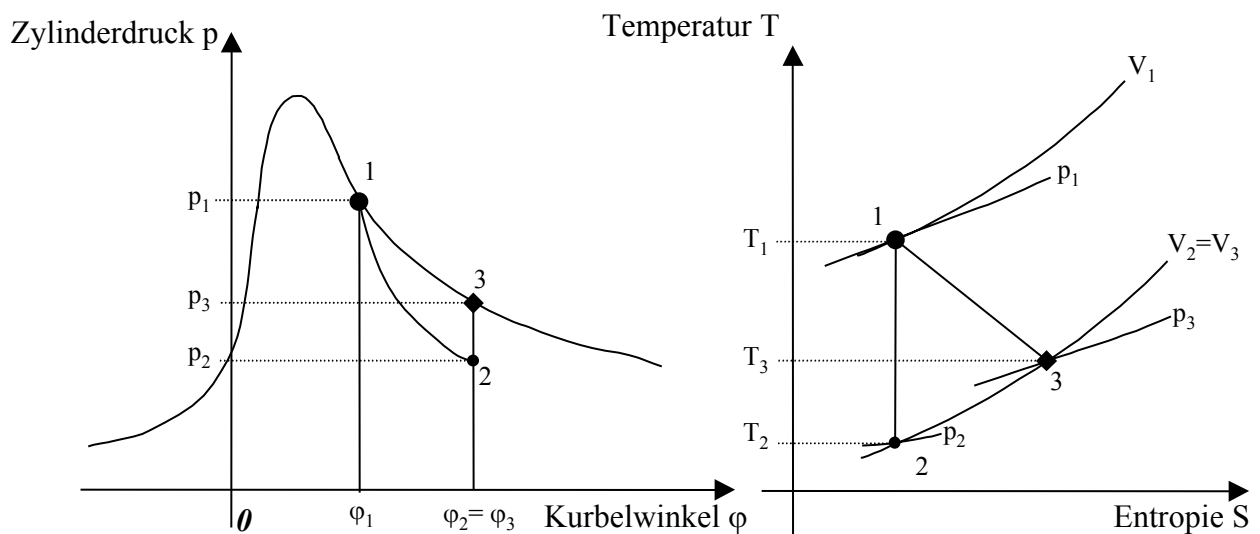
$$K_{A'}(\varphi_i) = \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{AO})} \right)^{1.25} \quad \text{für} \quad \varphi_i \in [118;122]. \quad (5.33)$$

### 5.3.2 Thermodynamische Kenngrößen

Um den Verlauf der Verbrennung aus dem Zylinderdruck hervorzuheben und daraus verbrennungsspezifische Merkmale herauszuarbeiten, wird der Zylinderdruck durch elementare thermodynamische Umformungen weiterverarbeitet. Dabei handelt es sich um den vereinfachten Heizverlauf nach Hohenberg (vgl. /40/ und Kapitel 2.1 ab Seite 13) und den vereinfachten Temperaturverlauf aus dem idealen Gasgesetz.

#### Heizverlauf

Zur Ermittlung des Heizverlaufs wird eine reale Zustandsänderung (Zustand 1 → Zustand 3, vgl. **Abbildung 20**) in zwei definierte Zustandsänderungen zerlegt. Diese sind eine isentrope Kompression bzw. Expansion (Zustand 1 → Zustand 2) und eine isochore Wärmezufuhr bzw. -abfuhr (Zustand 2 → Zustand 3).



**Abbildung 20:** Thermodynamische Zustandsänderungen zur Ermittlung des Heizverlaufs

Für die isentrope Kompression bzw. Expansion gilt mit den Bezeichnungen aus **Abbildung 20** und dem Isentropenexponenten  $n$ <sup>34</sup>:

$$p \cdot V^n = \text{const.} \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^n. \quad (5.34)$$

Die isochore Wärmezufuhr bzw. -abfuhr  $\Delta Q$  lässt sich mit der Masse im Zylinder  $m$  und der spezifischen Wärmekapazität des Arbeitsgases  $c_v$  schreiben als (vgl. auch **Abbildung 20**):

$$\Delta Q = c_v \cdot m \cdot (T_3 - T_2). \quad (5.35)$$

Durch Anwendung des idealen Gasgesetzes (Annahme  $m, R = \text{const.}$ ) und unter Beachtung von  $V_2 = V_3$  ergeben sich folgende Verknüpfungen der Zustandsgrößen:

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot V_3}{m \cdot R} \quad \text{und} \quad T_2 = \frac{p_2 \cdot V_3}{m \cdot R}. \quad (5.36)$$

Damit lässt sich aus den Gleichungen (5.34) bis (5.36) der Heizverlauf allgemein beschreiben durch:

$$\Delta Q_H = \frac{1}{n-1} \cdot V_3 \cdot \left[ p_3 - p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_3} \right)^n \right] \quad \text{mit} \quad n-1 = \frac{c_p - c_v}{c_v} = \frac{R}{c_v}. \quad (5.37)$$

Verglichen mit der realen Zustandsänderung ergibt sich ein Fehler, der der Fläche 1-2-3-1 in **Abbildung 20** entspricht. Dieser Fehler ist nach /40/ bei geeigneter Wahl der Rechenschrittweite ( $\leq 1$  Grad KW) zu vernachlässigen. Des Weiteren beschreibt der Heizverlauf, anders als die Energieumsetzungsrate, allein die im Zylinderdruck beobachtbare Wärmebilanz des Arbeitsgases, so dass der Wärmeübergang über die Zylinderwand nicht berücksichtigt ist. Die Auswertung des Wärmeübergangs ist aufgrund des hohen Rechenaufwandes derzeit in Echtzeit noch nicht möglich. Im Rahmen der folgenden Auswertungen wird die Berechnung des Heizverlaufs dadurch noch weiter vereinfacht, dass der Isentropenexponent während des gesamten Berechnungsintervalls mit  $n = 1.37$  konstant gehalten wird.

---

<sup>34</sup> Der Isentropenexponent wird in der folgenden Darstellung konstant angenommen. Um dieses zu verdeutlichen wird er daher mit  $n$  und nicht mit  $\kappa$  bezeichnet.

Dadurch kann der vereinfachte Heizverlauf durch Speicherung von zwei Kennlinien  $K1_{HV}$  und  $K2_{HV}$  numerisch sehr kompakt bestimmt werden zu:

$$\Delta Q_H(\varphi) = K1_{HV}(\varphi) \cdot [p(\varphi) - p(\varphi-1) \cdot K2_{HV}(\varphi)]$$

$$\text{mit } K1_{HV}(\varphi) = \frac{V(\varphi)}{n-1} \text{ und } K2_{HV}(\varphi) = \left( \frac{V(\varphi-1)}{V(\varphi)} \right)^n \text{ für } \varphi \in [-15; 120]. \quad (5.38)$$

Durch diese Vereinfachung entfernt sich der somit vereinfachte Heizverlauf von einer thermodynamischen Beschreibung der Verbrennung. Vor dem Hintergrund der im Fahrzeugbetrieb möglichen Fehler bei der Indiziermessung und Auswertung jedes Arbeitsspieles in Echtzeit wird dies in Kauf genommen. In seiner vereinfachten Form beschreibt der Heizverlauf den zeitlichen Ablauf der Verbrennung bei den gegebenen Möglichkeiten der Messwerterfassung mit einer ausreichenden Genauigkeit.

Der integrale Heizverlauf wird durch numerische Integration ermittelt:

$$Q_H(\varphi) = \sum \Delta Q_H(\varphi) \cdot \Delta\varphi. \quad (5.39)$$

Zusammenfassend machen sich die Vereinfachungen bei der Beschreibung der Verbrennung durch den vereinfachten Heizverlauf durch folgende geometrische Eigenschaften (vgl. **Abbildung 21**) bemerkbar:

- Der Heizverlauf vor der Verbrennung ist negativ (Verdampfungsenergie des Kraftstoffs, Wärmeübergang, konstante Stoffwerte). Der integrale Heizverlauf hat daher immer ein Minimum vor der Verbrennung.
- Der Heizverlauf nach der Verbrennung ist konstant und von Störsignalen überlagert. Je nach Sensorqualität und Last kann der integrale Heizverlauf daher steigen oder fallen, also ein Maximum ausbilden oder nicht.

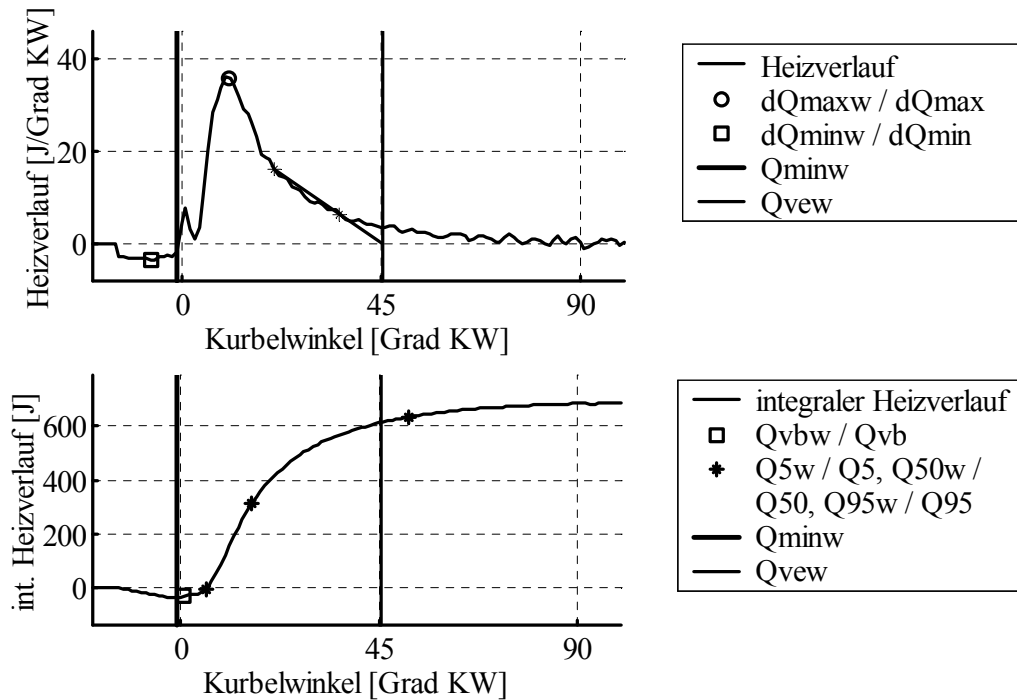


Abbildung 21: Darstellung ausgewählter Merkmale des Heizverlaufs

Tabelle 10 gibt einen Überblick über die im Folgenden aus dem Heizverlauf abgeleiteten Kenngrößen.

Kenngröße	Kurzzeichen	Einheit	mögliche Verwendung	abgeleitet aus
Minimum des integralen Heizverlaufs	$Q_{min}$	J		Heizverlauf
Lage des Minimums des integralen Heizverlaufs	$Q_{minw}$	Grad KW	Regelung Verbrennungsbeginn	Heizverlauf
Maximum des integralen Heizverlaufs	$Q_{max}$	J	Ersatz für Regelung Last	Heizverlauf
Lage des Maximums des integralen Heizverlaufs	$Q_{maxw}$	Grad KW		Heizverlauf
Maximum des Heizverlaufs	$dQ_{max}$	J / Grad KW	Qualitätsbeurteilung	Heizverlauf
Lage des Maximums des Heizverlaufs	$dQ_{maxw}$	Grad KW	Qualitätsbeurteilung Verbrennungslage	Heizverlauf
Minimum des Heizverlaufs	$dQ_{min}$	J / Grad KW		Heizverlauf
Lage des Minimums des Heizverlaufs	$dQ_{minw}$	Grad KW	Kontrollgröße	Heizverlauf
Verbrennungsbeginnersatzwert	$Q_{vb}$	J		Heizverlauf
Lage des Verbrennungsbeginnersatzwertes	$Q_{vbw}$	Grad KW	Ersatz für Regelung Verbrennungsbeginn	Heizverlauf
Verbrennungsende	$Q_{vew}$	Grad KW		Heizverlauf
Lage des 50% Wertes des integralen Heizverlaufs	$Q_{50w}$	Grad KW	Qualitätsbeurteilung Verbrennungslage	Heizverlauf
Lage des 5% Wertes des integralen Heizverlaufs	$Q_{5w}$	Grad KW	Ersatz für Regelung Verbrennungsbeginn	Heizverlauf
Lage des 10% Wertes des integralen Heizverlaufs	$Q_{10w}$	Grad KW	Kontrollgröße	Heizverlauf

Tabelle 10: Kenngrößen aus der Auswertung des Heizverlaufs



## Verbrennungsbeginn

Die zweite elementare Größe zur Regelung der Verbrennung in dem im Kapitel 6.2 ab Seite 72 dargestellten Regelungsverfahren ist der Verbrennungsbeginn. Der Verbrennungsbeginn - und damit die Lage der Verbrennung relativ zum OT - wird durch den Förderbeginn (*FB*) des Einspritzelementes geregelt. Die stabile Bestimmung des Verbrennungsbeginns aus dem vereinfachten Heizverlauf im gesamten Betriebsbereich des Motors stellt hohe Anforderungen an die Formulierung der Rechenvorschriften, so dass hier verschiedene Verfahren dargestellt werden. Die Auswahl des Verfahrens hängt eng mit der Qualität der Druckindizierung und dem Brennverfahren zusammen. In diesem Zusammenhang ist zu erwähnen, dass der Begriff Verbrennungsbeginn bei den hier beschriebenen Verfahren einen ausgewerteten ‚Verbrennungsbeginn + x‘ beschreibt. Das bedeutet, dass aufgrund der Anforderungen an die numerische Verarbeitung der Daten und der Eigenschaften der Messkette ein (unbekannter) systematischer Versatz des ermittelten Verbrennungsbeginns zum realen Verbrennungsbeginn besteht.

Verfahren 1:

Der Verbrennungsbeginn wird definiert als der Kurbelwinkel, an dem der integrale Heizverlauf das globale Minimum aufweist. Dieses Minimum entspricht einem Nulldurchgang von negativen zu positiven Werten im Heizverlauf:

$$Q_{\min}(\varphi_{Q_{\min}}) = \min(Q_H(\varphi)) \quad \text{für } \varphi < \varphi_{dQ_{\max}} \quad (5.40)$$

Verfahren 2:

Aus dem integralen Heizverlauf wird der Kurbelwinkel ermittelt, an dem 5% der Spanne zwischen globalem Minimum und globalem Maximum des integralen Heizverlaufs überschritten werden:

$$Q_5(\varphi_{Q_5}) = \frac{\max(Q_H(\varphi)) - \min(Q_H(\varphi))}{20} + \min(Q_H(\varphi)) \quad (5.41)$$

Verfahren 3:

Der Verbrennungsbeginn wird definiert als der Kurbelwinkel, an dem 85% des Minimums im negativen Abschnitt des integralen Heizverlaufs überschritten werden. Im Unterschied zu Verfahren 1 soll hier sichergestellt sein, dass bei üblich großen Voreinspritzmengen (und damit 2 lokalen Minima im integralen Heizverlauf) der Verbrennungsbeginn der Hauptverbrennung erkannt wird:

$$Q_{vb}(\varphi_{Q_{vb}}) = 0.85 \cdot [0 - \min(Q_H(\varphi))]. \quad (5.42)$$

Die Auswahl des Verfahrens muss für jede Kombination von Drucksensor, Glättungsverfahren, Einspritzsystem und Brennverfahren erneut getroffen werden. Für den untersuchten Motor hat sich herausgestellt, dass der Beginn der Vorverbrennung durch Verfahren 1 ( $Q_{minw}$ ) und der Beginn der Hauptverbrennung durch Verfahren 2 ( $Q_{5w}$ ) am besten ermittelt werden können. Alle drei Verfahren werden jedoch in der Echtzeitrechnung eingesetzt, wobei Verfahren 3 ( $Q_{vbw}$ ) zur Plausibilisierung der beiden anderen Kenngrößen verwendet wird. Die folgende Aufzählung soll einen kurzen Überblick über die vielfältigen Probleme der Verbrennungsbeginnerfassung geben und damit verdeutlichen, dass die Parametrierung der jeweiligen Verfahren (Erwartungsfenster, Plausibilisierung usw.) von entscheidender Bedeutung ist.

Folgende generelle Probleme ergeben sich bei der Auswertung des Verbrennungsbeginns:

- Signalausblendung bei Schleppebetrieb
- Kurzer Zündabstand zwischen Vor- und Hauptverbrennung
- Nahezu gleiche Energieumsetzung der Vor- und der Hauptverbrennung bei kleinen Lasten
- Signalqualität bei höheren Drehzahlen (Druckgradient und Heizverlauf)
- Bei kleinen Lasten ist unter Umständen der Endwert des integralen Heizverlaufs kleiner als Null

Deshalb ist es notwendig den Erwartungsbereich des Verbrennungsbeginns zu plausibilisieren, was durch die Bestimmung der Verbrennungslage und des Verbrennungsendes erfolgt.

### **Verbrennungslage**

Da der Verbrennungsbeginn keine Informationen über den Verlauf der Verbrennung enthält, sollen aus dem Heizverlauf zwei Kriterien über den Ablauf der Verbrennung erzeugt werden.

- Die Verbrennungsschwerpunktlage wird definiert als der Kurbelwinkel, an dem 50% der Spanne zwischen globalem Minimum und globalem Maximum des integralen Heizverlaufs überschritten wird:

$$Q_{50}(\varphi_{Q_{50}}) = \frac{\max(Q_H(\varphi)) - \min(Q_H(\varphi))}{2} + \min(Q_H(\varphi)). \quad (5.43)$$

- Die Lage des Maximums des Heizverlaufs beschreibt den stärksten Anstieg des integralen Heizverlaufs:

$$\Delta Q_{\max}(\varphi_{dQ_{\max}}) = \max(\Delta Q_H(\varphi)). \quad (5.44)$$

### Verbrennungsende

Die Bestimmung des Verbrennungsendes dient zur Berechnung des Verbrennungsschwerpunktes und des Verbrennungsbeginns. Der Wert des integralen Heizverlaufs am Verbrennungsende korreliert mit dem indizierten Mitteldruck. Denkbare Beschreibungen des Verbrennungsendes sind das Maximum des integralen Heizverlaufs sowie alternativ der Kurbelwinkel, an dem 95% der Spanne zwischen Minimum und Maximum des integralen Heizverlaufs überschritten wird:

$$\begin{aligned} Q_{\max}(\varphi_{Q_{\max}}) &= \max(Q_H(\varphi)), \\ Q_{95}(\varphi_{Q_{95}}) &= 0.95 \cdot [\max(Q_H(\varphi)) - \min(Q_H(\varphi))] + \min(Q_H(\varphi)). \end{aligned} \quad (5.45)$$

In besonderem Maße wird die Stabilität der Erkennung des Verbrennungsendes durch die Qualität der Sensoren (Thermoschock) und der Datenerfassung (vgl. Kapitel 5.2.1 ab Seite 40) beeinflusst. Bei der Bestimmung des Verbrennungsendes machen sich zudem die Nachteile der Vereinfachung des Heizgesetzes bemerkbar: Es ist zu beobachten, dass der errechnete Heizverlauf nicht unter allen Betriebsbedingungen am Ende auf Null einläuft. Deshalb wird die Bestimmung des Verbrennungsendes unterstützt durch die Auswertung des Heizverlaufs nach dessen Maximum. Es werden die Koordinaten ermittelt, an denen der Heizverlauf 50% und 25% seines Maximalwertes unterschreitet. Diese Koordinaten werden in einer Geradengleichung verarbeitet, deren Nulldurchgang den Kurbelwinkel des Verbrennungsendes charakterisiert (vgl. **Abbildung 21** auf Seite 58):

$$\begin{aligned} \Delta Q_{50}(\varphi_{dQ_{50}}) &= \frac{\max(\Delta Q_H(\varphi))}{2} \quad \text{für } \varphi > \varphi_{dQ_{\max}}, \\ \Delta Q_{25}(\varphi_{dQ_{25}}) &= \frac{\max(\Delta Q_H(\varphi))}{4} \quad \text{für } \varphi > \varphi_{dQ_{\max}}. \end{aligned} \quad (5.46)$$

Der Nulldurchgang der Geradengleichung ist dann:

$$\varphi_{Q_{ve}} = \varphi_{dQ_{25}} - \frac{\Delta Q_{25} \cdot (\varphi_{dQ_{25}} - \varphi_{dQ_{50}})}{\Delta Q_{25} - \Delta Q_{50}}. \quad (5.47)$$

## Temperaturverlauf

Ausgehend vom idealen Gasgesetz und unter der Annahme von  $m, R = \text{konst.}$  für geschlossene Ventile (im Folgenden wird dieser Kurbelwinkelbereich vereinfacht auf die Hochdruckphase beschränkt), lässt sich für zwei beliebige Kurbelwinkelstellungen  $\varphi_i$  und  $\varphi_j$  die folgende Beziehung formulieren:

$$m \cdot R = \frac{p(\varphi_i) \cdot V(\varphi_i)}{T(\varphi_i)} = \frac{p(\varphi_j) \cdot V(\varphi_j)}{T(\varphi_j)} \quad \text{für } \varphi_i, \varphi_j \in [-180; 180]. \quad (5.48)$$

Nach einer Umformung ergibt sich für die Temperatur zum Zeitpunkt  $j$  eine Rechenvorschrift, die von den Zylinderdruck- und Volumenwerten der Zeitpunkte  $i$  und  $j$  sowie von der Temperatur des Zeitpunktes  $i$  abhängt.

$$T(\varphi_j) = \frac{p(\varphi_j) \cdot V(\varphi_j)}{p(\varphi_i) \cdot V(\varphi_i)} \cdot T(\varphi_i). \quad (5.49)$$

Dadurch ist es möglich, den gesamten vereinfachten Temperaturverlauf aus der Kenntnis der Temperatur zu einem Referenzzeitpunkt  $i$  zu berechnen. Als Referenzzeitpunkt  $i$  wird der Zeitpunkt des Schließens der Einlassventile gewählt. Damit lässt sich zumindest ein auf die Anfangsbedingungen der Kompression bezogener relativer Temperaturverlauf ermitteln und auswerten (vgl. **Abbildung 22**):

$$T_R(\varphi) = \frac{T(\varphi)}{T_0} = \frac{p(\varphi) \cdot V(\varphi)}{p_0 \cdot V_0} \quad \text{mit } p_0, V_0, T_0 \rightarrow \text{Zustände bei ES,} \quad (5.50)$$

und  $\varphi \in [-180; 180]$

Die folgende **Tabelle 11** gibt einen Überblick, über die aus dem relativen Temperaturverlauf ermittelten Kennwerte.

Kenngröße	Kurzzeichen	Einheit	mögliche Verwendung	abgeleitet aus
Maximum des relativen Temperaturverlaufs	TRmax	1	Qualitätsbeurteilung	Temperaturverlauf
Lage des Maximums des relativen Temperaturverlaufs	TRmaxw	Grad KW	Qualitätsbeurteilung Verbrennungslage	Temperaturverlauf
relative Temperatur vor der Verbrennung	TRsb	1	Verknüpfung zur Gasdynamik	Temperaturverlauf
relative Temperatur bei 120 Grad KW	TR480	1	Verknüpfung zur Gasdynamik	Temperaturverlauf
relative Temperatur bei 151 Grad KW	TR511	1	Verknüpfung zur Gasdynamik	Temperaturverlauf
relative Temperatur bei 180 Grad KW	TR540	1	Verknüpfung zur Gasdynamik	Temperaturverlauf

**Tabelle 11:** Kenngrößen aus der Auswertung des relativen Temperaturverlaufs

Numerisch gesehen, sind die an den fest definierten Kurbelwinkeln ermittelten Kennwerte (vgl. **Tabelle 11**) relative Druckkennwerte, da der Volumenanteil für jedes Arbeitsspiel ja gleich ist, sie werden aber in diesem Abschnitt als relative Temperaturkennwerte interpretiert. Der relative Temperaturverlauf muss also nur in dem Bereich berechnet werden, in dem die Spitztemperatur auftreten kann. Der relative Temperaturverlauf kann durch Speicherung des volumenabhängigen Teils der Berechnungsvorschrift weiter vereinfacht werden:

$$K_T(\varphi) = \frac{V(\varphi)}{V_0} \quad \text{und} \quad \varphi \in [0;60]. \quad (5.51)$$

### Spitztemperatur

Der maximale Wert des vereinfachten Temperaturverlaufs bezogen auf die Anfangstemperatur sowie seine Lage dienen (ähnlich der Verbrennungslage) als Zwischengröße zur Bewertung des Verbrennungsverlaufs und zur Verknüpfung mit anderen Kenngrößen:

$$T_{R_{\max}}(\varphi_{T_{\max}}) = \max(T_R(\varphi)). \quad (5.52)$$

### Relative Temperaturkennwerte

Der auf die Anfangstemperatur bezogene Temperaturverlauf wird während der Endphase der Kompression bei  $\varphi_{sb}$  (vgl. Abschnitt Differenzdruck) und im Bereich zwischen Verbrennungsende und ‚Auslassventil öffnet‘ ausgewertet. Ähnlich der Druckverlaufsauswertung ist das Ergebnis der Auswertung im zweiten Bereich stark von den Pulsationen im Auslassbehälter und dem Thermoschock des Sensors abhängig:

$$\begin{aligned} T_{Rsb} &= T_R(\varphi_{sb}), \\ T_{R480} &= T_R(\varphi_{480}), \\ T_{R511} &= T_R(\varphi_{511}), \\ T_{R540} &= T_R(\varphi_{540}). \end{aligned} \quad (5.53)$$

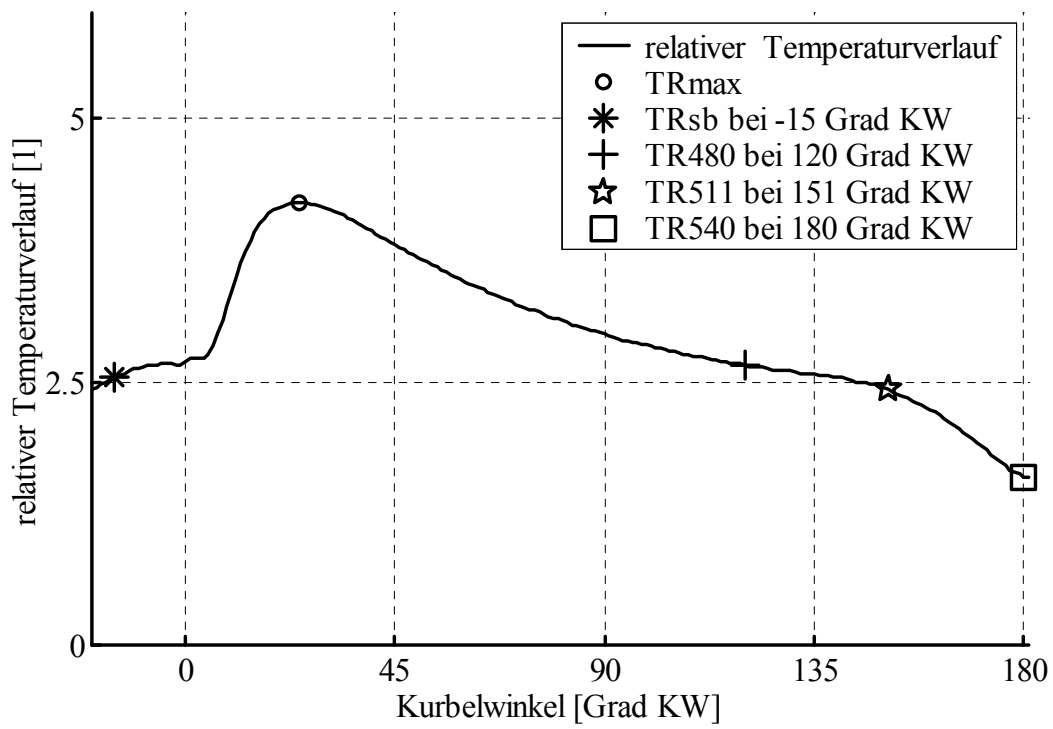


Abbildung 22: Relativer Temperaturverlauf mit Darstellung ausgewählter Kennwerte

## 6 Die Verbrennungsregelung

### 6.1 Vergleich der verschiedenen Kenngrößen zur Verbrennungsregelung

Die für jeden Zylinder notwendigen Ansteuerparameter des Einspritzsystems sind bei dem betrachteten Motor Förderbeginn und Förderdauer. Das heißt, dass für jeden Zylinder die Verbrennungslage und das Drehmoment vorgegeben werden können. Da eine zylinderindividuelle Regelung der Verbrennung angestrebt wird, sind entsprechende Kennwerte der Zylinderdruckauswertung als Regelgrößen auszuwählen. Es ist zu erwarten, dass der physikalische Bezug dieser Kennwerte zu einer Vereinfachung der Bedatung des Steuergeräts beiträgt.

#### 6.1.1 Kenngrößen zur Bestimmung der Last

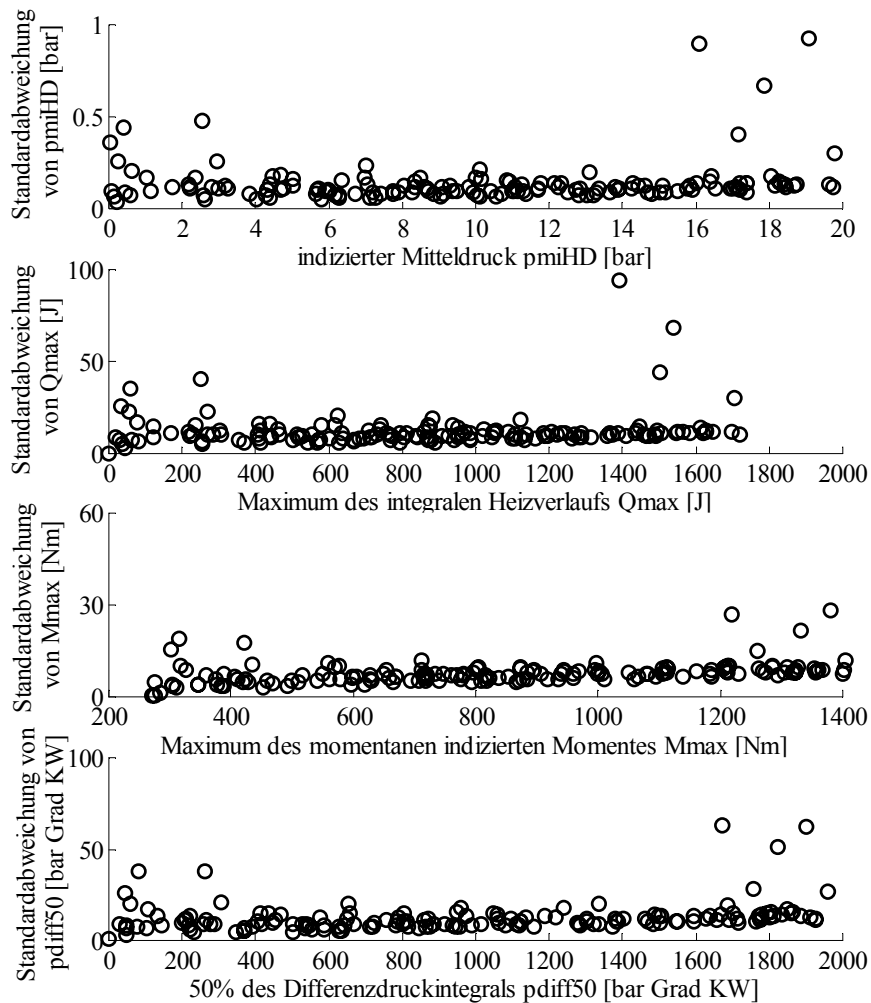
Die Förderdauer (bzw. die Einspritzmenge) bestimmt das Drehmoment des Motors. Als Regelgröße für die Verbrennungsregelung wird der indizierte Mitteldruck der Hochdruckschleife ausgewählt, da er sich sehr gut in ein momentenbasiertes Motormanagement integrieren lässt. **Abbildung 23** illustriert zudem die Streuungen weiterer potenzieller Ersatzkenngrößen (Maximum des integralen Heizverlaufs, maximales momentanes indiziertes Moment und 50%-Wert des Differenzdruckintegrals).

Es lässt sich an dieser Stelle bereits feststellen, dass die herkömmliche Zumessung des Kraftstoffs - als Grundlage dieses Versuchsprogramms – mit dem gegebenen Einspritzsystem sehr geringen Schwankungen<sup>35</sup> unterliegt. Lediglich Teilbereiche kleiner und sehr hoher Last lassen eine Aufweitung der zyklischen Schwankungen erkennen. Erklären lässt sich diese Beobachtung bei kleinen Lasten durch den aktiven Laufruheregler und bei hohen Lasten durch den Eingriff der Momentenbegrenzung, also dadurch, dass Steuergerätefunktionen die Einspritzmenge variieren. Alle betrachteten Kennwerte zeigen eine gute Stabilität im gesamten Betriebsbereich des Motors. Dies ist insofern bemerkenswert, als das maximale momentane indizierte Moment nur durch einen einzelnen Zylinderdruckwert ermittelt wird. Dieser Umstand ist für eine sicherheitsrelevante

---

<sup>35</sup> Die nachfolgend dargestellten Ergebnisse beziehen sich auf die Auswertung der zyklischen Schwankungen eines einzelnen Zylinders. Die statistischen Abweichungen zwischen den Zylindern werden an dieser Stelle nicht betrachtet.

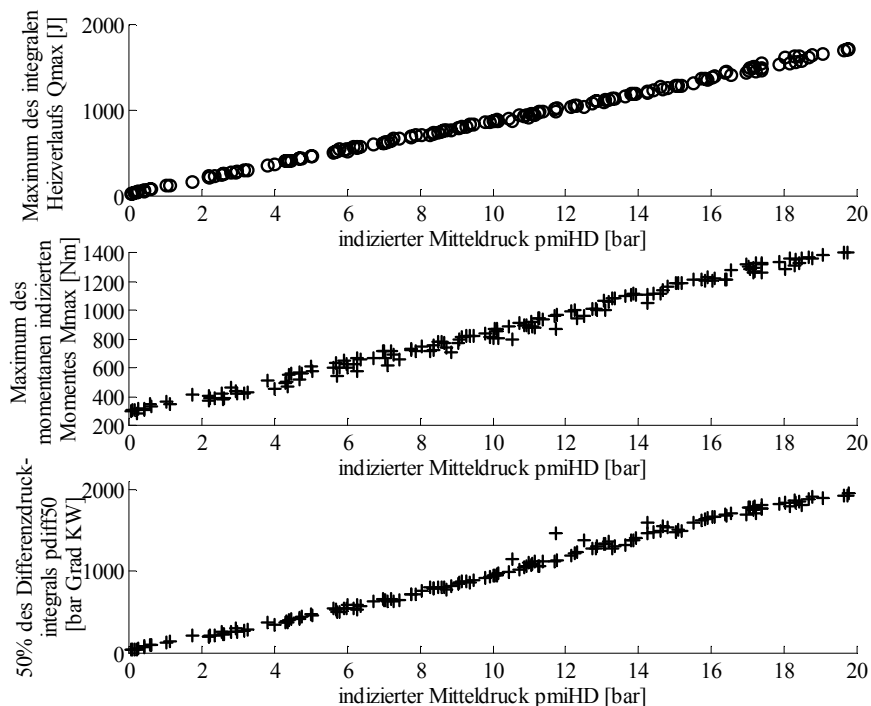
Plausibilisierung der Lastgröße von großem Vorteil. Für ein erweitertes Einspritzkonzept, das Mehrfacheinspritzungen zulässt, muss der Zusammenhang zwischen dem maximalen indizierten Moment und dem indizierten Mitteldruck der Hochdruckschleife jedoch nachgeprüft und aller Wahrscheinlichkeit nach aufgegeben werden (Kausalitätsverletzung).



**Abbildung 23:** Vergleich verschiedener Lastkennwerte hinsichtlich ihrer statistischen Eigenschaften im Serienbetriebskennfeld (Variation von Drehzahl und Last, Referenzsensor Zylinder 3)

Der indizierte Mitteldruck  $p_{miHD}$  ist die Regelgröße und die Förderdauer  $FD$  die Stellgröße der einen Teilverbrennungsregelung. Die Weiterverarbeitung des indizierten Mitteldruckes erfolgt verzögerungsfrei, zunächst zu dem indizierten Antriebsmoment des betrachteten Zylinders und danach zusammen mit den anderen Zylindermomenten zu dem indizierten Antriebsmoment des Motors. Das Maximum des integralen Heizverlaufs  $Q_{max}$  sowie das maximale momentan indizierte Moment  $M_{max}$  dienen als Ersatz- und Überprüfungsgrößen (vgl. **Abbildung 24**).

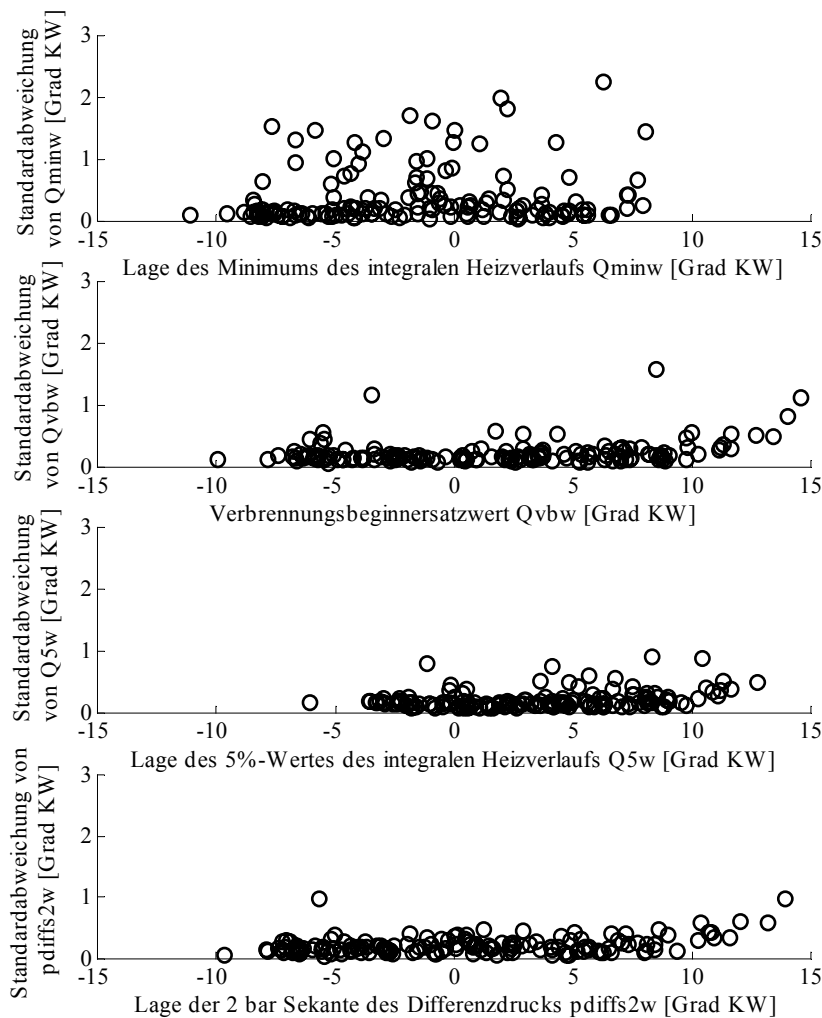




**Abbildung 24:** Vergleich der Ersatzkenngrößen zur Lastbestimmung mit dem indizierten Mitteldruck im Serienbetriebskennfeld (Variation von Drehzahl und Last)

## 6.1.2 Kenngrößen zur Bestimmung des Verbrennungsbeginns

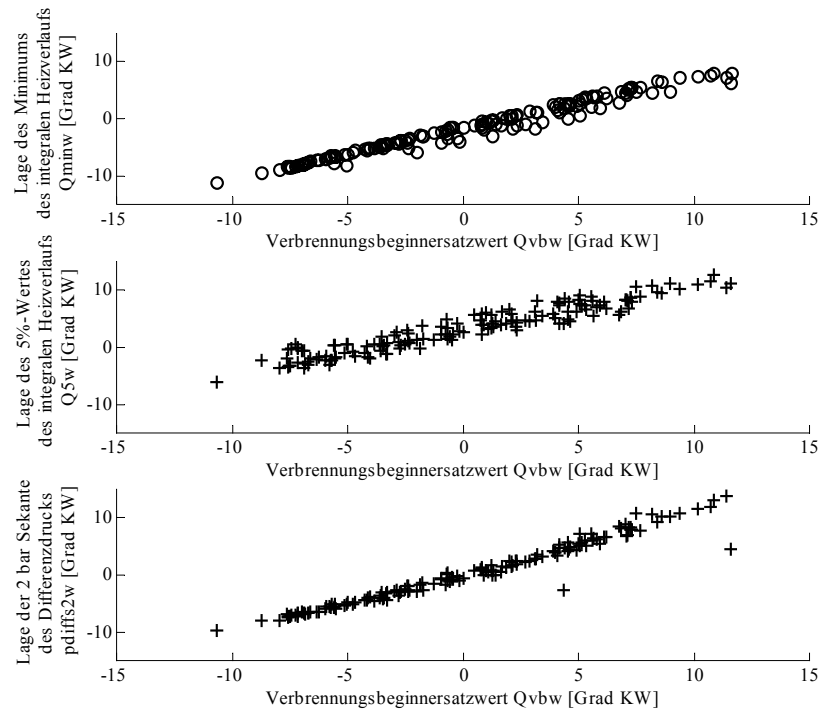
Der Förderbeginn hat einen unmittelbaren, jedoch nichtlinearen Einfluss auf den Verbrennungsbeginn. Daher soll der Verbrennungsbeginn  $Q_{minw}$  über den Einspritzparameter Förderbeginn  $FB$  geregelt werden. Die statistische Stabilität der Auswertung verschiedener Kennwerte für den Verbrennungsbeginn ist in **Abbildung 25** dargestellt. Da sich die Schwankungen der Verbrennung und die Ungenauigkeiten in der Messwerterfassung überlagern, kann lediglich indirekt auf die Qualität der Auswertung der einzelnen Kennwerte geschlossen werden. Grundsätzlich ist zunächst zu sehen, dass die Schwankungen der Kennwerte des Verbrennungsbeginns klein genug sind, um den Verbrennungsbeginn damit regeln zu können. Die Stabilität der - dieser Messung zugrunde liegenden - gesteuerten Verbrennung lässt auch hier die hervorragenden Eigenschaften des Pumpe-Düse-Einspritzsystems erkennen. Dieser Beobachtung liegt der Schluss zugrunde, dass eine Regelung des Verbrennungsbeginns nicht die stochastischen Schwankungen im Verbrennungsbeginn auszugleichen vermag, sondern lediglich systematische Abweichungen unter den Zylindern über die Betriebszeit des Motors ausgleicht.



**Abbildung 25:** Vergleich verschiedener Verbrennungsbeginnennwerte hinsichtlich ihrer statistischen Eigenschaften im Serienbetriebskennfeld (Variation von Drehzahl und Last, Referenzsensor Zylinder3)

Die Schwankungen in der Lage des Minimums des integralen Heizverlaufs  $Q_{minw}$  lassen sich auf die in einigen Bereichen problematische Unterscheidung zwischen Vor- und Hauptverbrennung zurückführen. Der Vergleich der verschiedenen Kennwerte lässt erkennen, dass, je weiter der jeweilige Kennwert ‚Verbrennungsbeginn + x‘ vom realen Verbrennungsbeginn entfernt ist, die Stabilität der Auswertung steigt. Dem entgegen steht die Überlegung, dass, je weiter der ‚Verbrennungsbeginn + x‘ in der Verbrennung liegt, der Quereinfluss der Last auf die Merkmalbestimmung steigt und sich damit die Abhängigkeit des Kennwertes vom Förderbeginn verkompliziert. Inwieweit diese Querkopplung in einem Regelungsverfahren kompensiert werden kann, muss bei Verwendung eines ‚späten‘ Kennwertes wie z. B.  $Q_{5w}$  untersucht werden. Die Parameter der jeweiligen Verbrennungsbeginnennwerte müssen sowohl auf das Brennverfahren

als auch auf den Sensor und die Messwerterfassung jeweils abgestimmt werden (siehe auch Kapitel 7.2 ab Seite 91). Für die gegebene Aufgabe wird beim Einsatz von Sensoren der Firma OPTRAND im Fahrzeug der Verbrennungskennwert  $Q_{minw}$  (plausibilisiert durch den Verbrennungskennwert  $Q_{vbw}$ ) - wegen des direkten Bezugs zum Förderbeginn - verwendet<sup>36</sup>. Die Sekante des Differenzdruckes ( $pdiffs2w$ ) bietet sich als potenzielle Ersatzgröße zur Verbrennungsbeginnbestimmung an (vgl. **Abbildung 26**).



**Abbildung 26:** Vergleich verschiedener Verbrennungsbeginnkennwerte im Serienbetriebskennfeld (Variation von Drehzahl und Last)

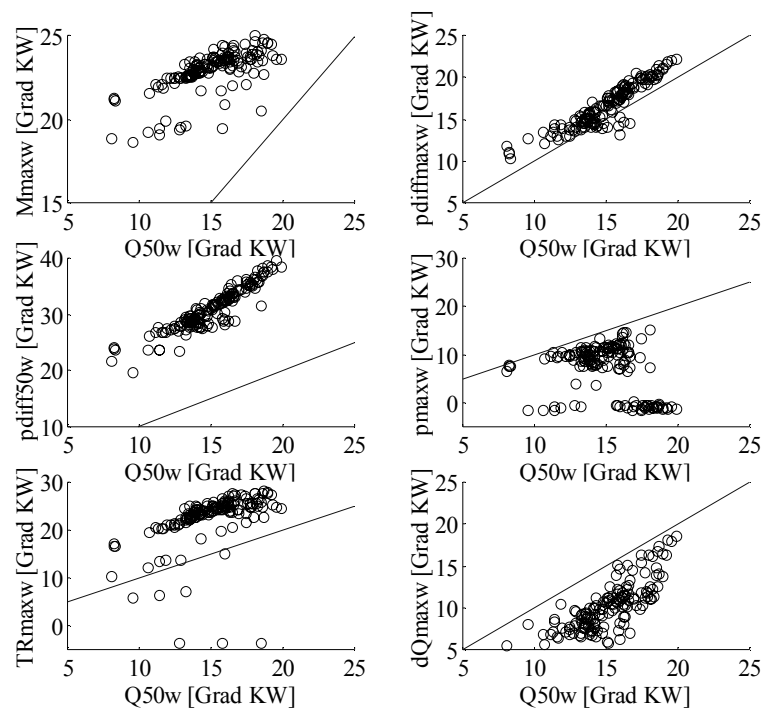
### 6.1.3 Kenngrößen zur Bestimmung der Verbrennungslage

Die Verbrennungslage soll in dem hier vorgestellten Konzept zur Adaption des Verbrennungsbegins herangezogen werden. Eine Reihe verschiedener Kenngrößen enthält Informationen über die Verbrennungslage. Sie sollen im Folgenden verglichen werden.

**Abbildung 27** zeigt für den Betriebsbereich des Motors die verschiedenen Verbrennungslagekriterien im Vergleich zur 50% Umsatzlage des integralen Heizverlaufs. Die

<sup>36</sup> Bei einer frei definierbaren Voreinspritzung alternativer Einspritzsysteme müssen Vorverbrennungsbeginn und Hauptverbrennungsbeginn durch geeignete variable Merkmale unterschieden werden ( $Q_{minw}$  und  $Q_{xw}$ ).

Lage des maximalen momentanen Momentes ( $M_{maxw}$ ) konzentriert sich in den meisten Betriebsbereichen auf ein sehr schmales Band. Die beiden Lageinformationen aus dem Differenzdruck ( $pdiff_{maxw}$  und  $pdiff_{50w}$ ) korrelieren sehr gut mit der Verbrennungslage aus dem integralen Heizverlauf. Die Lage des Maximums des Zylinderdruckes ( $p_{maxw}$ ) und des relativen Temperaturverlaufs ( $TR_{maxw}$ ) eignen sich nur bedingt als Lageinformation der Verbrennung, da unter einer - jeweiligen - Lastschwelle die Maxima der Signalverläufe im Maximum der Kompression liegen. Eine breite Streuung ist im Maximum des Heizverlaufs ( $dQ_{maxw}$ ) zu beobachten.



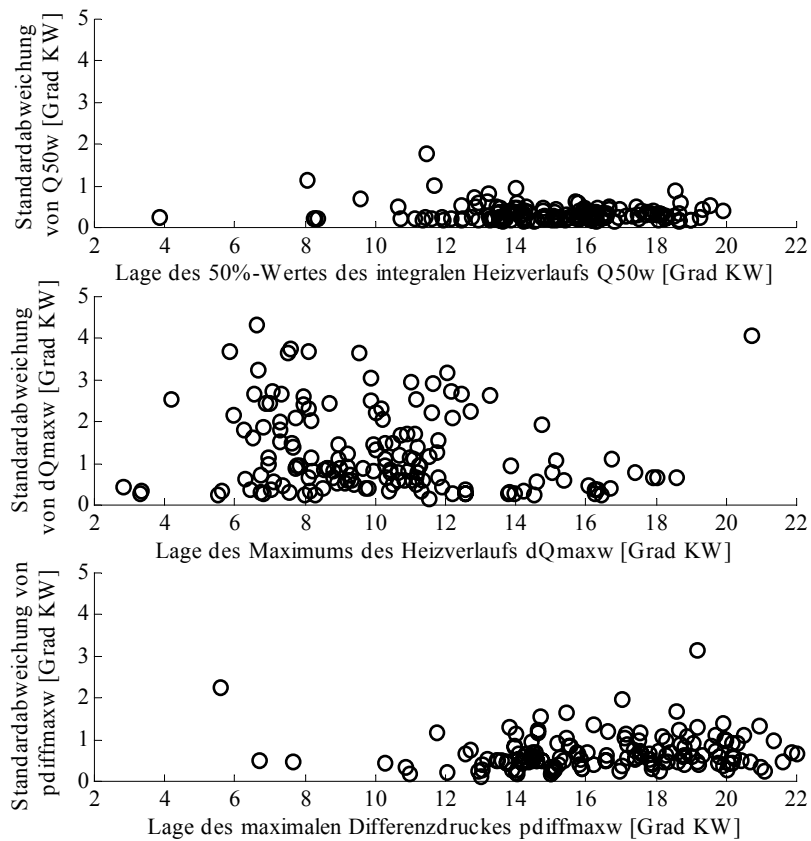
Q50w - Lage des 50%-Wertes des integralen Heizverlaufs  
 Mmaxw - Lage des Maximums des momentanen indizierten Moments  
 pdiff50w - Lage des 50%-Wertes des Differenzdruckintegrals  
 Tmaxw - Lage des Maximums des relativen Temperaturverlaufs

Q50w - Lage des 50%-Wertes des integralen Heizverlaufs  
 pdiffmaxw - Lage des maximalen Differenzdrucks  
 pmaxw - Lage des Spitzendrucks  
 dQmaxw - Lage des Maximums des Heizverlaufs

**Abbildung 27:** Vergleich verschiedener Verbrennungslagekennwerte mit der 50% Umsatzlage des integralen Heizverlaufs  $Q_{50w}$  im Serienbetriebskennfeld (Variation von Drehzahl und Last) – Die eingezeichneten Geraden (Linien gleicher Kurbelwinkel) unterstützen den Vergleich der absoluten Werte.

In der **Abbildung 28** ist die statistische Stabilität der aus dem Heizverlauf und dem Differenzdruck abgeleiteten Kenngrößen  $Q_{50w}$ ,  $dQ_{maxw}$  und  $pdiff_{maxw}$  dargestellt. Es ist erkennbar, dass sich die Lage des Maximums des Heizverlaufs ( $dQ_{maxw}$ ) durch seine starke

Abhängigkeit von der Güte der Messwerterfassung nicht für eine Qualitätsbeurteilung der Verbrennungslage nutzen lässt. Die beiden anderen Signale ( $Q_{50w}$  und  $pdiffmaxw$ ) eignen sich hingegen zur Beschreibung der Verbrennungslage.



**Abbildung 28:** Vergleich verschiedener Verbrennungslagekenngrößen hinsichtlich ihrer statistischen Eigenschaften im Serienbetriebskennfeld (Variation von Drehzahl und Last, Referenzsensor Zylinder 3)

## 6.2 Konzeption der Verbrennungsregelung

Die Umsetzung eines Teils der im Kapitel 3 ab Seite 19 grob umrissenen neuen Motormanagementstruktur, die zylinderindividuelle Regelung der Verbrennung, wird im Folgenden ausführlicher dargestellt. Jeder Zylinder besitzt hierbei jeweils eine eigene Regelung des indizierten Mitteldrucks  $p_{miHD}$  mit der Förderdauer als Stellgröße und des Verbrennungsbeginns  $Q_{minw}$  mit dem Förderbeginn als Stellgröße. Die so genannte Strecke ist in jedem dieser Fälle der betreffende Zylinder bzw. der zwischen Stellgröße und Regelgröße liegende Wirkungsabschnitt<sup>37</sup>.

### 6.2.1 Identifikation des Übertragungsverhaltens der Strecke

Die Ermittlung des stationären Übertragungsverhaltens der Strecke erfolgte durch Variieren der Stellgröße (Förderdauer, Förderbeginn) im gesamten Betriebsbereich des Motors und Messung der sich dabei einstellenden stationären Werte der zugehörigen Regelgröße (indizierter Mitteldruck, Verbrennungsbeginn). Weiterhin wurde im Betriebsbereich des Motors das dynamische Verhalten der Strecke für sprungförmige Änderungen der Förderdauer und des Förderbeginns bestimmt. Diese Untersuchungen erfolgten mit der Kurbelgehäuse-Zylinderkopf-Kombination KG4-ZK6 (vgl. **Tabelle 16** und **Tabelle 17** auf Seite 161) mit OPTRAND-Sensoren vom Typ GK1 (vgl. **Tabelle 6** auf Seite 28) am Motorprüfstand.

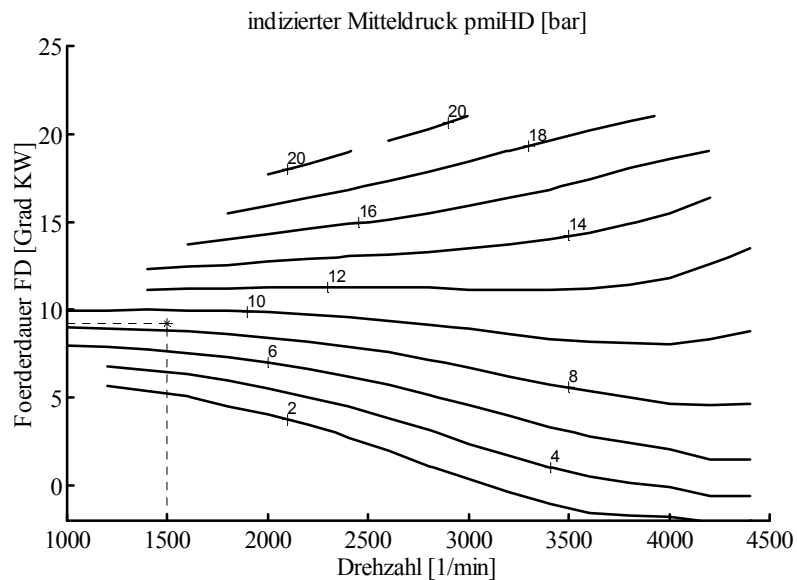
#### Stationäres Verhalten der Strecke

**Abbildung 29** zeigt die Abhängigkeit des indizierten Mitteldruckes von den Haupteinflussfaktoren Förderdauer und Motordrehzahl. Die  $p_{miHD}$ -Höhenlinien wurden zur besseren Darstellung aus einem Regressionsmodell  $p_{miHD} = f(\text{Drehzahl}, FD)$  gewonnen. Der Verlauf der Kennlinien dokumentiert das stark nichtlineare Verhalten des Pumpe-Düse-Einspritzsystems<sup>38</sup>: Der Einspritzdruckverlauf (und damit die über einem Kurbelwinkelintervall eingespritzte Kraftstoffmenge) hängt von der Position des Förderbeginns im Kurbelwinkelbereich ab, in dem

<sup>37</sup> Die ‚Strecke‘ umfasst demnach die Umsetzung der Einspritzparameter in eine Einspritzung, den daraus resultierenden Zylinderdruck, die Erfassung des Zylinderdrucks durch den Drucksensor sowie die anschließende Signalverarbeitung.

<sup>38</sup> Bei hohen Drehzahlen und hohen Lasten überwiegen die relative Verringerung des Einspritzdruckes durch den frühen Förderbeginn und die Verkürzung der Einspritzzeit aufgrund der Darstellung als Winkelintervall, daher sind längere Förderdauern zur Erzeugung eines bestimmten indizierten Mitteldruckes nötig. Bei hohen Drehzahlen und kleinen Lasten bewirkt der höhere Einspritzdruck größere Einspritzmengen als bei kleinen Drehzahlen.

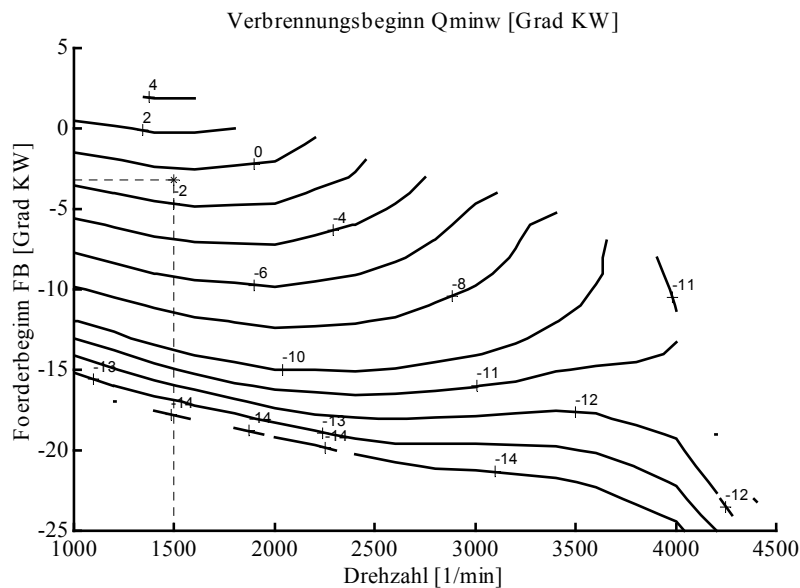
eine Einspritzung aufgrund der Nockengeometrie möglich ist (Ansteuerfenster). Zusätzlich hängt jedoch der maximale Einspritzdruck von der Motordrehzahl ab. Hinzu kommt, dass die Förderdauer durch die (vom Steuergerät vorgegebene) Darstellung als Kurbelwinkelintervall bei steigender Motordrehzahl kürzere Einspritzzeiten bewirkt.



**Abbildung 29:** Prinzipielle stationäre Abhängigkeit des indizierten Mitteldruckes von der Förderdauer<sup>39</sup>

**Abbildung 30** stellt die Abhängigkeit des Verbrennungsbeginns vom Förderbeginn im Drehzahlbereich der durchgeführten Versuche dar. Auch hier wurde zur besseren Darstellung ein Regressionsmodell  $Q_{min} w = f(\text{Drehzahl}, FB)$  zur Bestimmung der Höhenlinien herangezogen. Die fallende Tendenz der Höhenlinien lässt sich hier durch die Wertedarstellung in Kurbelwinkeleinheiten erklären. Das nichtlineare Verhalten im gesamten Betriebsbereich wird im Wesentlichen durch die Veränderlichkeit des Zündverzuges und des Einspritzdruckes bestimmt. Erkennbar ist auch die geringe Verbrennungsbeginnänderung bei hohen Drehzahlen, bei denen der Förderbeginn auf sehr früh eingestellt werden muss.

<sup>39</sup> Bei hohen Drehzahlen und kleinen indizierten Mitteldrücken wird der Ansteuerparameter Förderdauer negativ vorgegeben. Das Magnetventil soll wieder geschlossen werden, bevor die Magnetventilnadel auf den Sitz aufsetzt (vor dem ermittelten Förderbeginn).



**Abbildung 30:** Prinzipielle stationäre Abhängigkeit des Verbrennungsbeginns vom Förderbeginn

Abschließend muss erwähnt werden, dass **Abbildung 29** und **Abbildung 30** selbstverständlich alle Messfehler und Rechenvereinfachungen in der Bestimmung der beiden Verbrennungskenngrößen im Rapid-Prototyping-System am realen Motor beinhalten (vgl. hierzu Kapitel 7.2 ab Seite 91) und dass die Abhängigkeiten vom Ladedruck und von der Abgasrückführung vernachlässigt worden sind (Serienbedatung).

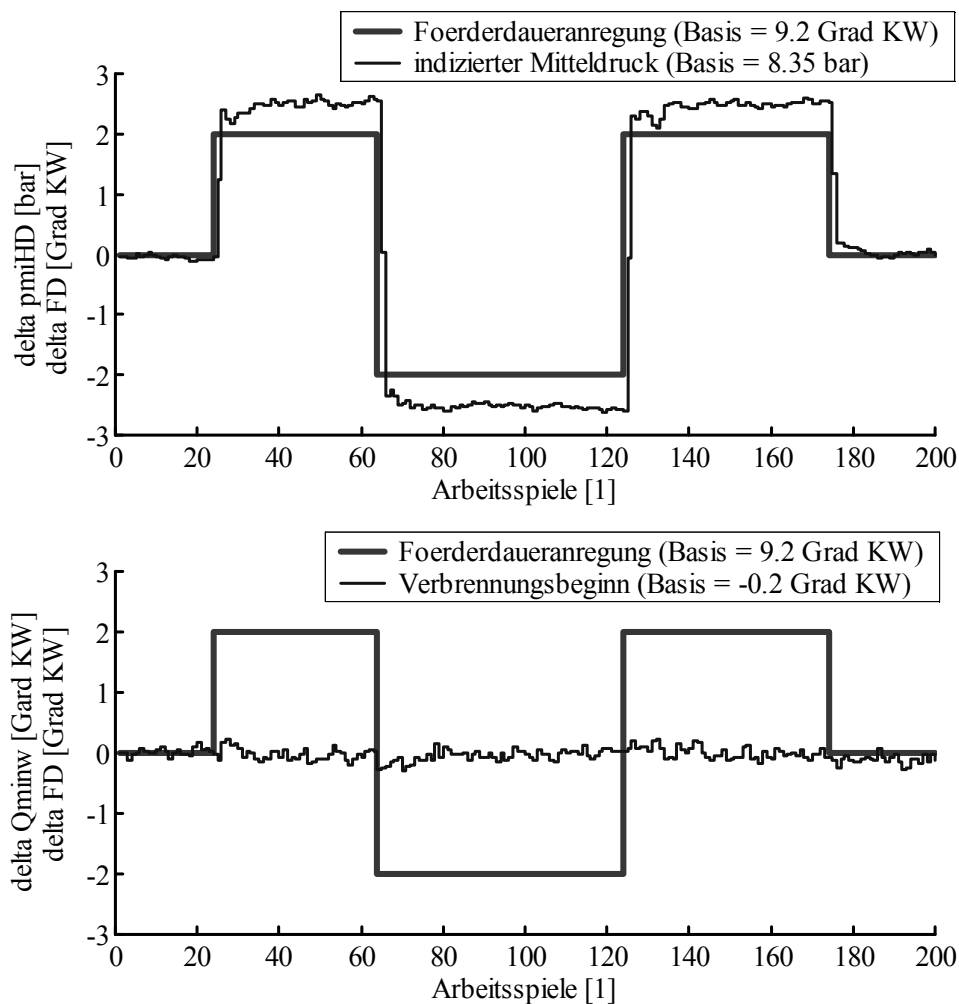
### Dynamisches Verhalten der Strecke

Das dynamische Verhalten der Strecke ist geprägt von der Tatsache, dass die Verbrennung in einem abgeschlossenen System stattfindet. Die Einspritzparameter werden vor der Verbrennung festgelegt, und der Zustand des angesaugten Gasgemisches ist nach dem Schließen der Einlass-Ventile nicht mehr beeinflussbar. Daher kann im Verlauf der Verbrennung auch kein weiterer Einfluss auf die sich vollziehende Energiewandlung genommen werden. In diesem Zusammenhang wird deutlich, dass es nicht möglich ist, den zeitlichen Ablauf der Verbrennung während der Verbrennung zu regeln. In der Praxis wird durch die Verbrennungsregelung für jeden Zylinder für das nachfolgende Arbeitsspiel ein neuer Satz Einspritzparameter festgelegt. Es ist zu erwarten, dass das System sehr schnell auf die veränderten Einspritzparameter reagiert.

**Abbildung 31** zeigt die relativen Änderungen des indizierten Mitteldruckes und des Verbrennungsbeginns auf eine sprunghafte Förderdaueranregung für den Betriebspunkt Drehzahl  $1500 \text{ min}^{-1}$ ; Einspritzmenge  $20 \text{ mg/Hub}$ . Es ist zu erkennen, dass der indizierte Mitteldruck sehr schnell dieser Testfunktion folgt (bereits nach dem ersten Arbeitsspiel sind

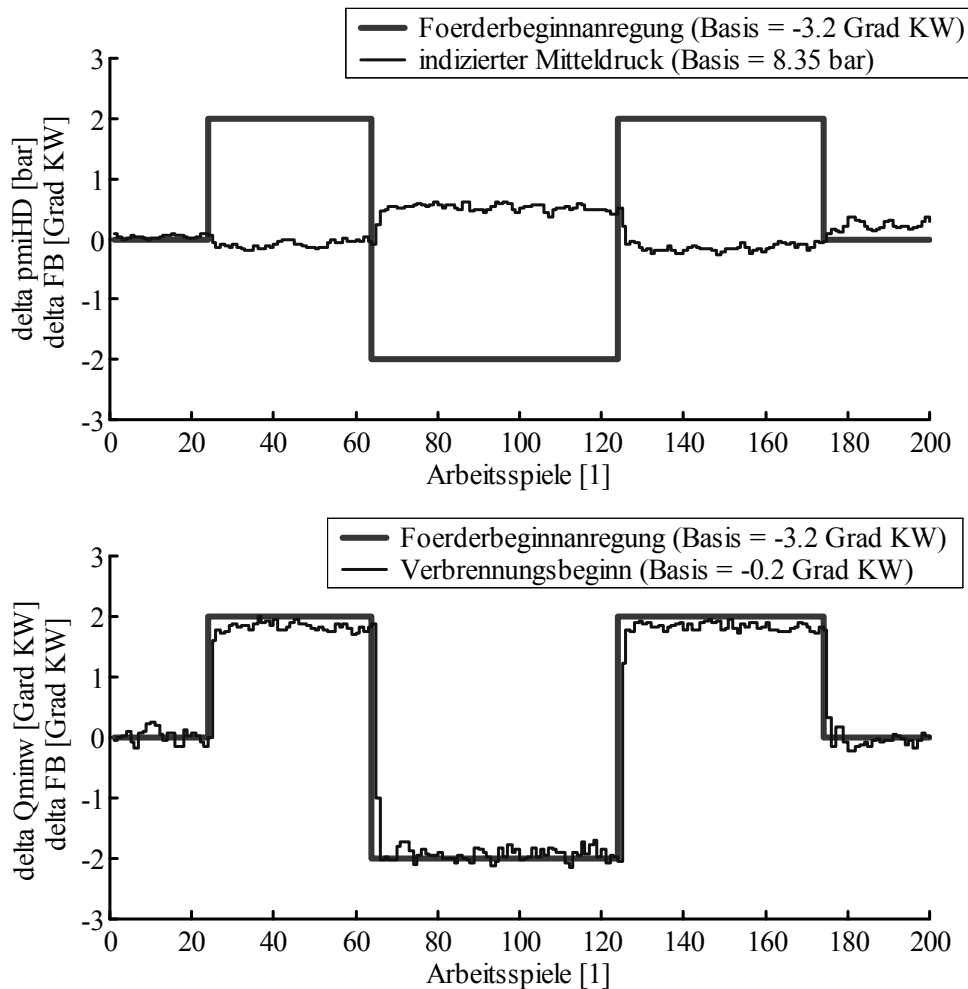


ungefähr 50% des Endwertes erreicht), der Verbrennungsbeginn jedoch von der Förderdaueranregung nicht beeinflusst wird.



**Abbildung 31:** Antwortverhalten der Strecke für eine sprungförmige Förderdaueranregung bei der Drehzahl  $1500 \text{ min}^{-1}$  und der Einspritzmenge  $20 \text{ mg/Hub}$

**Abbildung 32** zeigt für den gleichen Betriebspunkt die Auswirkung von Anregungen des Systems durch sprungförmige Förderbeginnänderungen. Der Verbrennungsbeginn folgt diesen Anregungen mit einer sehr hohen Dynamik. Es ist allerdings auch ein deutlicher Quereinfluss auf den indizierten Mitteldruck zu erkennen.

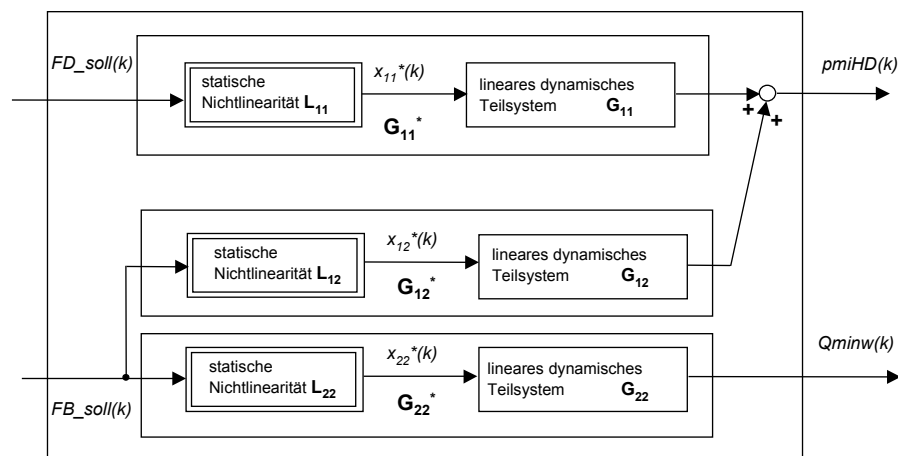


**Abbildung 32:** Antwortverhalten der Strecke für eine sprungförmige Förderbeginnanregung bei der Drehzahl  $1500 \text{ min}^{-1}$  und der Einspritzmenge  $20 \text{ mg/Hub}$

Anhand dieser Ergebnisse werden die grundsätzlichen dynamischen Zusammenhänge zwischen den ausgewählten Verbrennungsmerkmalen und den Einspritzparametern deutlich. Die Förderdauer beeinflusst nur die eingespritzte Kraftstoffmenge und damit den indizierten Mitteldruck. Der Förderbeginn dagegen hat sowohl einen Einfluss auf den Verbrennungsbeginn als auch auf den indizierten Mitteldruck. Dennoch können das indizierte Moment und die Verbrennungslage einzeln eingeregelt werden. Die Auslegung der Regler erfolgt arbeitsspiel-synchron (und damit zeitunabhängig), d.h. die Regelparameter und das Berechnungsintervall beziehen sich für jeden Zylinder auf ein Arbeitsspiel ( $720 \text{ Grad KW}$ ).

Das Gesamtmodell der Strecke besteht aus drei Teilsystemen, die jeweils die Übertragung eines Einspritzparameters auf eine Verbrennungskenngröße darstellen (vgl. **Abbildung 33**). Die Modellierung des Übertragungsverhaltens der Förderdauer auf den Verbrennungsbeginn ist nicht notwendig (vgl. **Abbildung 31**). Das Übertragungsverhalten jedes der drei Teilsysteme kann nach

dem Hammersteinmodell (vgl. /49/) durch ein nichtlinear-statisches Teilsystem  $x^*(k) = r_0 + r_1 \cdot u(k) + \dots + r_n \cdot u^n(k)$  und ein linear-dynamisches Teilsystem beschrieben werden (vgl. **Abbildung 33**). Die numerischen Aspekte der Modellbildung werden in Anhang B ab Seite 153 dargestellt. Um dem Einfluss der Drehzahl gerecht zu werden, wurden die einzelnen Teilmodelle für verschiedene Drehzahlbereiche identifiziert (Multi-Modell-Verfahren). Eine ausführliche Beschreibung des Modellansatzes und der Identifikationsmethoden mit Beispielen sowie deren Validierung ist in /50/ zu finden.



**Abbildung 33:** Struktur des Modells der Strecke

Durch die Identifikation der Strecke steht ein Prozessmodell zur Verfügung, mit dem verschiedene Regelungsansätze und -parametrierungen getestet werden können. Die Modellierung des zu regelnden Systems schafft zudem ein Verständnis für die grundlegenden Zusammenhänge bei der Ansteuerung des Einspritzsystems.

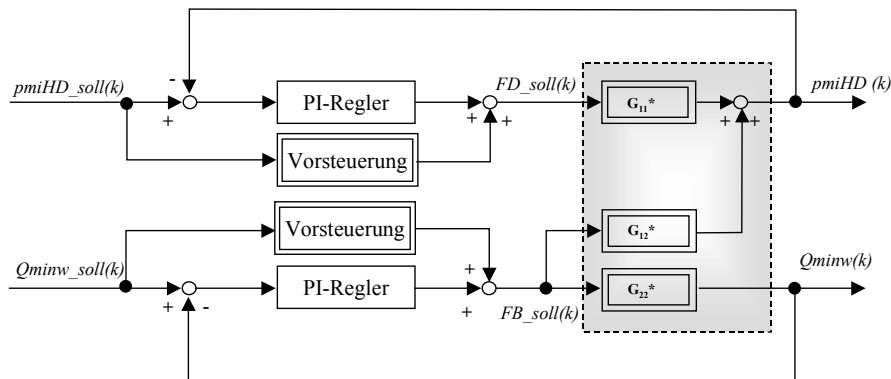
## 6.2.2 Grobstruktur der Verbrennungsregelung

Zur Aufstellung der Signalflussstruktur der Verbrennungsregelung werden die beiden Ausgangsgrößen der Strecke (indizierter Mitteldruck, Verbrennungsbeginn), die später bei der praktischen Realisierung messtechnisch erfasst werden müssen, jeweils mit dem zugehörigen Sollwert verglichen (vgl. **Abbildung 34**). In beiden Fällen wird das dabei entstehende Differenzsignal zu einem Regler geleitet, dessen Ausgangsgröße auf einen der zwei Streckeneingänge (Förderdauer, Förderbeginn) gelegt wird.

Das stationäre Übertragungsverhalten der Strecke hat sich als stark nichtlinear herausgestellt, was auf die physikalischen Eigenschaften des Einspritzsystems zurückzuführen ist. Dem ist bei der Entwicklung der Regelungsstruktur Rechnung zu tragen. Deshalb werden entsprechende

Vorsteuerungen der Einspritzparameter eingeführt, welche die stärksten nichtlinearen Einflüsse bei der Umsetzung der Verbrennungskenngrößen in Einspritzparameter ausgleichen sollen. Diese Vorsteuerungen sind von der Drehzahl abhängig und bestehen im Wesentlichen aus der Invertierung der entsprechenden nichtlinearen statischen Teilsysteme. Aus praktischen Gründen werden die Vorsteuerungen für den gesamten Betriebsbereich des Motors in jeweils einem Kennfeld abgespeichert.

Die Vorsteuerungen kompensieren zudem einen großen Teil der Kopplung zwischen der Mitteldruck- und der Verbrennungsbeginnregelung (vgl. **Abbildung 34**). Um Abweichungen in der Vorsteuerung und Unterschiede zwischen den Einspritzeinheiten der Zylinder auszugleichen, wird für die beiden arbeitsspielsynchron arbeitenden Regler lineares PI-Verhalten vorgesehen (vgl. /51/).



**Abbildung 34:** Grobstruktur der Verbrennungsregelung (ohne Darstellung der Drehzahlabhängigkeiten)

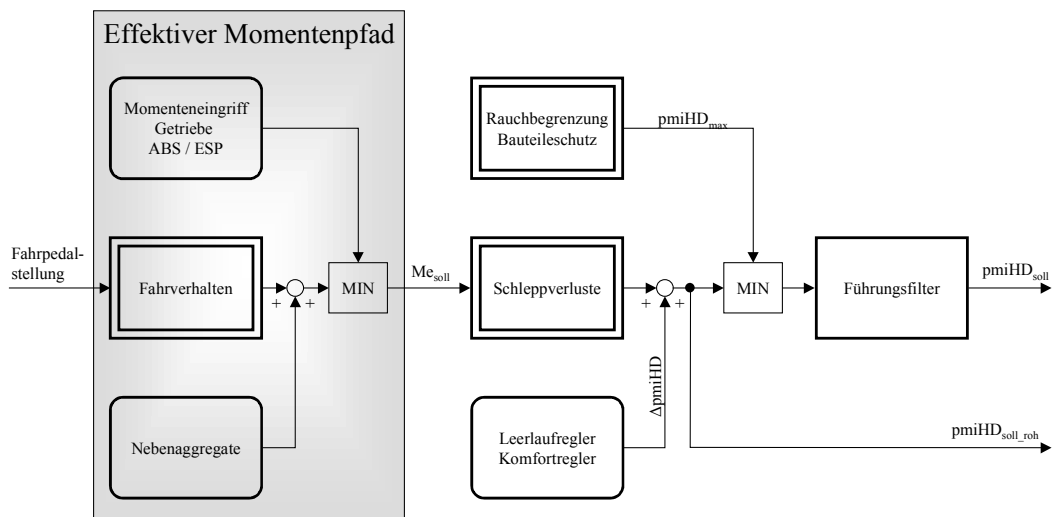
Im Folgenden werden die beiden Verbrennungsregelkreise noch einmal separat und detaillierter betrachtet.

### 6.2.3 Regelung des indizierten Mitteldruckes

Der Wirkungskreis zur Regelung des indizierten Mitteldruckes stellt ein Übertragungsglied in der übergeordneten Wirkungskette vom Fahrpedal mit der Auslösung des Fahrerwunsches nach einem bestimmten Vortriebsmoment des Fahrzeuges zu dem vorhandenen Vortriebsmoment dar. Ein Element dieser übergeordneten Wirkungskette ist der Motor, der ein bestimmtes effektives Drehmoment an der Kurbelwelle bereitstellt. Für die unterlagerte Regelung des indizierten Mitteldruckes muss das effektive Wunschdrehmoment an der Kurbelwelle nach Ergänzung durch die Schleppverluste (Reibungs-, Ladungswechselperluste) in einen indizierten Mitteldruck überführt werden (zur Umrechnung vgl. Gleichung 5.13 auf Seite 49), um den gewünschten Sollwert  $pmiHD_{soll}$  zu erhalten. Dieses geschieht zusammengefasst in einem Kennfeld der

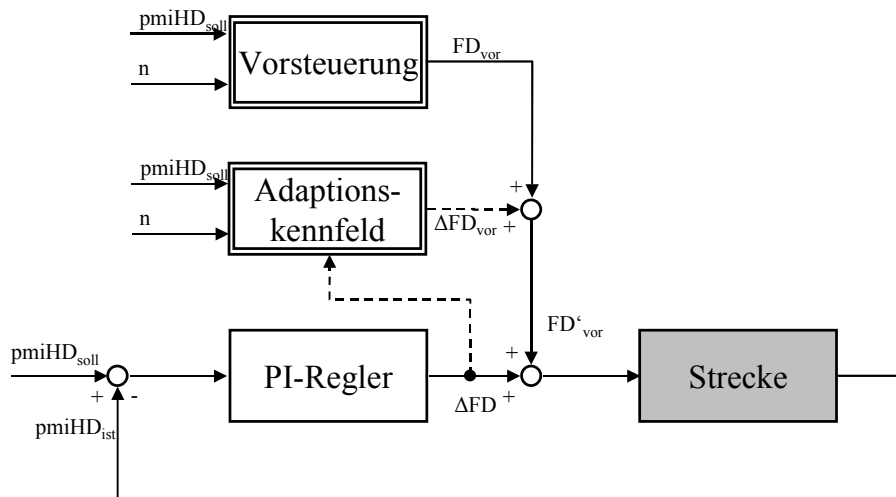
Schleppverluste (vgl. **Abbildung 35**). Im vorliegenden Fall erfolgt noch eine Ergänzung durch einen Anteil aus dem Leerlaufregler und den Komfortregelungen des Motors. Danach steht der aktuelle Rohsollwert des indizierten Mitteldrucks ( $p_{miHD_{soll\_roh}}$ ) als Eingangsgröße für die beiden Teilverbrennungsregelungen zur Verfügung. Für die Regelung des indizierten Mitteldrucks wird dieser Rohsollwert abhängig vom Gaszustand des Motors und dem in dem aktuellen Betriebspunkt maximal zulässigen indizierten Mitteldruck eventuell begrenzt sowie in einem Führungsfilter verschliffen.

Der so ermittelte Sollwert des indizierten Mitteldruckes  $p_{miHD_{soll}}$  soll für alle Zylinder als Eingangsgröße der Regelung verwendet werden. Damit entsteht automatisch eine Gleichstellung der Zylinder im eingeregelteten Zustand des Systems. Ein zusätzliches Zylindergleichstellungskonzept auf Basis einer Auswertung der Drehzahlschwankungen ist daher nicht notwendig.



**Abbildung 35:** Vereinfachte momentenbasierte Sollwertbildung (ohne Darstellung der Drehzahlabhängigkeiten)

Es ist davon auszugehen, dass die Vorsteuerung nicht für alle Zylinder gleichzeitig die stationären Nichtlinearitäten optimal ausgleicht. Hinzu kommt, dass sich unter geänderten Betriebsbedingungen (Kraftstoffqualität, Alterung des Motors) das Übertragungsverhalten des Prozesses verändert. Aus diesem Grund wird zur Entlastung der Regler zusätzlich noch eine selbsttätige Adaption des Vorsteuerkennfeldes durchgeführt. Diese Adaption vollzieht sich in einem langsamen Zeitraster, um nicht einen weiteren Regelkreis einführen zu müssen. Durch Beurteilung des Adaptionsgrades ist es mit dieser Strategie des Weiteren möglich, eventuelle Fehler in jeder einzelnen Einspritzeinheit zu erkennen. Damit ergibt sich als Anschluss an den Sollwertbildungskomplex (**Abbildung 35**) die in **Abbildung 36** dargestellte unterlagerte Regelung des indizierten Mitteldrucks für einen einzelnen Zylinder.

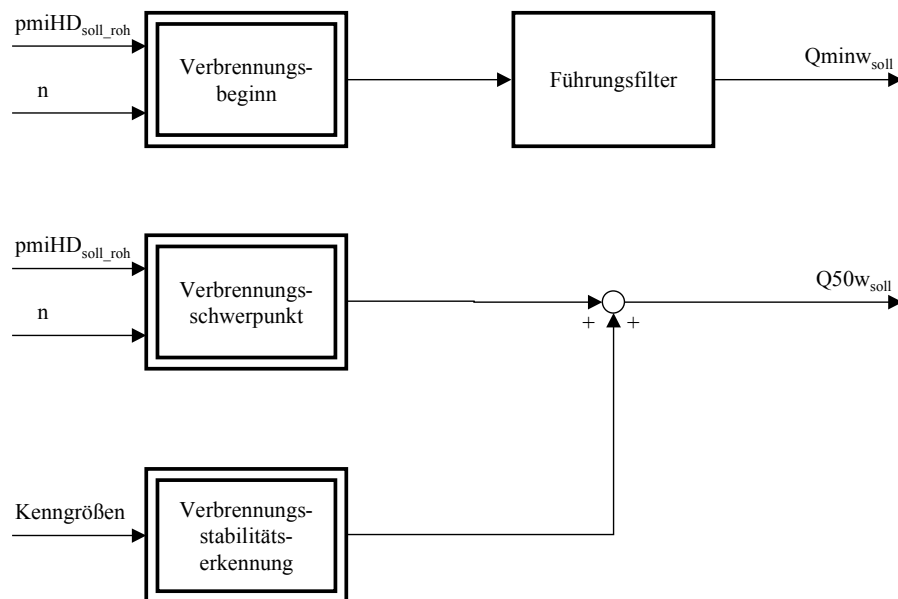


**Abbildung 36:** Regelkreis der *pmiHD*-Regelung eines einzelnen Zylinders

Da durch die Identifikation der Strecke die Übertragungsfunktion des gesamten Systems gebildet werden kann, wird es möglich, die Parameter der Regelung bei Vorgabe des Führungsverhaltens nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate für dynamische Systeme zu bestimmen (eine ausführliche Beschreibung ist in /50/ zu finden). Die Regelparameter werden für verschiedene Drehzahlbereiche und Betriebsfälle (z. B. aktive Leerlaufregelung) in Kennlinien abgelegt.

## 6.2.4 Verbrennungslageregelung

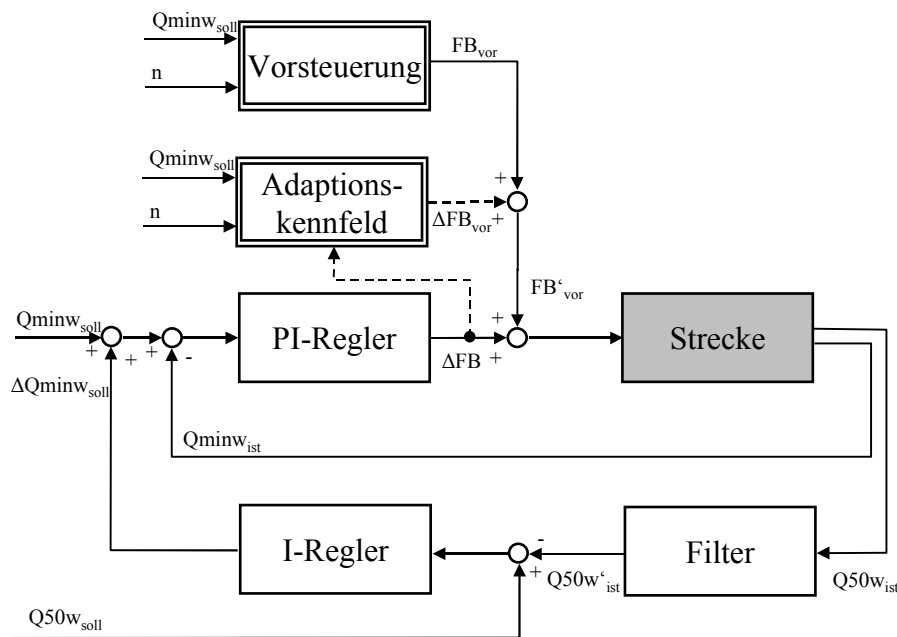
Die Verbrennungslageregelung besteht aus dem inneren Regelkreis der Verbrennungsbeginnregelung und der äußeren Verbrennungsschwerpunktadaption. Das nominelle Betriebsverhalten des Motors wird in dem Verbrennungsbeginngrundkennfeld gespeichert. Um das dynamische Verhalten der Verbrennungsbeginn- und der Mitteldruckregelung optimal abstimmen zu können, wird der Verbrennungsbeginnssollwert aus dem unverzögerten *pmiHD*-Sollwert gebildet und über einen weiteren Führungsgrößenfilter verschliffen (vgl. **Abbildung 37**). Die Verbrennungsschwerpunktadaption soll die zylinderindividuelle Qualität der Verbrennung unabhängig von der aktuellen Last und den Betriebsbedingungen (Temperatur) sicherstellen. In einem erweiterten Optimierungskonzept, das an dieser Stelle nicht dargestellt wird, werden die Sollvorgaben mit den Gasdynamikregelungen der Abgasrückführung und des Ladedruckes abgestimmt.



**Abbildung 37:** Vereinfachte Sollwertbildung für die Verbrennungslageregelung

Die Gesamtstruktur der Verbrennungslageregelung (vgl. **Abbildung 38**) verknüpft die Verbrennungsbeginnregelung mit der Verbrennungsschwerpunktadaption. Durch den Filter soll der arbeitsspielsynchron erfasste Verbrennungsschwerpunkt ( $Q_{50w}$ ) in ein zeitsynchrones langsames Signal ( $\tau > 200\text{ms}$ ) gewandelt werden. Der Verbrennungsschwerpunktregler ist zudem sehr langsam ausgelegt, um die Stabilität des Gesamtsystems nicht zu gefährden. Des Weiteren wird die Verbrennungsschwerpunktadaption nur in stationären Betriebspunkten erlaubt, das heißt, in dynamischen Übergangsphasen wird der Reglerausgang eingefroren. Dies ist erforderlich, da durch das starke Filterverhalten die zeitliche Zuordnung des Verbrennungsschwerpunktes zur aktuellen Verbrennung nicht mehr gegeben ist. Die Adaption des Verbrennungsschwerpunktes resultiert aus der Strategie, möglichst direkte Verknüpfungen zwischen Verbrennungsmerkmalen und Ansteuerparametern für eine schnelle entkoppelte Regelung zu nutzen. Der Verbrennungsschwerpunkt hat einen sehr geringen Wertebereich und wird sowohl vom Förderbeginn als auch von der Förderdauer beeinflusst. In diesem Konzept wird der Verbrennungsschwerpunkt durch die Adaption unabhängig vom eingestellten Motormoment beeinflusst und daher vornehmlich zur Anpassung an variierende Betriebsbedingungen genutzt (vgl. **Abbildung 38**).

Die eigentliche Verbrennungsbeginnregelung folgt den strukturellen Vorgaben der Mitteldruckregelung. Die stationären Nichtlinearitäten werden durch die Vorsteuerung ausgeglichen, das Adaptionenskennfeld gleicht die alterungsbedingten Unterschiede der verschiedenen Einspritz-einheiten aus und dient als Diagnoseinformation.



**Abbildung 38:** Struktur der Verbrennungslageregelung eines einzelnen Zylinders

Die Parameter der Verbrennungsbeginnregelung können betriebspunktabhängig aus dem Gesamtübertragungsverhalten des Systems durch Vorgabe eines Führungsverhaltens bestimmt werden (vgl. /50/).

### 6.2.5 Umsetzung der Regelungsstrategie im Rapid-Prototyping-System

Zur Umsetzung dieser Regelungsstrategie in einem Rapid-Prototyping-System (RPS) für den Einsatz am Motorprüfstand und im Fahrzeug müssen sowohl die Berechnung der Zylinderdruckkennwerte als auch der Eingriff in das Motorsteuergerät bestimmten zeitlichen Anforderungen entsprechen. Zum einen erfolgt die Berechnung der Kennwerte in Echtzeit (vgl. Kapitel 4.2.2 ab Seite 30), so dass nach dem Ende der Hochdruckphase (180 Grad KW) des jeweiligen Zylinders immer die Übertragung der Kennwerte erfolgen kann. Beim betrachteten Motor werden daher alle 180 Grad KW neue Daten zum RPS übertragen. Zum anderen erfolgt der Datenaustausch des RPS mit dem Steuergerät über den Emulator-Tastkopf (ETK) alle 90 Grad KW. Dieser Austausch ist durch die Struktur der Motorsteuergerätesoftware zu dem real im Steuergerät ablaufenden 90 Grad KW Raster um 180 Grad KW verschoben.

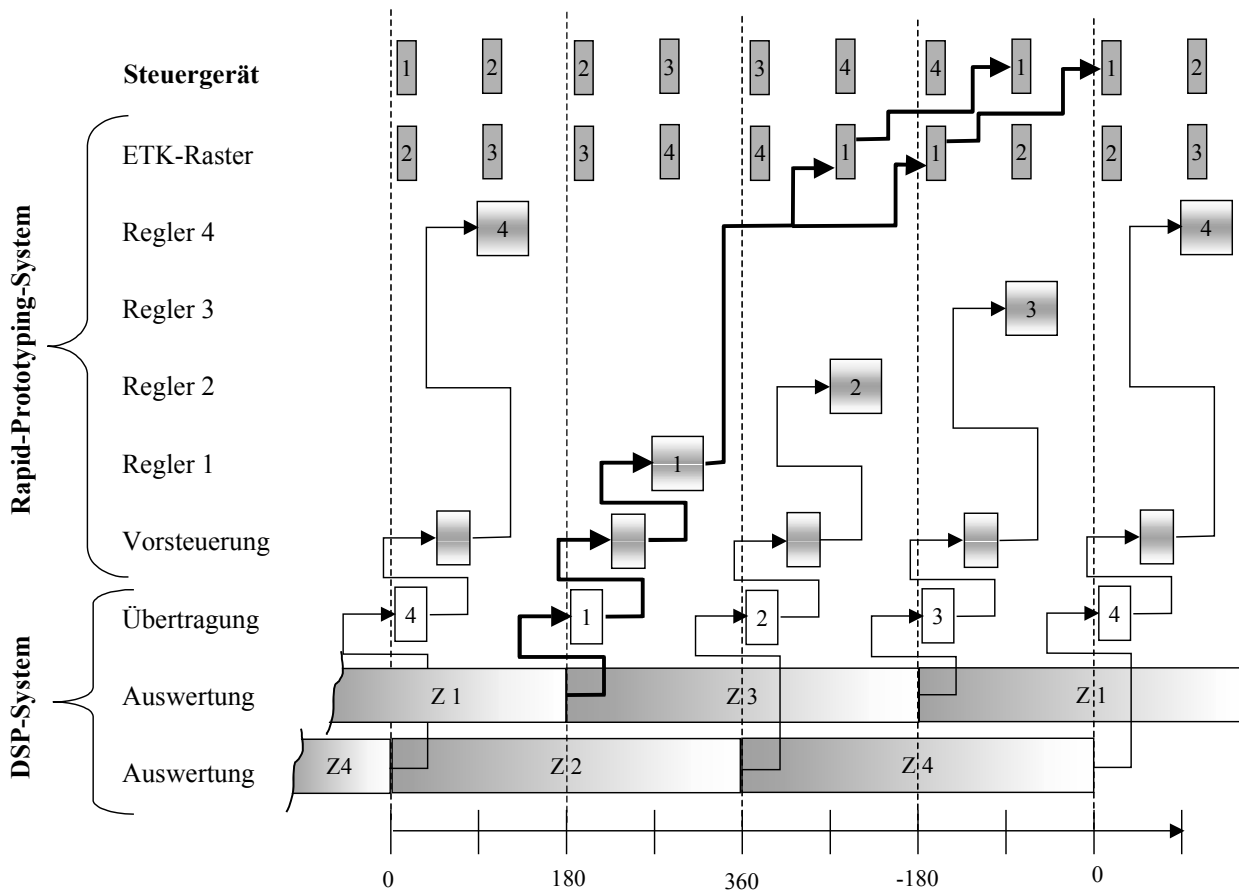
Da in der Echtzeitstruktur der Auswertung der Sendezeitpunkt der Kennwerte genau festgelegt ist und die Kennwerte bezüglich ihrer Zylinderzugehörigkeit definiert werden können, stützt sich die Verknüpfung der verschiedenen Zeitraster im RPS auf den Empfang der Kenngrößen (vgl. **Abbildung 39**). Die Auswertung der Zylinderdruckverläufe erfolgt lediglich in der Hochdruck



schleife der Verbrennung. Die Kennwerte werden bei einem definierten Kurbelwinkel zum RPS übertragen. Beim Eintreffen neuer Verbrennungsmerkmale werden die Vorsteuerwerte der Regelungen neu bestimmt und danach die Regelungsstrategie des jeweiligen Zylinders aktiviert. Im weiteren Verlauf werden die Einspritzparameter in das versetzte ETK-Raster im RPS einsortiert. Die Bypass-Funktionalität sorgt dann letztendlich für die Übertragung zum Steuergerät, so dass die Einspritzparameter für die nächste Verbrennung des ausgewerteten Zylinders aktiv sind. Zusammenfassend arbeiten im RPS also folgende winkelsynchronen Berechnungsraster:

- Die Vorsteuerberechnung wird ereignisgesteuert beim Eintreffen neuer Kennwerte (alle 180 Grad KW) ausgeführt.
- Die Regelungen jedes Zylinders werden abhängig von der Zuordnung der Kennwerte zu einem physikalischen Zylinder alle 720 Grad KW durch die Sollwertberechnung aktiviert ( $z = 4$  verschiedene Raster).
- Das ETK-Raster arbeitet zeitversetzt zum 90 Grad KW Raster des Steuergerätes. Hier werden die Einspritzparameter zylinderindividuell eingeordnet.

Hinzu kommen verschiedene zeitsynchrone Berechnungsraster für die Sollwertberechnung, die Filterung der Eingangssignale, die Adaptionenkennfelder und die Verbrennungslageadaption.



**Abbildung 39:** Timingkette der Regelungsstruktur im Rapid-Prototyping-System (Z1 bis Z4 bezeichnen die Zylinder in der Zündreihenfolge)

## 7 Anforderungen an die Signalgewinnung

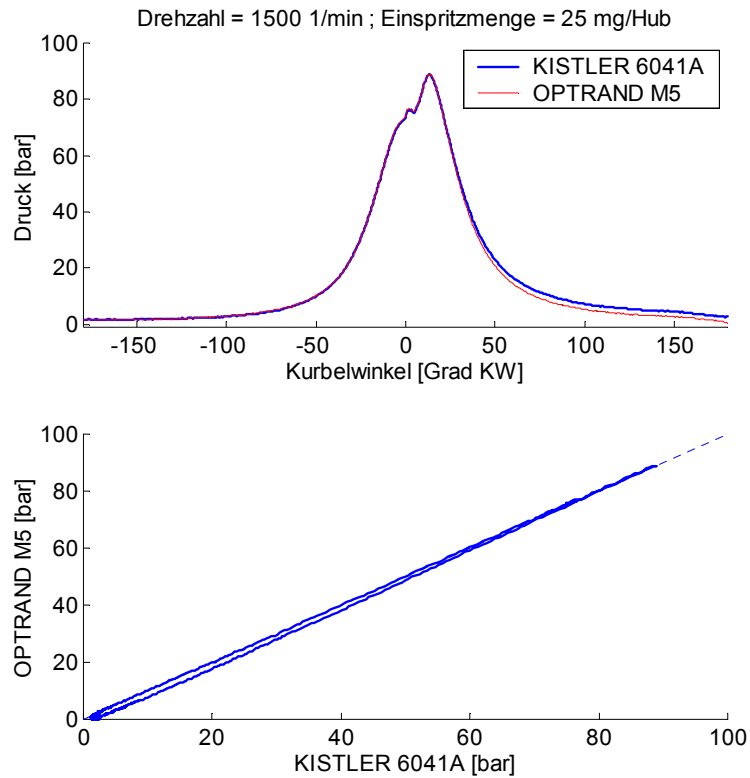
### 7.1 Untersuchung des optischen Drucksensors

Die Sensoren der Firma OPTRAND werden mit verschiedenen Referenzsensoren der Firma KISTLER verglichen. Hierzu wird die Kurbelgehäuse-Zylinderkopf-Kombination KG3-ZK4 verwendet (vgl. **Tabelle 16** und **Tabelle 17** ab Seite 161). Damit können stets zwei Sensoren gleichzeitig in einen Zylinder eingeschraubt werden. **Tabelle 12** zeigt die ausgewählten Kombinationen der Sensoren (vgl. **Tabelle 5** und **Tabelle 6** ab Seite 27). In drei Versuchsreihen werden für verschiedene Last- und Drehzahlbereiche die Signale über 50 Arbeitsspiele aufgenommen und ausgewertet.

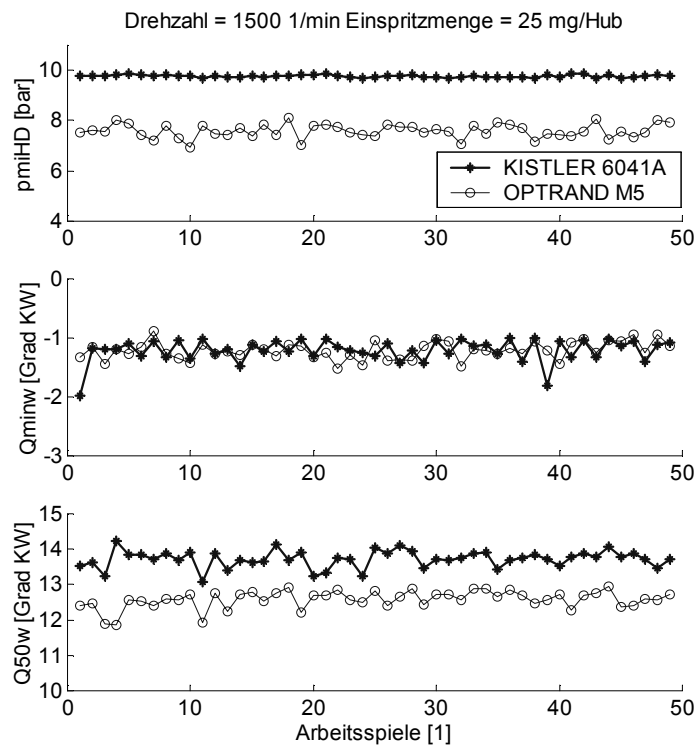
Vergleich	Referenzsensor	Einbauort	Vergleichssensor	Einbauort	Zylinder
A	KISTLER 6041A	3	KISTLER 6061B	1	3
B	KISTLER 6041A	3	OPTRAND M5	1	3
C	KISTLER 6041A	3	OPTRAND GK1	1	2
D	KISTLER 6061B	1	OPTRAND M5	3	4

**Tabelle 12:** Übersicht über die verglichenen Sensorkombinationen

Für die folgende Darstellung der Ergebnisse wurde ein repräsentativer Arbeitspunkt ausgewählt (Drehzahl:  $1500 \text{ min}^{-1}$  / Einspritzmenge: 25 mg/Hub). Vergleich A soll nur zur Dokumentation der Stabilität der Messkette dienen, Vergleich D soll eine unterschiedliche Einbaulage des Vergleichssensors dokumentieren, beide Vergleiche sind im Anhang E ab Seite 191 dokumentiert. Der Sensortyp OPTRAND M5 der Firma OPTRAND hat einen Membrandurchmesser von 1.7 mm und keinen Hitzeschild, der Sensortyp OPTRAND GK1 ist in einen Glühkerzenrohling integriert und hat einen Membrandurchmesser von 2.8 mm sowie einen Hitzeschild (vgl. **Tabelle 6** auf Seite 28). **Abbildung 40** zeigt ein einzelnes Arbeitsspiel des Vergleichs B. Bis ungefähr 40 Grad KW liegen beide Signalverläufe sehr gut übereinander, dann jedoch fällt das Signal des Vergleichssensors (OPTRAND M5) stärker ab. Die Gegenüberstellung der Drucksignale verdeutlicht den Signalunterschied nach der Verbrennung. **Abbildung 41** zeigt die daraus resultierenden Abweichungen in den für die Regelung verwendeten Kennwerten. Der indizierte Mitteldruck des Vergleichssensors weicht von dem des Referenzsensors ab und zeigt zudem eine stärkere Schwankung, der Verbrennungsbeginn ist nahezu gleich, und die Verbrennungslage ist um ca. 1 Grad KW nach früh verschoben.



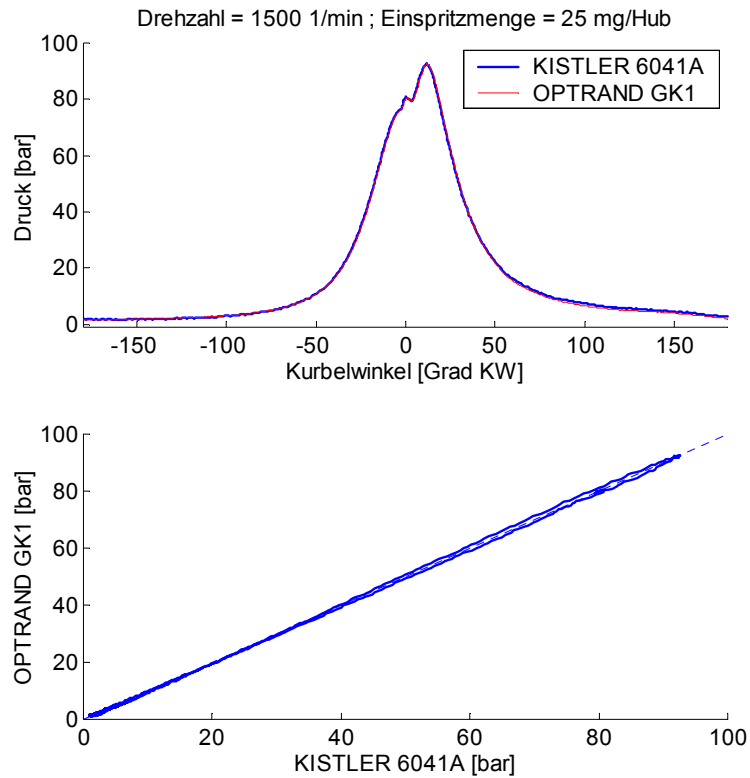
**Abbildung 40:** Vergleich B: Signalverläufe Sensor KISTLER 6041A gegen Sensor OPTRAND M5 (ohne Hitzeschild)



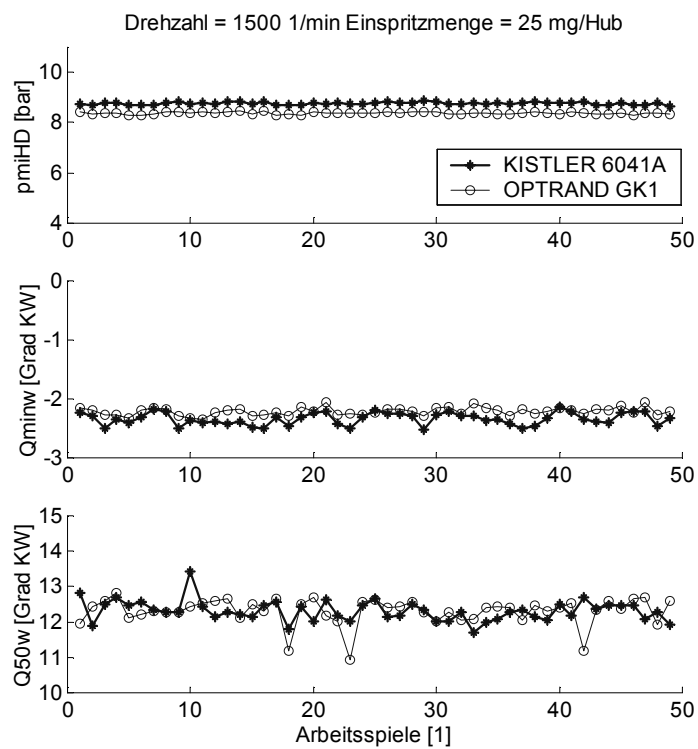
**Abbildung 41:** Vergleich B: Kennwerte Sensor KISTLER 6041A gegen Sensor OPTRAND M5 (ohne Hitzeschild)

Das Verhalten des Vergleichssensors deutet auf einen starken Thermoschock hin. Die Gegenüberstellung der Drucksignale in **Abbildung 40** zeigt eine korrekte Kalibrierung und hohe Linearität für die ansteigenden Drucksignale. Diese Beobachtung wird durch die gute Übereinstimmung des Verbrennungsbeginns unterstützt. Die Verbrennung jedoch hat einen Quereinfluss auf das Übertragungsverhalten des Sensors, was sich in einem zu niedrigen Drucksignal widerspiegelt. Daraus resultieren ein leicht abweichender Verbrennungsendekennwert, der für die moderate Abweichung des Verbrennungsschwerpunktes verantwortlich ist, und eine dramatische Abweichung im indizierten Mitteldruck der Hochdruckschleife. Da der Quereinfluss der Verbrennungswärme auf das Drucksignal starken stochastischen Schwankungen unterliegt, steigen auch die Schwankungen im indizierten Mitteldruck.

**Abbildung 42** und **Abbildung 43** zeigen die gleichen Darstellungen für Vergleich C (Vergleichssensor mit Hitzeschild). Das ausgeprägte Thermoschockverhalten des Vergleichs B ist hier nicht mehr zu beobachten. Der Hitzeschild erfüllt die Aufgabe, den Quereinfluss der Verbrennungstemperatur auf die Signalgewinnung zu reduzieren. Dieses wird in der Betrachtung der Kennwerte noch deutlicher: Der indizierte Mitteldruck ist deutlich stabiler, und sowohl Verbrennungsbeginn und -lage beider Sensoren stimmen sehr gut überein. Allerdings zeigt die Gegenüberstellung der Sensoren (vgl. **Abbildung 42**) eine erkennbare Hysterese. Die symmetrische Form deutet bereits auf einen moderaten Phasenverzug zwischen beiden Signalen hin. Die Vermutung liegt nahe, dass die Form des Hitzeschildes eine Dämpfung und damit eine Verzögerung des Signals des Vergleichssensors bewirkt. Der mit dem Hitzeschild ausgerüstete Sensor GK1 zeigt sowohl eine hervorragende Linearität und Kalibrierung als auch eine hohe statistische Stabilität. Bis auf den Phasenverzug lassen sich dieser Bauform des Low-Cost-Sensors hervorragende Betriebseigenschaften attestieren. Dieser Sensortyp wird für die Regelung und Steuerung sowohl am Motorprüfstand als auch im Fahrzeug verwendet. Durch den alleinigen Einsatz der Low-Cost-Sensoren im Rapid-Prototyping-System relativiert sich die Problematik des Phasenverzugs, da die Synchronisation zum Winkelmarkengeber über den ausgewerteten Zylinderdruck erfolgt und damit der kurze Phasenverzug ( $< 0.7$  Grad KW) kompensiert wird.

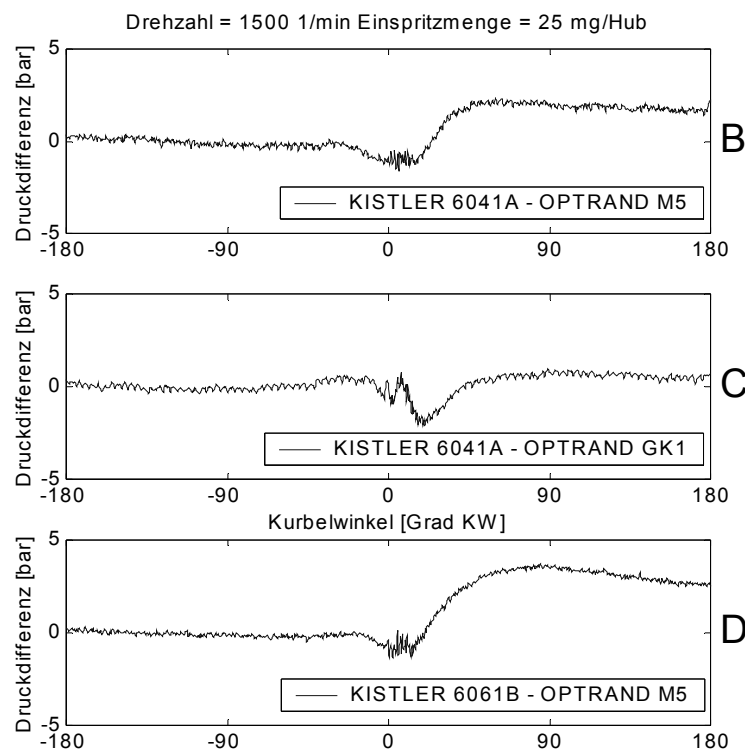


**Abbildung 42:** Vergleich C: Signalverläufe Sensor KISTLER 6041A gegen Sensor OPTRAND GK1 (mit Hitzeschild)

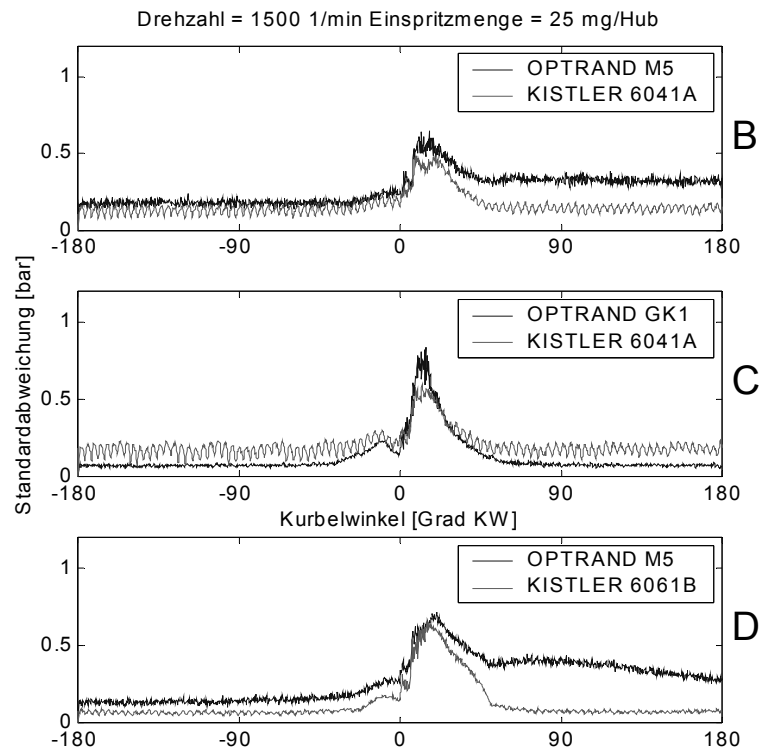


**Abbildung 43:** Vergleich C: Kennwerte Sensor KISTLER 6041A gegen Sensor OPTRAND GK1 (mit Hitzeschild)

Zusammenfassend können die Beobachtungen der Vergleichskonfigurationen durch **Abbildung 44** und **Abbildung 45** dargestellt werden. **Abbildung 44** zeigt für den Sensortyp OPTRAND M5 in beiden Einbaulagen das Thermoschockverhalten und ein korrektes Phasenverhalten. Bei dem Sensortyp OPTRAND GK1 sind hingegen ein Phasenverzug (nach spät, da für fallende Drücke die Druckdifferenz negativer wird) sowie eine sehr geringe bleibende Druckdifferenz nach der Verbrennung (kleiner Thermoschock bzw. geringe Kurzzeitdrift) zu erkennen. Der Einfluss auf die statistische Stabilität der Signale ist in **Abbildung 45** dokumentiert. Die Signalverfälschung durch den Thermoschock erhöht die Schwankungen im Signalverlauf und ist zudem stark von der Einbaulage der Sensoren abhängig: Während Einbaulage 1 direkt in die Kolbenmulde gerichtet ist, weist Einbaulage 3 auf den Muldenrand (vgl. **Abbildung 9** auf Seite 26). Daraus ist zu schließen, dass ein derartiges Thermoschockverhalten unbedingt zu vermeiden ist. Die Signalqualität der KISTLER 6041A – Referenzsensoren leidet vermutlich unter der Nähe zu den Pumpe-Düse-Elementen. Durch diesen Vergleich wird die Unempfindlichkeit der optischen Drucksensoren der Firma OPTRAND bezüglich elektromagnetischer Störsignale indirekt dokumentiert.



**Abbildung 44:** Druckdifferenzen der Sensorvergleiche



**Abbildung 45:** Standardabweichungen der Sensorvergleiche

Die untersuchten ungekühlten Low-Cost-Drucksensoren der Firma OPTRAND zeigen ein in allen Bereichen überzeugendes Verhalten. Bewusst wurden sie hier mit gekühlten Quarzdrucksensoren verglichen, um eine genaue Aussage über Abweichungen des Signalverhaltens zu erhalten und nicht verschiedene Fehler miteinander zu vergleichen. Das Sensorgehäuse und die Einbaulage sind entscheidende Parameter für die Indiziermessung. Sie müssen für jeden Motortyp optimiert werden (dieses gilt insbesondere für ungekühlte Sensoren). Hierzu ist es jedoch notwendig, die konstruktiven Gegebenheiten des Zylinderkopfes mit den Anforderungen an den Sensor zu verbinden. Für weiterführende Arbeiten muss dem Sensorpackaging erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt werden. Es ist ein Sensor mit Gehäuse zu entwickeln, der mindestens die gleichen Eigenschaften wie der Sensortyp OPTRAND GK1 aufweist und nicht die Glühkerzenbohrung belegt. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass Hitzeschilde den Thermoschockfehler der optischen Drucksensoren verringern können. Es ist jedoch der Einfluss des Hitzeschildes auf die Kalibrierung und den Phasenverzug des Sensors zu untersuchen, der optimale Versatz der Membran zum Zylinderkopf zu ermitteln und der optimale Membrandurchmesser zu definieren. Des Weiteren sind die Lebensdauereigenschaften der Sensoren hinsichtlich Kalibrierungsstabilität, Linearität und Haltbarkeit zu prüfen.



## 7.2 Fehlerbetrachtung ausgewählter Kenngrößen

### 7.2.1 Indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife

In dem im Kapitel 6.2 dargestellten Regelungsverfahren bildet der indizierte Mitteldruck der Hochdruckschleife die zentrale Verbrennungskenngröße zur Lasterfassung. Um so mehr gilt es, sich der möglichen Fehler bei der Ermittlung dieser Kenngröße<sup>40</sup> bewusst zu werden. Vorteilhaft für den indizierten Mitteldruck ist, dass er als geschlossene Fläche nicht von einem konstanten Offset im Druckverlauf beeinflusst wird. Im Folgenden werden die Auswirkungen verschiedener Fehlereinflüsse auf den Wert des indizierten Mitteldruckes der Hochdruckschleife anhand der ausgewählten Arbeitspunkte (vgl. **Abbildung 18** auf Seite 46) untersucht.

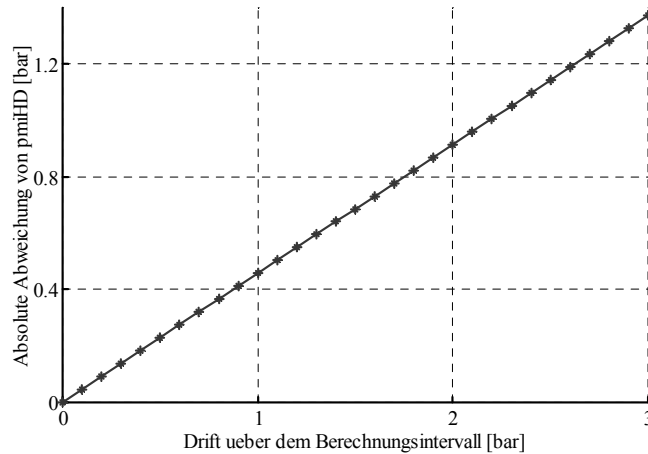
Ein um den Faktor  $K$  falsch kalibrierter Sensor verfälscht proportional den Wert des indizierten Mitteldruckes:

$$\begin{aligned}
 p_{mi\_HD}^{\text{gemessen}} &= \frac{1}{V_h} \int_{-180^\circ KW}^{180^\circ KW} K \cdot p \cdot dV = K \frac{1}{V_h} \int_{-180^\circ KW}^{180^\circ KW} p \cdot dV, \\
 p_{mi\_HD}^{\text{gemessen}} &= K \cdot p_{mi\_HD}^{\text{Zylinder}}.
 \end{aligned}
 \tag{7.1}$$

Ein über dem Kurbelwinkel linear driftender Sensor verfälscht das Ergebnis des indizierten Mitteldruckes unabhängig vom Arbeitspunkt. Der dadurch entstehende Fehler ist abhängig von der Volumenfunktion und der Driftfunktion. **Abbildung 46** zeigt für die gegebene Volumenfunktion des Motors die absoluten Abweichungen des indizierten Mitteldruckes durch eine lineare Drift in der Hochdruckschleife von bis zu 3 bar.

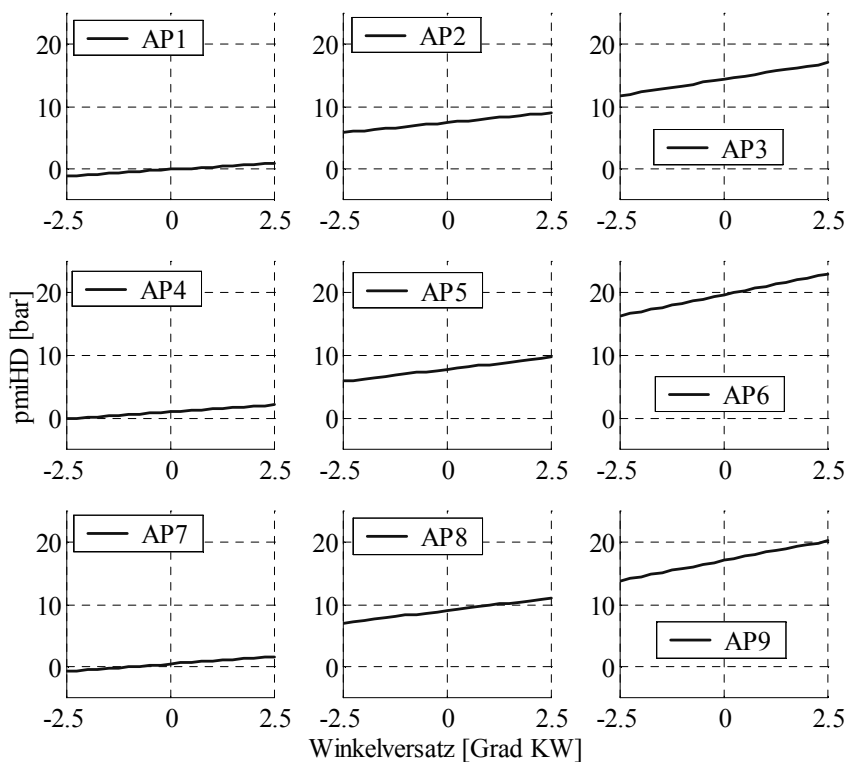
$$\begin{aligned}
 p_{mi\_HD}^{\text{gemessen}} &= \frac{1}{V_h} \int_{-180^\circ KW}^{180^\circ KW} (p + \Delta p_{\text{Drift}}(\varphi)) \cdot dV, \\
 p_{mi\_HD}^{\text{gemessen}} &= p_{mi\_HD}^{\text{Zylinder}} + \frac{1}{V_h} \int_{-180^\circ KW}^{180^\circ KW} \Delta p_{\text{Drift}}(\varphi) \cdot dV.
 \end{aligned}
 \tag{7.2}$$

<sup>40</sup> Im Kapitel 7.2 werden die Kurbelgehäuse-Zylinderkopf-Kombination KG1-ZK3 (vgl. **Tabelle 16** und **Tabelle 17** ab Seite 161) und Drucksensoren vom Typ 6061B der Firma KISTLER (vgl. **Tabelle 5** auf Seite 27) verwendet.



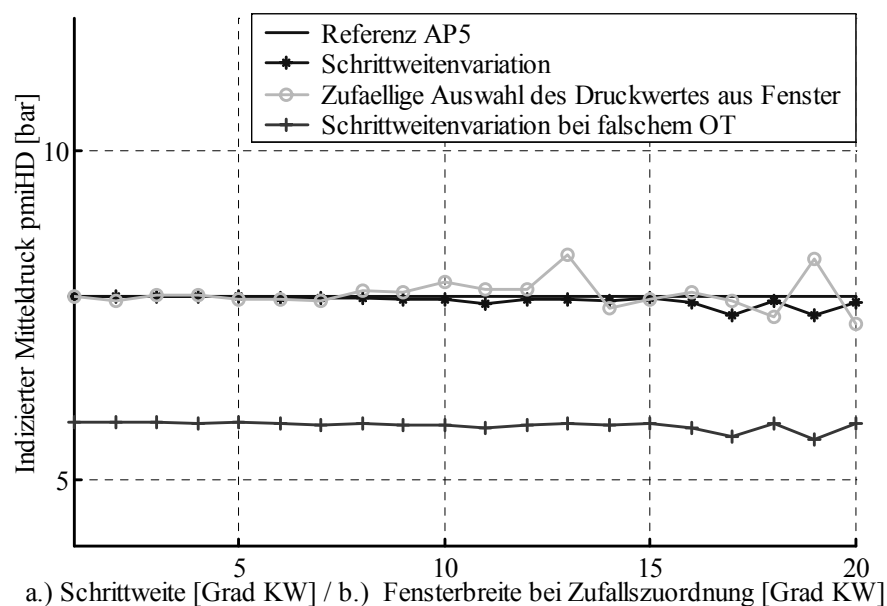
**Abbildung 46:** Absolute Abweichung des indizierten Mitteldruckes der Hochdruckphase durch eine lineare Drift des Sensors

Der Fehler, der sich durch eine falsche Zuordnung des Volumens ergibt, ist in **Abbildung 47** dargestellt. Anhand der ausgewählten Arbeitspunkte (AP 1 - AP 9) wurde der Fehler des indizierten Mitteldruckes der Hochdruckschleife durch Verschiebung der Signale um  $\pm 2.5$  Grad KW simuliert. Ein negativer OT-Versatz bedeutet dabei generell eine Verschiebung des Druckverlaufs nach ‚früh‘, ein positiver OT-Versatz eine Verschiebung nach ‚spät‘.



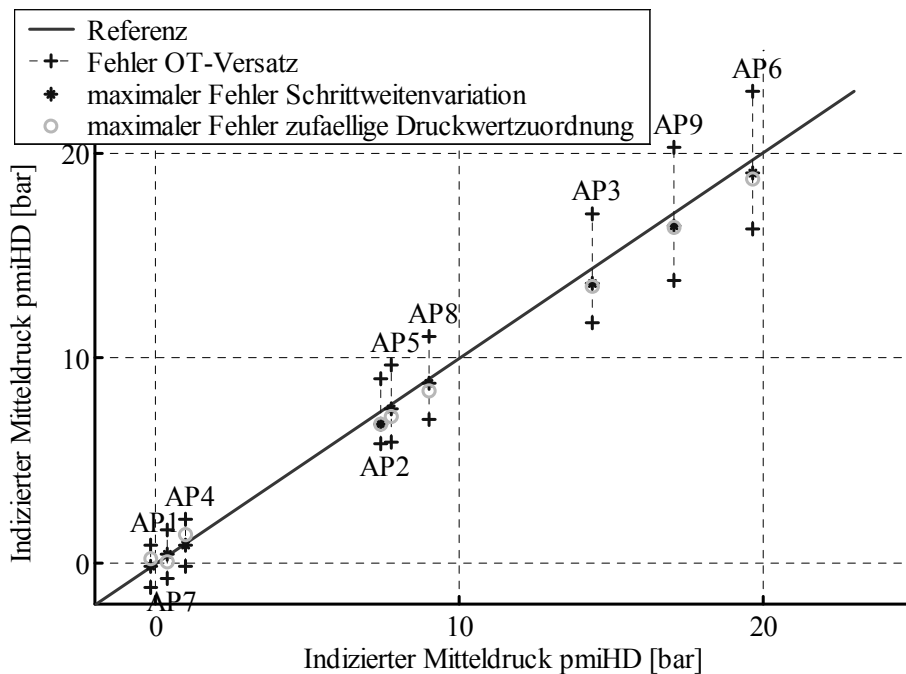
**Abbildung 47:** Simulierter Fehler des indizierten Mitteldruckes durch eine falsche Volumenzuordnung (falsche OT-Lage)

Des Weiteren wurde der Einfluss der Rechenschrittweite auf die Bestimmung des indizierten Mitteldruckes bei den gegebenen Arbeitspunkten numerisch untersucht. Ausgehend vom Startwert bei -180 Grad KW wurden Rechenintervalle von 1 Grad KW bis zu 20 Grad KW gewählt, so dass die Anzahl der Werte zur Berechnung des indizierten Mitteldruckes zwischen 361 und 19 variierte. Um den Einfluss einer ungenauen Winkelreferenz zu simulieren, wurde in einem weiteren Schritt jeweils dem Kurbelwinkel aus einem überabgetasteten Signal (Schrittweite 0.25 Grad KW) ein zufälliger Zylinderdruckwert zugewiesen. Die Fensterbreite der möglichen Zuweisung wurde zwischen  $\pm 0.5$  Grad KW (1 Grad KW) und  $\pm 10$  Grad KW (20 Grad KW) variiert. **Abbildung 48** illustriert diese Fehlersimulation am Beispiel eines Arbeitspunktes. Man erkennt zunächst, dass die Rechenschrittweite von 1 Grad KW die Anforderungen an die Bestimmung des indizierten Mitteldruckes übererfüllt. Die Simulation der Fehler eines ungenauen Winkelmarkengebers ist hinsichtlich der maximalen Fensterbreite zwar sehr pessimistisch, jedoch lässt sich hieraus ableiten, dass ein zufällig variierender Winkelmarkengeber die Fehler über Fensterbreiten, die kleiner als 10 Grad KW sind, kompensiert. Diese Beobachtung bestätigt aus der Sicht der Echtzeitberechnung auch die Strategie, dass der indizierte Mitteldruck aus den ungeglätteten Zylinderdruckdaten bestimmt wird (vgl. **Abbildung 11** auf Seite 33), wobei die Glättungsfunktion immer Werte zwischen dem Minimum und Maximum des Glättungsfensters (Breite  $\leq 2$  Grad KW) erzeugt. Zum Vergleich zeigt die Schrittweitenvariation des auf einen falschen OT bezogenen Signals, dass die Fehler durch die systematisch falsche Zuordnung der Volumenfunktion zum OT sehr viel kritischer einzuschätzen sind.



**Abbildung 48:** Zusammenfassung der simulierten Fehler des indizierten Mitteldruckes der Hochdruckphase am Beispiel des Arbeitspunktes AP 5

**Abbildung 49** zeigt zusammenfassend für alle Arbeitspunkte zur Übersicht die verschiedenen numerisch simulierten Fehler. Es wird deutlich, dass weniger die Stabilität des Winkelmarkengebers als vielmehr die korrekte Zuordnung des Zylinderdrucks zum Kurbelwinkel bzw. zum Zylindervolumen für eine korrekte Bestimmung des indizierten Mitteldruckes entscheidend ist.

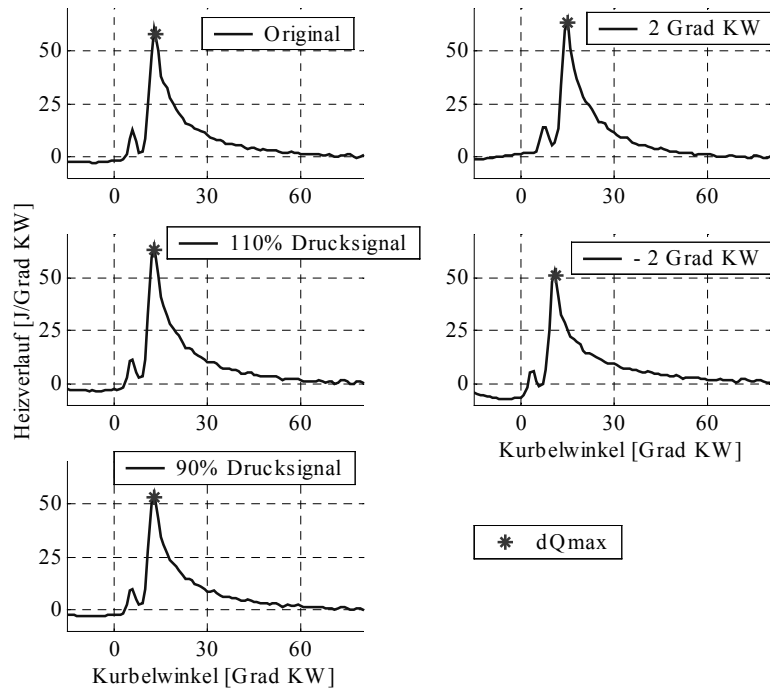


**Abbildung 49:** Zusammenfassung der simulierten Fehler der indizierten Mitteldrucke aller ausgewählten Arbeitspunkte - Darstellung über dem indizierten Mitteldruck

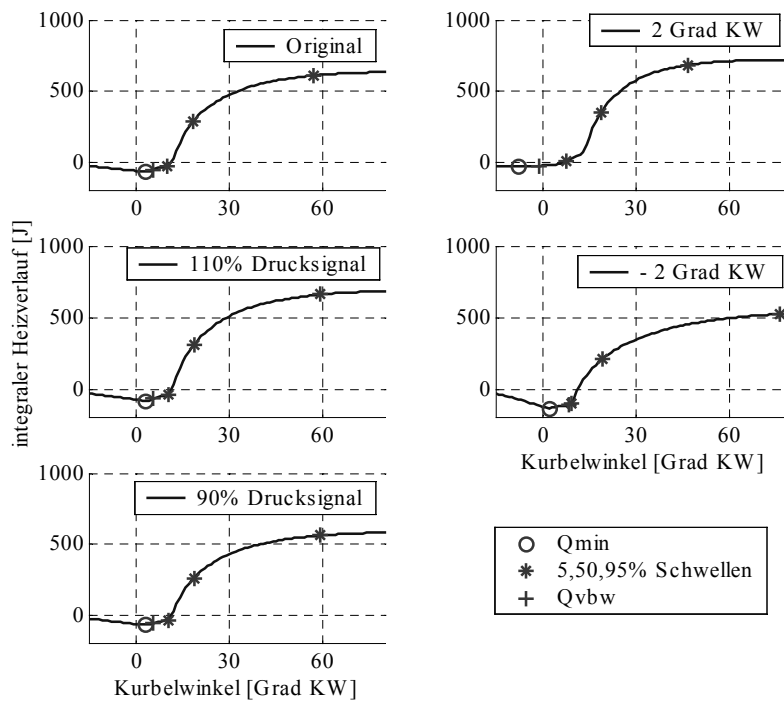
Auf eine Verfälschung des Drucksignals durch arbeitspunktabhängige Quereinflüsse auf den Sensor (z. B. Thermoschock) wurde bereits im Kapitel 7.1 ab Seite 85 eingegangen.

## 7.2.2 Heizverlauf

In der in Kapitel 6.2 dokumentierten Regelungskonzeption bildet der Verbrennungsbeginn die zentrale Kenngröße für die Verbrennungslageregelung. Als Ersatzgröße für den Verbrennungsbeginn werden verschiedene Merkmale des Heizverlaufs verwendet. Der Einfluss einer fehlerbehafteten Messwerterfassung auf den Heizverlauf und dessen Integral soll im Folgenden exemplarisch untersucht werden. **Abbildung 50** zeigt am Beispiel des Heizverlaufs des Arbeitspunktes AP 2 die Auswirkungen verschiedener OT- und Kalibrierfehler auf den Signalverlauf. Während die Kalibrierfehler im Wesentlichen die Amplitude des Signalverlaufs verändern, hat die fehlerhafte Winkelzuordnung einen starken Einfluss auf den Signalverlauf in der Nähe des oberen Totpunktes OT.



**Abbildung 50:** Darstellung des Heizverlaufs bei Winkelzuordnungs- und Kalibrierungsfehlern am Beispiel des Arbeitspunktes AP 2 (Kalibrierungsfehler: +10% mitte/links, -10% unten/links OT-Versatz des Zylinderdrucks: 2 Grad KW oben/rechts, -2 Grad KW mitte/rechts)



**Abbildung 51:** Darstellung des integralen Heizverlaufs bei Winkelzuordnungs- und Kalibrierungsfehlern am Beispiel des Arbeitspunktes AP 2 (Kalibrierungsfehler: +10% mitte/links, -10% unten/links OT-Versatz des Zylinderdrucks: 2 Grad KW oben/rechts, -2 Grad KW mitte/rechts)

Dieser Einfluss macht sich bei dem integralen Heizverlauf (vgl. **Abbildung 51**) vor allem bei den lagebezogenen Kennwerten (und damit auch dem Verbrennungsbeginn) bemerkbar. Positive Winkelversätze bewirken, dass der integrale Heizverlauf bereits vor der Verbrennung wieder ansteigt, so dass das Minimum des Heizverlaufs ab einem kritischen Wert sich immer weiter zu negativen Kurbelwinkeln bewegt, bis schließlich der Heizverlauf vor der Verbrennung durchgängig positiv bleibt.

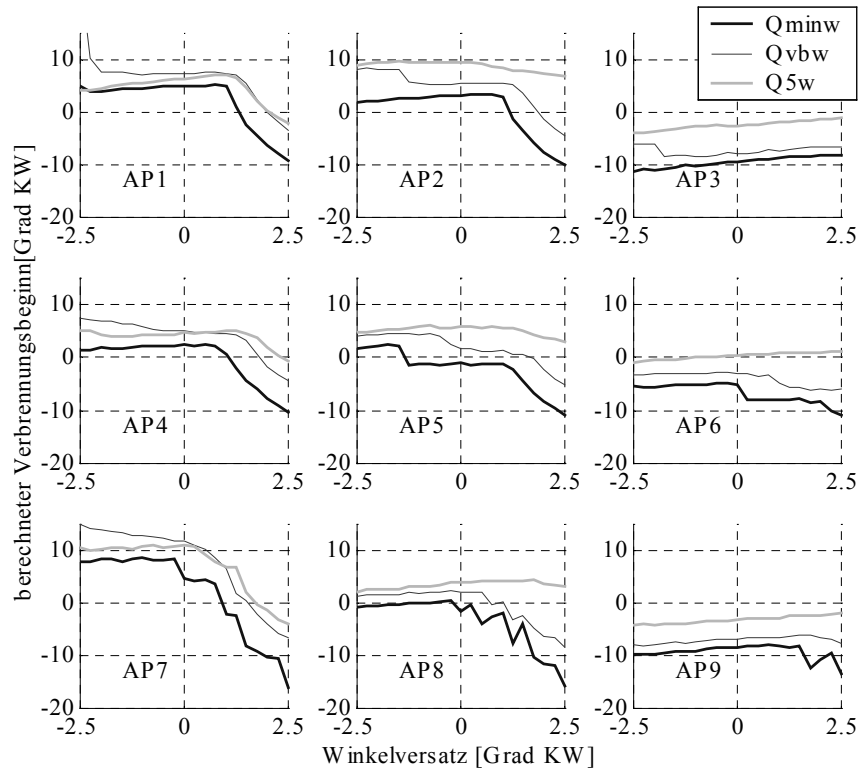
Es lässt sich daher der Schluss ziehen, dass sich die wesentlichen Einflüsse der beiden Fehlerquellen trennen lassen:

- Die fehlerhafte Kalibrierung verfälscht die Absolutwerte der verschiedenen Kennwerte.
- Die fehlerhafte Winkelzuordnung verfälscht die Lage der verschiedenen Kennwerte bezüglich OT.

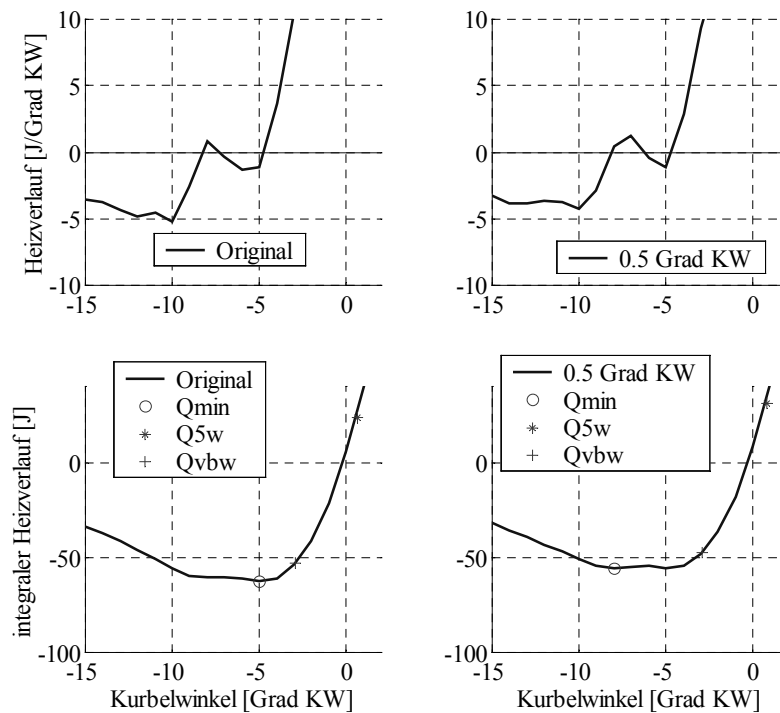
### **Verbrennungsbeginn**

**Abbildung 52** zeigt zusammenfassend die Abweichungen der Verbrennungsbeginnwerte aus verschiedenen Kenngrößen (vgl. **Tabelle 10** auf Seite 58) an allen betrachteten Arbeitspunkten (vgl. auch Anhang D.1 ab Seite 163). Die Empfindlichkeit gegenüber Winkelzuordnungsfehlern ist in allen Betriebsbereichen festzustellen. Man erkennt, dass sich bei kleinen und mittleren Einspritzmengen (AP 1, 2, 4, 5, 7 und 8) der kritische Versatz in dem betrachteten Intervall als Knick darstellt. Daraus ergibt sich die Forderung, einen Winkelversatz von 0.5 Grad KW im gesamten Betriebsbereich nicht zu überschreiten. Mit einer in dieser Arbeit nicht näher ausgeführten Drehzahlauswertung ist die Lage des oberen Totpunktes im Motorbetrieb zu plausibilisieren.

**Abbildung 53** verdeutlicht die im Kapitel 5.3.2 ab Seite 55 beschriebene Problematik der Unterscheidung zwischen Vor- und Hauptverbrennung anhand des Arbeitspunktes AP 6. In diesem Beispiel wurde aus dem überabgetasteten Signal eines Arbeitsspieles der Heizverlauf im Original und mit 0.5 Grad KW Versatz ausgewertet. Durch diesen geringen Versatz springt die Lage des Minimums des integralen Heizverlaufs von der Haupt- zur Vorverbrennung (vgl. **Abbildung 52**). Diese Gefahr besteht immer dann, wenn das Minimum zwischen Vor- und Hauptverbrennung im Heizverlauf negative Werte annimmt, so dass im integralen Heizverlauf zwei lokale Minima nebeneinander auftreten. Dieses Phänomen wird nicht nur durch falsche Winkelzuordnungen hervorgerufen, sondern tritt in einigen Motorbetriebsbereichen allein schon durch die zyklischen Schwankungen der Verbrennung und durch kleinste Abweichungen der Datenerfassung auf.



**Abbildung 52:** Zusammenfassung der Auswirkung eines OT-Versatzes des Zylinderdrucks bis zu +/- 2.5 Grad KW auf die Berechnung des Verbrennungsbeginns aus verschiedenen Kenngrößen



**Abbildung 53:** Darstellung des Einflusses des OT-Versatzes +0.5 Grad KW auf die Unterscheidung zwischen Vorverbrennung und Hauptverbrennung am Beispiel des AP 6

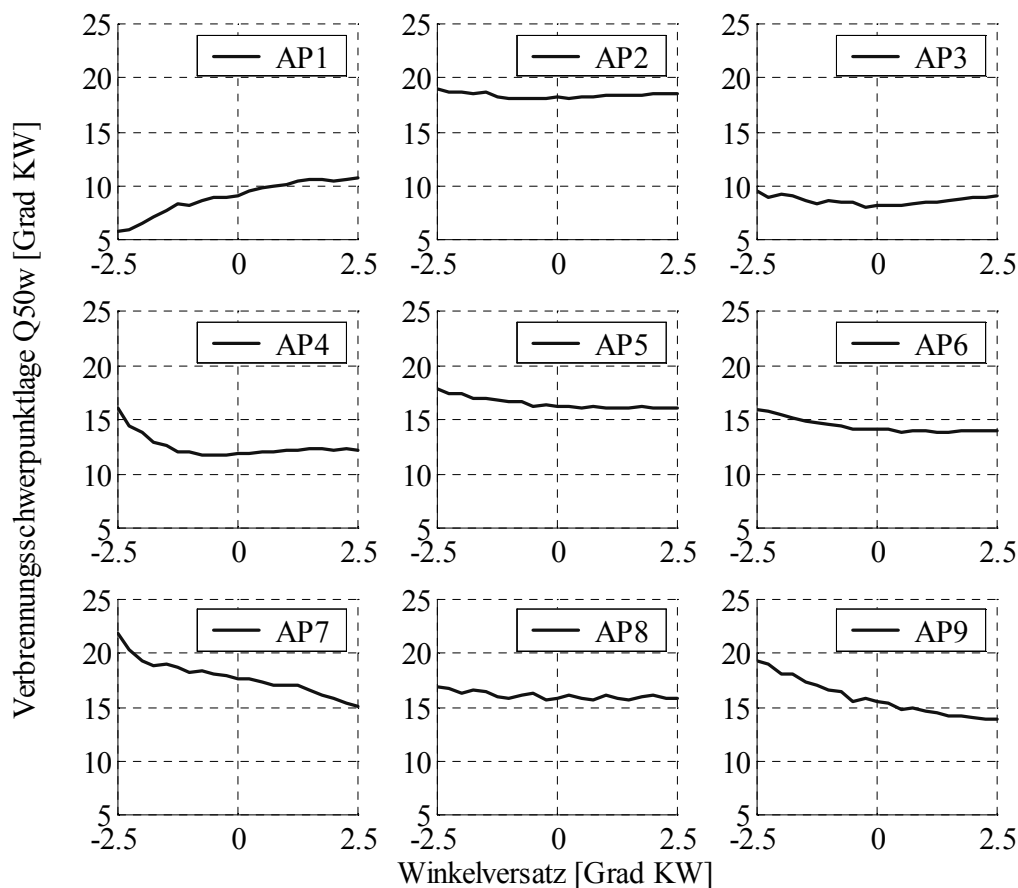
Ein weiteres Problem der Auswertung des Heizverlaufs sind Signalstörungen. Da der Heizverlauf die Verbrennung aus dem Druckverlauf heraushebt, haben dem Druckverlauf überlagerte Signalstörungen einen großen Einfluss auf die Qualität der Signalauswertung. **Abbildung 52** zeigt z. B. un stetige und variierende Abweichungen der Fehler der Lage des Minimums des integralen Heizverlaufs ( $Q_{minw}$  - dunkle Kurven) bei Arbeitspunkten hoher Drehzahl (AP 7, 8 und 9). Dieses lässt sich durch die dem Signal überlagerten hochfrequenten Störungen erklären (vgl. **Abbildung 107ff.** ab Seite 176). Diese Tatsache unterstreicht die Notwendigkeit einer adäquaten Vorverarbeitung der Signale (s. Kapitel 5.2.1 ab Seite 40).

Im Gegensatz zum indizierten Mitteldruck (der auf einer Mittelwertbildung basiert) sind z. B. alle Verbrennungsbeginnkennwerte einzelne Punkte im Heizverlauf. Der Heizverlauf an sich resultiert aus einer rekursiven Auswertung des Zylinderdruckes, die als Ziel die Hervorhebung der Verbrennung vom Zylinderdruckverlauf hat und demnach einen starken Kontrast auf die Verbrennung im Zylinderdruckverlauf legt. Es lässt sich daraus schließen, dass kleinste Abweichungen im Zylinderdruck große Abweichungen im Heizverlauf zur Folge haben (vgl. **Abbildung 107ff.** ab Seite 176). Daraus resultiert, dass der Heizverlauf empfindlich auf eine instabile Winkelzuordnung reagiert.

### **Verbrennungsschwerpunkt**

**Abbildung 54** dokumentiert den Einfluss eines simulierten OT-Fehlers am Beispiel der Verbrennungsschwerpunktlage  $Q_{50w}$  (vgl. **Tabelle 10** auf Seite 58) der ausgewählten Arbeitspunkte AP 1 bis AP 9. Die absoluten Abweichungen sind im gesamten Betriebsbereich des Motors deutlich niedriger als die des Verbrennungsbeginns. Die Auswertung des simulierten Fehlers der Verbrennungsschwerpunktlage ergibt keine weitere Einschränkung des aus der Verbrennungsbeginnauswertung abgeleiteten maximalen OT-Fehlers von 0.5 Grad KW. Dieser OT-Fehler wird für die Verbrennungsschwerpunktberechnung in Kauf genommen.





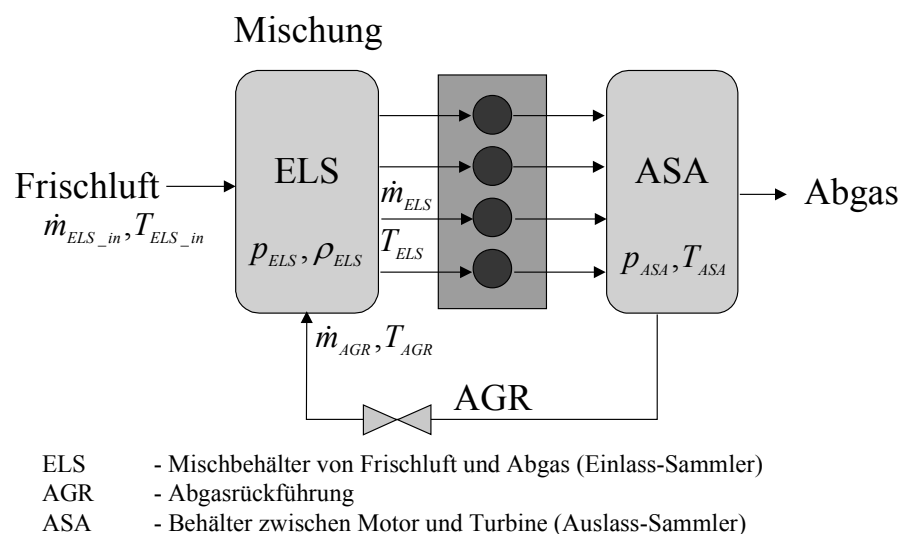
**Abbildung 54:** Zusammenfassung der Auswirkung eines OT-Versatzes des Zylinderdrucks um +/- 2.5 Grad KW auf die Berechnung der Verbrenungsschwerpunktlage



## 8 Modellbasierte Beschreibung der Gasdynamik und der Verbrennungswirkung

### 8.1 Grundgleichungen eines neuen modellbasierten Gasdynamikmodells

Ziel der folgenden Herleitung ist es, durch Umformulierung der thermodynamischen Zusammenhänge des Mischbehälters Einlass-Sammler die Zustandsgrößen Druck und Temperatur in den Behältern um den Motor herum (vgl. **Abbildung 4** auf Seite 17 und **Abbildung 55**) dergestalt zu verknüpfen, dass ihre gegenseitige Plausibilisierung ermöglicht wird. Dadurch wird es zum einen möglich, den Ladedruck und die Abgasrückführung in ihrer Kopplung zu beschreiben, um in einem neuen Regelungskonzept beide Größen unabhängig voneinander einstellen zu können. Zum anderen soll dieser Ansatz das Potenzial zum Ersatz der zur Zeit in den in Serienmotoren eingesetzten Sensoren für Ladedruck und Luftmassenstrom aufzeigen. Zusammenfassend stellt das folgende Konzept also die Basis für eine modellbasierte, entkoppelte Gasdynamikregelung durch Temperaturbeobachtung der Behälter in der Peripherie des Motors dar. **Abbildung 55** zeigt die um den Kolbenmotor angeordneten Behälter. Im Einlass-Sammler ELS wird die verdichtete Frischluft mit dem zurückgeführten Abgas vermischt. Der Auslass-Sammler nimmt den Abgasmassenstrom des Motors auf und verteilt ihn an die Turbine und das Abgasrückführungssystem.



**Abbildung 55:** Behälter um den Kolbenmotor

Erfahrungsgemäß lässt sich die auf einen Zylinder entfallende Gasmasse (Zylinderfüllung)  $m_{ELS}$  gut durch den Ansatz

$$m_{ELS} = a_0(n_{mot}) + a_1(n_{mot}) \cdot \rho_{ELS} \quad (8.1)$$

beschreiben, wobei  $\rho_{ELS}$  die Dichte des Gases im Einlass-Sammler ist (vgl. /42/).

Aus dem idealen Gasgesetz folgt zudem:

$$\rho_{ELS} = \frac{p_{ELS}}{R \cdot T_{ELS}} \quad (8.2)$$

Für die Massenstrombilanz<sup>41</sup> des Motors gilt im stationären Fall bzw. bei kleinem Saugstutzenvolumen (vgl. /42/):

$$\dot{m}_{ELS} = \dot{m}_{ELS\_in} + \dot{m}_{AGR} \quad (8.3)$$

Die stationären Temperaturen ergeben sich aus der Mischungsbilanz bei angenommener gleicher spezifischer Wärmekapazität  $c_p$  für Luft und Abgas zu (vgl. /42/):

$$\dot{m}_{ELS} \cdot T_{ELS} = \dot{m}_{ELS\_in} \cdot T_{ELS\_in} + \dot{m}_{AGR} \cdot T_{AGR} \quad (8.4)$$

Für die Eintrittstemperatur des rückgeführten Abgases in den Einlass-Sammler wird folgender Ansatz verwendet:

$$T_{AGR} = \eta_{AGR} \cdot T_{ASA} = \eta_{AGR} \cdot (T_{ELS} + \Delta T_{mot}) \quad (8.5)$$

Der Verminderungsfaktor  $\eta_{AGR}$  charakterisiert die Abkühlung des AGR-Stromes.  $\Delta T_{mot}$  beschreibt die Temperaturerhöhung zwischen Einlass-Sammler und Auslass-Sammler durch die Verbrennung im Kolbenmotor.

Mit der Abgasrückführrate  $r_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_{ELS}}$  (vgl. /42/) ergibt sich:

---

<sup>41</sup> Luft- bzw. Gasmassen lassen sich mit der Beziehung  $\dot{m} = m \cdot n_{mot} \cdot z / a$  in Massenströme und umgekehrt umrechnen.

$$\begin{aligned}
\frac{\dot{m}_{AGR}}{r_{AGR}} T_{ELS} &= \dot{m}_{AGR} \left( \frac{1}{r_{AGR}} - 1 \right) T_{ELS\_in} + \dot{m}_{AGR} T_{AGR}, \\
\Leftrightarrow T_{ELS} &= (1 - r_{AGR}) \cdot T_{ELS\_in} + r_{AGR} \cdot T_{AGR}, \\
\Leftrightarrow r_{AGR} &= \frac{T_{ELS} - T_{ELS\_in}}{T_{AGR} - T_{ELS\_in}} = \frac{T_{ELS} - T_{ELS\_in}}{\eta_{AGR} (T_{ELS} + \Delta T_{mot}) - T_{ELS\_in}}.
\end{aligned} \tag{8.6}$$

Die letzte Gleichung beschreibt demnach die Abgasrückführrate allein durch Verknüpfung der beteiligten Temperaturen. Die Mischungstemperatur lässt sich ausdrücken durch:

$$T_{ELS} = \frac{r_{AGR} \cdot \eta_{AGR} \cdot \Delta T_{mot} + T_{ELS\_in} \cdot (1 - r_{AGR})}{1 - r_{AGR} \cdot \eta_{AGR}}. \tag{8.7}$$

Die zentrale Gleichung des gekoppelten Systems von Abgasrückführung und Ladedruck (vgl. Kapitel 2.2.3 ab Seite 18) ist Gleichung 8.2. Der Ladedruck und die Mischungstemperatur bestimmen die Dichte im Einlass-Sammler und damit die Motorfüllung (s. Gleichung 8.1). Die Mischungstemperatur (vgl. Gleichung 8.7) wird durch die Abgasrückführrate und die Temperatur des rückgeführten Abgases, jedoch auch durch den Ladedruck (durch die Einlass-Sammler-Eingangstemperatur) bestimmt.

Gelingt es nun, die thermodynamischen Zustände dieses Systems im Betrieb des Motors zu bestimmen, so eröffnet sich die Perspektive auf eine Regelungsstrategie, die sowohl die Abgasrückführung als auch den Ladedruck in dynamischen Übergängen führen kann. Dieses geschieht in vorteilhafter Weise durch Vorgabe einer Zylinderfüllung bzw. Dichte im Einlass-Sammler und Realisierung einer davon abhängigen Regelung des Ladedrucks und der Abgasrückführrate. Der Vorteil gegenüber anderen modellbasierten Ansätzen (vgl. /42/), deren Modelle in die Regelungsstruktur mit einfließen können, besteht zum einen in der Unabhängigkeit der modellierten Größen von den Stellelementen<sup>42</sup>. Zum anderen werden die Massenströme durch Temperaturen ersetzt, was die Grundlage zum Entfall des Heißfilmluftmassenmessers (HFM) bedeutet. Die empirische Modellierung der verschiedenen thermodynamischen Zustände erfolgt in Kapitel 8.2 ab Seite 105, während der Einfluss dieser Zustände auf den dynamischen Motorbetrieb in Kapitel 8.3 ab Seite 109 dokumentiert wird.

---

<sup>42</sup> Die Tastverhältnisse zur Ansteuerung des Abgasrückführventils und der Turboladerleitschaufeln werden nicht in den Modellen verwendet. In Gleichung 8.8 hingegen wird der herkömmliche Ansatz aus /42/ abhängig vom Tastverhältnis gezeigt.

Um unabhängig von den vorherigen Betrachtungen auf den Abgasrückführmassenstrom zu schließen, wird für das AGR-Ventil die Modellierung als Drossel mit variablem Querschnitt für den unterkritischen Fall dargestellt (mit  $\Psi_{AGR}$  als Durchflussfunktion und  $A_{AGR}$  als effektive Querschnittsfläche, zur vollständigen Herleitung vgl. /42/):

$$\begin{aligned} \dot{m}_{AGR} &= \Psi_{AGR} \cdot A_{AGR} \cdot p_{ASA} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{AGR}}}, \\ \Psi_{AGR} &= \Psi_{MAX} \sqrt{\frac{2}{1 - \Pi_{Krit}} \left| \frac{p_{ASA} - p_{ELS}}{p_{ASA}} \right| - \frac{1}{(1 - \Pi_{Krit})^2} \left( \frac{p_{ASA} - p_{ELS}}{p_{ASA}} \right)^2}, \\ \text{für } \frac{p_{ELS}}{p_{ASA}} > \Pi_{Krit} &= \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \text{ und } \Psi_{MAX} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}}. \end{aligned} \quad (8.8)$$

Die effektive Querschnittsfläche hängt vom Tastverhältnis des Stroms ab, mit dem das Ventil angesteuert wird.

## 8.2 Verknüpfung der Kenngrößen in empirischen Modellen

### 8.2.1 Verknüpfung von Kenngrößen mit der Gasdynamik des Motors

Im folgenden Abschnitt wird eine Reihe empirischer Modelle dargestellt, die es erlauben, alle relevanten Größen zur Beschreibung des Gaszustandes (vgl. Kapitel 8.1 ab Seite 101) des Motors abzubilden. Die Modelle basieren auf einer geringen Anzahl an Kenngrößen, die aus dem Zylinderdruck aller Zylinder abgeleitet werden können. In Kapitel 8.3 ab Seite 109 wird das Verhalten der Modelle im kontinuierlichen Motorbetrieb validiert und deren Güte diskutiert. Da es sich um empirische Modelle handelt, müssen sie für jeden Motor und jeden Zylinderdrucksensortyp erneut erstellt werden. Soweit nicht anders dokumentiert, wird dabei folgendermaßen vorgegangen: Der Eingangsdatensatz besteht aus insgesamt 537 stationären Betriebspunkten. Er beinhaltet folgende Ansteuervariationen des Motors:

- Kennfeld Serienbetrieb
- Kennfeld zylinderdruckbasierte Regelung der Verbrennung (optimierte Applikation)
- Kennfeld statistischer Versuchsplan im emissionsrelevanten Bereich (freie Ansteuerung der Aktoren)

Die Modelle werden aus den Mittelwerten der verschiedenen Kenngrößen aus 80 Arbeitsspielen des Zylinders 1 des Datensatzes gebildet (zu dem numerischen Verfahren siehe Anhang B ab Seite 153). Die Messungen am Motor erfolgten mit Zylinderdrucksensoren vom Typ OPTRAND GK1 (vgl. **Tabelle 6** auf Seite 28) in der Kurbelgehäuse-Zylinderkopf-Kombination KG4-ZK6 (vgl. **Tabelle 16** bzw. **Tabelle 17** ab Seite 161).

#### Einlass-Sammler:

Der Druck im Einlass-Sammler  $p_{ELS}$  lässt sich mit verschiedenen Ladedruckersatzwerten verknüpfen. Der Druckkennwert  $p_{sb}$  (Zylinderdruck bei  $-15^\circ$  KW) ergibt das qualitativ beste Modell (vgl. **Abbildung 119** auf Seite 182):

$$p_{ELS} = f(p_{sb}). \quad (8.9)$$

Das Modell für die Dichte des Gasgemisches im Einlass-Sammler wird durch die Verknüpfung verschiedener Druckwerte des Kompressionsverlaufs bestimmt (vgl. **Abbildung 120** auf Seite 182) und kann zur Modellierung des Zylinderdurchsatzes (Füllung) verwendet werden:

$$\rho_{ELS} = f(M_{\min}, p_{65}, p_{sb}, p_{mi\_HD}). \quad (8.10)$$

Die Ladetemperatur  $T_{ELS}$  hingegen lässt sich aufgrund der hohen Abgasrückführaten im Motorbetriebsbereich sehr viel schwerer modellieren. Aus diesem Grund muss der Massenstrom des Luftmassenmessers mit in das Modell einfließen (vgl. **Abbildung 121** auf Seite 183):

$$T_{ELS} = f(p_{sb}, p_{mi\_HD}, \dot{m}_{ELS\_in}). \quad (8.11)$$

Die Modellierung der Frischluftmenge, also der einströmenden Luftmenge in den Einlass-Sammler, dient lediglich zur Überprüfung der allgemeinen Modellqualität (vgl. **Abbildung 122** auf Seite 183). Die Modellgüte ist begrenzt, da die Frischluftmenge an einer Stelle gemessen wird, die sich weit vom Kolbenmotor entfernt befindet.

$$\dot{m}_{ELS\_in} = f(n_{mot}, p_{sb}, p_{mi\_HD}). \quad (8.12)$$

Auf keinen Fall sollte die ermittelte Frischluftmenge für das Modell der Temperatur im Einlass-Sammler verwendet werden. Zusammenfassend sei an dieser Stelle bemerkt, dass die Intention der Modellbildung nicht die Bestimmung der zylinderindividuellen Zustandsgrößen, sondern die Ermittlung eines Ersatzwertes für die Zustände des Arbeitsgases im Einlass-Sammler ist.

Die Temperatur vor dem Einlass-Sammler wird im Wesentlichen durch die Verdichtercharakteristik und den Ladeluftkühler bestimmt. Daher lässt sie sich abhängig von Drehzahl, Ladedruck und Umgebungstemperatur  $T_{amb}$  darstellen (vgl. **Abbildung 123** auf Seite 184):

$$T_{ELS\_in} - T_{amb} = f(n_{mot}, p_{sb}). \quad (8.13)$$

#### Abgasrückführung:

Bei aktiver Abgasrückführung lässt sich zur Plausibilisierung der Temperaturanstieg im Einlass-Sammler durch das zurückgeführte Abgas abbilden (vgl. **Abbildung 124** auf Seite 184). Die Modelle könnten durch Messung des rückgeführten Abgasmassenstroms verbessert werden. Es gelten im übrigen dieselben Restriktionen wie beim Frischluftmengenmodell.

$$T_{ELS} - T_{ELS\_in} = f(\rho_{ELS}, p_{sb}, p_{mi\_HD}) \quad \text{für aktive AGR.} \quad (8.14)$$



Auslass-Sammler:

Die Modellierung des Abgasgegendruckes wird durch die starken Druckpulsationen im Auslass-Sammler erschwert. Hinzu kommt, dass eine Betrachtung des Zylinderdruckes nach der Verbrennung sehr stark vom Thermoschockverhalten der Sensoren bestimmt wird. Für die gegebene Konfiguration ergibt sich folgender Modellansatz (vgl. **Abbildung 125** auf Seite 185):

$$p_{ASA} = f(p_{511}, T_{R511}, p_{sb}, p_{mi\_HD}). \quad (8.15)$$

Das Modell für die Temperaturerhöhung des Arbeitsgases durch die Verbrennung im Kolbenmotor unterliegt den gleichen Restriktionen wie das Abgasgegendruckmodell (vgl. **Abbildung 126** auf Seite 185):

$$T_{ASA} - T_{ELS} = \Delta T_{mot} = f(p_{511}, T_{R511}, p_{sb}). \quad (8.16)$$

## 8.2.2 Verknüpfung von Kenngrößen zur Beschreibung der Wirkung der Verbrennung

Zur Beobachtung des Motorverhaltens dienen die durch die nachfolgend aufgeführten Gleichungen 8.17 bis 8.23 beschriebenen Größen, die direkt durch die Qualität der Verbrennung beeinflusst werden.

Das effektive Moment (vgl. **Abbildung 127** auf Seite 186) ist die zentrale Größe einer momentenbasierten Motormanagementstruktur. Es ist mit dem indizierten Moment über den mechanischen Wirkungsgrad (vgl. Gleichung 5.10 auf Seite 49) verknüpft. Dieses Modell geht allerdings nicht in die Regelungsstruktur (vgl. Kapitel 6.2.3 ab Seite 78) mit ein.

$$M_e = f(p_{mi\_HD}, p_{sb}, \Phi_{Q5}, \Phi_{Q50}). \quad (8.17)$$

Mit den gleichen Eingangsgrößen soll die Verlustteilung modelliert werden (vgl. **Abbildung 128** auf Seite 186). Das Modell wird mit Hilfe des indizierten Mitteldruckes der Hochdruckschleife gebildet ( $p_{mi} = p_{mi\_HD} + p_{mi\_LW} = p_{me} + p_{mr}$ ). Da der (i.d.R. negative) Ladungswechselanteil dabei ignoriert wird, fasst der Modellansatz für den resultierenden Schleppmitteldruck  $p_{ms} = p_{mr} - p_{mi\_LW}$  die Ladungswechselverluste und die mechanischen Verluste zusammen:

$$p_{ms} = p_{mi\_HD} - p_{me} = f(p_{mi\_HD}, p_{sb}, \Phi_{Q5}, \Phi_{Q50}). \quad (8.18)$$

Der innere Wirkungsgrad hingegen beschreibt die Verbrennungsgüte, da er die eingesetzte Brennstoffenergie  $Q_B$  mit der indizierten Energie vergleicht (vgl. /48/ und Gleichung 5.9 auf Seite 48):

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} = \frac{p_{mi} \cdot V_h}{H_u \cdot m_K}. \quad (8.19)$$

Die eingespritzte Kraftstoffmasse lässt sich mit folgendem Ansatz modellieren (vgl. **Abbildung 129** auf Seite 187):

$$m_K = f(p_{mi\_HD}, p_{sb}, \Phi_{Q5}, \Phi_{Q50}). \quad (8.20)$$

Zur Bewertung der Verbrennung hinsichtlich der Abgaszusammensetzung werden für den Sauerstoffanteil (vgl. **Abbildung 130** auf Seite 187),

$$O_{2\_ASA} = f(\rho_{ELS}, p_{mi\_HD}, T_{R511}, \Phi_{Q5}), \quad (8.21)$$

den Stickoxidanteil (vgl. **Abbildung 131** auf Seite 188),

$$NO_{x\_ASA} = f(\rho_{ELS}, p_{mi\_HD}, T_{R511}, \Phi_{Q5}) \quad (8.22)$$

sowie für die Opazität (vgl. **Abbildung 130** auf Seite 187 und /52/)

$$Opaz_{ASA} = f(\rho_{ELS}, p_{mi\_HD}, T_{R511}, \Phi_{Q5}) \quad (8.23)$$

im Abgas die angegebenen empirischen Beschreibungen vorgeschlagen.

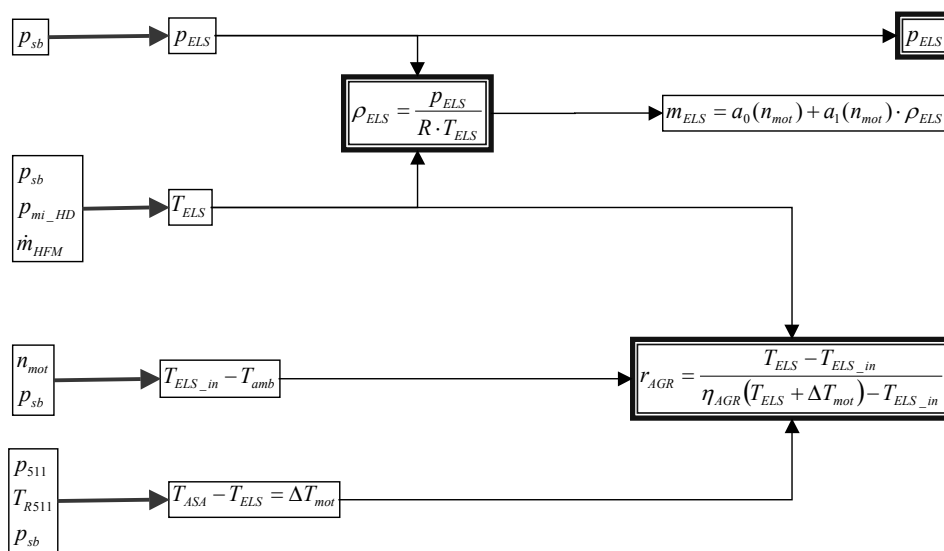
### 8.3 Ergebnisse der Untersuchung der Modellierung

Ein Eingriff in die Gasdynamik des Motors wird im Rahmen dieser Arbeit zwar nicht vorgenommen, jedoch sollen die Möglichkeiten der Modellbildung von Betriebsgrößen durch die aus dem Zylinderdruck gewonnenen Kenngrößen hier exemplarisch dokumentiert werden. Zu diesem Zweck wurden am Motorprüfstand dynamische Versuche durchgeführt, indem bei einer konstanten Drehzahl ( $n_{mot} = 1700 \text{ min}^{-1}$ ) eine sprungförmige Momentenerhöhung von  $M_e = 20 \text{ Nm}$  auf  $M_e = 155 \text{ Nm}$  vorgenommen wurde. Dieser Sprungversuch ist insofern für die Beurteilung der Gasdynamik relevant, als dass sehr schnell von einer niedrigen Last mit hoher Abgasrückführrate und einem bestimmten Anfangsladedruck auf eine hohe Last mit gleichzeitiger Regelung von Abgasrückführung und Ladedruck gewechselt wird. Die Kenngrößen wurden während der Versuche mit dem Indiziersystem COMBI-EXEC (vgl. Kapitel 4.2.2 ab Seite 30) in Echtzeit ermittelt und abgespeichert. Temperaturen wurden aufgrund der langsamen Temperaturmesstechnik am Motorprüfstand nicht gemessen. Es stehen daher lediglich die Drücke, das effektive Moment, einige Messgrößen der Abgasemissionen ( $\text{O}_2$ ,  $\text{NO}_x$ , Opazität) und die Steuergerätedaten (z. B. HFM-Massenstrom) zum Vergleich zur Verfügung. Die in Kapitel 8.2 ab Seite 105 dargestellten und im Anhang D.2 ab Seite 182 illustrierten Modelle sollen für dynamische Vorgänge berechnet und danach beurteilt werden. Zu diesem Zweck werden die Mittelwerte der Modellgleichungen aller Zylinder dargestellt. Die Unterschiede der Modellgleichungen (z. B. Abgasrückführrate) zwischen den einzelnen Zylindern sind bekannt, sie können jedoch durch die zentralen Aktoren (Ladedrucksteller und Abgasrückführventil) nicht beeinflusst werden.

Hauptziel der im Folgenden beschriebenen Modellauswertung ist es, eine Aussage über die Abgasrückführrate und den Ladedruck zu erhalten. Damit sollen die für die Ansteuerung der beiden Aktoren Abgasrückführventil und Ladedrucksteller entscheidenden Größen ermittelt werden. Aufgrund der Massenstrombilanz des Einlass-Sammlers (Gleichung 8.3 auf Seite 102) ergeben sich bei Kenntnis eines einzelnen beteiligten Massenstroms zudem alle Massenströme des motornahen Gasdynamiksystems. Mit den in Kapitel 8.1 ab Seite 101 hergeleiteten Zusammenhängen ist die Modellierung des gesamten Gasdynamiksystems in unterschiedlicher Weise erreichbar. Auf der Basis der im Kapitel 8.2 ab Seite 105 vorgeschlagenen empirischen Modelle ergeben sich neben dem herkömmlichen Ansatz noch drei weitere Modellansätze.

- Modell 1: Heißfilmluftmassenmesser(HFM)-basierter Ansatz (vgl. **Abbildung 56**)

Die Einlassstemperatur wird mit dem Ansatz aus Gleichung 8.11 (Seite 106) in Abhängigkeit von der Frischluftmenge gebildet. Durch den Ladedruck (Gleichung 8.9 auf Seite 105) kann die Dichte im Einlass-Sammler bestimmt werden (Gleichung 8.2 auf Seite 102). Die Einlass-Sammler-Eingangstemperatur und die Temperaturerhöhung des Abgases durch die Verbrennung werden durch die Gleichungen 8.13 und 8.16 (Seite 106f.) ermittelt. Damit lassen sich unter (der vereinfachten) Annahme von  $\eta_{AGR} = 0.9$  Gleichung 8.6 (Seite 103) und Gleichung 8.1 (Seite 102) lösen. Da zwei Massenströme bekannt sind (Frischluft- und Luft/Abgasmassenstrom) kann die Modellstruktur in stationären Phasen überprüft werden.



**Abbildung 56:** HFM-basierter Ansatz zur Gasdynamikbeobachtung

- Modell 2: Dichte-basierter Ansatz (vgl. **Abbildung 57**)

Die Dichte wird direkt aus der Gleichung 8.10 (Seite 106) ermittelt. Durch den Ladedruck (Gleichung 8.9 auf Seite 105) kann die Mischungstemperatur im Einlass-Sammler bestimmt werden (Gleichung 8.2 auf Seite 102). Die übrige Modellierung erfolgt durch Ermittlung der Einlass-Sammler-Eingangstemperatur und der Temperaturerhöhung des Abgases (Gleichungen 8.13 und 8.16 auf Seite 106f.). Die Abgasrückführrate ergibt sich mit  $\eta_{AGR} = 0.9$  durch Gleichung 8.6 und Gleichung 8.1 (Seite 102ff.). Durch Kenntnis der Zylinderfüllung durch Gleichung 8.1 (Seite 102) können alle Massenströme bestimmt werden. Dieser Ansatz hängt entscheidend von der Güte des Modells für die Dichte ab.

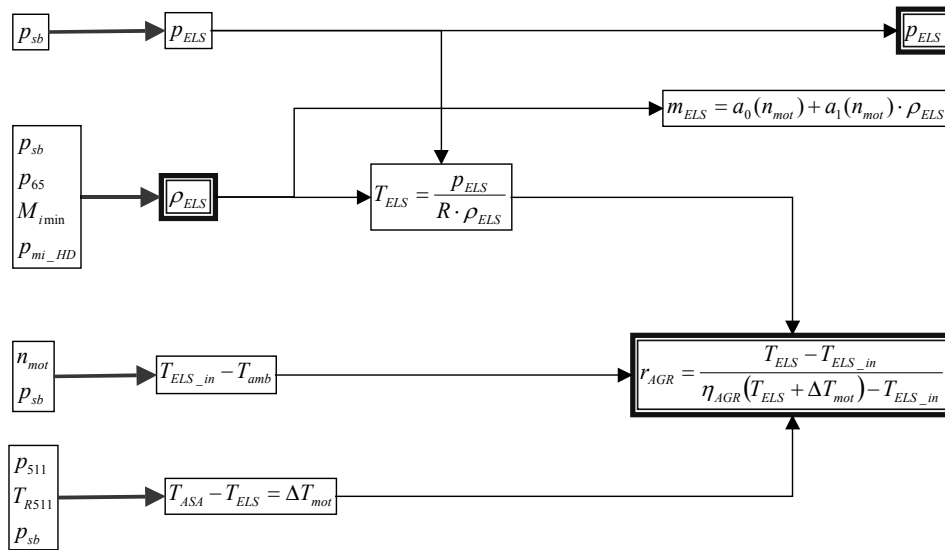


Abbildung 57: Dichte-basierter Ansatz zur Gasdynamikbeobachtung

- Modell 3: Temperatur-basierter Ansatz (vgl. **Abbildung 58**)

Die Temperaturerhöhung im Einlass-Sammler wird direkt aus der Gleichung 8.14 (Seite 106) bestimmt. Durch die oben beschriebenen Modelle für die Einlass-Sammler-Eingangstemperatur und die Temperaturerhöhung im Abgassammler kann Gleichung 8.6 (Seite 103) gelöst werden. Das Modell für die Dichte (Gleichung 8.10 auf Seite 106) ermöglicht auch, dass der Bezug zu den resultierenden Massenströmen (über die Gleichungen 8.1ff auf Seite 102ff) hergestellt werden kann.

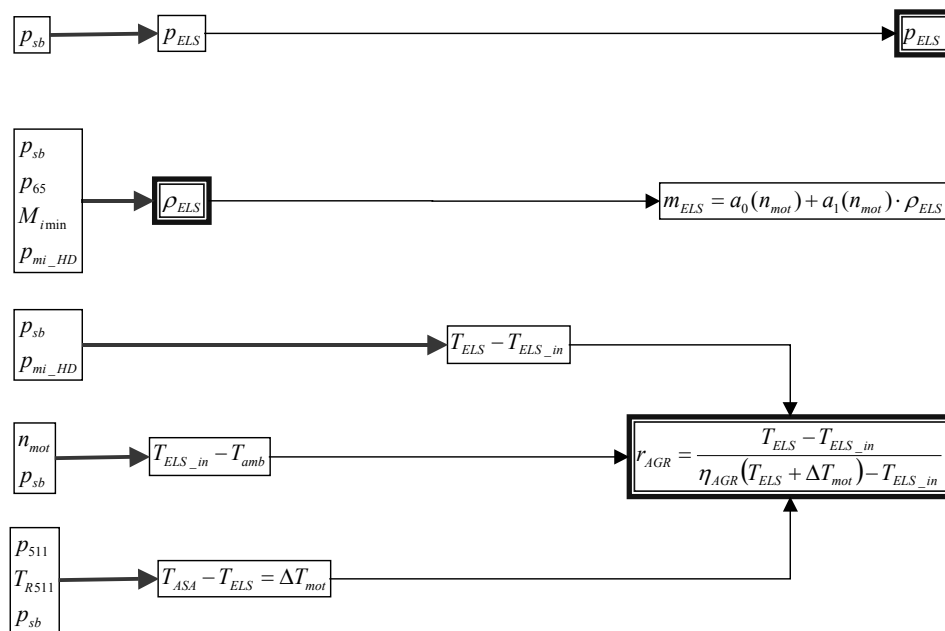


Abbildung 58: Temperatur-basierter Ansatz zur Gasdynamikbeobachtung

- Modell 4: Herkömmlicher Ansatz

Mit Hilfe des Ladedruckes und des Abgasgegendruckes (Gleichung 8.9 auf Seite 105 und Gleichung 8.15 auf Seite 107) sowie eines Modells der effektiven Querschnittsfläche des AGR-Ventils abhängig vom Ansteuertastverhältnis (vgl. /42/) wird der Abgasrückführmassenstrom über Gleichung 8.8 (Seite 104) bestimmt.

Abschließend werden im Folgenden die Ergebnisse einiger weiterer empirischer Modelle über die Verbrennungswirkung - wie effektives Moment, Sauerstoffgehalt, Stickoxidanteil und Opazität - aus Kapitel 8.2.2 illustriert.

### Darstellung der Ergebnisse

**Abbildung 59** zeigt eine Sprungantwortfunktion des modellierten Ladedruckes im Vergleich mit dem entsprechenden Messwertverlauf. Bei dem niedrigen Anfangsdruck mit dem dazu gehörenden kleinen Motor- bzw. Lastmoment ist eine sehr gute Übereinstimmung der einzelnen Varianten festzustellen, im hohen Druck- bzw. Lastbereich sind die berechneten Werte deutlich niedriger als die Messwerte. Die Kurve des Steuergerätes (EDC) liegt aufgrund der Sensorposition vor dem Einlass-Sammler oberhalb des gemessenen Ladedruckes. Auffallend ist die ausgezeichnete Übereinstimmung des dynamischen Verlaufs der verschiedenen Signale. Da für das Modell lediglich eine Kenngröße aus dem Zylinderdruckverlauf ( $psb$ ) verwendet wird, besteht durch das hervorragende dynamische Verhalten des Modells das Potenzial, den Ladedrucksensor zu ersetzen. Um allerdings die Fehler durch das Modell zu umgehen, sollte die Ladedrucksollwertbedatung mit den im Betrieb ermittelten Modellwerten erfolgen.

**Abbildung 60** zeigt den durch einen Lastsprung hervorgerufenen zeitlichen Verlauf der Abgasrückführrate der drei vorgestellten Modelle. Er wird von allen Modellen in sehr ähnlicher Weise abgebildet. Bei der Lasterhöhung zeigen alle Modelle im dynamischen Übergang Werte kleiner als Null an, was bedeutet, dass das Ventil geschlossen ist. Das Ansteuertastverhältnis des Ventils deutet auf ein kurzzeitiges Schließen des Ventils hin (vgl. AGR-Massenstrom Modell 4, **Abbildung 62**). Die Modelle 2 und 3 zeigen im niedrigen Lastbereich, also vor der Auslösung des Lastsprunges, nur geringe Abweichungen, aber starke Schwankungen. Die Ursachen hierfür werden in den nachfolgenden Betrachtungen näher untersucht. Im oberen Lastbereich bzw. im neuen Beharrungszustand mit der kleineren AGR-Rate zeigt sich eine hervorragende Übereinstimmung der mit den drei vorgeschlagenen Modellen erzielten Ergebnisse.

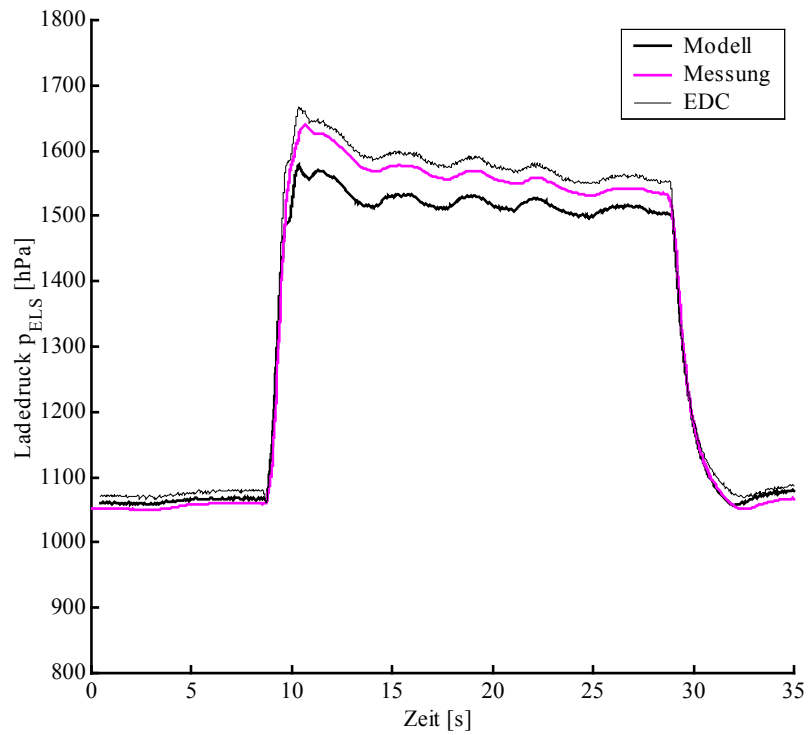


Abbildung 59: Ladedruckverlauf für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$  min<sup>-1</sup>

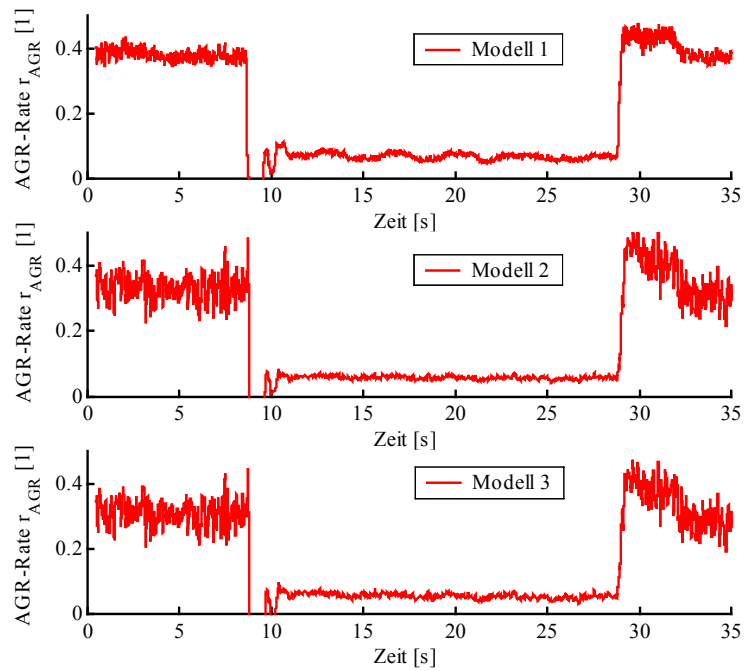
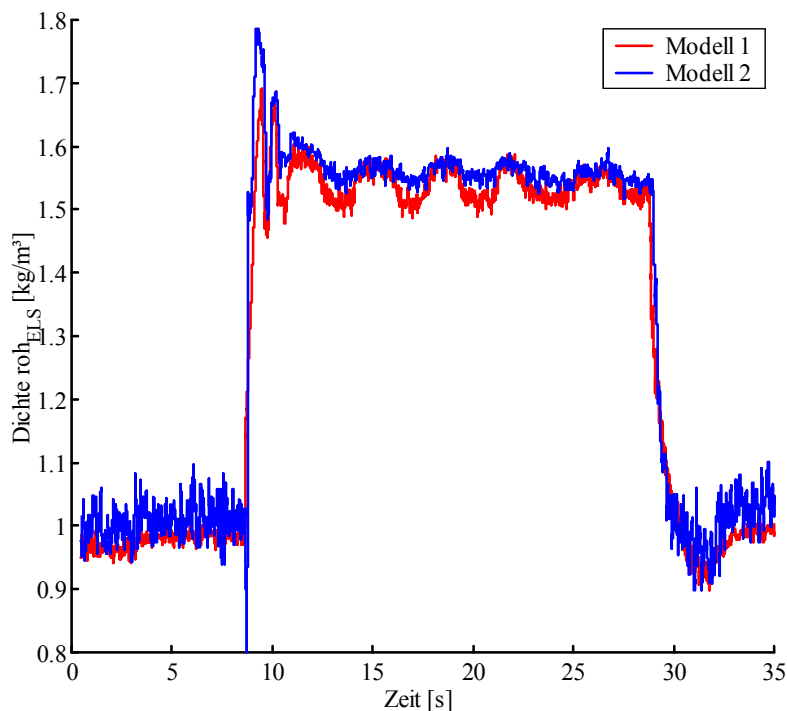


Abbildung 60: Verlauf der AGR-Rate verschiedener Modelle für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$  min<sup>-1</sup>

Die zentrale Größe des Einlassbehälters ist die Dichte. Sie beinhaltet die Kopplung von Abgasrückführung und Ladedruck und ist für das Füllungsverhalten (vgl. Kapitel 8.1 ab Seite 101) des Motors ausschlaggebend. Da durch die fehlende Temperaturmessung keine Dichte aus Messdaten direkt ermittelt werden kann, werden die beiden Modelle 1 und 2 für die Dichte miteinander verglichen. Die Dichtekurven dieser beiden Modelle weisen nur geringe Unterschiede auf. Modell 2 zeigt anfangs, d.h. im niedrigen Lastbereich, starke Schwankungen (vgl. **Abbildung 61**).



**Abbildung 61:** Dichteverlauf verschiedener Modelle für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$   $\text{min}^{-1}$

**Abbildung 62** zeigt Sprungantwortfunktionen der gemittelten rückgeführten Abgasmasse pro Zylinder und Arbeitsspiel<sup>43</sup> für die verschiedenen Modellansätze (vergrößerte Darstellungen befinden sich im Anhang D.2 **Abbildung 133** - **Abbildung 136** ab Seite 189). Zur Überprüfung ist bei jedem Ansatz die Differenz aus der jeweiligen Zylinderfüllung und der aus dem HFM-Massenstrom berechneten Frischluftmasse aufgetragen. Modell 1 zeigt die geringsten absoluten Abweichungen. Die Modelle 2 und 3 weisen in vergleichbarer Weise sowohl große Abweichungen als auch starke Signalschwankungen auf. Die Abweichungen werden im weiteren Verlauf dieses

<sup>43</sup> Die Einheit wird in mg/Hub angegeben.

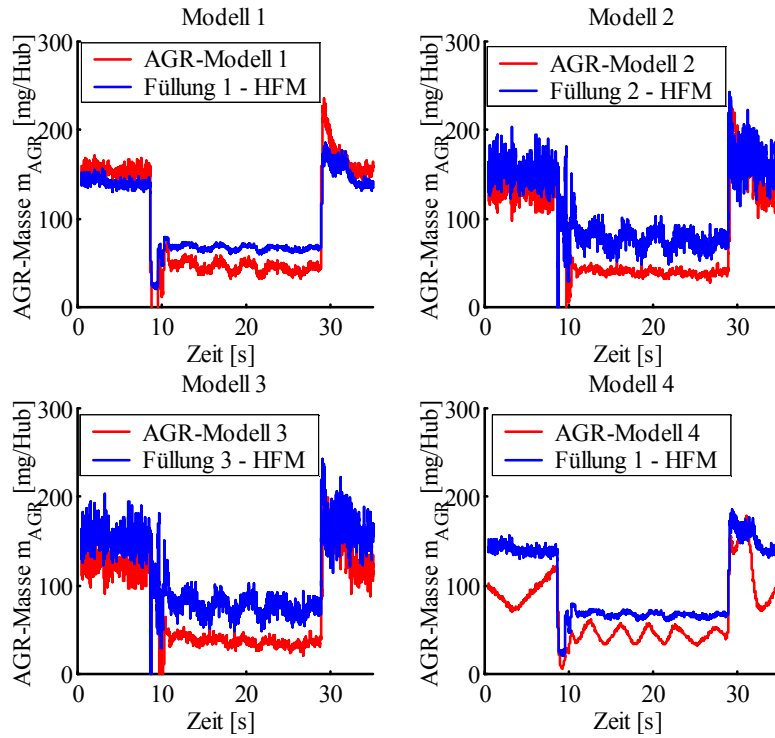


Abschnittes noch eingehender untersucht. Die Signalschwankungen lassen sich auf die schon im Dichtemodell (vgl. **Abbildung 61**) beobachteten Schwankungen zurückführen. Die Darstellung des herkömmlichen Modells (4) verdeutlicht die Problematik der Modellbildung des Ventils über eine Drosselfunktion. Bei Modell 4 verursacht das variierende Ansteuertastverhältnis (und nicht etwa die Druckdifferenz vor und hinter dem Ventil; vgl. **Abbildung 59** und **Abbildung 66**) die enormen Schwankungen im unteren Last- bzw. Anfangszustand der Tests (<9 s und >28 s). In der **Abbildung 63** sind die Abgasrückführmassenverläufe aller vier Modellansätze zusammen gegenübergestellt<sup>44</sup>. Die in dieser Arbeit entwickelten Modelle zeigen eine gute Übereinstimmung im dynamischen Verlauf der AGR-Masse. Die stationären Werte im niedrigen Lastbereich (Anfangswerte) weichen deutlich voneinander ab. Die Modelle 2 und 3 zeigen dabei ein sehr ähnliches Verhalten, was sich durch die Modellstruktur erklärt. Ausgehend von einer notwendigen Filterung der Signale in der Echtzeitrechnung sind alle drei Modellansätze prinzipiell für die Modellierung des Gasdynamiksystems geeignet.

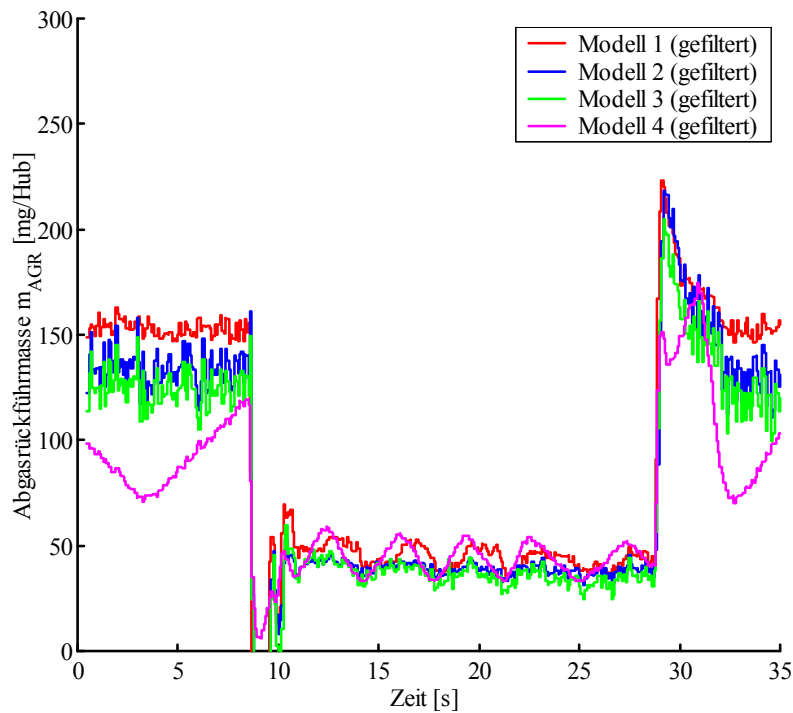
Um mögliche Fehlerquellen näher zu untersuchen, wird in **Abbildung 64** der Massenstrom des Heißfilmluftmassenmessers um 35 mg/Hub für die Modellberechnung erhöht. Dieses bewirkt, dass alle Modelle stationär untereinander und mit der Differenz aus Zylinderfüllung und HFM-Massenwert (Modell 2 bzw. Modell 3) weitgehend übereinstimmen. In **Abbildung 65** wird die modellierte Dichte (Modell 2 und Modell 3) um 0.05 kg/m<sup>3</sup> verringert. Alle drei Modelle stimmen nun stationär gut überein. Die Differenz aus Zylinderfüllung und HFM-Massenwert ergibt im unteren Lastbereich (Zeit vor der Laständerung) allerdings gegenüber den Modellen tendenziell geringere AGR-Massen. Bezieht man die Modellbildung der AGR-Raten und deren Ergebnis (**Abbildung 60**) in die Betrachtung mit ein, verdichtet sich der Eindruck, dass für die Abweichungen im niedrigen Lastbereich (vor der Laständerung) ein geringer Fehler in der Dichte verantwortlich ist. Dieser Fehler kann nicht durch eine bessere Regression der empirischen Modelle behoben werden, da die Abweichungen im Vergleich zu den absoluten Werten zu klein sind. Der Ladedruck ist ein weiterer Einflussfaktor bei der Bestimmung der absoluten Abgasrückführmasse. Trotz der relativ hohen Abweichungen des Ladedruckmodells im oberen Lastbereich (nach dem Lastsprung) erscheinen die resultierenden AGR-Raten und –Massen jedoch plausibel, so dass eine stationäre Messung von Ladedruck und Mischungstemperatur zur Klärung erforderlich wäre. Zur endgültigen Bewertung der verschiedenen Modellansätze ist es zudem unbedingt erforderlich, den Abgasrückführmassenstrom direkt messen zu können.

---

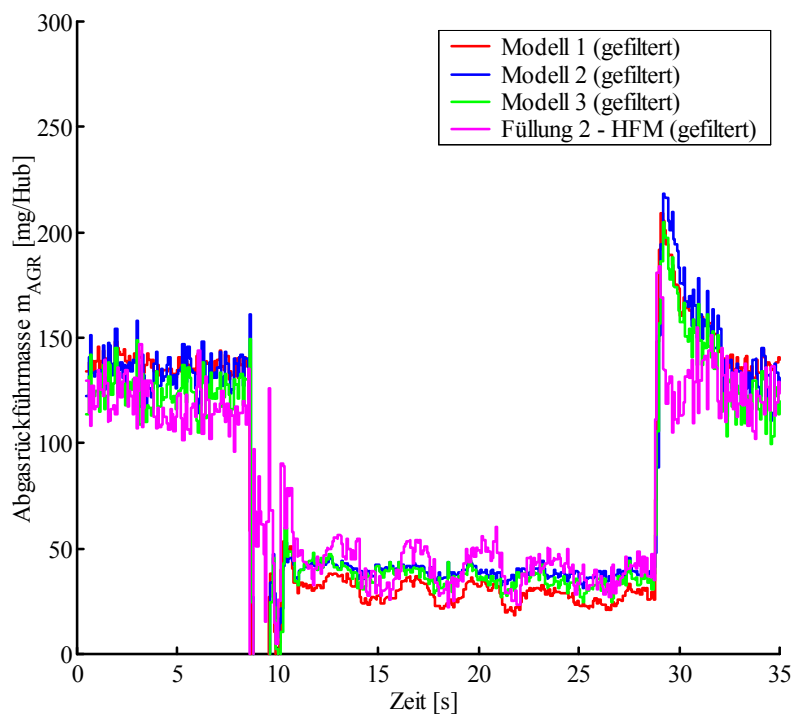
<sup>44</sup> Zur besseren Darstellung werden alle Signale numerisch gefiltert dargestellt.



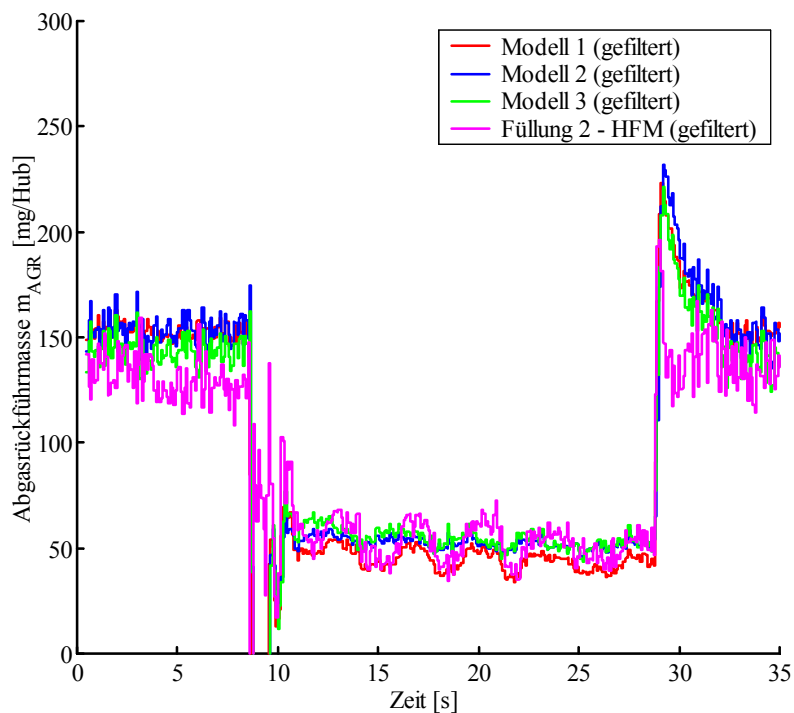
**Abbildung 62:** Verlauf der AGR-Masse je Arbeitsspiel verschiedener Abgasrückführmodelle für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$  min<sup>-1</sup>



**Abbildung 63:** Verlauf der AGR-Masse je Arbeitsspiel verschiedener Abgasrückführmodelle für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$  min<sup>-1</sup>

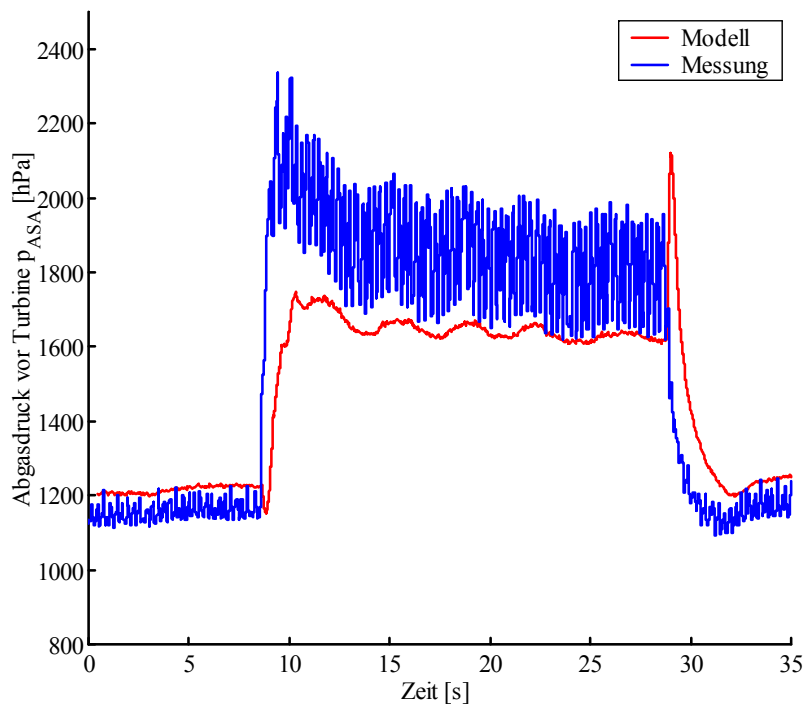


**Abbildung 64:** AGR-Massenverlauf je Arbeitsspiel verschiedener Abgasrückführmodelle für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$  min<sup>-1</sup> und um +35 mg/Hub geänderter HFM-Massenwert



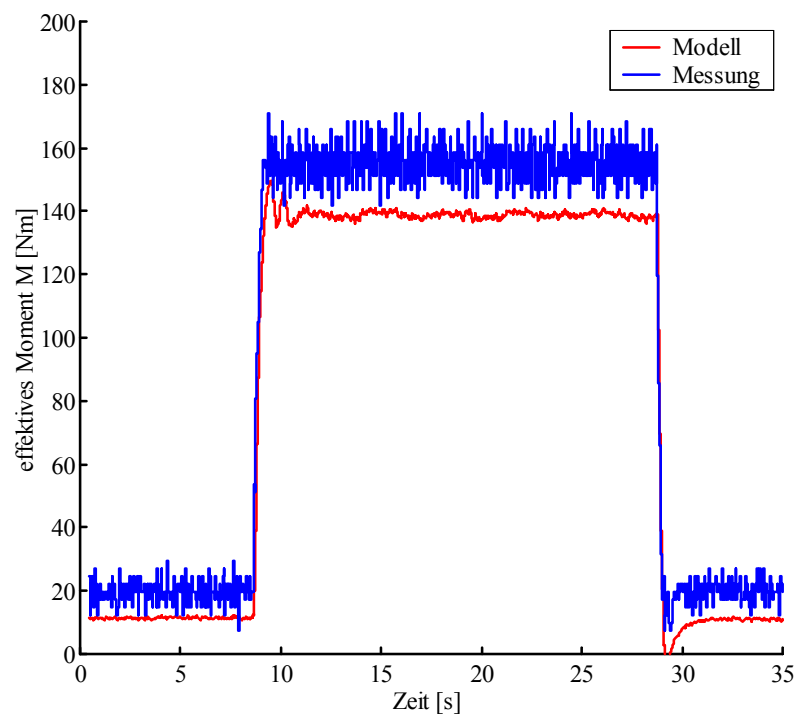
**Abbildung 65:** AGR-Massenverlauf je Arbeitsspiel verschiedener Abgasrückführmodelle für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$  min<sup>-1</sup> und um -0.05 kg/m<sup>3</sup> geänderter Dichte

Der Abgasdruck vor der Turbine bereitet die in Kapitel 8.2.1 ab Seite 105 bei der Modellbildung angedeuteten Schwierigkeiten. Die starken Pulsationen vor der Turbine bewirken, dass schon der Zylinderdruck schwer erfasst werden kann. Das aus gemittelten Daten am Motorprüfstand entstandene Modell bildet dieses Verhalten nicht ab und zeigt sowohl in den dynamischen Übergangsbereichen als auch in der Phase hoher Last (nach erfolgtem Lastsprung) ein deutlich abweichendes Verhalten (siehe **Abbildung 66**).



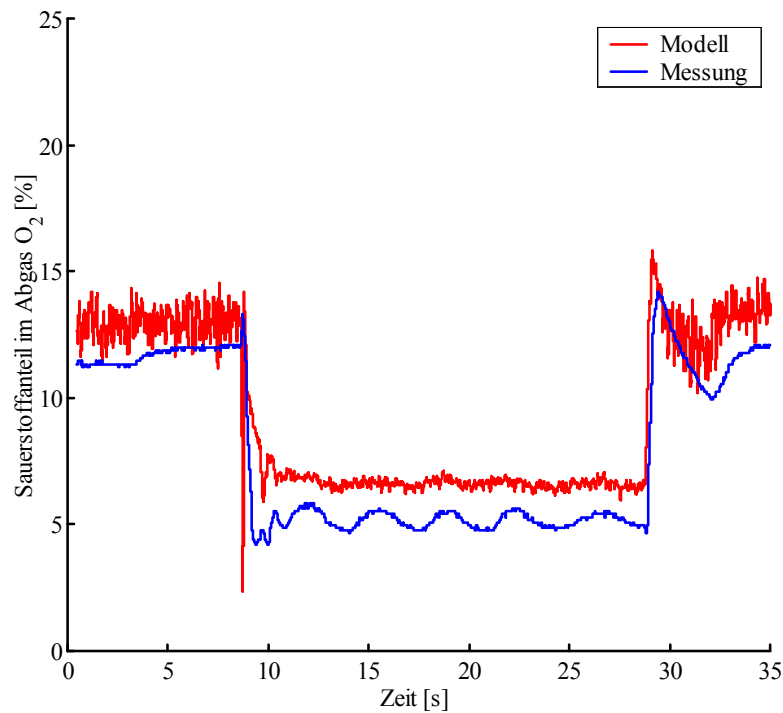
**Abbildung 66:** Abgasdruckverlauf für einen Lastsprung von  $M_e=20 \text{ Nm}$  auf  $155 \text{ Nm}$  bei  $n_{mot}=1700 \text{ min}^{-1}$

**Abbildung 67** zeigt das zeitliche Verhalten des Modells des effektiven Antriebsmomentes nach einem Lastsprung. Der Verlauf des Modells weist deutliche Abweichungen zu der gemessenen Kurve auf. Da das Moment als Wirkung der Verbrennung von vielen Einflussgrößen abhängig ist, muss eine exaktere Modellierung durch zusätzliche Informationen über die Wirkung der Verbrennung angestrebt werden. In vorteilhafter Weise kann dies durch eine physikalische Modellierung auf der Basis des indizierten momentanen Momentes und des kurbelwinkelaufgelösten Drehzahlsignals erfolgen.



**Abbildung 67:** Verlauf des erzeugten Drehmomentes für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$   $\text{min}^{-1}$

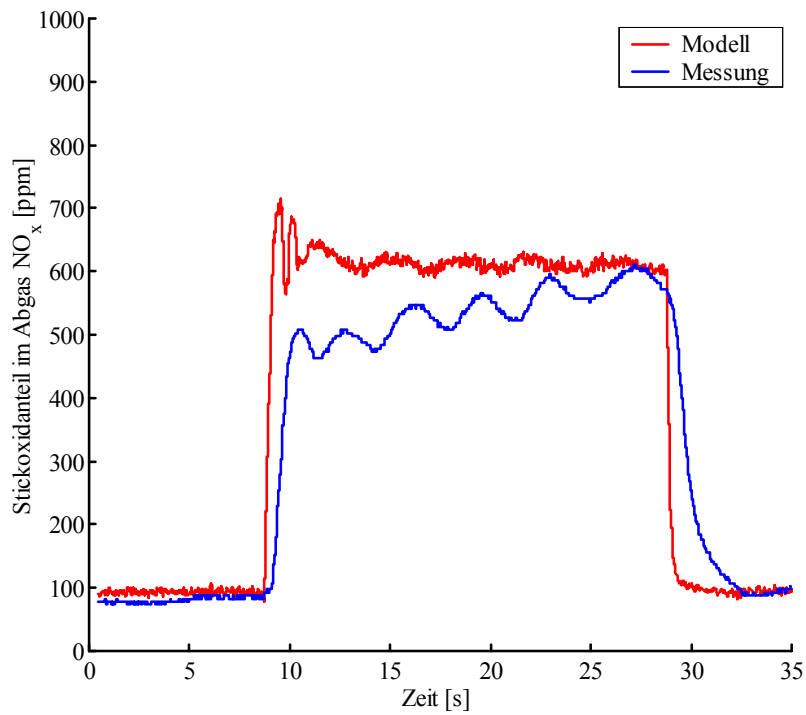
Das Modell für den Sauerstoffanteil im Abgas zeigt in den absoluten Werten geringe Abweichungen von der Messung (**Abbildung 68**). Zieht man in Betracht, dass das Modell auf den gesamten Betriebsbereich des Motors angewendet wird und der dynamische Versuch nicht in die Modellbildung (wie bei allen anderen oben dokumentierten Modellen auch) einbezogen wurde, stellen die absoluten Werte durchaus eine wertvolle Information hinsichtlich der Erkennung von Luftmangelbereichen durch zu hohe Abgasrückführaten dar. Der zeitliche Verlauf weicht (wie auch in den folgenden Modellen) von dem gemessenen ab. Ursache hierfür ist der Einbauort des Sensors in der Abgasanlage hinter der Turbine. Das Modell wird aus Zylinderdruckinformationen gebildet und bezieht sich daher auf die Entstehung der Abgaszusammensetzung. Eine Modellierung des Transportverhaltens ist unter dem Gesichtspunkt einer modellbasierten Beobachtung der Verbrennungswirkung nicht sinnvoll.



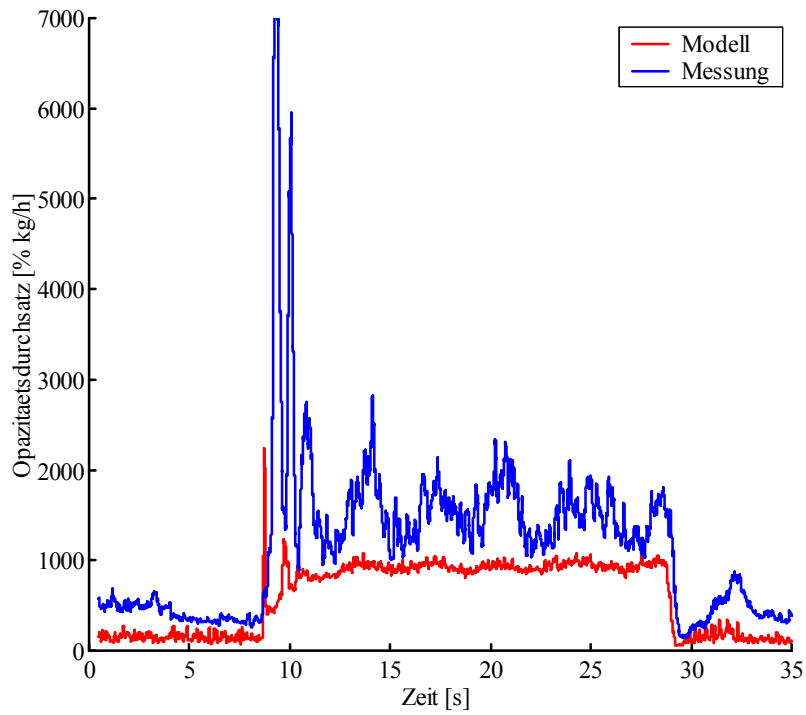
**Abbildung 68:** Verlauf des Sauerstoffanteils im Abgas für einen Lastsprung von  $M_e=20\text{ Nm}$  auf  $155\text{ Nm}$  bei  $n_{\text{mot}}=1700\text{ min}^{-1}$

Analog zu dem vorhergehenden Modell gelten für die Bildung der Stickoxide die gleichen Überlegungen. **Abbildung 69** zeigt eine gute Übereinstimmung in den stationären Werten von Modell und Messung. Das Zeitverhalten des Sensors nach dem Lastsprung ist deutlich zu erkennen. Der langsame Übergang der gemessenen Stickoxide in den neuen Beharrungszustand weist auf instationäre Erwärmungseffekte hin, die mit dem Zylinderdruck nicht erfasst werden können.

Die Opazitätsmessung des Abgases eröffnet die Möglichkeit einer zeitaufgelösten Beobachtung der Partikelemissionen (vgl. Kapitel 9.2 ab Seite 130). Zu dem Transportproblem der oben dokumentierten Abgaszusammensetzungsmodelle addiert sich die Problematik der Anlagerung von Rußpartikeln im Inneren der Abgasanlage. Die Vorgeschichte des Motorverhaltens geht folglich in die Messung der Abgastrübung als unbekannte Größe mit ein. Die dynamische Anregung erzeugt daher deutlich höhere Werte als sie im Stationärbetrieb erreicht würden, so dass das Modell für die Opazität lediglich für eine grobe relative Einschätzung der Partikelemissionen verwendet werden kann. **Abbildung 70** dokumentiert diese Problematik im dynamischen Betrieb.



**Abbildung 69:** Verlauf des Stickoxidanteils im Abgas für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$  min<sup>-1</sup>



**Abbildung 70:** Verlauf des Opazitätsdurchsatzes für einen Lastsprung von  $M_e=20$  Nm auf 155 Nm bei  $n_{mot}=1700$  min<sup>-1</sup>





## 9 Erprobung des Gesamtsystems am Motorprüfstand und im Fahrzeug

### 9.1 Realisierung der Regelungen im Fahrzeug

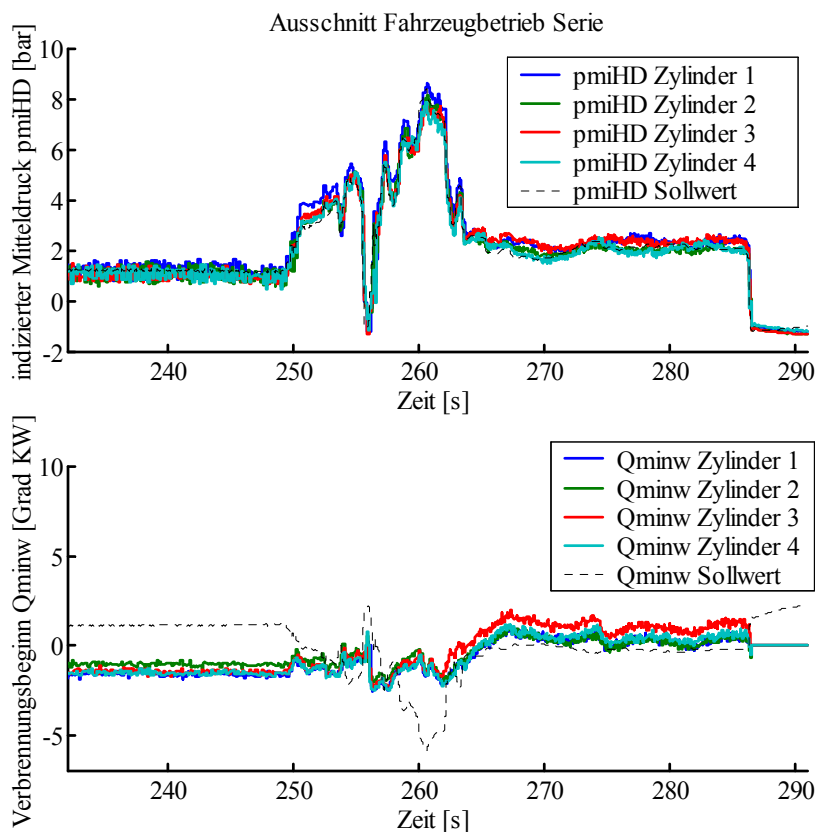
Um die entwickelten Regelungsstrukturen in einem Fahrzeug zu untersuchen, wurde ein Passat Variant (KG5-ZK5, 4 x OPTRAND GK1, 5-Gang Handschaltung) mit dem Winkelmarkengeber und dem Rapid-Prototyping-System mit VME-DZA ausgerüstet. Es bestehen somit die gleichen Eingriffsmöglichkeiten wie am Motorprüfstand, das heißt, die Regelung der Verbrennungskenngrößen kann komplett in der Entwicklungsumgebung von ASCET-SD durchgeführt werden.

Folgende Betriebsarten wurden für die Untersuchungen unterschieden:

- Serienbetrieb  
Betrieb des Fahrzeuges mit Serienbedatung und Kenngrößenerfassung
- Regelung ohne Verbrennungsschwerpunktlage (Q50w)-Adaption  
Betrieb des Fahrzeuges mit *pmiHD*- und Verbrennungsbeginnregelung, wobei die Sollwerte die Serienbedatung so weit wie möglich wiedergeben sollen
- Regelung mit Verbrennungsschwerpunktlage (Q50w)-Adaption  
Betrieb des Fahrzeuges mit *pmiHD*- und Verbrennungsbeginnregelung sowie Verbrennungslageadaption (Stand 1 vgl. **Tabelle 13** auf Seite 131). Die Verbrennungslageadaption ist aus der Optimierung der Rohemissionen (NO<sub>x</sub> und Partikel) am Motorprüfstand in nur vier Lastpunkten entstanden. Die Verbrennungslageregelung wird in diesen Bereichen stetig eingeblendet. Der Adaptionegrad ist zur Illustration sehr hoch gewählt, um die Dynamik der Lageadaption zu zeigen

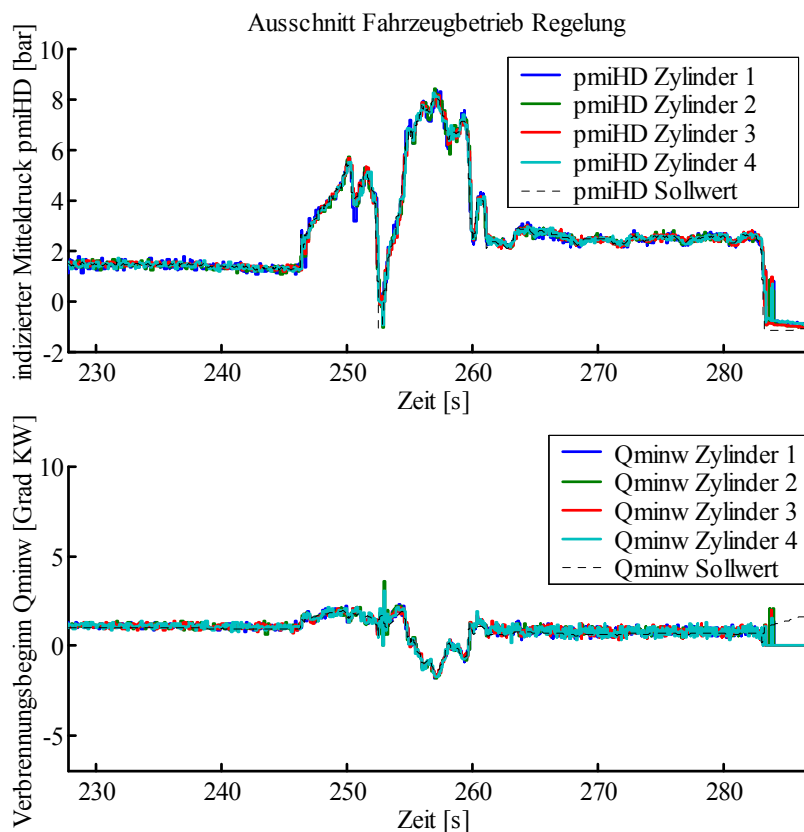
Der konventionelle ‚Serienbetrieb‘ wird durch Softwareschalter sichergestellt. Die vom Steuergerät empfangenen Einspritzparameter werden in dieser Betriebsart wieder zum Motorsteuergerät zurückgesendet. Damit kann zu jeder Zeit das Motorverhalten bei aktiver Regelung und im Serienbetrieb verglichen werden. Im Serienbetrieb stehen zudem die Kenngrößen der Zylinderdruckauswertung zur Verfügung.

Anhand eines Ausschnittes aus einem MVEG-Zyklus, der mit dem Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand gefahren wurde, soll die Arbeitsweise der Regelungen dargestellt werden. **Abbildung 71** zeigt die Verbrennungskennwerte indizierter Mitteldruck ( $p_{miHD}$ ) und Verbrennungsbeginn ( $Q_{minw}$ ) in einem Ausschnitt aus dem Serienbetrieb. Man erkennt, dass die aus den Druckmessungen hervorgehenden indizierten Mitteldrücke der einzelnen Zylinder geringfügig voneinander abweichen und dem (in dieser Betriebsart unwirksamen) Sollwert der  $p_{miHD}$ -Regelung sehr gut entsprechen. Die Verbrennungsbeginne der verschiedenen Zylinder weichen stärker voneinander ab, wobei durch Vergleich der Stationärphasen erkennbar wird, dass es sich hierbei nicht um zylinderspezifische systematische Abweichungen handelt. Der Sollwert des Verbrennungsbeginns weicht von den gemessenen Verbrennungsbeginn ab. Dieses ist nicht zu vermeiden, da für die Sollwertbildung im Seriensteuergerät einige Korrekturen aktiv werden, die am Motorprüfstand zur Formulierung der Sollwerte nur schwer nachzubilden sind. In der Schubphase am Ende des Ausschnittes werden die Verbrennungsbeginnennwerte ausgeblendet, da keine Verbrennung auftritt.



**Abbildung 71:** Ausschnitt Fahrzeugbetrieb Serie

**Abbildung 72** zeigt den gleichen Ausschnitt des MVEG-Zyklus<sup>45</sup> bei Betrieb mit der neuen Regelungsstruktur, jedoch ohne  $Q50w$ -Adaption. Die Regelungen können über die Einspritzparameter die empfangenen Kennwerte einregeln. Dieses illustriert zum einen die richtige Wahl und korrekte Auswertung der Kennwerte, zum anderen die stabile Auslegung der Reglerparameter und die hohe Dynamik der Regelungen. Die arbeitsspielaufgelöste Regelung erzwingt zudem in allen Betriebsbereichen die Gleichstellung der Zylinder, wodurch eine Laufruhebewertung anhand der Drehzahlauswertung überflüssig wird. Bei den Übergängen in den Schubbetrieb (bei 252 s und 282 s) erzwingt das Motorsteuergerät die Abschaltung der Einspritzung, was zu einem kurzzeitigen Hin- und Herschalten zwischen Regelung und Schub führt<sup>45</sup>.

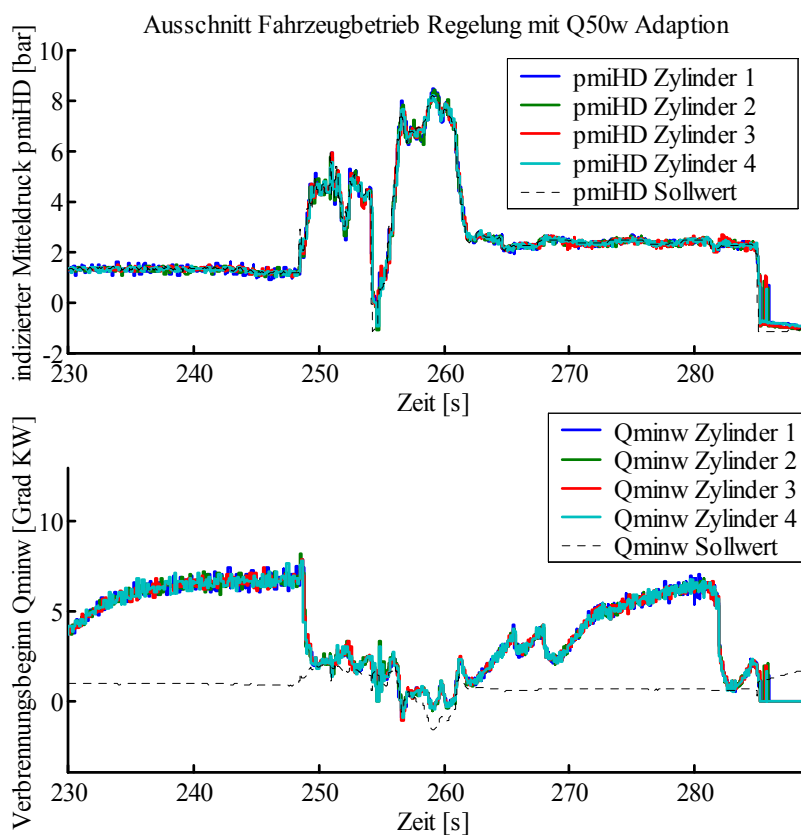


**Abbildung 72:** Ausschnitt Fahrzeugbetrieb Regelung indizierter Mitteldruck und Verbrennungsbeginn

**Abbildung 73** zeigt schließlich das Verhalten der neuen Regelungen mit aktiver Verbrennungslageadaption. Die Regelung des indizierten Mitteldruckes wird nicht durch die

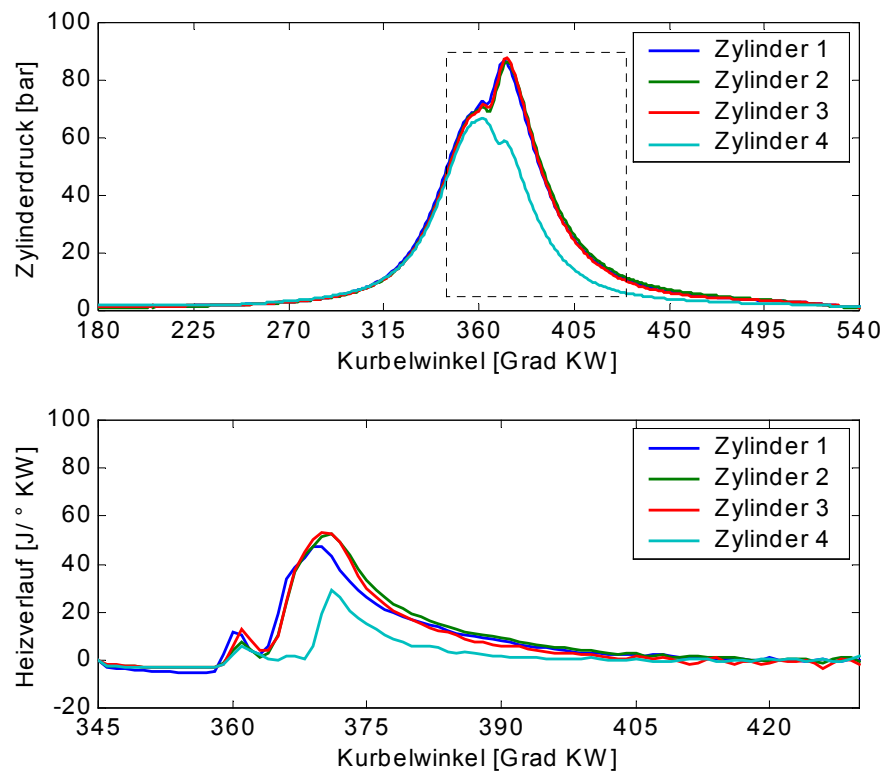
<sup>45</sup> Dieses ist durch die Sicherheitsstruktur des Steuergerätes vorgegeben. Verringert werden kann diese Phase dadurch, dass der Schubbetrieb im Steuergerät und im RPS möglichst gleichzeitig erkannt wird. Eine Beeinträchtigung des Fahrempfindens ist in diesen Phasen allerdings nicht spürbar.

Verbrennungslageadaption beeinflusst. In den stationären Phasen des Ausschnittes wird durch die aktive Verbrennungslageadaption der Verbrennungsbeginnswert aller Zylinder nach spät verschoben (eingezeichnet ist der Verbrennungsbeginnswert ohne die Sollwertkorrektur durch die Verbrennungslageregelung, vgl. **Abbildung 38** auf Seite 82). In den dynamischen Übergängen (Beschleunigung ab 249 s) wird die Verbrennungslageregelung erneut initialisiert. Des Weiteren ist in den Endphasen der Adaption eine höhere zyklische Abweichung der Verbrennungsbeginne erkennbar. Hierdurch wird illustriert, dass der erlaubte Adaptionsgrad durch eine Verbrennungsstabilitätserkennung begrenzt werden muss (vgl. **Abbildung 37** auf Seite 81). Es steht außer Frage, dass die Verbrennungsbeginnswerte bereits um ungefähr 3 Grad KW nach spät verschoben werden müssten, um die Wirkung des Verbrennungslagereglers zu verringern. In dieser gewählten Applikation kann jedoch das Konzept der Verbrennungslageadaption klarer dargestellt werden. Zu ergänzen ist des Weiteren, dass, bei Motoren mit untereinander abweichenden Einspritzsystemen (z. B. Entwicklungsmotoren oder verstimmte Pumpe-Düse-Elemente), die Verbrennungsbeginnswerte der einzelnen Zylinder voneinander abweichen müssen, damit alle Zylinder die gleiche Verbrennungslage erreichen.



**Abbildung 73:** Ausschnitt Fahrzeugbetrieb Regelung indizierter Mitteldruck und Verbrennungsbeginn mit aktiver Verbrennungslageadaption

Die Robustheit des dargestellten Regelungskonzeptes sowie die Vorteile einer Regelungsstrategie zur Diagnose des Einspritzsystems können im seriennahen Fahrzeugbetrieb nicht deutlich genug illustriert werden. Daher wurde am Motorprüfstand ein Motor aufgebaut, bei dem in einem Zylinder (Zylinder 4) ein PD-Element verbaut wurde, welches künstlich mechanisch so stark verändert wurde, dass es für einen Serieneinsatz unter keinen Umständen in Frage käme. Anhand eines Arbeitspunktes ( $1200 \text{ min}^{-1}$ ,  $\approx 120 \text{ Nm}$ ) soll die Wirkungsweise der Regelung sowie der Vorsteueradaption erläutert werden. **Abbildung 74** zeigt zunächst die Zylinderdruckverläufe und die Heizverläufe bei herkömmlicher gesteuerter Verbrennung. Die Einspritzparameter sind dabei für alle Zylinder gleich.

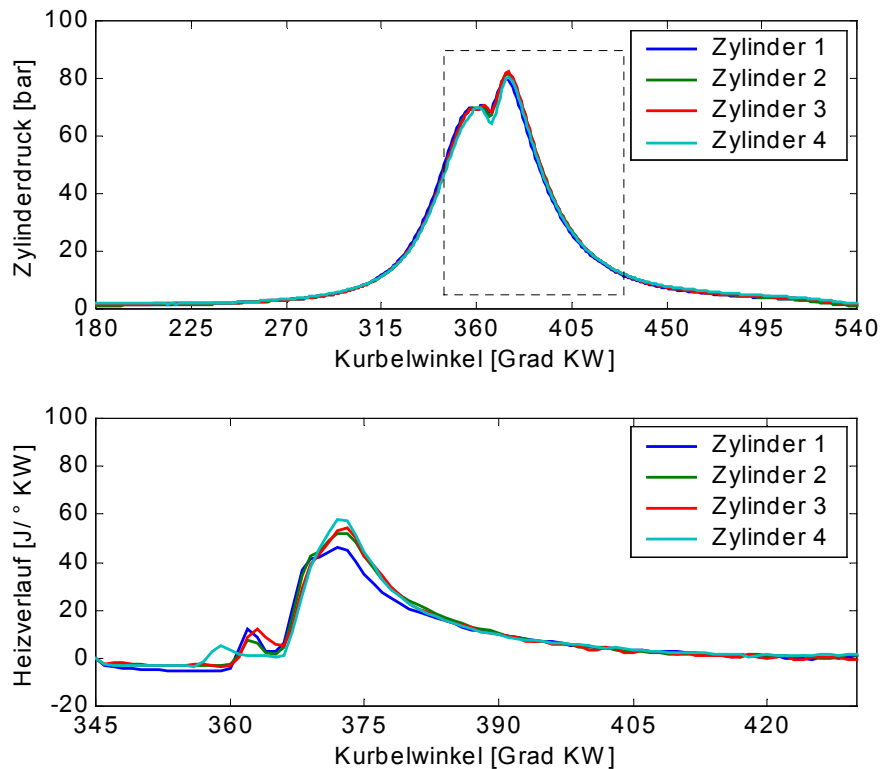


**Abbildung 74:** Zylinderdruck- und Heizverlauf bei gesteuerter Einspritzung am Motorprüfstand mit einer künstlichen Verstimmung eines der 4 Einspritzelemente

Man erkennt, dass das verstimmte Element im Zylinder 4 einen längeren Abstand zwischen Voreinspritzung und Haupteinspritzung aufweist. Da die Förderdauer für alle Zylinder gleich ist, reicht die eingespritzte Kraftstoffmenge im Zylinder 4 nicht aus, um zu den anderen Zylindern vergleichbares Moment zu erzeugen.

Bei aktiver Regelung der Verbrennungslage und des indizierten Mitteldruckes hingegen sind sowohl die Zylinderdruckverläufe als auch die Verbrennungslagen gleichgestellt (**Abbildung 75**).

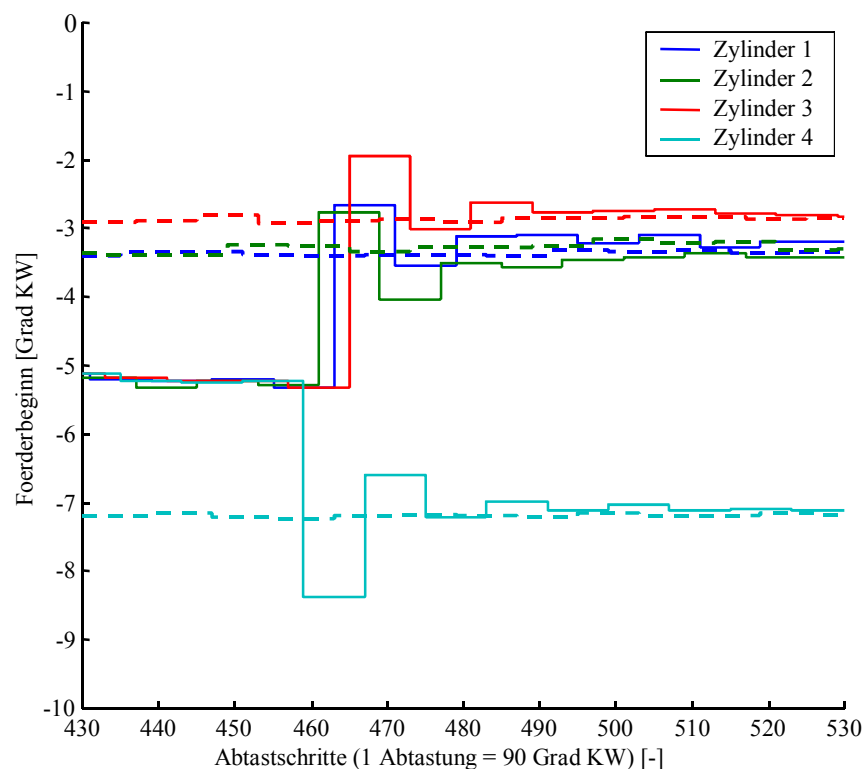
Die mechanische Veränderung der Einspritzcharakteristik für den Zylinder 4 vermag die Regelung selbstverständlich nicht auszugleichen. Sie hat aber zur Verbesserung des gestörten Verbrennungsverhaltens die Vorverbrennung für diesen Zylinder nach früh verlagert.



**Abbildung 75:** Zylinderdruck- und Heizverlauf bei aktiver Verbrennungsregelung am Motorprüfstand mit einer künstlichen Verstimmung eines der 4 Einspritzelemente

Am Beispiel des Förderbeginns soll der Vorgang der Regelungsaktivierung dargestellt und auf die Adaption der Vorsteuerung eingegangen werden. **Abbildung 76** zeigt die eingestellten Förderbeginne (durchgezogen) der vier Zylinder während der Aktivierung der Regelungen (Versuch 1) sowie die Förderbeginne (gestrichelt) bei reiner Vorsteuerung (Versuch 2). Es ist zu beobachten, dass der Zylinder 4 durch die Regelung einen abweichenden stationären Wert des Förderbeginns zugewiesen bekommt und somit in der Verbrennungslage den anderen Zylindern gleichgestellt wird. Die Dynamik des Regelvorganges ist sehr schnell, da innerhalb von nur drei Arbeitsspielen der Förderbeginn der jeweiligen Zylinder den neuen stationären Zustand erreicht hat. Dieses Verhalten begründet sich in der bereits erfolgten Adaption der Vorsteuererkennfelder (vgl. **Abbildung 36** auf Seite 80 und **Abbildung 38** auf Seite 82). An den gestrichelten Kurven ist die unterschiedliche Vorsteuerung der einzelnen Zylinder zu erkennen. Der Grad der Adaption des

Zylinder 4 weicht deutlich von dem der anderen drei Zylinder ab (gemeinsamer Vorsteuerwert ist  $-1.0$  Grad KW<sup>46</sup>). An diesem Beispiel werden die wesentlichen Vorteile der adaptierten Vorsteuerung deutlich. Eine einfache und ungenaue Bedatung der gemeinsamen Vorsteuerungskennfelder reicht für den Betrieb des Motors aus. Die Adaption der Vorsteuerung entlastet die Regelungen und passt die Vorsteuerung während des Betriebes für jeden Zylinder separat an. Ein über der Lebensdauer des Motors sich änderndes Einspritzverhalten hat somit keinen Einfluss auf die hervorragende Regelung der Verbrennungskenngrößen. Eine schleichende Veränderung in der Einspritzcharakteristik eines einzelnen Zylinders kann in dieser Struktur sowohl ausgeregelt als auch sehr früh diagnostiziert werden.



**Abbildung 76:** Förderbeginne bei Aktivierung der Verbrennungsregelung (Volllinien) gegenüber dem Betrieb mit adaptierter Vorsteuerung (gestrichelt) am Motorprüfstand mit einer künstlichen Verstimmung eines der 4 Einspritzelemente

<sup>46</sup> Der Beginn der Vorverbrennung liegt bei  $\approx 1$  Grad KW (aus **Abbildung 75** auf Seite 128) und der entsprechende Vorsteuerwert (aus **Abbildung 30** auf Seite 74) bei  $1200 \text{ min}^{-1}$  damit bei  $\approx -1.0$  Grad KW

## 9.2 Untersuchung des Emissionsverbesserungspotenzials durch die Verbrennungsregelung

Das Emissionsverhalten des Motors bei aktiver Verbrennungsregelung wird anhand von dynamischen Versuchen am Motor- und am Rollenprüfstand verdeutlicht. Für den Dieselmotor ist die Emission von Partikeln und Stickoxiden entscheidend. Leider hat eine Verbesserung der einen Größe eine Verschlechterung der andern zur Folge (NO<sub>x</sub>-Partikel-Tradeoff vgl. /53/). Daher gilt es zu bewerten, inwieweit ein auf Zylinderdrucksensoren basierendes Motormanagementverfahren das Emissionsverhalten verbessern kann.

### 9.2.1 Emissionsergebnisse am Motorprüfstand

Am Motorprüfstand wird die Kurbelgehäuse-Zylinderkopf-Kombination KG4-ZK6 mit OPTRAND Drucksensoren vom Typ OPTRAND GK1 eingesetzt. Zur Abgasanalyse stehen ein kontinuierlicher NO<sub>x</sub>-Sensor (Firma NGK Europe<sup>47</sup>) und ein Opazimeter der Firma AVL List GmbH (vgl. /52/) zur Verfügung. Um eine Aussage über den Partikelaustritt zu erhalten, wird die Opazität durch empirische Modelle in eine Rußzahl und einen Partikelmassenstrom umgerechnet. Dazu wird aus stationären Messungen, bei denen sowohl Opazität und Rußzahl (FSN vgl. /54/) gemessen werden, ein Regressionsmodell für die Rußzahl in Abhängigkeit von der Opazität und vom Frischluftmassenstrom gebildet:

$$FSN_{AVL} = f(O_{AVL}, \dot{m}_{HFM}) . \quad (9.1)$$

Anschließend wird die Rußzahl mit einer empirischen Formel unter Verwendung der Umgebungstemperatur  $T_{amb}$  in Grad C und des Umgebungsdruckes  $p_{amb}$  in einen Partikelmassenstrom umgerechnet (vgl. /55/):

$$\dot{m}_{part} = \frac{3,504948 \cdot FSN_{AVL} \cdot e^{0,38 \cdot FSN_{AVL}} \cdot \dot{m}_{HFM} \cdot T_{amb}}{p_{amb}} . \quad (9.2)$$

**Tabelle 13** zeigt die im Folgenden betrachteten Applikationsvarianten. Ausgehend von der Basisapplikation der Verbrennungsregelung wird mit den verschiedenen Varianten durch

---

<sup>47</sup> siehe auch unter <http://www.ngk-e.de> (23.07.2001)

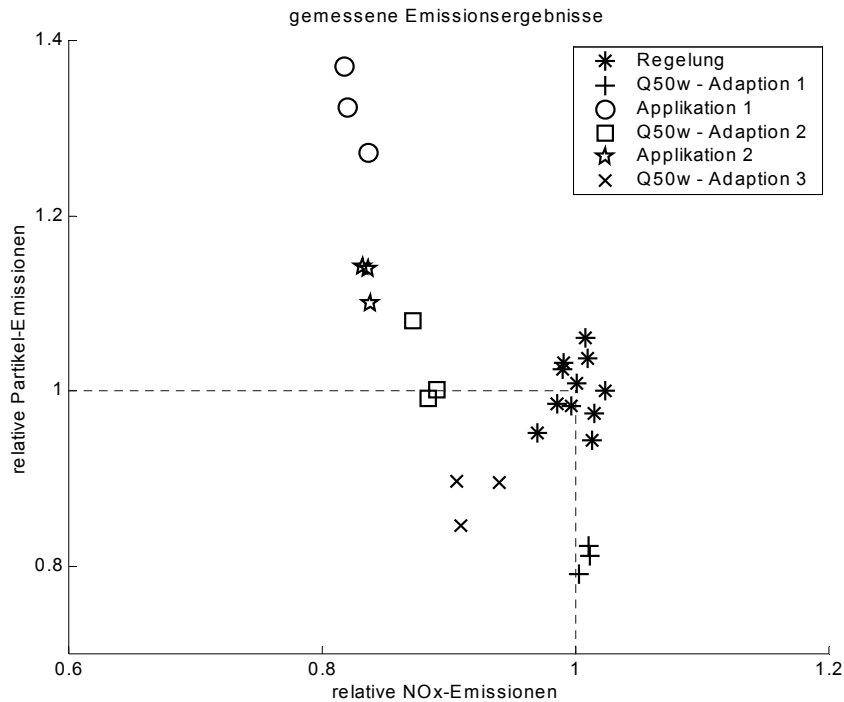


Anpassung der Abgasrückführung und durch Optimierung der Verbrennungslage das Emissionsverhalten untersucht.

<b>Bezeichnung</b>	<b>Anpassung</b>
Serie	Serienstand konventionelle Steuerung
Regelung	Basisapplikation Verbrennungsregelung
Applikation 1	starke Erhöhung der Abgasrückführung
Applikation 2	moderate Erhöhung der Abgasrückführung
Q50w -Applikation 1	Q50w - Optimierung an 4 Betriebspunkten AQ50-Adaption nur im optimierten Bereich aktiv
Q50w -Applikation 2	Q50w - Optimierung an 6 Betriebspunkten mit starkem Gewicht auf die Reduktion der NO <sub>x</sub> -Emissionen AQ50-Adaption nur im optimierten Bereich aktiv
Q50w -Applikation 3	Q50w - Optimierung an 6 Betriebspunkten AQ50-Adaption immer aktiv (modellbasierte Applikation)

**Tabelle 13:** Übersicht über die verschiedenen untersuchten Applikationsvarianten

**Abbildung 77** zeigt für die verschiedenen Applikationen die aus den Abgasanalysen abgeleiteten Emissionswerte. Die herkömmliche Steuerung (Serie) wird zunächst nicht in die Betrachtung einbezogen. Die unterschiedlichen Strukturen der Sollwertbildung für die Serie (basiert auf der Einspritzmenge) und die Verbrennungsregelung (basiert auf dem effektiven Antriebsmoment) bewirken, dass am Motorprüfstand die Fahrkurven beider Konfigurationen nicht exakt übereinstimmen. Am Rollenprüfstand (vgl. Kapitel 9.2.2) gewährleistet der Prüfstandsfahrer, dass die Fahrkurven eingehalten werden. Die Ergebnisse in **Abbildung 77** und **Abbildung 78** werden auf den Mittelwert der Messungen bezogen, die im Regelungsbetrieb ermittelt wurden. Man erkennt, dass durch die Ungenauigkeiten in der Abgasmesstechnik die Ergebnisse der Wiederholmessungen streuen, eine prinzipielle Bewertung der Applikation jedoch möglich ist. So reduziert die erste Stufe der *Q50w*-Adaption vor allem die Partikel, und die AGR-Erhöhung der Applikation 1 die NO<sub>x</sub>-Emissionen. Das zeigt, dass mit diesem Werkzeug und der kontinuierlichen Abgasmesstechnik der Einfluss grundlegender Variationen in der Applikation am betriebswarmen Motor mit geringem Aufwand am Motorprüfstand untersucht werden kann.



**Abbildung 77:** Emissionsergebnisse aus der kontinuierlichen Abgasmessung am Motorprüfstand

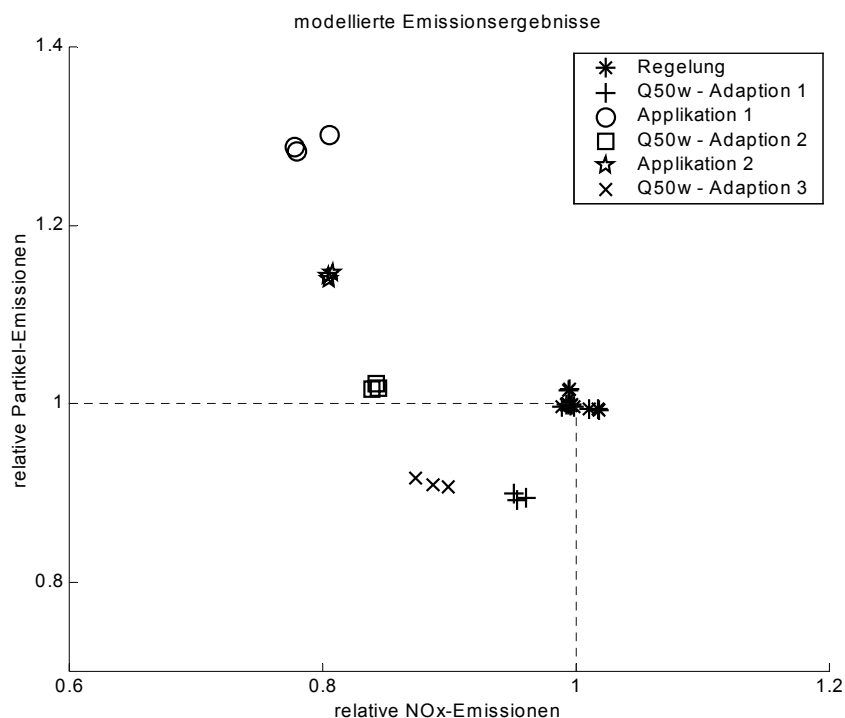
Da bei den Prüfstandsversuchen alle Eingangsgrößen der verschiedenen Regelungen des Motors mitgemessen wurden, können die Emissionsergebnisse durch Modelle hochgerechnet werden. Zu diesem Zweck werden aus einem stationären Versuch Modelle für die relevanten Abgasemissionen gebildet (DoE-Versuchsplan). Eingangsgrößen sind hierbei die Motordrehzahl, der indizierte Mitteldruck, der Verbrennungsbeginn, der Frischluftmassenstrom und der Ladedruck.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Part} &= f(n_{mot}, p_{mi-HD}, Q_{minw}, \dot{m}_{HFM}, p_{ELS}), \\ \dot{m}_{NOx} &= f(n_{mot}, p_{mi-HD}, Q_{minw}, \dot{m}_{HFM}, p_{ELS}). \end{aligned} \quad (9.3)$$

Bei der Formulierung des Modells für den Partikelmassenstrom aus stationären Versuchen wird hierbei direkt aus der Rußzahl der Partikelmassenstrom (vgl. Gleichung 9.2) ermittelt, das heißt, dass die Opazität nicht in dieses Modell eingeht.

**Abbildung 78** zeigt die Resultate der Modellrechnung für die am Motorprüfstand gefahrenen Versuche bezogen auf den Mittelwert der im Regelungsbetrieb ermittelten Ergebnisse. Erwartungsgemäß reduzieren sich die Streuungen in den einzelnen Versuchskonfigurationen durch die Modellrechnung, da die Einstellgrößen im Motorsteuergerät einfacher zu reproduzieren sind als die Abgasmessergebnisse. Die prinzipiellen Zusammenhänge entsprechen den in **Abbildung 77** dargestellten Ergebnissen. Die Mittelwerte für die relativen  $NO_x$ -Emissionen für den Referenzpunkt weichen im absoluten Ergebnis um 2% ab, die Mittelwerte für die relativen

Partikelemissionen um 40%. Die Modellierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen ist daher für eine Optimierung der Absolutwerte geeignet, die unterschiedlichen Modellansätze für den Partikelmassenstrom verbieten dagegen eine Aussage über den absoluten Wert. Bemerkenswert sind jedoch die guten Übereinstimmungen bei der relativen Betrachtung der Ergebnisse. Mit den gegebenen Modellen kann daher eine Optimierung des Emissionsverhaltens durchgeführt werden (Resultat ist die  $Q50w$ -Adaption 3). Die Kombination von dynamischen Prüfstandsmessungen und modellbasierter Optimierung erschließt somit ein hohes Potenzial in der Motorenapplikation.



**Abbildung 78:** Emissionsergebnisse aus Modellrechnungen für die Versuche am Motorprüfstand

## 9.2.2 Emissionsergebnisse am Rollenprüfstand

Ausschlaggebend für die Bewertung der Emissionen der angewendeten Regelungsverfahren ist jedoch das Ergebnis der Rollenprüfstandsmessung mit dem Fahrzeug. Es wurden Kaltstart-MVEG-Zyklen für die verschiedenen Applikationen durchgeführt. Hierfür musste das Fahrzeug über Nacht konditioniert werden, was einen hohen Zeitaufwand erforderte. Deshalb wurden nur ausgewählte Applikationsstände am Rollenprüfstand überprüft. Regelmäßig wurde das Fahrzeug zudem im Serienbetrieb vermessen, um die Streuung der Versuche zu vergleichen.

**Abbildung 79** zeigt das auf den Mittelwert des geregelten Betriebes bezogene Abgastestergebnis des MVEG-Zyklus<sup>4</sup>. Beim Vergleich von Serien- und Regelungsbetrieb ist zunächst erkennbar,

dass der Regelungsbetrieb das Ziel erfüllt, den Serienbetrieb abzubilden. Des Weiteren ist eine moderate Verbesserung des Regelungsbetriebes sowie eine deutliche Tendenz<sup>48</sup> zur Einengung des Streubereichs gegenüber dem Serienbetrieb erkennbar (vgl. **Tabelle 14**). Die beiden Applikationsvariationen der Verbrennungslageadaption zeigen die am Motorprüfstand ermittelten Tendenzen der Emissionsverbesserung. Durch die Regelung der Verbrennung kann die Optimierung der Steuergerätebedatung hinsichtlich der Schadstoffemissionen beschleunigt und vereinfacht werden. Zudem kann die Auslegung so erfolgen, dass der Motor näher an der Stabilitätsgrenze der Verbrennung betrieben wird. Dabei müssen auch weitere Kriterien, nämlich die HC- und CO-Emissionen und der Kraftstoffverbrauch berücksichtigt werden. Man erkennt in **Tabelle 14**, dass die Adaptionen gegenüber der Serienapplikation die HC- und CO-Emissionen erhöhen. Verglichen mit den absoluten Grenzwerten für die kommenden Abgasvorschriften (EU4 vgl. /56/), sind die größten absoluten Werte der untersuchten Applikationen für CO ( $\approx 40\%$  vom Grenzwert EU4) und HC ( $\approx 91\%$  vom Grenzwert EU4) jedoch immer noch unkritisch. NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionen liegen für das vorliegende Konzept zwischen EU3 und EU4. Es ist daher festzustellen, dass mit einem auf Zylinderdruck basierendem Motormanagement in sehr kurzer Zeit eine verbesserte Applikation des Motorsteuergerätes und eine Verbesserung des Abgastestergebnisses erfolgen kann. Höhere Einsparpotenziale können durch eine weitere Verbesserung des Brennverfahrens erreicht werden. Die Einengung der Streuungen kann dazu beitragen, ein Motorkonzept im Grenzbereich einer neuen Abgasstufe in diese zu überführen.

	<i>Serie</i>	<i>Regelung</i>	<i>Q50w - Adaption 1</i>	<i>Q50w - Adaption 3</i>
Änderung der NO <sub>x</sub> -Emissionen bezogen auf die Serienapplikation in %	+0.0%	-1.4%	-3.3%	-12.3%
Änderung der Partikel-Emissionen bezogen auf die Serienapplikation in %	+0.0%	-2.3%	-15.3%	-4.6%
Streubereich der NO <sub>x</sub> -Emissionen bezogen auf die jeweilige Applikation in %	+10.7%	+5.6%	+2.1%	+8.3%
Streubereich der Partikel-Emissionen bezogen auf die jeweilige Applikation in %	+22.8%	+6.7%	+7.7%	+6.8%
Änderung der CO-Emissionen bezogen auf die Serienapplikation in %	+0.0%	-4.1%	+36.8%	+57.1%
Änderung der HC-Emissionen bezogen auf die Serienapplikation in %	+0.0%	+27.5%	+71.3%	+85.0%
Änderung des Verbrauchs bezogen auf die Serienapplikation in %	+0.0%	-1.3%	-0.7%	-2.3%

**Tabelle 14:** Ergänzende Ergebnisse des MVEG-Zyklus am Rollenprüfstand

<sup>48</sup> Für eine statistische Auswertung ist die Anzahl der Wiederholmessungen zu gering. Der Vergleich von Serienbetrieb und Regelungsbetrieb zeigt, dass bei einer vergleichbaren Applikation der Streubereich der NO<sub>x</sub>- und der Partikelemissionen mindestens halbiert wurde (vgl. **Tabelle 14**).

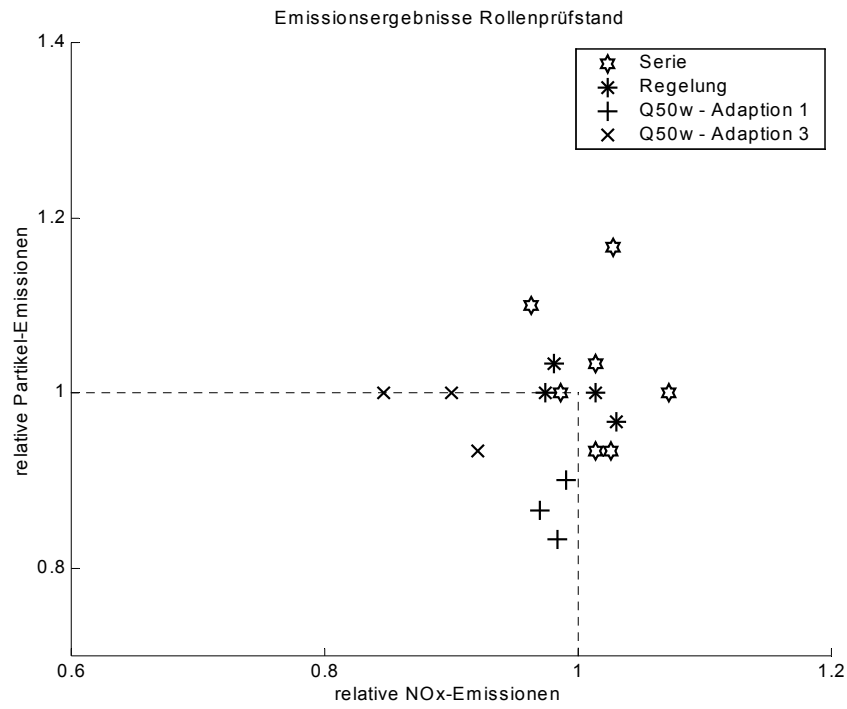


Abbildung 79: Emissionsergebnisse des MVEG-Zyklus am Rollenprüfstand



## 10 Zusammenfassung

Schwerpunkt der Arbeit ist die Entwicklung eines neuartigen Motormanagements auf der Grundlage des Zylinderdrucks für einen ausgewählten PKW-Dieselmotor sowie die Erprobung dieses Motorsteuerungssystems am Motorprüfstand und im Fahrzeug. Ein wesentliches Merkmal dieses zylinderdruckbasierten Motormanagements ist, dass die Umsetzung der Fahrpedalstellung in ein Antriebsmoment nicht wie in herkömmlicher Weise über eine reine Steuerungskette, sondern mit einer unterlagerten Verbrennungsregelung erfolgt. Dabei wird von jedem Zylinder der Druckverlauf erfasst und in eine geeignete Kenngröße (Mitteldruck, Verbrennungsbeginn, -schwerpunkt) überführt, die dann als Regelgröße in einem zylinderindividuellen Regler zu einem Einspritzparameter als Stellgröße speziell für diesen Zylinder verarbeitet wird. Bei dem ausgewählten PKW-Dieselmotor wird jeweils in zwei getrennten Regelkreisen ein und desselben Zylinders einerseits die Energiewandlung zur Erzeugung des Antriebsmomentes über den indizierten Mitteldruck und andererseits die Verbrennungslage über den Verbrennungsbeginn geregelt. Alle Zylinder werden hinsichtlich ihres Momentenbeitrages und ihrer Verbrennungslage gleichgestellt. Die neue Verbrennungsregelung erfolgt arbeitsspielaufgelöst, wodurch ein gutes dynamisches Führungsverhalten realisiert wird.

Die Verknüpfung von Zylinderdruckkenngrößen in empirischen Modellen zur Beschreibung der Qualität der Verbrennung und des Gaszustandes in der Motorperipherie ermöglicht es zudem, entscheidende neue Modellgrößen des Motors kontinuierlich zu erfassen und zur Regelung der Abgasrückführung und des Ladedruckes sowie für eine umfassende Diagnose zu nutzen. Es ist davon auszugehen, dass sich damit weitere Potenziale zur Emissionsreduzierung erschließen lassen.

Als Ergebnis dieser Arbeit steht ein Prototyp-Fahrzeug zur Verfügung, mit dem das neu entwickelte zylinderdruckbasierte Motormanagement für PKW-Dieselmotoren im Fahrbetrieb erprobt und mit der konventionellen Motorsteuerung verglichen werden kann. Das Prototyp-Fahrzeug verfügt über ein dem Serienbetrieb vergleichbares Fahrverhalten hinsichtlich des Fahrkomforts (Fahrbarkeit, Ansprechverhalten und Ruckeln). Ein zweites Fahrzeug wurde mit einem Motor ausgerüstet, dessen Einspritzelement im Zylinder 4 außerhalb der Serientoleranz liegt. Dieses Fahrzeug zeigte bei aktiver Verbrennungsregelung keinerlei spürbare Einbußen im Fahrverhalten und -komfort. Weiterhin konnten verbesserte Diagnosemöglichkeiten für die

Einspritzeinheiten und eine große Robustheit des neuen Motormanagements gegenüber systematischen Abweichungen im Einspritzsystem nachgewiesen werden.

Die durchgeführten Abgastests dokumentieren eine Reduzierung der Streubreite der Testergebnisse sowie deutliche Emissionsenkungen. Eine der Serienapplikation vergleichbare Applikation des zylinderdruckbasierten Motormanagements zeigt eine Reduzierung des Streubereichs der Stickoxidemissionen von 10.7 % auf 5.6 % und der Partikelemissionen von 22.8 % auf 6.7 %. In gezielten Optimierungen der neuen Verbrennungsregelung konnten für den Optimierungsschwerpunkt Stickoxide (*Q50w*-Adaption 3) Emissionsreduzierungen bei den Stickoxiden um 12.3 % und bei den Partikeln um 4.6 % und für den Optimierungsschwerpunkt Partikel (*Q50w*-Adaption 1) Emissionsreduzierungen bei den Stickoxiden um 3.3 % und bei den Partikeln um 15.3 % erreicht werden. Der geringe Versuchsaufwand zum Erreichen dieser Abgastestergebnisse liefert vielversprechende Hinweise darauf, dass das zylinderdruckbasierte Motormanagementsystem für PKW-Dieselmotoren vor allem durch die kostengünstige, grenzwertnahe Auslegung der Steuergeräteapplikation einen entscheidenden Beitrag (neben der motorischen Optimierung des Brennverfahrens) dazu liefern kann, künftige verschärfte Abgasvorschriften zu erfüllen.

Die für die Realisierung der genannten Verbesserungspotenziale notwendigen Anforderungen an die Sensoren, die Messgrößenerfassung, die Signalverarbeitung und die Regelung (vgl. **Abbildung 1** auf Seite 10) sind in **Tabelle 15** zusammengefasst.

<i>Element</i>	<i>Kriterium</i>	<i>Anforderung / Nebenbedingung</i>
<b>Drucksensor</b>	Messbereich	170 bar
	Lebensdauer	>300 Mio. Arbeitsspiele
		< 2% über Lebensdauer (durch Plausibilisierung mit hochaufgelöstem Drehzahlsignal)
	Kalibrierfehler	
	Thermoschock	< 1 bar (durch Hitzeschild)
	Linearität	< ±1% FSO
	Einbaulage	brennraumnah
<b>Signalwandlung</b>	Auflösung	>= 12 bit
<b>Synchronisation</b>	Abtastung	1 Grad KW
	OT-Zuordnung	< ±0.5 Grad KW
<b>numerische Datenverarbeitung</b>	Rechenleistung	4 Zylinder in der Hochdruckphase
	Kenngößen	< 12 Kenngößen pro Arbeitsspiel und Zylinder
<b>Regelungen</b>	Einspritzung	Einzelzylinderregelung von Verbrennungslage und indiziertem Mitteldruck (lineare PI-Regler mit Vorsteuerung)
	Gasdynamik	modellbasierte Entkopplung von Abgasrückführung und Ladedruck

**Tabelle 15:** Zusammenfassung der Anforderungen an die zusätzlichen Elemente für ein zylinderdruckbasiertes Motormanagementsystem



Die Untersuchung aller entscheidenden Teilaspekte (Sensor, Messgrößenerfassung, Echtzeitauswertung, Regelungsstruktur und Erprobung im Fahrzeug) eines zylinderdruckbasierten Motormanagements in dieser Arbeit ermöglicht es somit, die Vor- und Nachteile für einen Serieneinsatz konkret zu untersuchen. Für eine Anwendung des zylinderdruckbasierten Motormanagements spricht, dass die Softwarestruktur des Steuergerätes vereinfacht wird und die Applikation neuer Motoren mit geringerem Prüfstandsaufwand erfolgen kann. Der Regelkreis zur Verbrennungsregelung erlaubt eine Reduktion des Streubereichs der Emissionen. Dies geschieht zum einen durch die Gleichstellung der Zylinder und zum anderen durch die Robustheit gegenüber variierenden Betriebsbedingungen, die durch die Umgebungsbedingungen, die Alterung des Motors oder durch Bauteiletoleranzen hervorgerufen werden. Indem der Motor aufgrund der adaptiven Optimierung der Applikation in verhältnismäßig geringem Abstand von seiner Stabilitätsgrenze betrieben werden kann, wird außerdem noch eine Verbesserung des Emissionsergebnisses erreicht. Die durch die erforderlichen Elemente des zylinderdruckbasierten Motormanagementsystems (Drucksensoren für jeden Zylinder, Analog-Digital-Wandler, Rechensystem zur numerischen Echtzeitdatenverarbeitung, Drehzahlgeber) entstehenden Kostennachteile können durch Wegfall einiger derzeitig eingesetzter Sensoren (Nockenwellen-geber, Ladedruck-, Ladetemperatursensor und evtl. auch Luftmassenmesser) zumindest teilweise kompensiert werden.

Die festgestellte Verwendbarkeit von preisgünstigen Drucksensoren gibt Anlass zu der Annahme, dass mit der weiteren Entwicklung der Technik und der damit verbundenen Kostenreduzierung reale Möglichkeiten für einen Serieneinsatz des Systems bestehen. Das verwendete Entwicklungssystem kann bis dahin in weiteren Untersuchungen sowohl zum Entwerfen unterschiedlich komplexer Serienkonzepte für die Verbrennungsregelung als auch zur Automatisierung und Optimierung von Motorsteuergeräteapplikationen sowie zur Entwicklung von Brennverfahren eingesetzt werden.



# 11 Literaturverzeichnis

- /1/ Powell D.J.  
Engine Control Using Cylinder Pressure: Past, Present, and Future  
1993, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control (Vol. 115 /343)
- /2/ Moser W.  
Vergleichende Untersuchung von Brennraumsignalen bei Ottomotoren im Hinblick auf Motorregelung  
1992, Dissertation der Technischen Universität Wien
- /3/ Truscott A. et al.  
The Application and Evaluation of a Novel Engine Management System Based on Intelligent Control and Diagnostics Algorithms and Utilizing Innovative Sensor Technology  
1999, Advanced Microsystems for Automotive Applications 99 Conference, Germany
- /4/ Krämer M., Wolf K.  
Approaches to Gasoline Engine Control Involving the Use of Ion Current Sensory Analysis  
1990, SAE technical paper series 905007
- /5/ Auzins J., Johansson H., Nytomt J.  
Ion-Gap sensing for engine control  
1995, Automotive Engineering Band 103.1995,9(September), S. 65 - 68
- /6/ Balles E.N.  
In-Cylinder Air/Fuel Ratio Approximation Using spark Gap Ionization Sensing  
1998, SAE technical paper series 980166
- /7/ Eifler G.  
Neue Zylinderkopfdichtung mit integrierter Dichtspaltsensorik  
1999, MTZ Motortechnische Zeitschrift 60, 3, S. 148 - 151
- /8/ Plückhan M.  
Grundsatzuntersuchungen zur Ionenstrommessung über modifizierte Glühstiftkerzen im Dieselmotor  
1999, Diplomarbeit Hochschule Anhalt (FH) Köthen
- /9/ Kolodinski S.  
Vergleich und Bewertung verschiedener Low-Cost Brennraumsensoren im Hinblick auf die Regelung und Steuerung von TDI-Motoren  
1999, Diplomarbeit Fachhochschule Braunschweig / Wolfenbüttel
- /10/ Pestana G.W.  
Engine Control Methods Using Combustion Pressure Feedback  
1989, SAE technical paper series 890758

- /11/ Gassenfeit E.H., Powell D.J.  
Algorithms for Air-Fuel Ratio Estimation Using Internal Combustion Engine  
Cylinder Pressure  
1989, SAE technical paper series 890300
- /12/ Kusakabe H. et al.  
A Cylinder Pressure Sensor for Internal Combustion Engine  
1992, SAE technical paper series 920701
- /13/ Sugitani N. et al.  
Combustion Pressure Sensor for Toyota Lean Burn Engine Control  
1993, SAE technical paper series 930882
- /14/ Takeuchi M. et al.  
A Combustion Pressure Sensor Utilizing Silico Piezoresistive Effect  
1992, SAE technical paper series 930351
- /15/ Herden W., Küssel M.  
A New Combustion Pressure Sensor for Advanced Engine Management  
1994, SAE technical paper series 940379
- /16/ Küssel, M.  
Dimensionierung eines Brennraumsensors für Regelungsaufgaben in Serienmotoren  
1994, Dissertation der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina Braunschweig
- /17/ Küssel M.  
Brennraum-Drucksensoren für den Einsatz in Serienmotoren  
1996, MTZ Motortechnische Zeitschrift 57, 1, S. 16 - 22
- /18/ Watanabe S., Machida K., Iijima K., Tomisawa N.  
A Sophisticated Engine Control System Using Combustion Pressure Detection  
1996, SAE technical paper series 960042
- /19/ Poorman T.J, Xia L., Wlodarczyk M.T.  
Ignition System-Embedded Fiber-Optic Combustion Pressure Sensor for Engine  
Control and Monitoring  
1997, SAE technical paper series 970845
- /20/ Wlodarczyk M.T.  
Embedded Combustion Pressure Sensor for Controlled Engines  
1997, Engine Technology (10/1/97)
- /21/ Wlodarczyk M.T., Poorman T.J, Xia L.  
In-Cylinder Fiber-Optic Pressure Sensors for Monitoring and Control of Diesel  
Engines  
2000, SAE technical paper series 2000-01-0084
- /22/ von Berg J.  
Piezoresistiver Brennraumdrucksensor auf Basis neuer Substratmaterialien für den  
Serieneinsatz im Automotor  
2000, UFO Atelier für Gestaltung und Verlag GbR, Allensbach

- /23/ Johnson W. P.  
Potential for Closed Loop Air-Fuel Ratio Management of a Diesel Engine  
1999, SAE technical paper series 1999-01-0517
- /24/ König D.  
ECU Integrated DSP Based Measurement System for Combustion Analysis  
2000, SAE technical paper series 2000-01-0547
- /25/ Müller R. et al.  
Combustion Pressure Based Engine Management System  
2000, SAE technical paper series 2000-01-0928
- /26/ Sellnau M.C. et al.  
Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and  
Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors  
2000, SAE technical paper series 2000-01-0932
- /27/ Müller R., Hemberger H.-H.  
Neural Adaptive Ignition Control  
1998, SAE technical paper series 981057
- /28/ Yoon Paljoo et al.  
Closed Loop Control of Spark Advance and Air-fuel Ratio in SI Engines using  
Cylinder Pressure  
2000, SAE technical paper series 2000-01-0933
- /29/ Leonhardt S., Schwarz R., Isermann R.  
Real-Time Supervision of the Diesel Injection Process  
1997, SAE technical paper series 970535
- /30/ Matekunas F.  
Engine Combustion Control with Ignition Timing by Pressure Ratio Management  
1986, United States Patent 4622939
- /31/ Held V.  
Ansätze für ein zylinderdruckgeführtes Motormanagementsystem  
1994, 15. Wiener Motorensymposium Bd. 1
- /32/ Hart M.  
Adaptive Estimation of Cylinder Air Mass Using the Combustion Pressure  
1998, SAE technical paper series 980791
- /33/ Hart M.  
Auswertung direkter Brennrauminformationen am Verbrennungsmotor mit  
estimationstheoretischen Methoden  
1999, Dissertation der Universität-Gesamthochschule Siegen
- /34/ Mladek M., Onder C.H.  
A Model for the Estimation of Inducted Air Mass and the Residual Gas Fraction  
Using Cylinder Pressure Measurements  
2000, SAE technical paper series 2000-01-0958

- /35/ Wibberley P., Clark C.A.  
An Investigation of Cylinder Pressure as Feedback for Control of Internal Combustion Engines  
1989, SAE technical paper series 890396
- /36/ Stobart R., May A., Challen B., Morel T.  
Sixth sense : ECUs take control.  
1998, Engine Technology International, B. 3, S. 40 - 43, Surrey
- /37/ Jost O., Isermann R.  
Dieselmotorregelung mit Zylinderdruckmessung  
2000, Elektronik im Kraftfahrzeug: Tagung 09,2000 in Baden-Baden
- /38/ Yanagihara H. et al.  
Feasibility Study on Combustion Control of Diesel Engine for Reducing NOx and Particulates  
1989, Internationales Wiener Motorensymposium
- /39/ Mollenhauer K. (Hrsg.)  
Handbuch Dieselmotoren  
1997, Springer Verlag Berlin
- /40/ Hohenberg G.  
Der Verbrennungsverlauf - ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses  
1982, 4. Wiener Motorensymposium VDI Fortschrittsbericht Reihe 6 Nr. 103
- /41/ Volkswagen AG  
1.9l-TDI-Motor mit Pumpe-Düse-Einspritzsystem  
1998, Selbststudienprogramm 209
- /42/ Nitzke H.-G., Rebohl T.  
Simulation und Realisierung von Abgasrückführungskonzepten für Dieselmotoren  
2000, Verlag Mainz, Wissenschaftsverlag, Aachen
- /43/ SMETEC GmbH  
Bedienungsanleitung COMBustion Indication Version 3.2  
1998, Geilenkirchen
- /44/ AVL List GmbH  
Gerätehandbuch AVL364C/364x Winkelaufnehmer  
1999, Graz-Austria
- /45/ Kistler Instrumente AG Winterthur  
Betriebsanleitung Wassergekühlte ThermoCOMP<sup>®</sup>-Drucksensoren  
1997, Winterthur-Schweiz
- /46/ ETAS GmbH und Co KG  
ASCET SD Bedienungsanleitung  
2000, Schwieberdingen
- /47/ ETAS GmbH und Co KG  
ES1000 Bedienungsanleitung  
2000, Schwieberdingen

- /48/ Pischinger R.  
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine.  
1989, Springer Verlag Berlin
- /49/ Isermann R.  
Identifikation dynamischer Systeme, Band 1 und 2  
1992, Springer-Verlag Berlin
- /50/ Larink J.  
Zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung von TDI-Motoren unter Verwendung  
eines Rapid-Prototyping-Systems  
2001, Diplomarbeit Fachhochschule Osnabrück
- /51/ Hess C.  
Konzeptentwurf zur momentenbasierten Regelung von schnellaufenden  
Dieselmotoren  
2000, Diplomarbeit Fachhochschule Braunschweig / Wolfenbüttel
- /52/ AVL List GmbH  
Gerätehandbuch 439 Opacimeter  
1998, Graz-Austria
- /53/ Düsterdiek T.  
Das Entwicklungspotenzial des Dieselmotors  
2001, HdT-Tagung „Automobil und Umwelt“ in Essen
- /54/ AVL List GmbH  
Gerätehandbuch AVL415S Rauchwertmessgerät  
2000, Graz-Austria
- /55/ Christian R., Knopf F., Jaschek A., Schindler W.  
Eine neue Messmethodik der Bosch-Zahl mit erhöhter Empfindlichkeit  
1993, MTZ Motortechnische Zeitschrift 54, 1, S. 16 - 22
- /56/ Braess, Seiffert (Hrsg.)  
Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik  
2001, Vieweg Verlagsgesellschaft mbH Braunschweig / Wiesbaden
- /57/ Weller F.  
Numerische Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler  
1996, Vieweg Verlagsgesellschaft mbH Braunschweig / Wiesbaden
- /58/ Isermann R., Kessel, Schmidt  
Modellbasierte Motorsteuerung, -regelung und -überwachung  
1998, MTZ Motortechnische Zeitschrift 59, 4, S. 240 - 246
- /59/ Heinrichs L.  
Simulation von Heizverläufen direkteinspritzender Dieselmotoren  
2000, Diplomarbeit Fachhochschule Karlsruhe
- /60/ Robert Bosch GmbH  
Dieselmotor-Management  
1998, Vieweg Verlagsgesellschaft mbH Braunschweig / Wiesbaden

- /61/ Isermann R.  
Digitale Regelsysteme, Band 1 und 2  
1988, Springer-Verlag Berlin
- /62/ Karbe E.  
Untersuchungen zur Seriensteuerung der Partikelemissionen aus Diesel-  
Personenkraftwagen mit Abgaskatalysator  
1999, Dissertation der Technischen Universität Clausthal
- /63/ Raubold W.  
Online-Ermittlung von Zünddruck und Last aus der Zylinder-Schraubenkraft  
1997, Dissertation der Technischen Universität Berlin
- /64/ Schneider B.,  
Umfassende Auswertung von Indiziermessungen an Kolbenmaschinen  
1981, VDI Fortschrittsbericht Reihe 7 Nr. 61
- /65/ Möllers M.,  
Untersuchung von Quarzdruckaufnehmern für den verbrennungsmotorischen  
Einsatz Prüfroutinen, Definition thermischer Driften und Kennzahlen  
1992, VDI Fortschrittsbericht Reihe 12 Nr. 170
- /66/ Groth K.,  
Grundzüge des Kolbenmaschinenbaus, Verbrennungskraftmaschinen  
1994, Vieweg Verlagsgesellschaft mbH Braunschweig / Wiesbaden
- /67/ Beichelt F.,  
Stochastik für Ingenieure  
1995, B.G. Teubner Stuttgart
- /68/ Randolph A.L.,  
Cylinder-Pressure-Transducer Mounting Techniques to Maximize Data Accuracy  
1990, SAE technical paper series 900171
- /69/ Mobley C.,  
Non-Intrusive In-Cylinder Pressure Measurement of Internal Combustion Engines  
1999, SAE technical paper series 1999-01-0544
- /70/ Primus R.J.,  
Visual Thermodynamics: Processes in Log(p)-Log(T) Space  
1999, SAE technical paper series 1999-01-0516
- /71/ Thiemann W.,  
Messungen und Rechnungen zur Bestimmung der Abhängigkeit des  
Verbrennungsablaufs vom Einspritzvorgang im schnelllaufenden Dieselmotor mit  
direkter Kraftstoff einspritzung  
1989, VDI Fortschrittsbericht Reihe 12 Nr. 119
- /72/ Gerhardt J., Benninger N., Heß W.,  
Drehmomentorientierte Funktionsstruktur der elektronischen Motorsteuerung als  
neue Basis für Triebstrangsysteme  
1997, 6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik



## **ANHANG**



## Anhang A Kurbelwinkelsystem und Kinematik des Kurbeltriebs

Für eine Vielzahl der numerischen Auswertungen ist eine Zuordnung des aktuell erfassten Zylinderdruckes zum Zylindervolumen erforderlich. Die für die Volumenberechnung zu bezeichnenden Größen sind:

$V_H$	– Hubraum des Motors
$V_h$	– Zylinderhubvolumen
$V_C$	– Zylinderverdichtungsvolumen
$\varepsilon$	– Verdichtungsverhältnis
$V(\varphi)$	– Volumen
$k(\varphi)$	– Hubfunktion
$\chi(\varphi)$	– Kolbenweg
$r$	– Kurbelradius
$s$	– Kolbenhub
$l$	– Pleuellänge
$\lambda_s = r/l$	– Schubstangenverhältnis
$d_k = 2 \cdot r$	– Kolbendurchmesser
$A_k$	– Kolbenfläche

Das gesamte Hubvolumen des Motors ergibt sich mit der Zylinderzahl  $z$  zu

$$V_H = V_h \cdot z \quad . \quad (\text{Anhang A.1})$$

Das Verdichtungs­volumen ist über das Verdichtungsverhältnis mit dem Hubvolumen verknüpft

$$\varepsilon = \frac{V_C + V_h}{V_C} \quad . \quad (\text{Anhang A.2})$$

Das Zylindervolumen ergibt sich aus dem kurbelwinkelabhängigen Kolbenweg

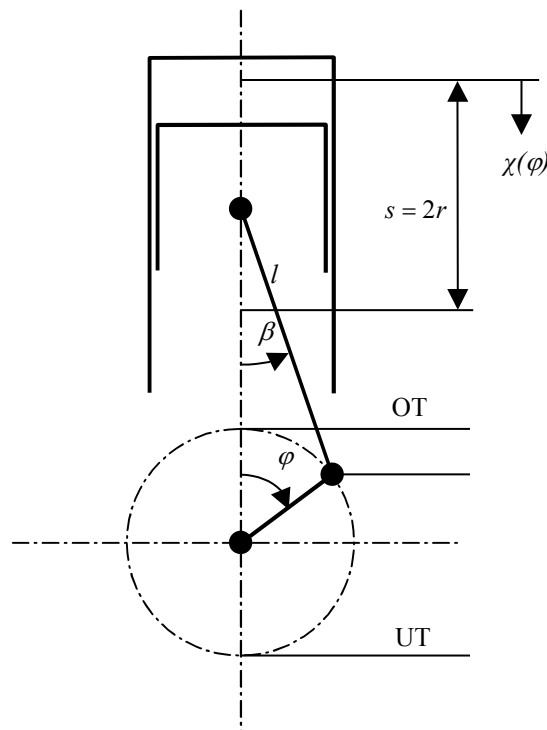
$$V(\varphi) = V_C + \chi(\varphi) \cdot A_k = V_C + \frac{\chi(\varphi)}{2r} \cdot V_h \quad . \quad (\text{Anhang A.3})$$

Die geometrischen Zusammenhänge (vgl. **Abbildung 80**)

$$\begin{aligned}
 r \cdot \sin(\varphi) &= l \cdot \sin(\beta) \\
 l^2 &= (l \cdot \cos(\beta))^2 + (l \cdot \sin(\beta))^2 \\
 \chi(\varphi) &= r \cdot (1 - \cos(\varphi)) + l \cdot (1 - \cos(\beta))
 \end{aligned}
 \tag{Anhang A.4}$$

und die Definition des Kurbelwinkels (s.o.) ergeben den Kolbenweg (bezogen auf den oberen Totpunkt) in Abhängigkeit des Schubstangenverhältnisses und des Kurbelwinkels zu:

$$\chi(\varphi) = r \cdot (1 - \cos(\varphi)) + \frac{r}{\lambda_s} \left( 1 - \sqrt{1 - (\lambda_s \sin(\varphi))^2} \right).
 \tag{Anhang A.5}$$



**Abbildung 80:** Kinematik des ungeschränkten Kurbeltriebs

Das Volumen in Abhängigkeit der Hubfunktion  $k(\varphi) = \frac{\chi(\varphi)}{r}$  ist somit

$$V(\varphi) = V_C + \frac{k(\varphi)}{2} \cdot V_h = V_C + \frac{(1 - \cos(\varphi)) + \frac{1}{\lambda_s} \left( 1 - \sqrt{1 - (\lambda_s \sin(\varphi))^2} \right)}{2} \cdot V_h.
 \tag{Anhang A.6}$$

Die Ableitung der Hubfunktion

$$\frac{dk(\varphi)}{d\varphi} = \sin(\varphi) + \frac{2 \cdot \lambda_s \cdot \sin(\varphi) \cos(\varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - (\lambda_s \sin(\varphi))^2}} = \sin(\varphi) + \frac{\lambda_s \cdot \sin(2 \cdot \varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - (\lambda_s \sin(\varphi))^2}} \quad (\text{Anhang A.7})$$

erlaubt die Berechnung der Volumenänderung zu

$$\frac{dV(\varphi)}{d\varphi} = \frac{dk(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{V_h}{2} = \left( \sin(\varphi) + \frac{\lambda_s \cdot \sin(2 \cdot \varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - (\lambda_s \sin(\varphi))^2}} \right) \cdot \frac{V_h}{2}. \quad (\text{Anhang A.8})$$



## Anhang B Numerische Verfahren zur Modellbildung

### Stationäre Modellbildung

Die mathematische Beschreibung der nichtlinearen Abhängigkeit einer Ausgangsgröße (Zielgröße) von mehreren Eingangsgrößen (MISO)<sup>49</sup> ist ein wesentlicher Bestandteil einer empirischen oder phänomenologischen Modellierung. Die stationäre Modellbildung dient in diesem Kontext zur Beschreibung von Größen oder Kennwerten, die nicht direkt beobachtet werden können. Anwendungsbeispiele für den Einsatz stationärer Modelle im Umfeld von Verbrennungskraftmaschinen und deren elektronischer Steuerung sind z. B. die Echtzeitsimulation, die modellbasierte Regelung (vgl. /42/) und die Hochrechnung von Emissionsergebnissen. Es existieren eine Reihe verschiedener (miteinander kombinierbarer) Verfahren (z. B. lineare Ausgleichsrechnung, nichtlineare Ausgleichsrechnung, neuronale Netze), mit denen aus einem Satz gemessener Eingangsgrößen und der Zielgröße ein mathematischer Zusammenhang erzeugt wird. Basis für den Erfolg dieser Modellbildung ist, neben dem Ausschluss von Messfehlern, eine statistisch abgesicherte Abdeckung des möglichen Eingangsraums, d. h. des möglichen Variationsbereichs der Eingangsgrößen. Die Anzahl der notwendigen Messungen steigt progressiv mit der Anzahl der Eingangsgrößen. Würden systematisch alle Kombinationen von Eingangsgrößen im gesamten Verstellbereich eines Motors vermessen, wäre dies bei mehr als drei Eingangsgrößen mit einem nicht vertretbaren Aufwand an Zeit und Ressourcen verbunden. Abhilfe schafft hier die statistische Versuchsplanung (DoE – Design of Experiments), die eine Methodik zur Reduktion der Versuchskombinationen zur Abdeckung des Eingangsbereichs bereitstellt. Bei Versuchen am elektronisch gesteuerten Verbrennungsmotor muss für Messungen, die durch eine statistische Versuchsplanung vorgegeben werden, darauf geachtet werden, dass die Stellgrößen unabhängig voneinander eingestellt werden. Das bedeutet, dass programmierte Abhängigkeiten in der Motorsteuerung zwischen den einzelnen Stellgrößen für die Messung deaktiviert werden müssen. Dadurch lässt sich verhindern, dass lediglich das applizierte, im Motorsteuergerät abgelegte Normalverhalten des Motors im Modell abgebildet wird. Es sollte jedoch auch Klarheit darüber herrschen, dass bei solchen Versuchen der Motor außerhalb des normalen Betriebsbereichs betrieben wird.

---

<sup>49</sup> MISO – Multiple Input Single Output

Die Güte der resultierenden Modelle hängt somit unmittelbar von den folgenden Randbedingungen ab:

- Beherrschung der verschiedenen Messketten  
→ Modellierung der Zielgröße und nicht der Messfehler
- Abdeckung des Eingangsbereiches  
→ plausibles Extrapolationsverhalten des Modells
- Vermessung des offenen Systems  
→ Modellierung des Streckenverhaltens und nicht des geschlossenen Regelkreises

Es hat sich gezeigt, dass die in den Koeffizienten lineare Ausgleichsrechnung (vgl. /57/) für die Beschreibung komplexer Zusammenhänge hervorragend geeignet ist. Zum einen ist das Ergebnis eine - mehr oder weniger - komplexe Größengleichung, die sehr effektiv in Rapid-Prototyping-Systemen und in der Echtzeitrechnung verwendet werden kann. Zum anderen ist durch die, im Folgenden näher erläuterte, Verallgemeinerung der Funktionsansätze eine rechenzeitoptimale Beschreibung komplexer nichtlinearer Zusammenhänge möglich.

Der verallgemeinerte Funktionsansatz

$$F(\mathbf{U}, \mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n x_i \cdot f_i(\mathbf{U}) \quad (\text{Anhang B.1})$$

beschreibt eine in  $n$  Koeffizienten  $x_i$  lineare Gesamtfunktion, deren Teilfunktionen  $f_i(\mathbf{U})$  frei definierbare (jedoch vorgegebene) Funktionen der Eingangsgrößen  $\mathbf{u}_k$  sind. Der Eingangsraum  $\mathbf{U}$  besteht aus  $l$  verschiedenen Eingangsgrößen  $\mathbf{U} = (\mathbf{u}_1, \mathbf{u}_2, \dots, \mathbf{u}_l)$ . Bei einer ausreichenden Zahl an Messbeobachtungen  $m \gg n$  der Eingangsgrößen und der Zielgröße  $(\mathbf{U}_j, b_j)$  mit  $j = 0 \dots m$  entsteht ein überbestimmtes Gleichungssystem, dessen Unbekannte die Koeffizienten  $\mathbf{x}$  sind. Für das Gleichungssystem gilt zusammenfassend (vgl. /57/):

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{b} \quad \text{und} \quad \mathbf{A} = \begin{pmatrix} f_1(\mathbf{U}_1) & \dots & f_n(\mathbf{U}_1) \\ \vdots & & \vdots \\ f_1(\mathbf{U}_m) & \dots & f_n(\mathbf{U}_m) \end{pmatrix}. \quad (\text{Anhang B.2})$$

Die in die Gesamtfunktion eingesetzten Eingangsgrößen ergeben allerdings nicht die gemessene Zielgröße, so dass ein Residuum  $\mathbf{r}$  entsteht:



$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} - \mathbf{b} = \mathbf{r}. \quad (\text{Anhang B.3})$$

Nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate wird nun der Parametervektor  $\mathbf{x}$  so bestimmt, dass die Summe der Quadrate des Residuums minimal wird. Es ergibt sich daher mit

$$\begin{aligned} \mathbf{r}^T \cdot \mathbf{r} = \Phi(\mathbf{x}) &= (\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} - \mathbf{b})^T \cdot (\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} - \mathbf{b}) \\ \Leftrightarrow \Phi(\mathbf{x}) &= \mathbf{x}^T \mathbf{A}^T \mathbf{A} \mathbf{x} - 2(\mathbf{A}^T \mathbf{b})^T \mathbf{x} + \mathbf{b}^T \mathbf{b} \end{aligned} \quad (\text{Anhang B.4})$$

für die notwendige Bedingung des Minimums die Ableitung der Verlustfunktion  $\Phi(\mathbf{x})$  zu:

$$\frac{d\Phi(\mathbf{x})}{d\mathbf{x}} = \mathbf{0} = 2\mathbf{A}^T \mathbf{A} \mathbf{x} - 2\mathbf{A}^T \mathbf{b} + \mathbf{0} \quad \text{mit } i = 1 \dots n. \quad (\text{Anhang B.5})$$

Dieses führt zum Normalgleichungssystem

$$\mathbf{A}^T \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} - \mathbf{A}^T \cdot \mathbf{b} = \mathbf{0}. \quad (\text{Anhang B.6})$$

Hat die Matrix  $\mathbf{A}$  den Maximalrang  $n$ , ergibt die Lösung des Normalgleichungssystem den Parametervektor  $\mathbf{x}$ .

Auf Basis dieses allgemeinen Ansatzes ist nun ein Modellierungstool entstanden, das mit einem relativ geringen Benutzungsaufwand komplexe Modelle vorschlägt und bewertet. Die verschiedenen Eingangsgrößen sowie die Zielgröße werden hierzu auf einen Bereich von 0.5 bis 1.5 Einheiten normiert. Der Benutzer wählt verschiedene Basisfunktionen hinsichtlich ihres Rechenaufwandes und ihres Funktionsverhaltens aus, die für das Modell angewendet werden dürfen. Erlaubte Basisfunktionen sind

$$g(\mathbf{u}_o) : 1, \mathbf{u}_o, \mathbf{u}_o^2, \mathbf{u}_o^3, \sqrt{\mathbf{u}_o}, \frac{1}{\mathbf{u}_o}, \frac{1}{\mathbf{u}_o^2}, e^{\mathbf{u}_o}, \ln(\mathbf{u}_o) \quad \text{mit } o \in [1, l] \quad (\text{Anhang B.7})$$

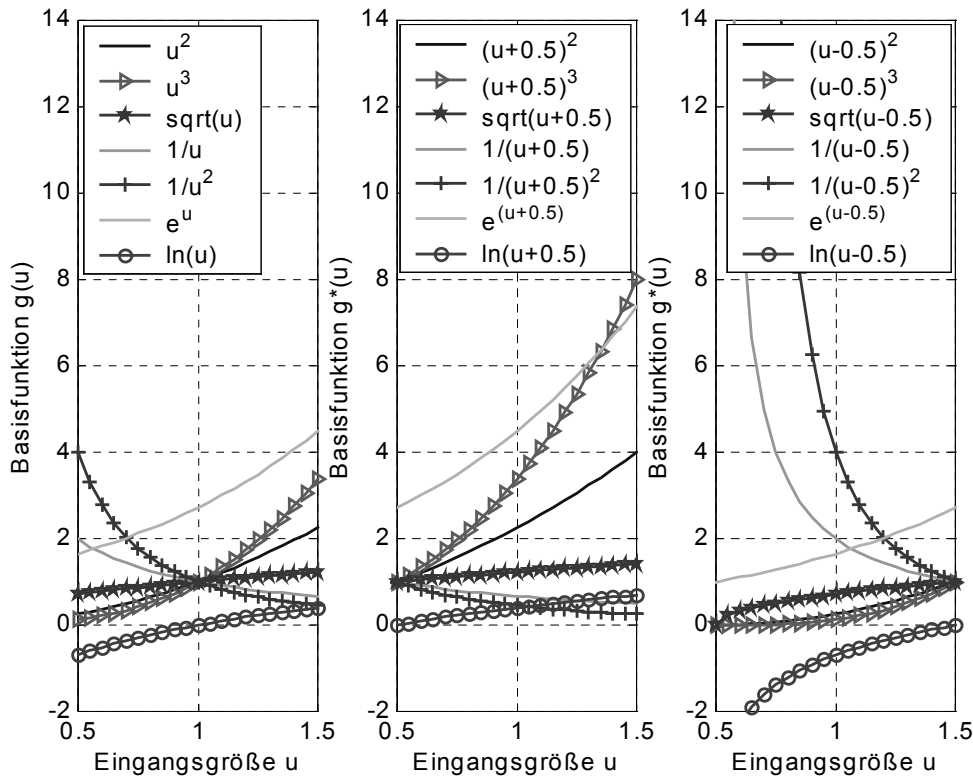
sowie deren charakteristische lokale Transformationen:

$$g^*(\mathbf{u}_o) : (\mathbf{u}_o - a)^2, (\mathbf{u}_o - a)^3, \sqrt{\mathbf{u}_o - a}, \frac{1}{\mathbf{u}_o - a}, \frac{1}{(\mathbf{u}_o - a)^2}, e^{\mathbf{u}_o - a}, \ln(\mathbf{u}_o - a), \quad (\text{Anhang B.8})$$

mit  $o \in [1, l]$  und  $a = \pm 0.5$ .

Durch die Basisfunktionen kann der normierte Eingangsbereich numerisch mit einer hohen Flexibilität nichtlinear umgeformt werden. **Abbildung 81** zeigt die resultierenden nichtlinearen Umformungen der Eingangsgrößen. Durch die kontrollierte Normierung der Eingangsgrößen wird sichergestellt, dass die Basisfunktionen immer ein numerisch definiertes Ergebnis haben. Dieses

ist ein wichtiger Aspekt für die Nutzung der Modelle in der Echtzeitrechnung, da hier durch mathematisch nicht definierte Ergebnisse die Systemstabilität angegriffen werden könnte.



**Abbildung 81:** Erlaubte Basisfunktionsverläufe abhängig vom normierten Eingangsbereich

Die erlaubten Basisfunktionen werden nun zu Teilfunktionen bzw. zu einer Gesamtfunktion verknüpft, wobei eine Teilfunktion aus dem Produkt von bis zu drei Basisfunktionen bestehen kann:

$$f_i(\mathbf{U}) = g(\mathbf{u}_o) \cdot g(\mathbf{u}_p) \cdot g(\mathbf{u}_q) \text{ mit } o, p, q \in [1, l] \text{ und } i = 1 \dots n. \quad (\text{Anhang B.9})$$

Eine von Zufallszahlen unterstützte Logik kombiniert nun die verschiedenen Basisfunktionen abhängig von den verschiedenen Eingangsgrößen zu Teilfunktionen, die aus 1 bis 3 Basisfunktionen zusammengesetzt werden. Durch kontrollierte Iteration wird nun ein optimierter Funktionsansatz sowie dessen Parametervektor  $\mathbf{x}$  ermittelt.

**Abbildung 82** zeigt beispielhaft ein automatisiert erstelltes Modell aus fünf Eingangsgrößen mit fünf Einzel-, vier Doppel- und zwei Dreifachteilfunktionen (12 Parameter). Für den Modellansatz zugelassen wurden in diesem Beispiel die weniger rechenzeitintensiven Basisfunktionen:

$$g(\mathbf{u}_o) : 1, \mathbf{u}_o, \mathbf{u}_o^2, \mathbf{u}_o^3, \frac{1}{\mathbf{u}_o}, \frac{1}{\mathbf{u}_o^2} \quad \text{mit } o \in [1, l]. \quad (\text{Anhang B.10})$$

Um einen derartigen Funktionsansatz in einem Rapid-Prototyping-System einzusetzen, wird der in **Abbildung 82** dargestellte Funktionsansatz durch ein an dieser Stelle nicht dargestelltes Werkzeug noch rechenzeitoptimal (und damit unübersichtlich) umgeformt.

```
// automatischer C-Code aus auto_reg_plus v2.0
G1_N = (N - 592) / 2580 + 0.5;
G2_N = (ME - 2) / 30 + 0.5;
G3_N = (FB - -19.4452) / 24.552 + 0.5;
G4_N = (ML - 70.496) / 1058.94 + 0.5;
G5_N = (LD - 0.81776) / 1.8024 + 0.5;

Z = (
1.238310911 +
0.4870868185 * (G2_N) +
0.1407136405 * 1 / (G3_N) / (G3_N) +
3.004706428 * ((G4_N) - 1) * ((G4_N) - 1) +
0.004575888519 * 1 / (- (G4_N) + 1.5) / (- (G4_N) + 1.5) +
-0.01042438005 * (G4_N - 0.5) * (G4_N - 0.5) * (G4_N - 0.5) / (G2_N - 0.5) / (G2_N - 0.5) +
0.2215321693 * (G2_N - 0.5) * ((G2_N) - 1) +
-0.02605365029 * (G3_N + 0.5) * (G3_N + 0.5) * (G3_N + 0.5) * (G2_N) * (G2_N) * (G2_N) +
0.04729680348 * (G4_N) * (G1_N - 0.5) * (G1_N - 0.5) +
-3.713400996 * (G4_N - 0.5) * (G4_N - 0.5) * (G4_N - 0.5) * 1 / (G5_N) * 1 / (G2_N) +
5.19767732 * 1 / (G5_N + 0.5) * (G4_N - 0.5) * (G4_N - 0.5) / (G5_N + 0.5) / (G5_N + 0.5) +
-0.5) * 16.45378385 + 0.8485281374;
```

**Abbildung 82:** Beispiel eines automatisch zusammengestellten Funktionsansatzes aus fünf Eingangsgrößen

## Dynamische Modellbildung

Bei der für diese Arbeit ausschließlich relevanten winkeldiskreten Beschreibung dynamischer Systeme (vgl. /58/) wird die Abtastzeit  $T_0$  durch einen Abtastwinkel  $\varphi_0$  substituiert. Es gilt der folgende Zusammenhang für eine beliebige winkeldiskrete Funktion  $x_\varphi(\varphi)$ :

$$T_0 = \frac{\varphi_0}{n}, \quad (\text{Anhang B.11})$$

$$x_\varphi(\varphi) = x_\varphi(k \cdot \varphi_0) \quad \text{mit } \varphi = k \cdot \varphi_0 \quad \text{und } k = 0, 1, 2, \dots, N.$$

Ein lineares dynamisches System lässt sich im winkeldiskreten Bereich analog zum zeitdiskreten Bereich sowohl als Differenzgleichung als auch als  $\zeta$ -Übertragungsfunktion (entspricht der z-Übertragungsfunktion) darstellen (vgl. /58/).

Für den Abtastschritt  $k$  ergibt sich für eine winkelbasierte Differentialgleichung  $s$ -ter Ordnung folgende  $\zeta$ -Übertragungsfunktion:

$$G(\zeta) = \frac{y(\zeta)}{u(\zeta)} = \frac{b_0 + b_1 \cdot \zeta^{-1} + \dots + b_s \cdot \zeta^{-s}}{1 + a_1 \cdot \zeta^{-1} + \dots + a_s \cdot \zeta^{-s}} \quad (\text{Anhang B.12})$$

und folgende Differenzgleichung:

$$y(k) + a_1 \cdot y(k-1) + \dots + a_s \cdot y(k-s) = b_0 \cdot u(k) + b_1 \cdot u(k-1) + \dots + b_s \cdot u(k-s). \quad (\text{Anhang B.13})$$

Die Eingangs- und Ausgangsgrößen der Differenzgleichung  $u(k)$  und  $y(k)$  stellen hierbei die messbaren Änderungen der absoluten Signalwerte bezogen auf einen stationären Beharrungszustand dar.

Es gibt verschiedene Verfahren zur Identifikation des dynamischen Streckenverhaltens eines linearen Systems. Ausgehend von der Vorgabe eines dynamischen Modellansatzes entsprechend Gleichung Anhang B.13 ( $s > 0$ ), lässt sich die Differenzgleichung interpretieren als:

$$y(k) = -a_1 \cdot y(k-1) - \dots - a_s \cdot y(k-s) + b_0 \cdot u(k) + b_1 \cdot u(k-1) + \dots + b_s \cdot u(k-s). \quad (\text{Anhang B.14})$$

Die Parameter des dynamischen Modells können mit dem Modellansatz aus Gleichung Anhang B.1 durch die folgende Annahmen ermittelt werden.

Die aus den  $m \gg 2s+1$  Messungen (Abtastschritten) der Eingangsgrößen und der Ausgangsgrößen lassen sich  $(m-s-1)$  Gleichungen Anhang B.14 erzeugen, so dass der Eingangsraum  $\mathbf{U} = (\mathbf{u}_1, \mathbf{u}_2, \dots, \mathbf{u}_{2s+1})$  sich wie folgt formuliert:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_1 &= -y(\mathbf{t}_1) & \text{mit } \mathbf{t}_1 &= s \dots m-1 \\ \mathbf{u}_2 &= -y(\mathbf{t}_2) & \text{mit } \mathbf{t}_2 &= s-1 \dots m-2 \\ & \vdots & & \\ \mathbf{u}_s &= -y(\mathbf{t}_s) & \text{mit } \mathbf{t}_s &= 1 \dots m-s \\ \mathbf{u}_{s+1} &= u(\mathbf{t}_0) & \text{mit } \mathbf{t}_0 &= s+1 \dots m \\ \mathbf{u}_{s+2} &= u(\mathbf{t}_1) & & \\ & \vdots & & \\ \mathbf{u}_{2s+1} &= u(\mathbf{t}_s) & & \end{aligned} \quad (\text{Anhang B.15})$$

Die Zielgröße und der Parametervektor ergeben sich analog hierzu:

$$\begin{aligned} \mathbf{b} &= y(\mathbf{t}_0) & \text{mit } \mathbf{t}_0 &= s+1 \dots m \\ \mathbf{x} &= (a_1, a_2, \dots, a_s, b_0, b_1, \dots, b_s)^T \end{aligned} \quad (\text{Anhang B.16})$$

Die Teilfunktionen sind lineare Funktionen der jeweiligen Eingangsgröße  $\mathbf{u}_i$ :

$$f_i(\mathbf{U}) = \mathbf{u}_i \quad \text{mit } i = 0 \dots (2s + 1). \quad (\text{Anhang B.17})$$

Die Bestimmung der gesuchten Parameter erfolgt durch Anwendung der Gleichungen Anhang B.2 bis Anhang B.6. Die Darstellung der dynamischen Modellbildung auf Basis der Herleitungen des vorhergehenden Abschnittes dokumentiert die allgemeine Anwendbarkeit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate auf verschiedene Problemstellungen. Es ist (ähnlich der Vorgehensweise bei dynamischen neuronalen Netzen) durchaus möglich, die nichtlinearen Teilfunktionen auch in der dynamischen Modellbildung zu nutzen und damit nichtlineare komplexe Differenzengleichungen mehrerer Eingangsgrößen zu bilden und zu parametrieren. In Kapitel 6.2 ab Seite 72 wird allerdings die Trennung von nichtlinear-statischem und linear-dynamischem Verhalten bei der Modellbildung vorgezogen, da das dynamische Verhalten der dort beschriebenen Systeme sich sehr gut durch linear-dynamische Modelle annähern lässt.



## Anhang C Übersicht über die verwendeten Kurbelgehäuse und Zylinderköpfe

Für die verschiedenen Versuchsanforderungen im Fahrzeug bzw. am Motorprüfstand und den Vergleich von unterschiedlichen Brennraumsensoren standen verschiedene Motoren zur Verfügung. Eine Übersicht über die Kombinationsmöglichkeiten der Kurbelgehäuse und der Zylinderköpfe bieten **Tabelle 16** und **Tabelle 17**.

Bezeichnung	Seriennummer	Sondermesstechnik
KG -0	AJM 000.423	
KG -1	AJM 002.497	
KG -2	AJM 217.938	
KG -3	AJM 156.230	
KG -4	AJM 163.646	
KG -5	AJM 158.870	integrierter Winkelmarkengeber für Indizierung im Fahrzeug

**Tabelle 16:** Übersicht über die eingesetzten Kurbelgehäuse

Bezeichnung	Indizierbohrungen
ZK -0	Serie
	2 x Einbaulage 1 - M10x1
	2 x Einbaulage 2
ZK -1	4 x Einbaulage 3
ZK -2	4 x Einbaulage 3
	4 x Einbaulage 1 -M10x1
ZK -3	4 x Einbaulage 4 -M5x0.5
	2x Einbaulage 1 - M10x1
	2 x Einbaulage 2
ZK -4	4 x Einbaulage 3
ZK -5	4 x Einbaulage 2 (für Fahrzeug)
ZK -6	Serie

**Tabelle 17:** Übersicht über die eingesetzten Zylinderköpfe





## Anhang D Beispiele zu den Auswertungen und den empirischen Modellen

### Anhang D.1 Auswertung von Einzelarbeitsspielen

Die Einzelarbeitsspiele wurden am Motorprüfstand mit der Kurbelgehäuse-Zylinderkopf-Kombination KG1-ZK3 (vgl. **Tabelle 16** bzw. **Tabelle 17** ab Seite 161) sowie Sensoren vom Typ 6061B der Firma KISTLER (vgl. **Tabelle 5** auf Seite 27) ermittelt.

Größe	Einheit	AP 1	AP 2	AP 3	AP 4	AP 5	AP 6	AP 7	AP 8	AP 9
Drehzahl	1 / min	1250	1250	1250	2000	2000	2000	3750	3750	3750
Einspritzmenge	mg / Hub	4	20	36	4	20	48	4	20	40
Ladedruck	bar	1.019	1.281	1.586	1.009	1.443	2.046	1.061	1.428	2.017
Frischluftmenge	mg / Hub	255.23	542	673.04	250.21	520.52	916.19	425.5	630.46	831.39
Einlass-Sammler-Temperatur	° C	56	49.5	45.25	69.5	90.5	56.75	37.5	48.25	69
Förderbeginn	° KW	-2.71	-1.99	-14.01	-6.72	-7.98	-14.99	-8.66	-13.85	-24.46
Effektives Moment	Nm	-19.8	91.3	194.9	-14.5	93.7	279	-47.8	93.3	210.1
Effektiver Mitteldruck	bar	-1.31	6.05	12.92	-0.96	6.21	18.49	-3.17	6.19	13.93

**Tabelle 18:** Ausgewählte Arbeitspunkte - Prüfstandsdaten und Einstellparameter

Größe	Einheit	AP 1	AP 2	AP 3	AP 4	AP 5	AP 6	AP 7	AP 8	AP 9
Indizierter Mitteldruck	bar	-0.32	7.02	14.03	0.71	7.44	19.78	-0.67	8.08	15.93
Indizierter Mitteldruck LWS	bar	-0.18	-0.38	-0.36	-0.26	-0.34	0.12	-1.08	-0.96	-1.14
Indizierter Mitteldruck HD	bar	-0.14	7.40	14.39	0.97	7.78	19.67	0.41	9.03	17.06
Spitzendruck (Winkel)	° KW	-1.39	15.72	7.74	-1.04	12.00	10.73	-0.85	10.66	7.50
Spitzendruck	bar	46.22	63.18	141.23	50.22	79.01	159.84	54.67	86.00	152.25
Maximaler Differenzdruck (Winkel)	° KW	12.00	20.00	10.00	15.00	17.00	15.00	20.00	17.00	15.00
Maximaler Differenzdruck	bar	3.30	28.77	77.72	7.97	32.58	85.04	4.09	37.21	69.82
Zylinderdruck bei dQmax (Winkel)	° KW	7.85	12.56	2.38	9.99	10.70	9.35	14.84	10.57	5.35
Zylinderdruck bei dQmax	bar	41.63	61.00	120.94	45.85	78.74	158.26	37.28	86.12	149.69
Minimum dQ (Winkel)	° KW	-7.80	-4.91	-10.44	-3.78	-6.67	-10.28	0.81	-3.84	-13.62
Minimum dQ	bar	-2.47	-2.96	-5.11	-2.44	-3.40	-5.35	-3.07	-4.72	-4.12
Maximum dQ (Winkel)	° KW	7.85	12.56	2.38	9.99	10.70	9.35	14.84	10.57	5.35
Maximum dQ	J / °KW	10.40	56.44	60.75	11.51	35.93	64.86	6.93	35.49	43.78
Verbrennungsbeginn (Winkel)	° KW	5.00	3.00	-9.00	2.00	-1.00	-5.00	7.00	0.00	-8.00
Verbrennungsbeginn	J	-40.60	-45.11	-17.01	-34.44	-39.62	-26.61	-34.23	-28.20	-18.63
2 % Schwelle von Q (Winkel)	° KW	6.27	9.44	-2.53	4.71	5.78	0.49	11.03	3.95	-3.23
5 % Schwelle von Q (Winkel)	° KW	6.74	11.26	-0.89	5.80	7.26	2.55	11.89	5.44	-0.57
50 % Schwelle von Q (Winkel)	° KW	9.10	18.17	8.22	11.83	16.16	14.16	17.69	15.89	15.47
90 % Schwelle von Q (Winkel)	° KW	19.23	42.61	45.65	26.55	41.92	49.16	30.92	35.79	50.38
95 % Schwelle von Q (Winkel)	° KW	23.19	51.80	59.95	32.36	51.92	62.99	34.58	42.93	63.83
Verbrennungsende (Winkel)	° KW	32.00	73.00	85.00	43.00	71.00	90.00	43.00	56.00	86.00
Verbrennungsende	J	10.45	650.41	1188.15	94.25	669.94	1667.24	49.23	732.49	1454.70
Maximum rel. Temperatur (Winkel)	° KW	-5.79	27.85	16.11	14.23	24.65	22.05	-1.47	24.82	23.11
Maximum rel. Temperatur	1	2.42	4.14	5.35	2.82	4.20	5.46	2.63	4.39	5.27
rel. Temperatur vor der Verbrennung	1	2.32	2.36	2.36	2.48	2.54	2.54	2.48	2.51	2.67
rel. Temperatur bei 120 Grad KW	1	0.97	2.72	3.35	1.35	2.65	3.70	1.28	2.80	3.68
rel. Temperatur bei 151 Grad KW	1	0.94	2.38	2.96	1.24	2.42	3.41	1.24	2.62	3.43
rel. Temperatur bei 180 Grad KW	1	0.95	1.32	1.42	1.04	1.59	2.10	1.36	2.16	2.63

**Tabelle 19:** Ausgewertete Zylinderdruckmerkmale der ausgewählten Arbeitspunkte (ein Arbeitsspiel des dritten Zylinders)

### Arbeitspunkt 1

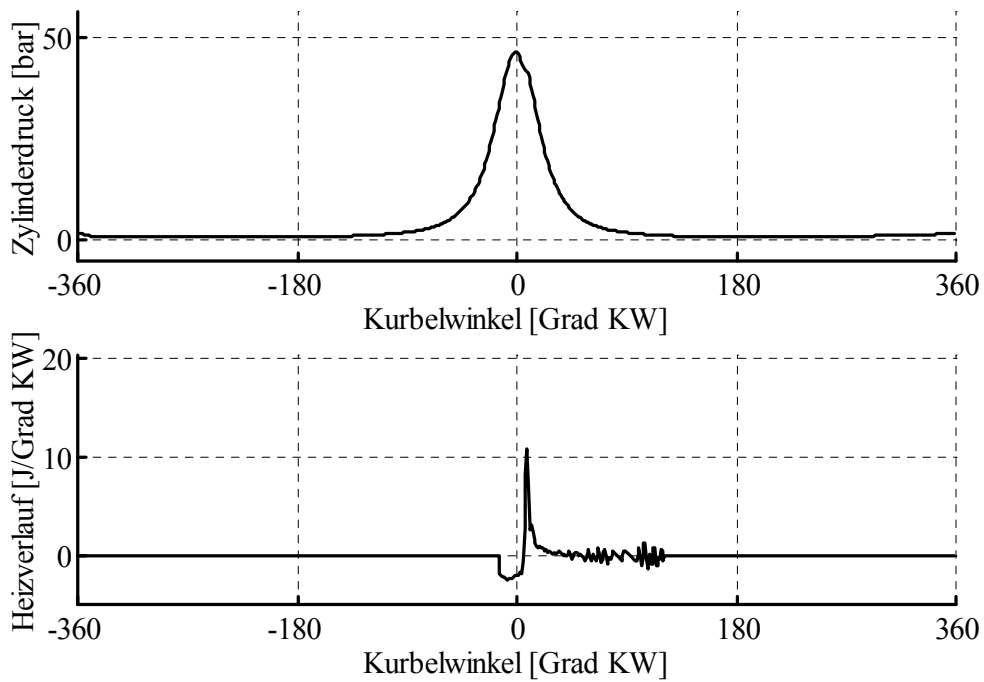


Abbildung 83: AP 1 Signalverläufe

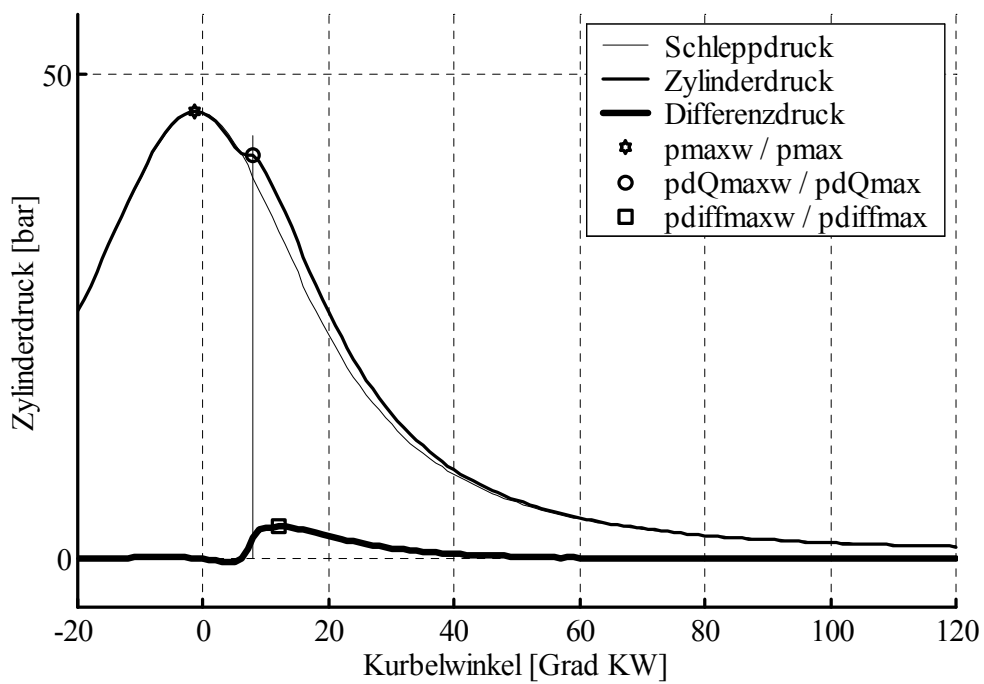


Abbildung 84: AP 1 Merkmale aus dem Zylinderdruck

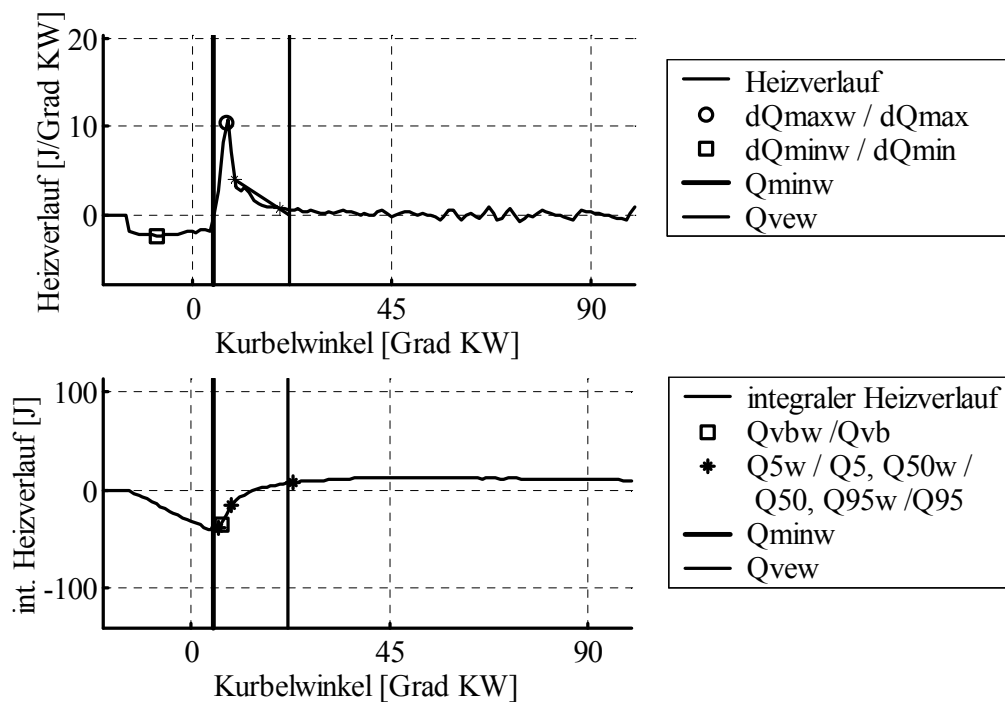


Abbildung 85: AP 1 Merkmale aus dem Heizgesetz

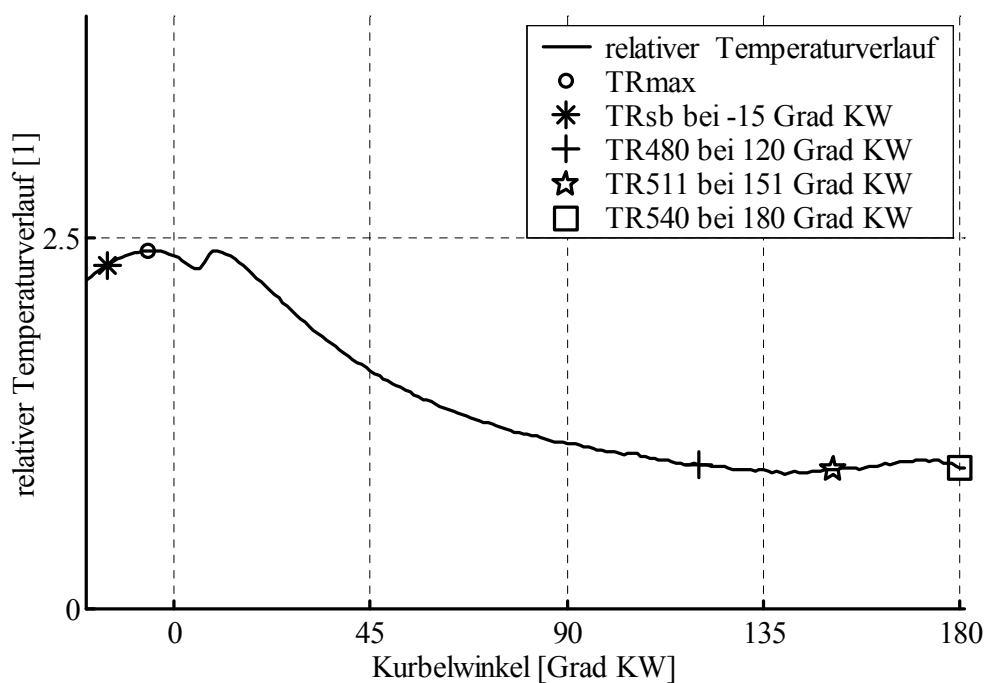


Abbildung 86: AP 1 Merkmale aus dem relativen Temperaturverlauf

## Arbeitspunkt 2

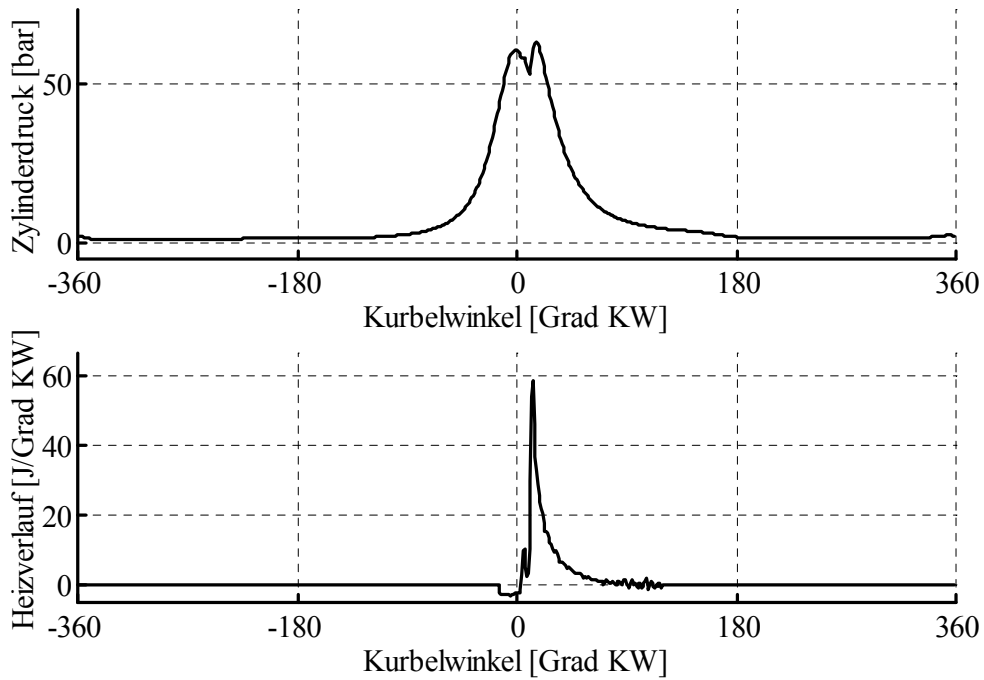


Abbildung 87: AP 2 Signalverläufe

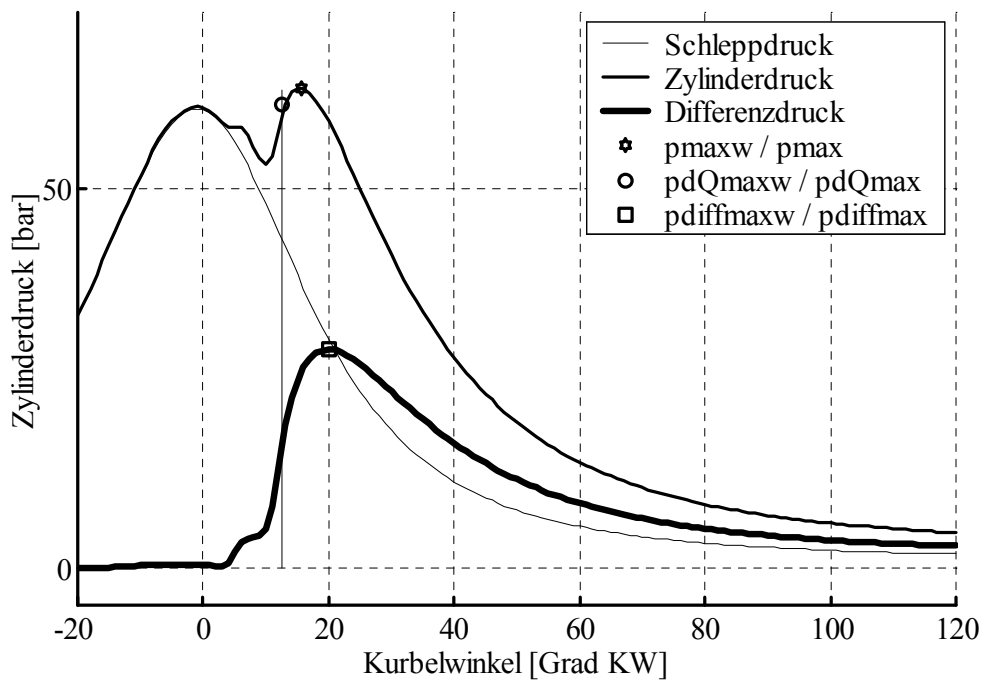


Abbildung 88: AP 2 Merkmale aus dem Zylinderdruck

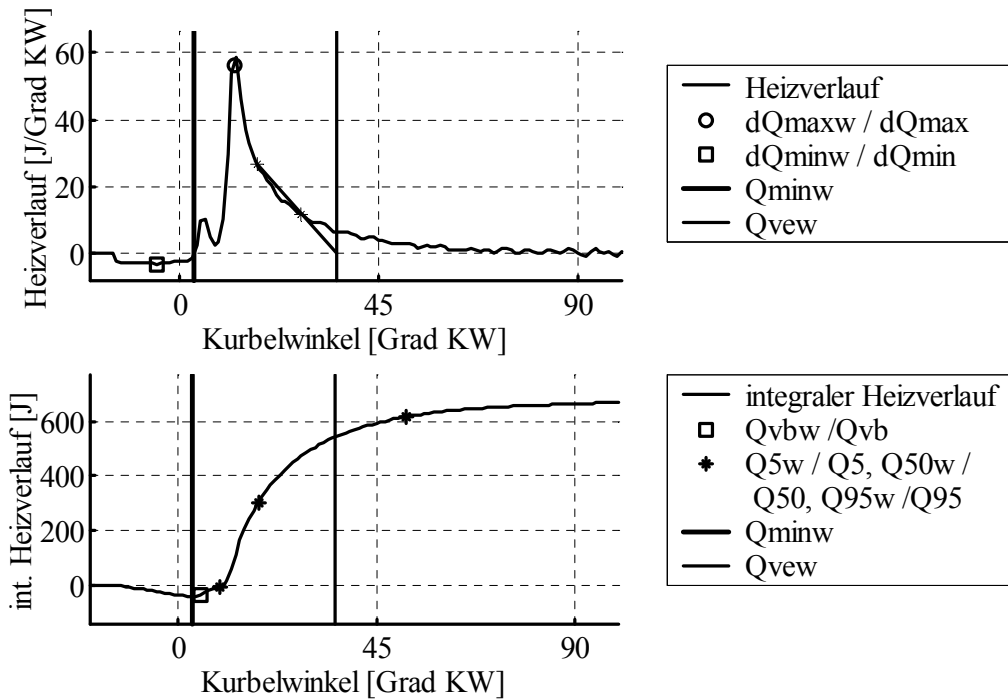


Abbildung 89: AP 2 Merkmale aus dem Heizgesetz

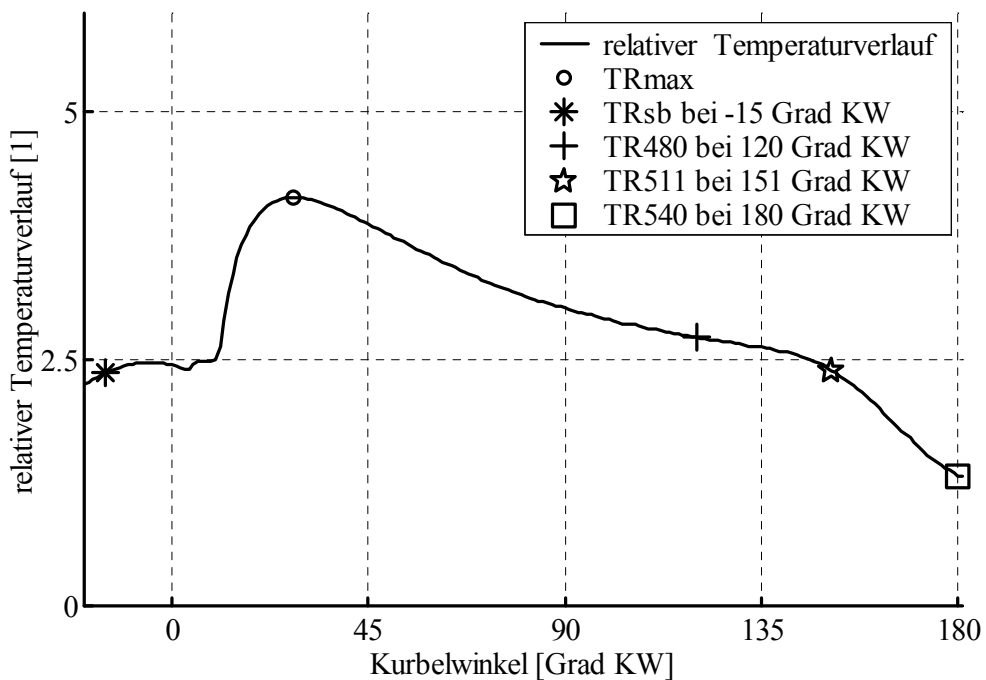


Abbildung 90: AP 2 Merkmale aus dem relativen Temperaturverlauf

### Arbeitspunkt 3

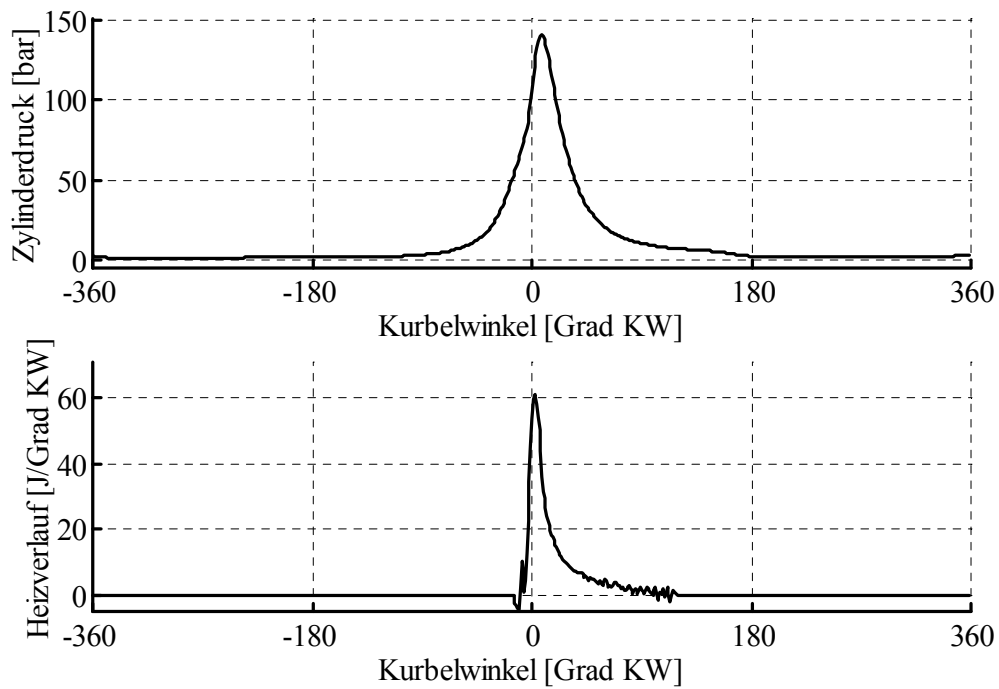


Abbildung 91: AP 3 Signalverläufe

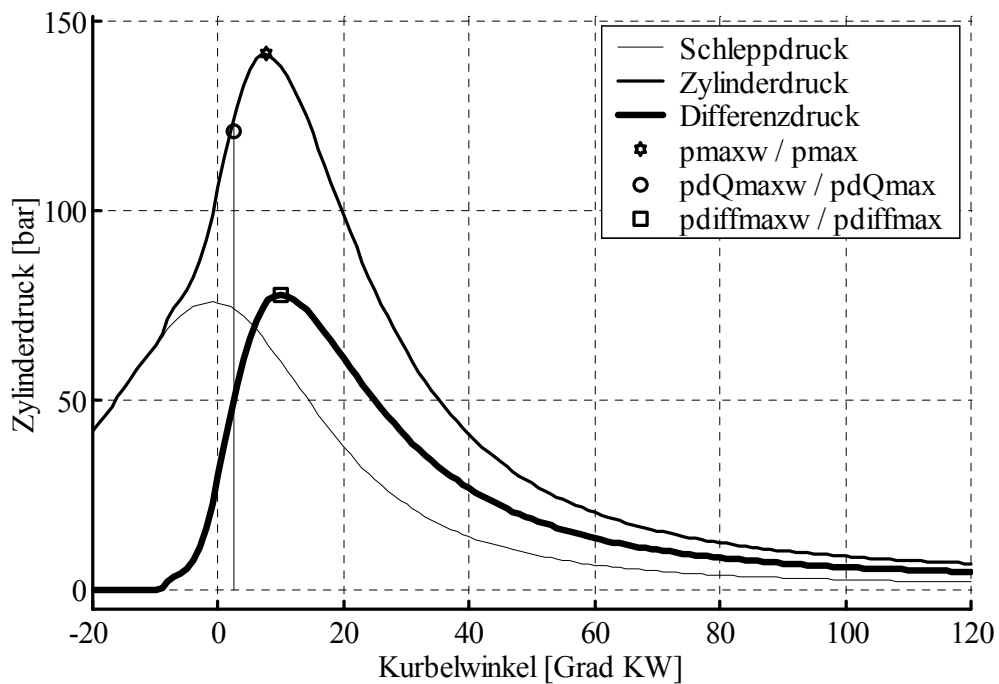


Abbildung 92: AP 3 Merkmale aus dem Zylinderdruck

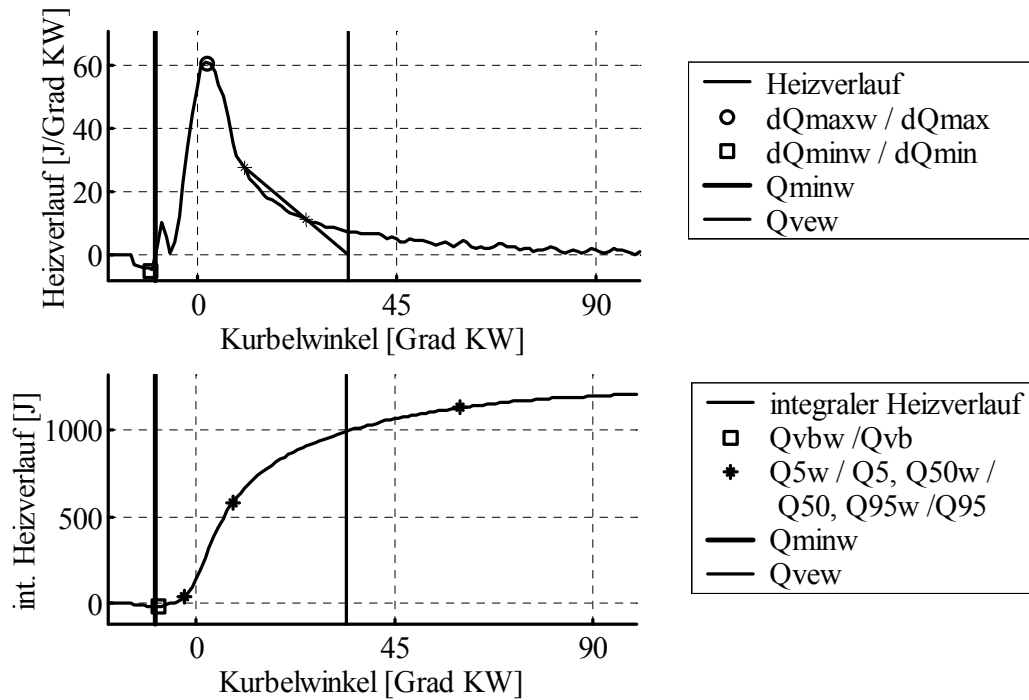


Abbildung 93: AP 3 Merkmale aus dem Heizgesetz

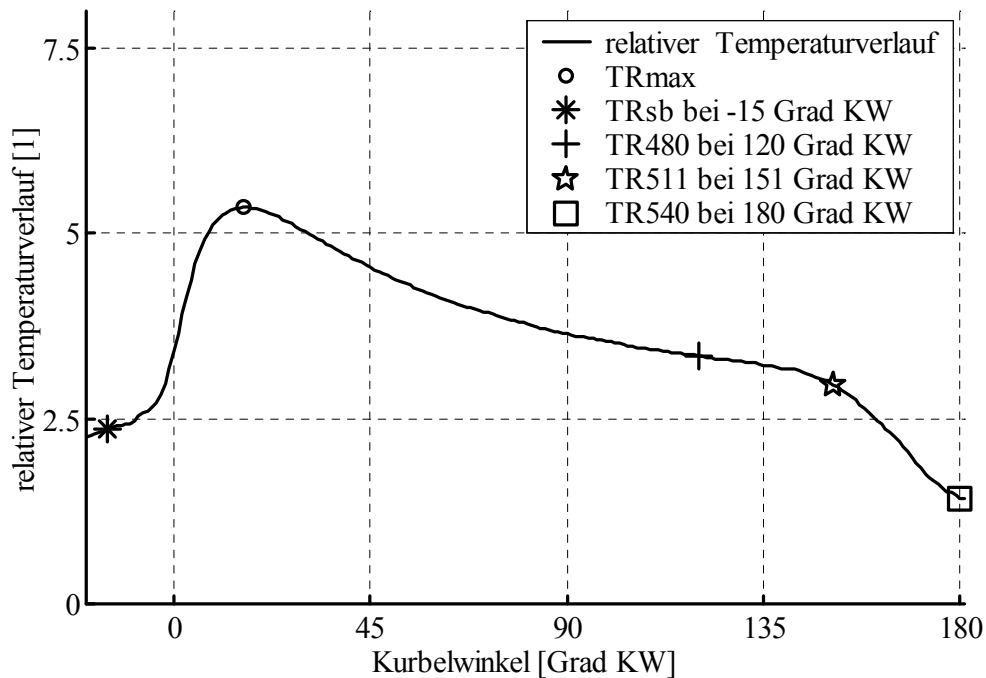


Abbildung 94: AP 3 Merkmale aus dem relativen Temperaturverlauf

### Arbeitspunkt 4

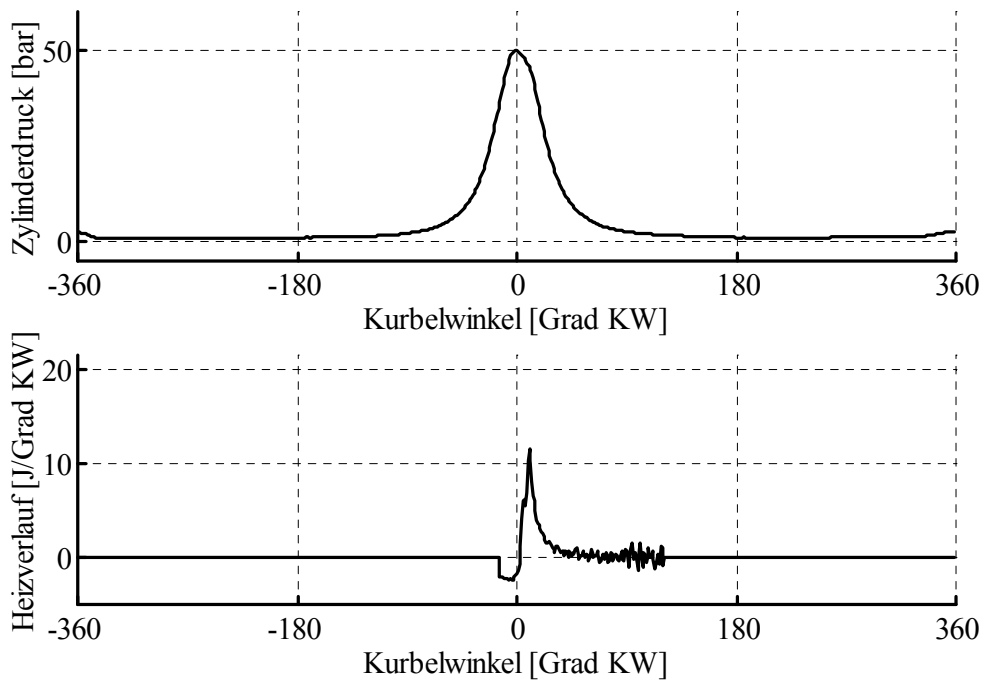


Abbildung 95: AP 4 Signalverläufe

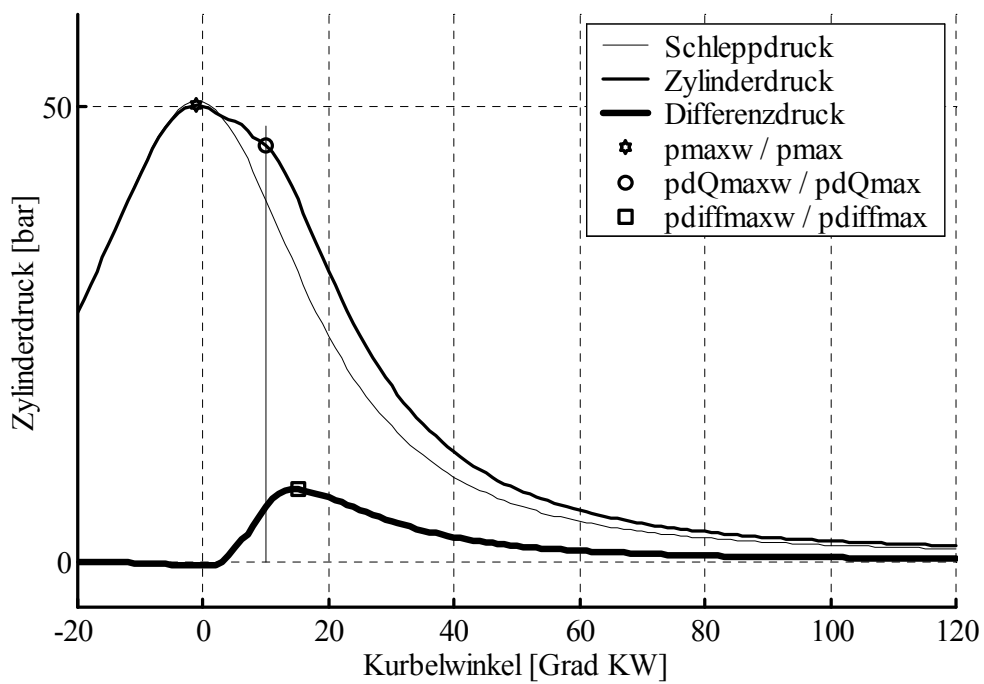


Abbildung 96: AP 4 Merkmale aus dem Zylinderdruck



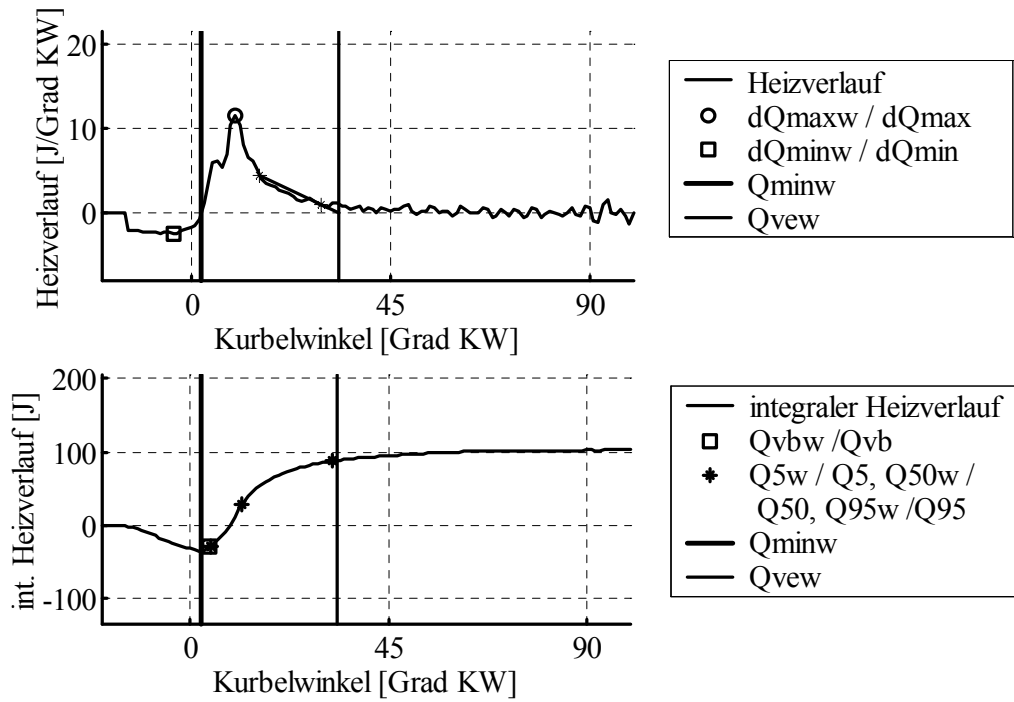


Abbildung 97: AP 4 Merkmale aus dem Heizgesetz

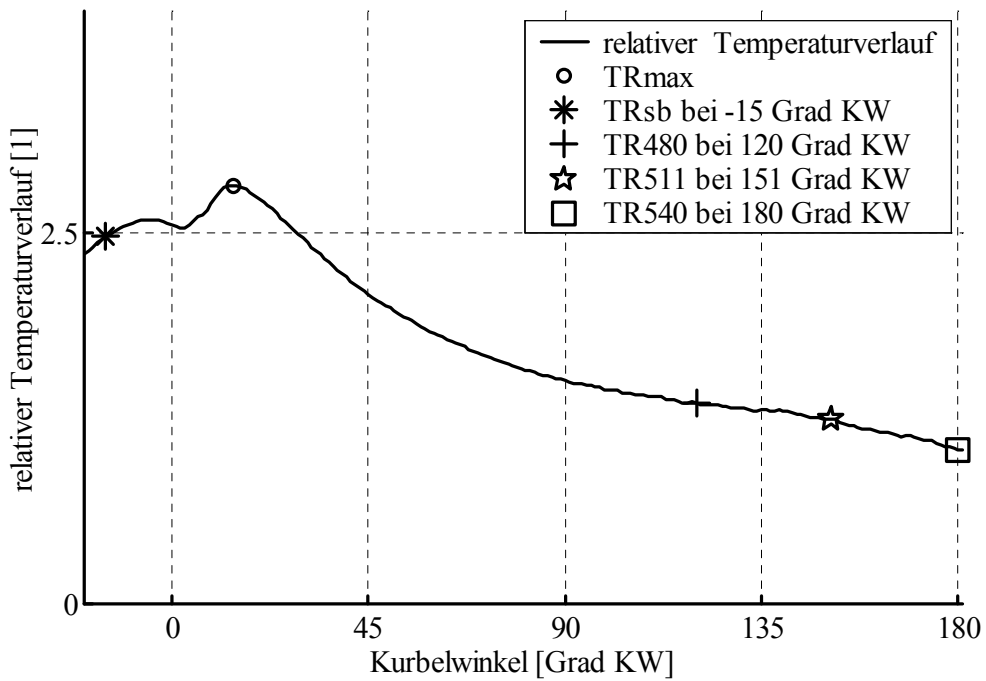


Abbildung 98: AP 4 Merkmale aus dem relativen Temperaturverlauf

### Arbeitspunkt 5

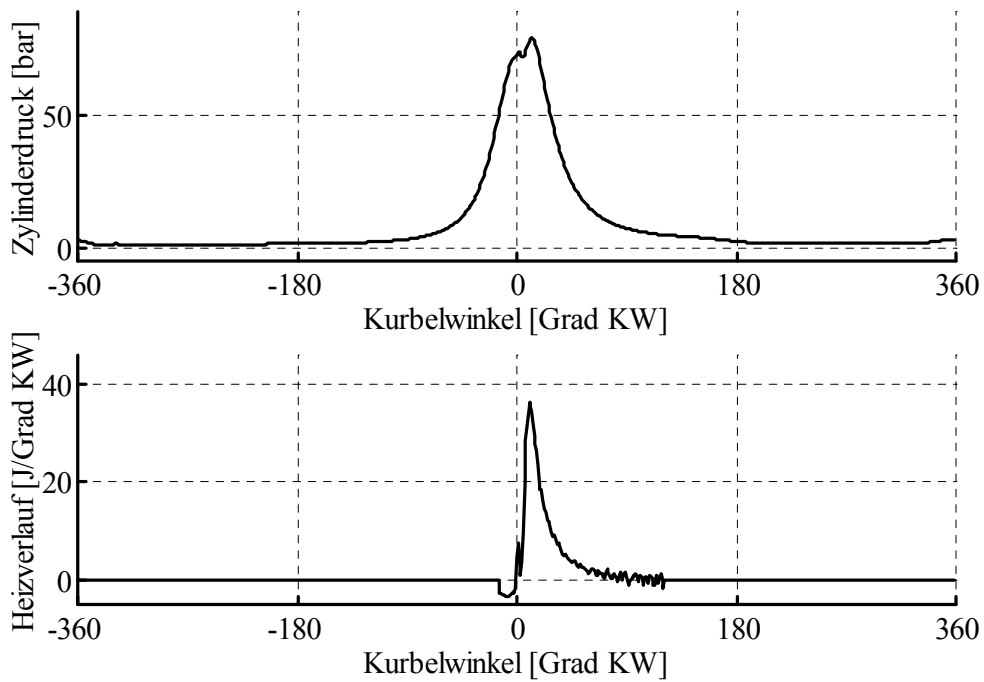


Abbildung 99: AP 5 Signalverläufe

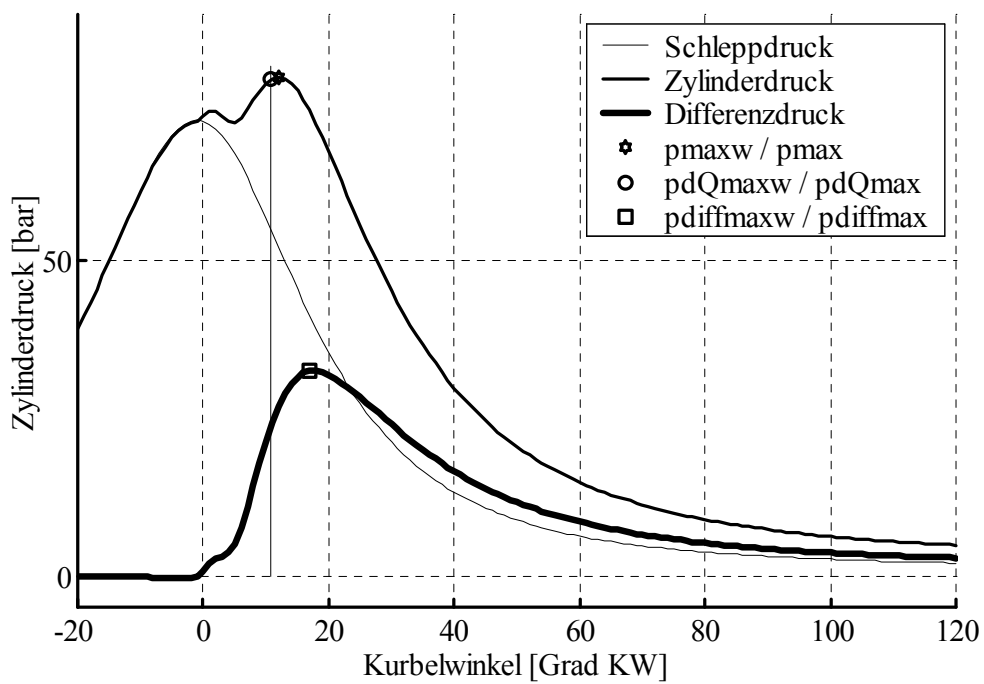


Abbildung 100: AP 5 Merkmale aus dem Zylinderdruck

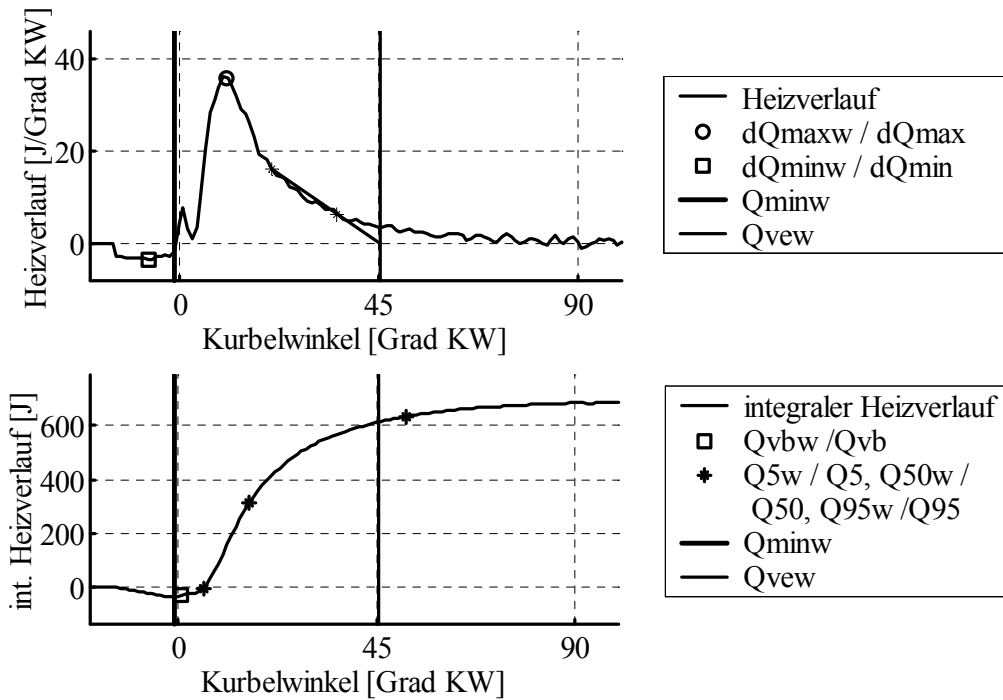


Abbildung 101: AP 5 Merkmale aus dem Heizgesetz

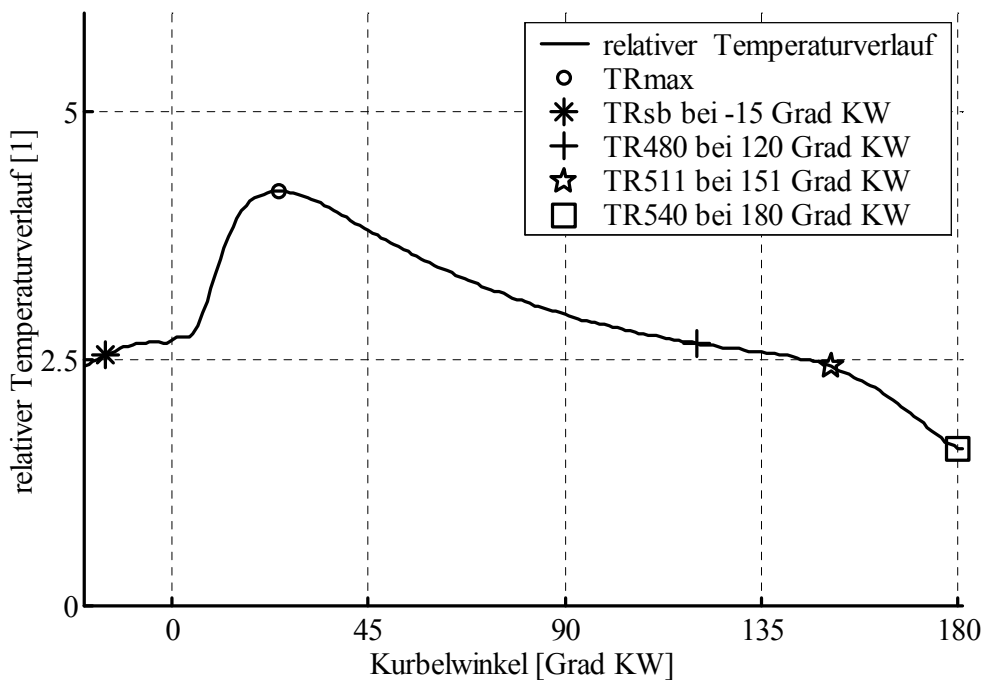


Abbildung 102: AP 5 Merkmale aus dem relativen Temperaturverlauf

### Arbeitspunkt 6

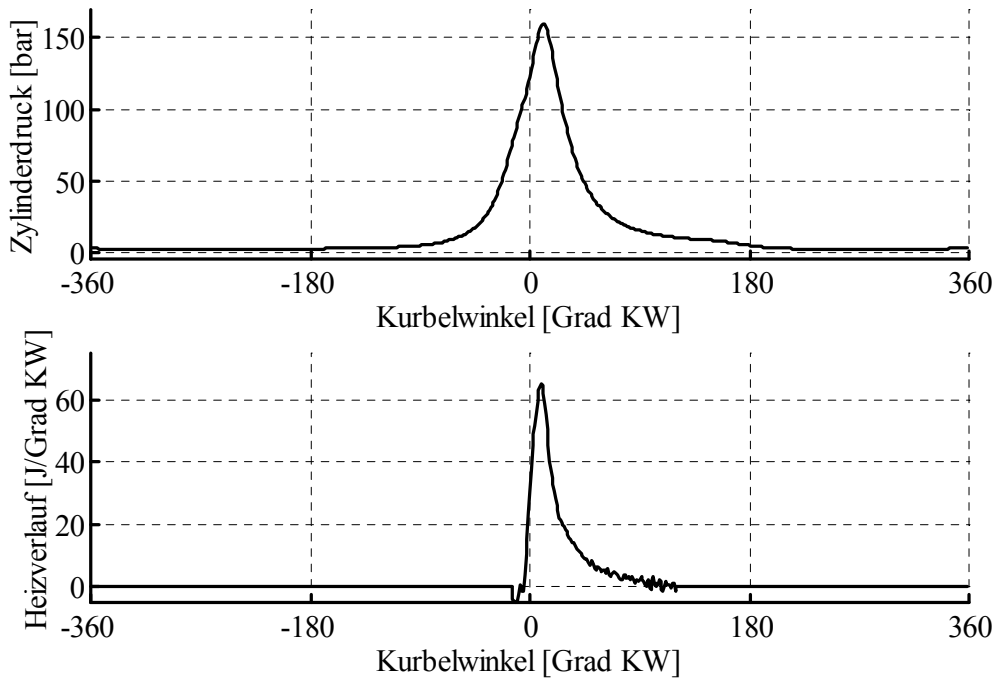


Abbildung 103: AP 6 Signalverläufe

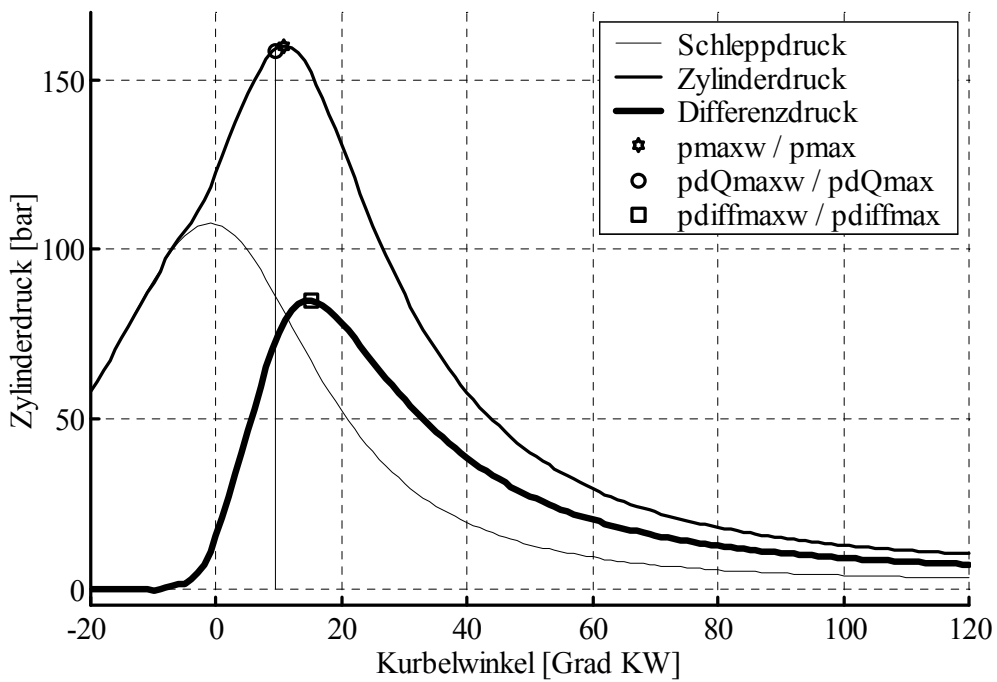


Abbildung 104: AP 6 Merkmale aus dem Zylinderdruck

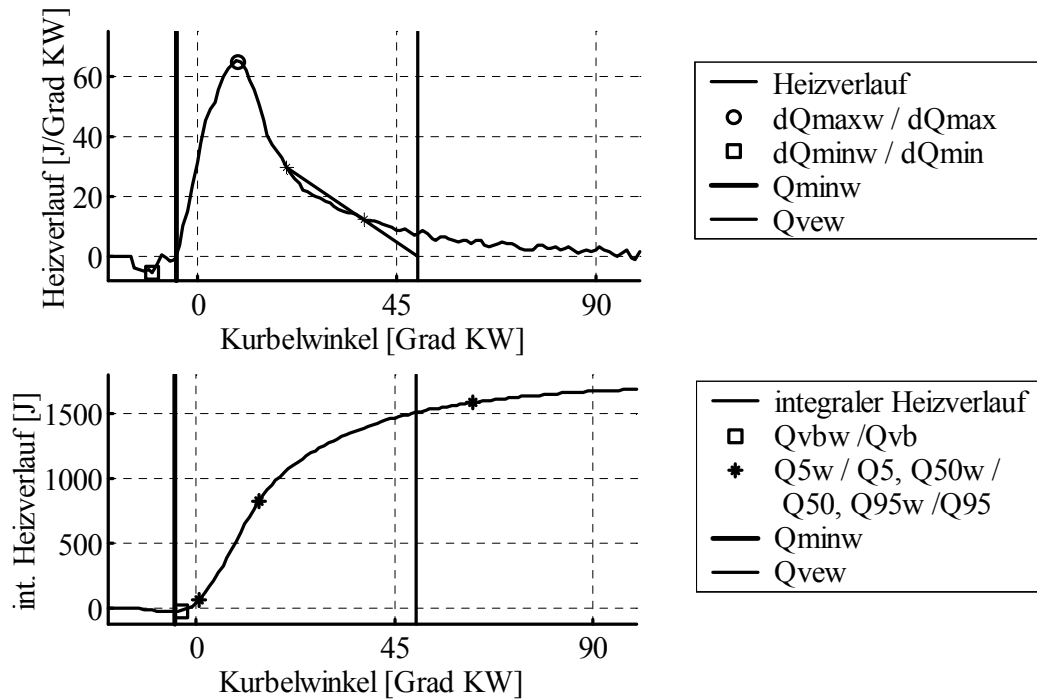


Abbildung 105: AP 6 Merkmale aus dem Heizgesetz

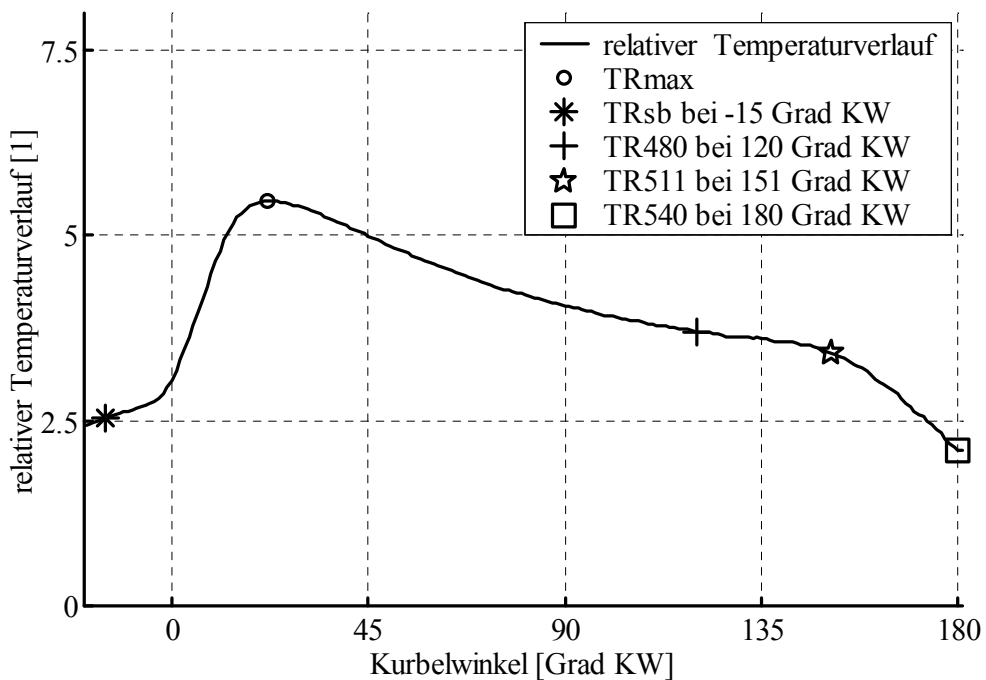


Abbildung 106: AP 6 Merkmale aus dem relativen Temperaturverlauf

### Arbeitspunkt 7

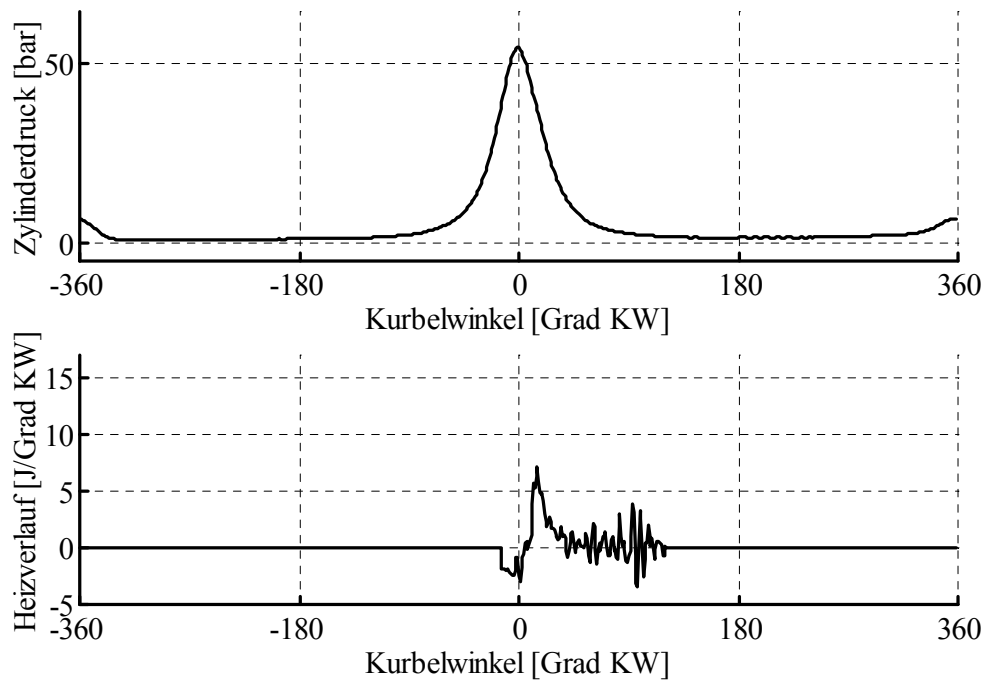


Abbildung 107: AP 7 Signalverläufe

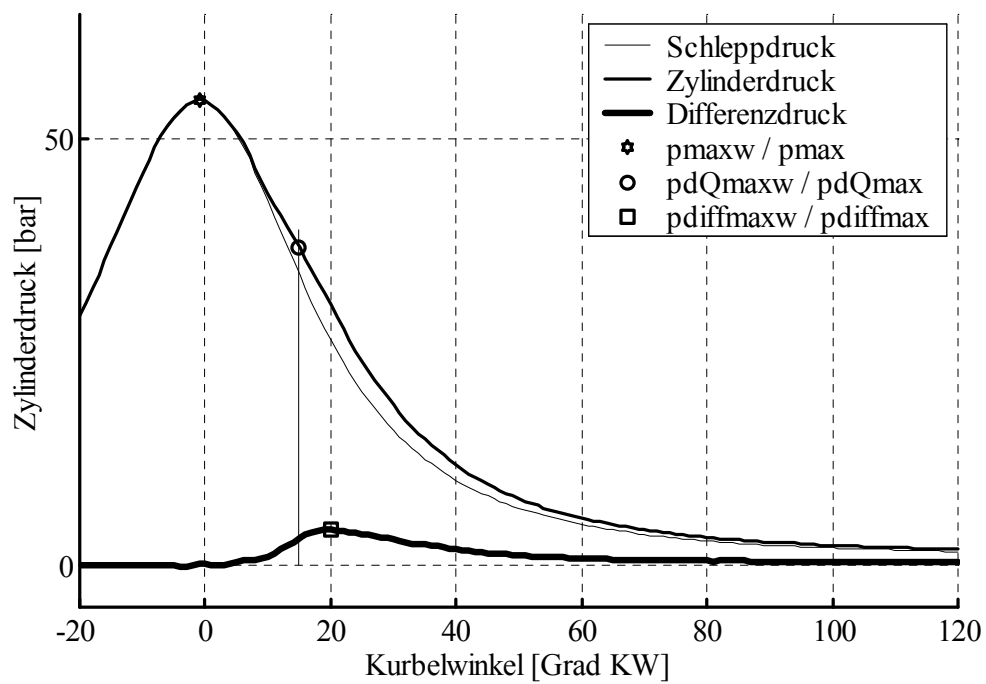


Abbildung 108: AP 7 Merkmale aus dem Zylinderdruck

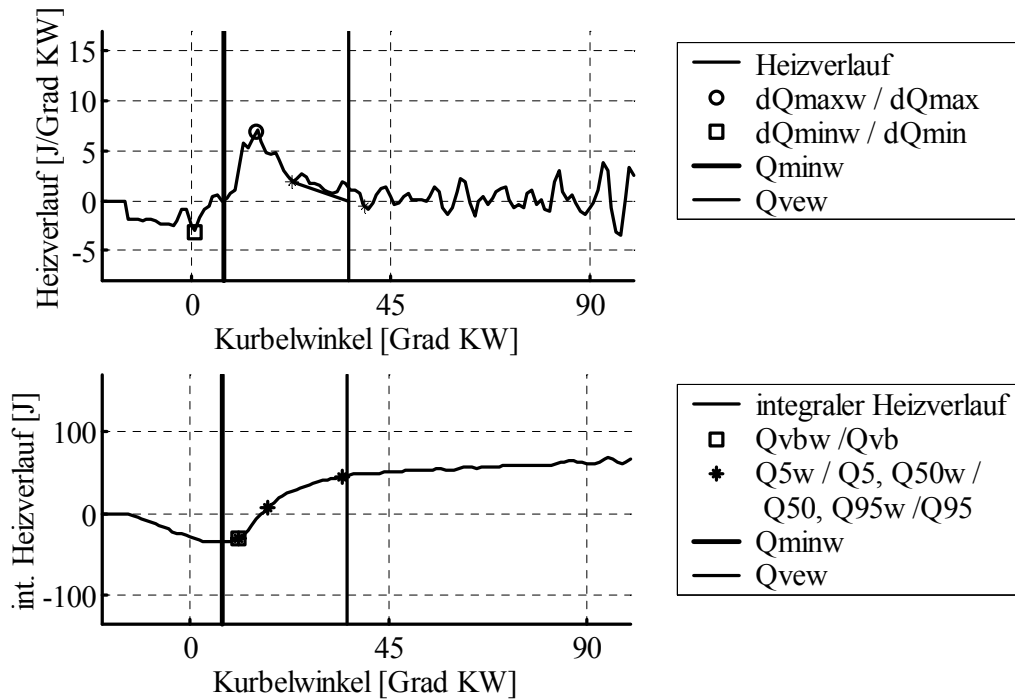


Abbildung 109: AP 7 Merkmale aus dem Heizgesetz

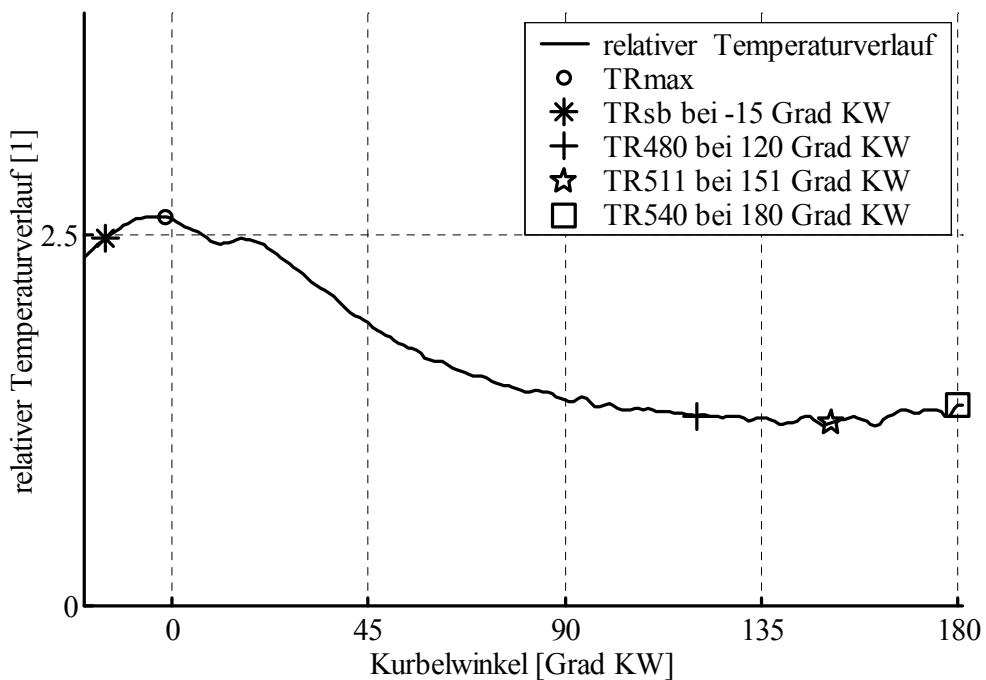


Abbildung 110: AP 7 Merkmale aus dem relativen Temperaturverlauf

### Arbeitspunkt 8

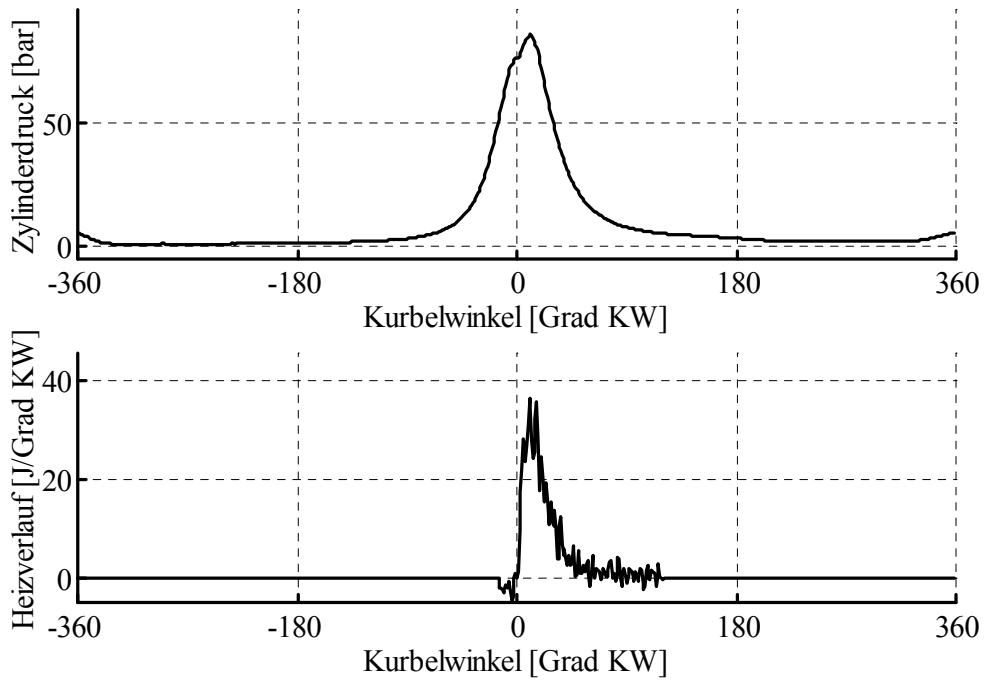


Abbildung 111: AP 8 Signalverläufe

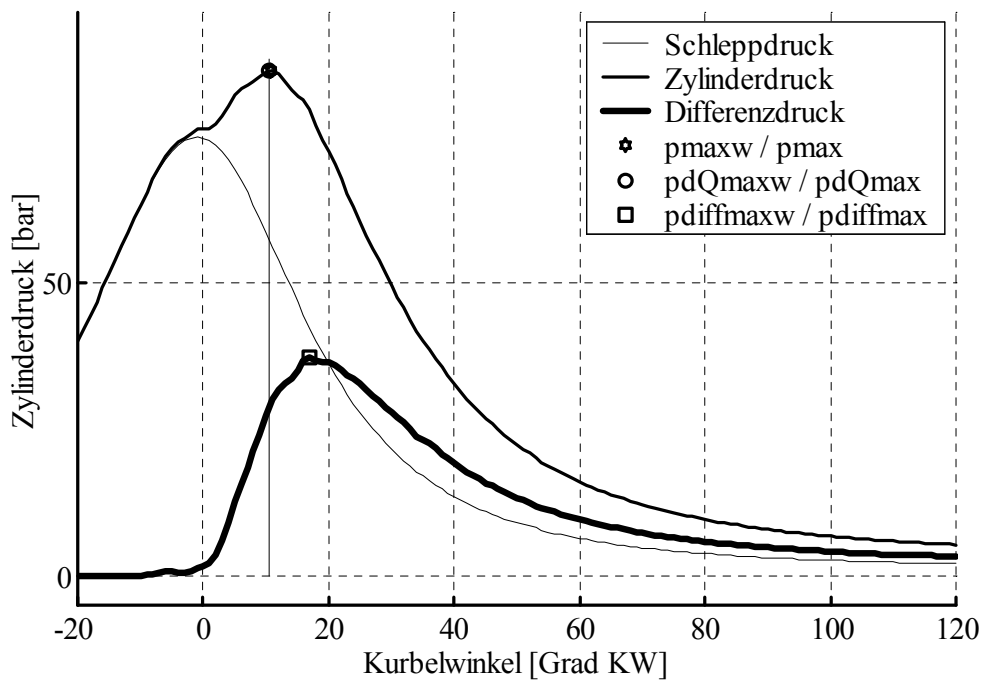


Abbildung 112: AP 8 Merkmale aus dem Zylinderdruck



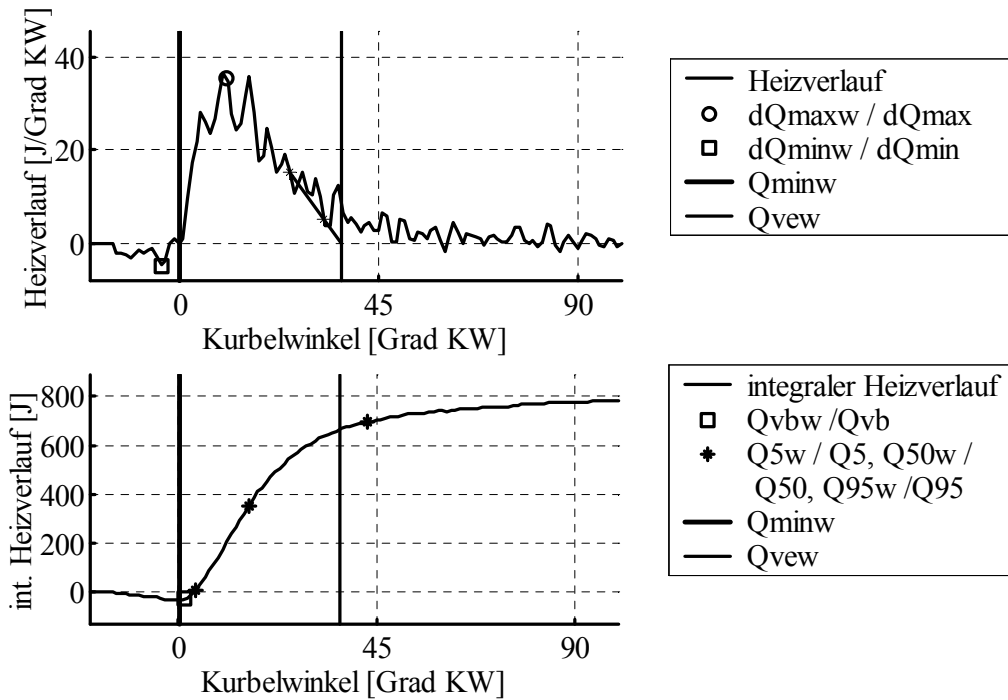


Abbildung 113: AP 8 Merkmale aus dem Heizgesetz

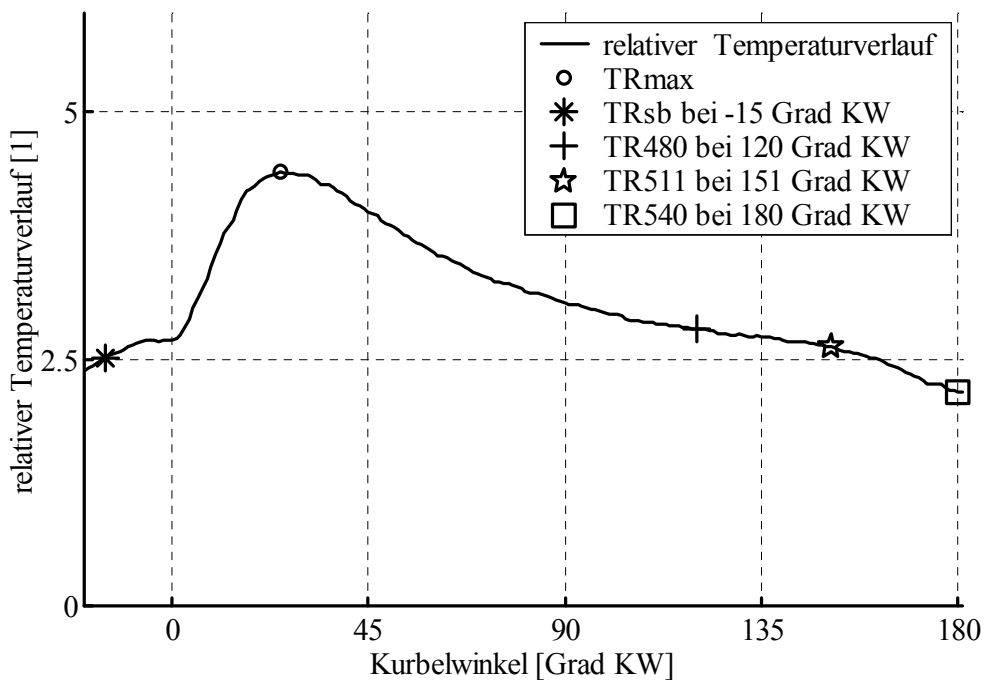


Abbildung 114: AP 8 Merkmale aus dem relativen Temperaturverlauf

### Arbeitspunkt 9

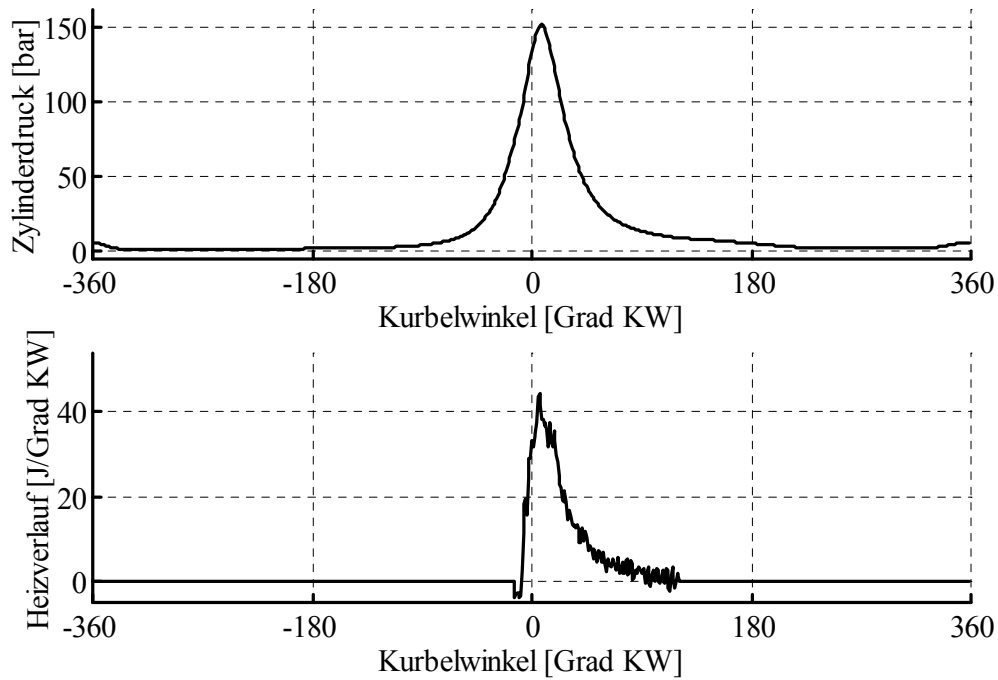


Abbildung 115: AP 9 Signalverläufe

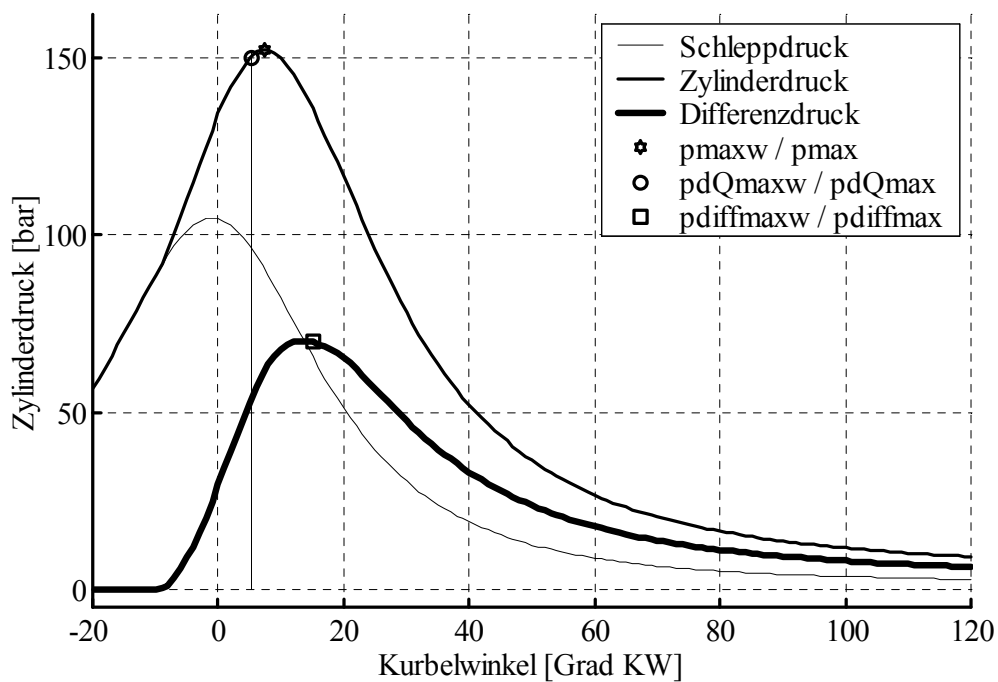


Abbildung 116: AP 9 Merkmale aus dem Zylinderdruck

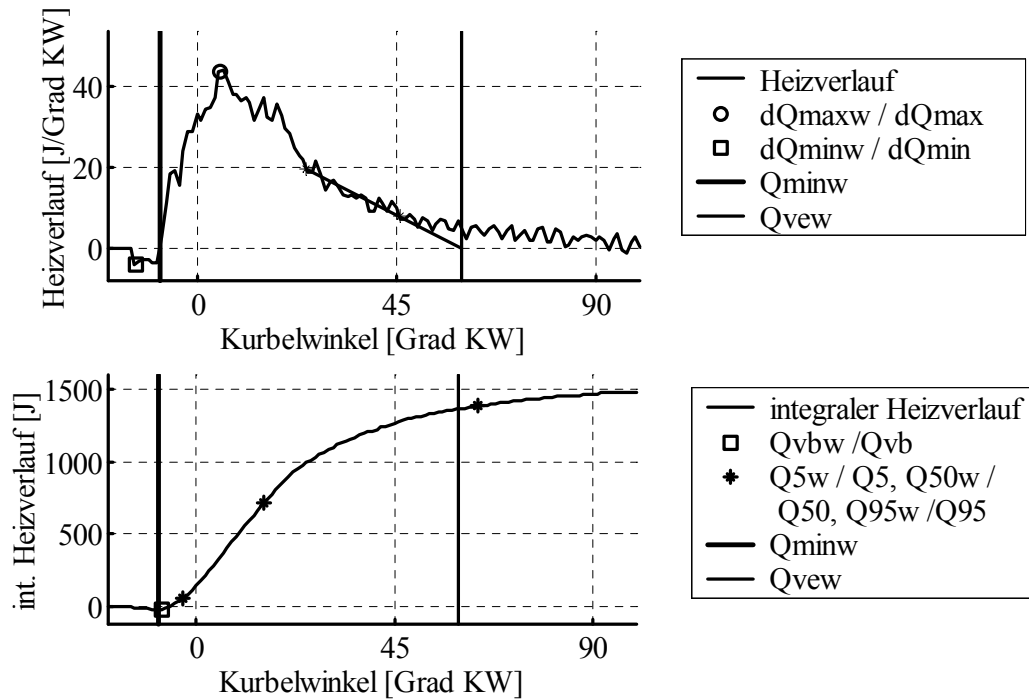


Abbildung 117: AP 9 Merkmale aus dem Heizgesetz

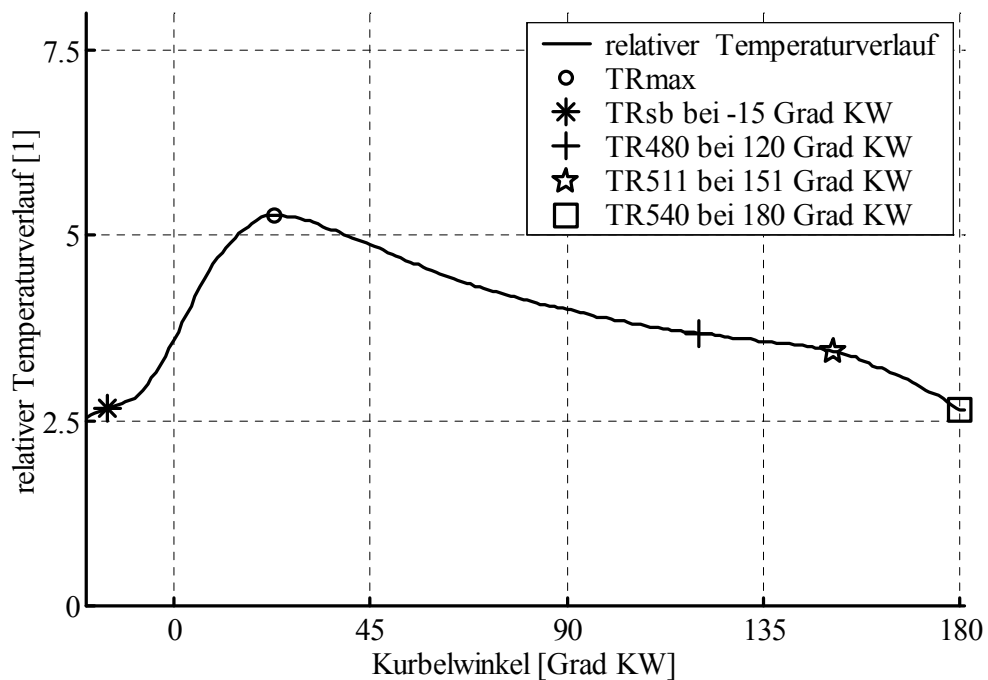


Abbildung 118: AP 9 Merkmale aus dem relativen Temperaturverlauf

## Anhang D.2 Auswertung von Kenngrößen mehrerer Zylinder

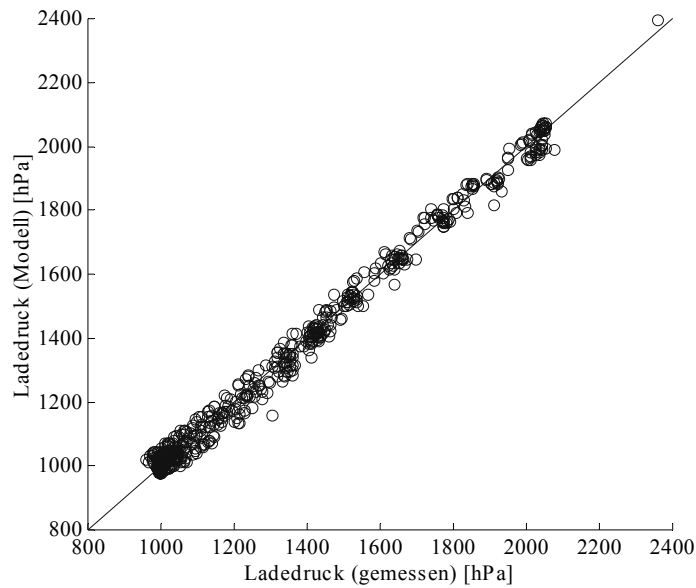


Abbildung 119: Ladedruckmodell

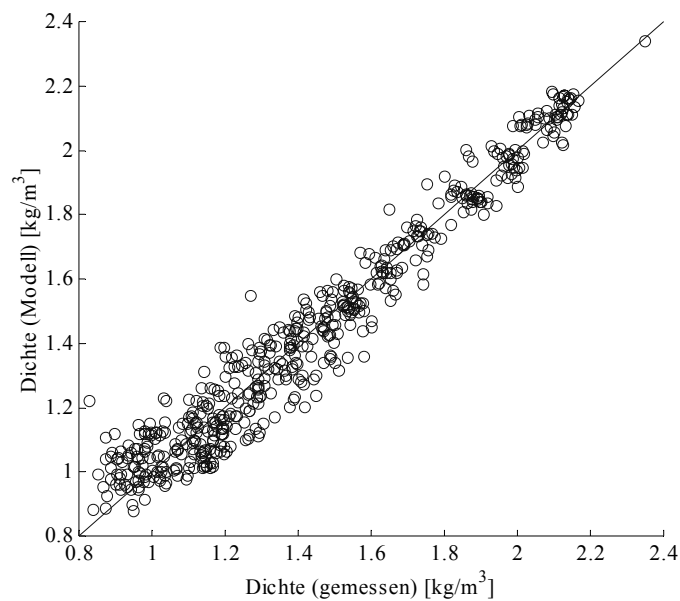
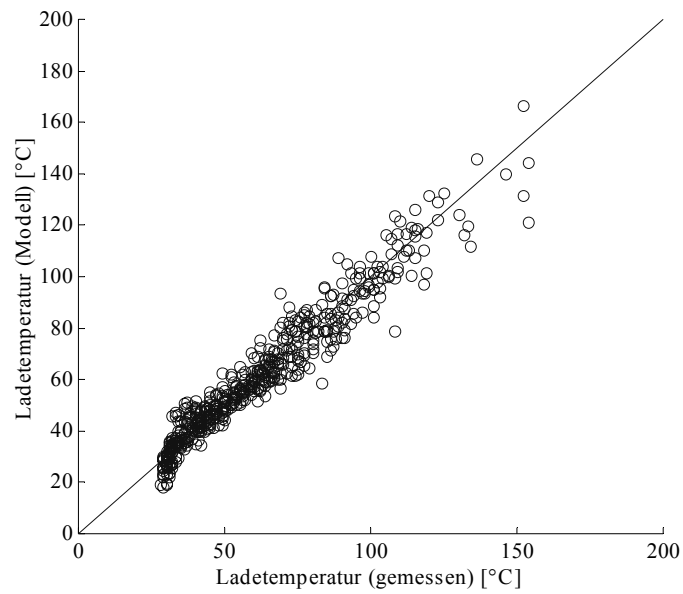
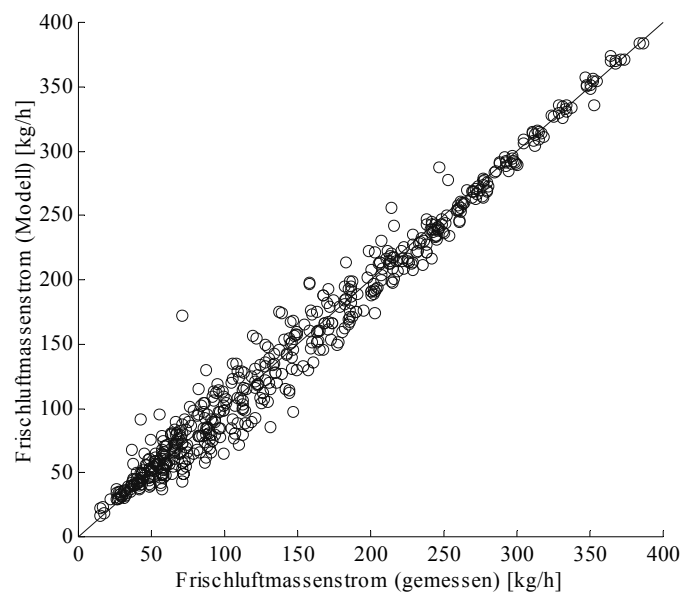


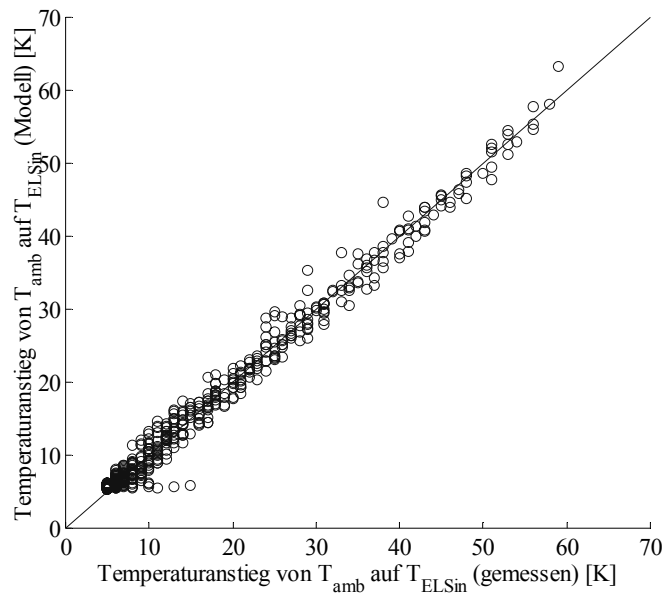
Abbildung 120: Dichtemodell



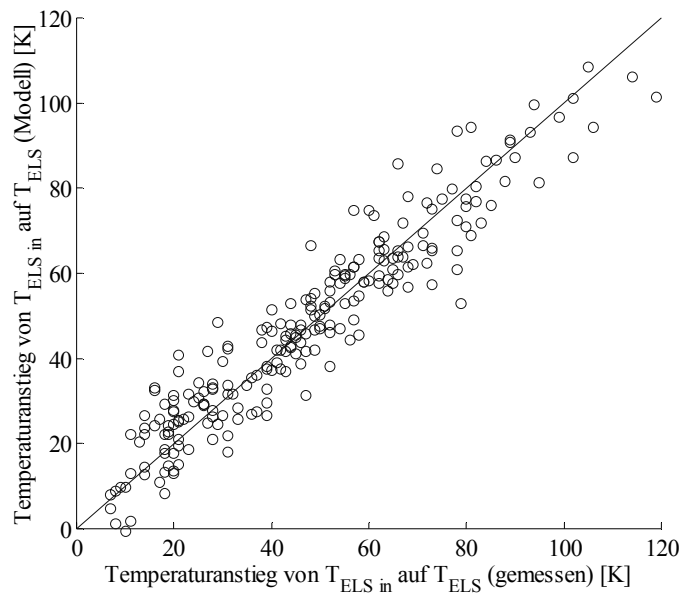
*Abbildung 121: Ladetemperaturmodell*



*Abbildung 122: Frischluftdurchsatzmodell*



**Abbildung 123:** Einlass-Sammler-Eingangstemperatur-Modell



**Abbildung 124:** Modell Einlass-Sammler-Temperaturanstieg bei Abgasrückführung

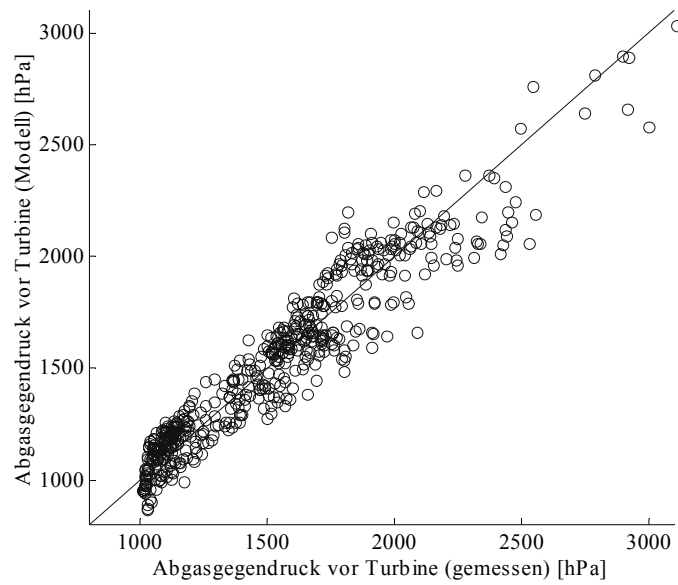


Abbildung 125: Abgasgegendruckmodell

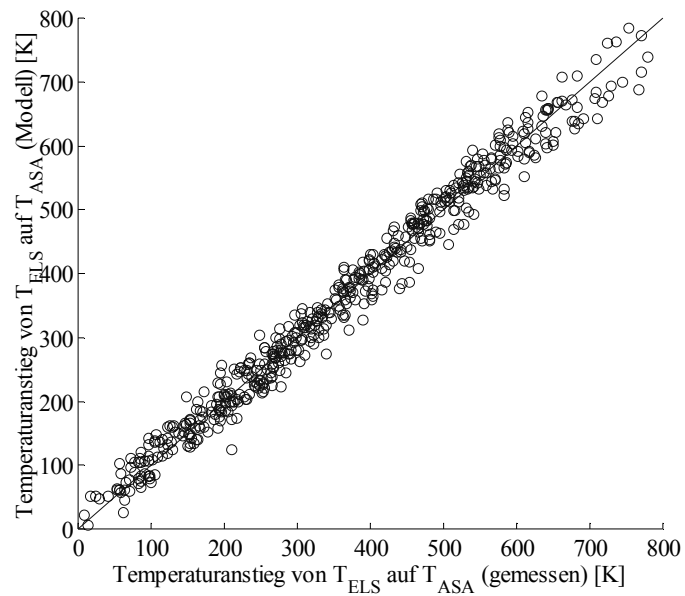
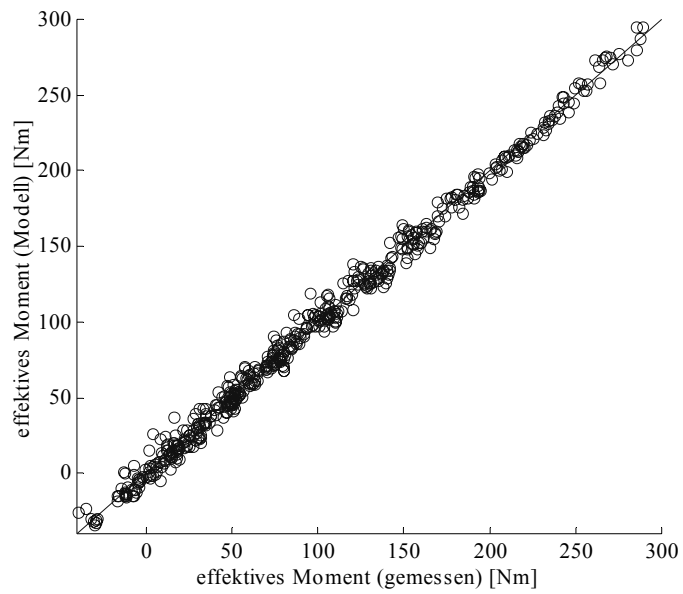
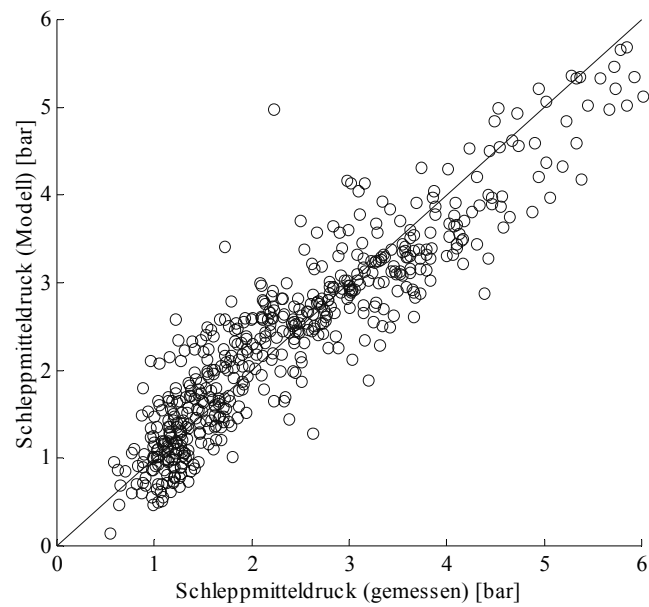


Abbildung 126: Modell Differenztemperatur über den Kolbenmotor

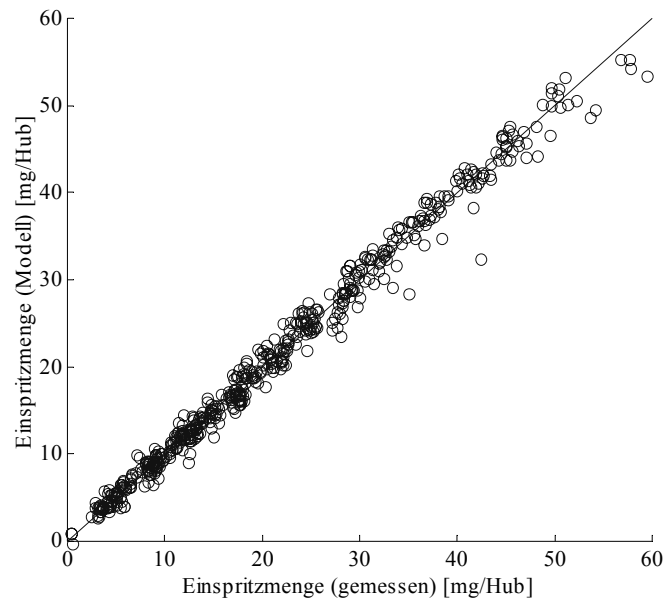


*Abbildung 127: Modell Effektives Moment*

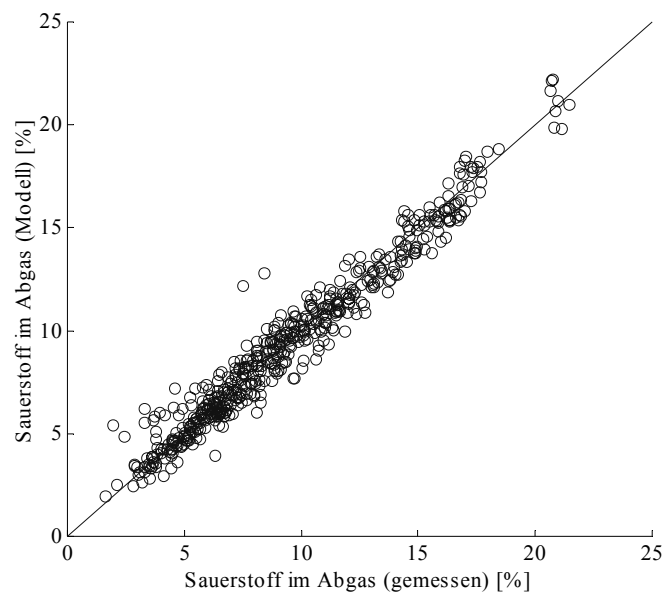


*Abbildung 128: Modell Schleppmitteldruck*

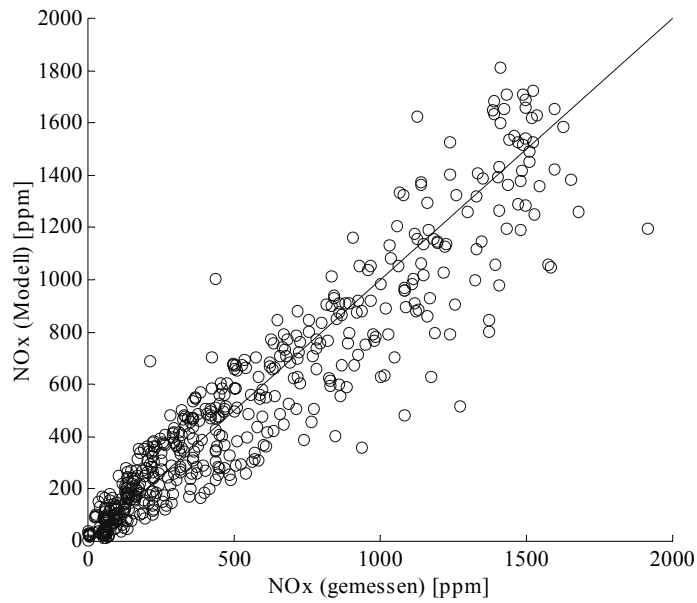




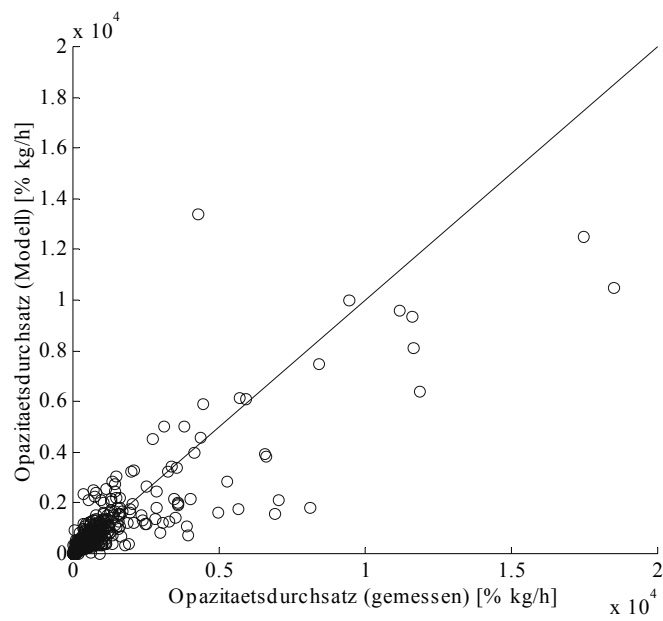
*Abbildung 129: Modell Einspritzmenge*



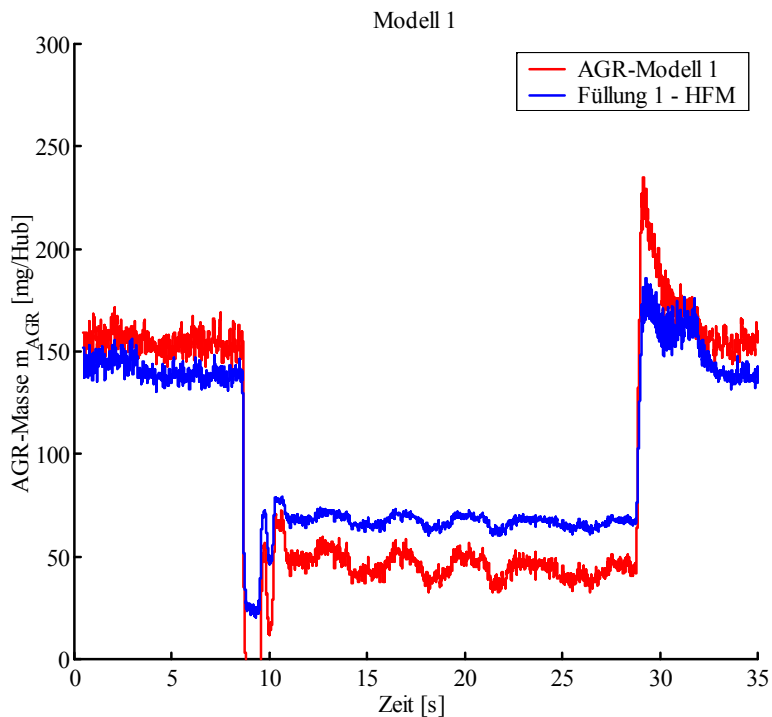
*Abbildung 130: Modell Sauerstoffanteil im Abgas*



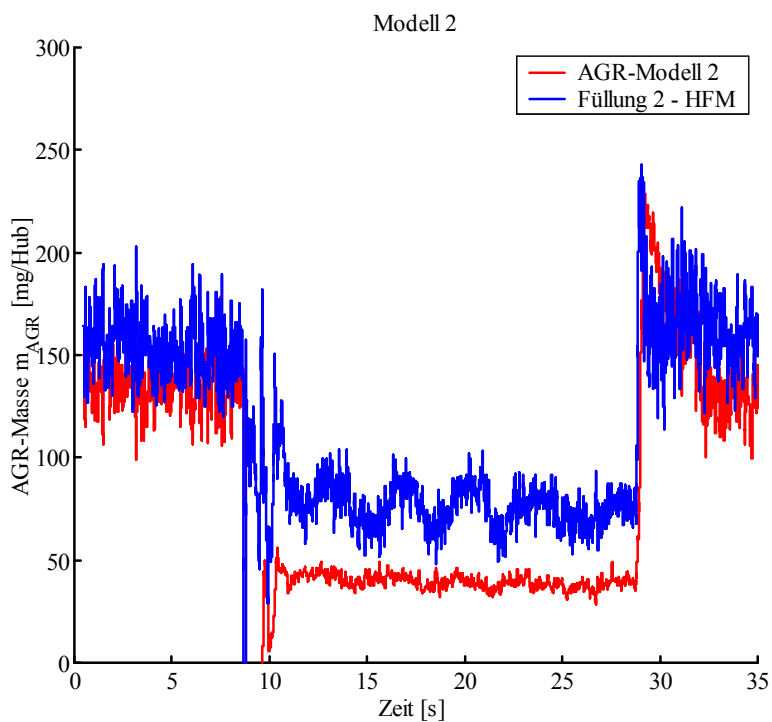
**Abbildung 131:** Modell Stickoxidanteil im Abgas



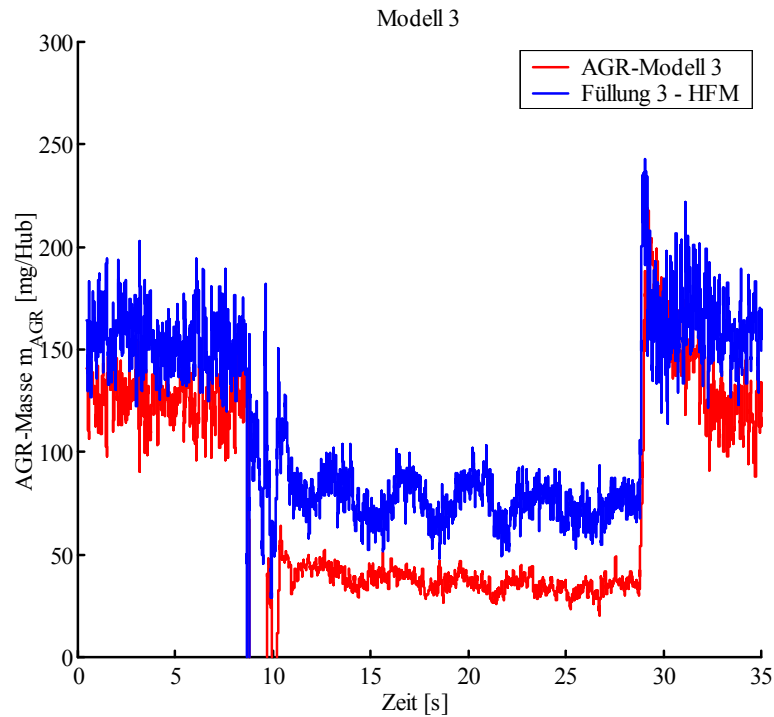
**Abbildung 132:** Modell Opazitätsdurchsatz im Abgas



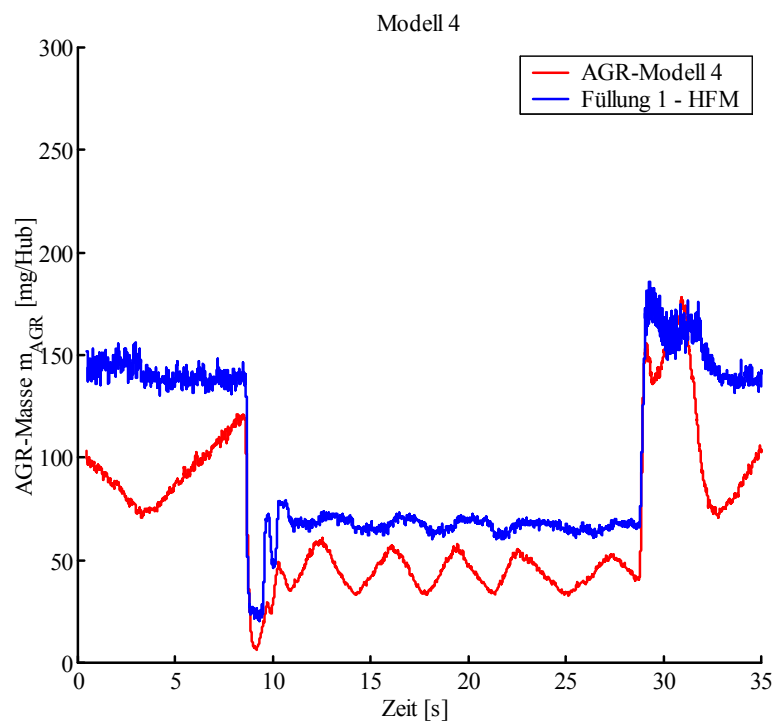
**Abbildung 133:** Verlauf der AGR-Masse je Arbeitsspiel des Abgasrückführmodells 1 für einen Lastsprung von  $M_e=20\text{ Nm}$  auf  $155\text{ Nm}$  bei  $n_{mot}=1700\text{ min}^{-1}$



**Abbildung 134:** Verlauf der AGR-Masse je Arbeitsspiel des Abgasrückführmodells 2 für einen Lastsprung von  $M_e=20\text{ Nm}$  auf  $155\text{ Nm}$  bei  $n_{mot}=1700\text{ min}^{-1}$



**Abbildung 135:** Verlauf der AGR-Masse je Arbeitsspiel des Abgasrückführmodells 3 für einen Lastsprung von  $M_e=20\text{ Nm}$  auf  $155\text{ Nm}$  bei  $n_{mot}=1700\text{ min}^{-1}$



**Abbildung 136:** Verlauf der AGR-Masse je Arbeitsspiel des Abgasrückführmodells 4 für einen Lastsprung von  $M_e=20\text{ Nm}$  auf  $155\text{ Nm}$  bei  $n_{mot}=1700\text{ min}^{-1}$

## Anhang E Vergleich von Brennraumdrucksensoren

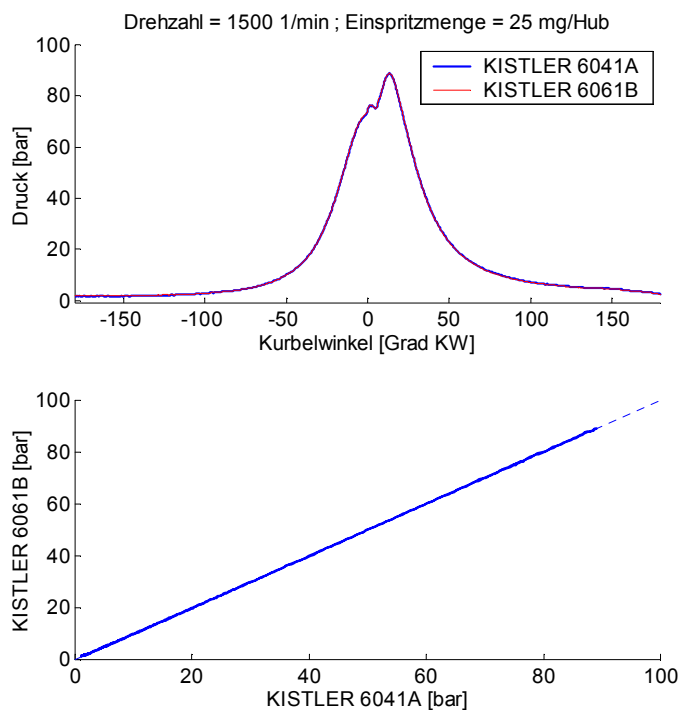


Abbildung 137: Vergleich A: Signalverläufe Sensor KISTLER 6041A gegen Sensor KISTLER 6061B

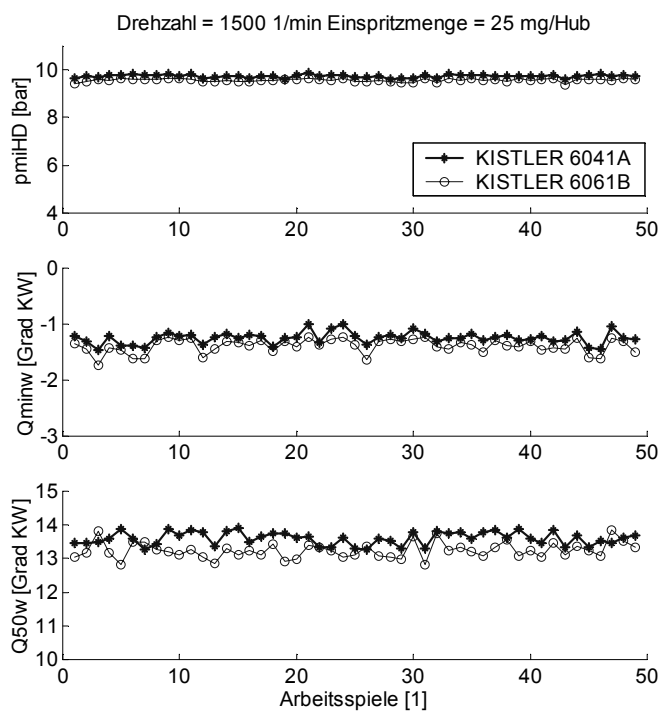


Abbildung 138: Vergleich A: Kennwerte Sensor KISTLER 6041A gegen Sensor KISTLER 6061B

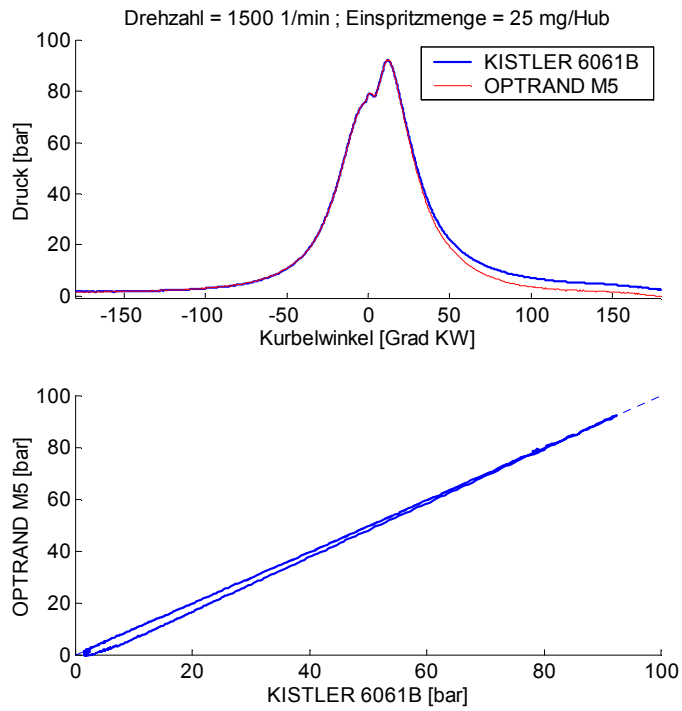


Abbildung 139: Vergleich D: Signalverläufe Sensor KISTLER 6061B gegen Sensor OPTRAND M5

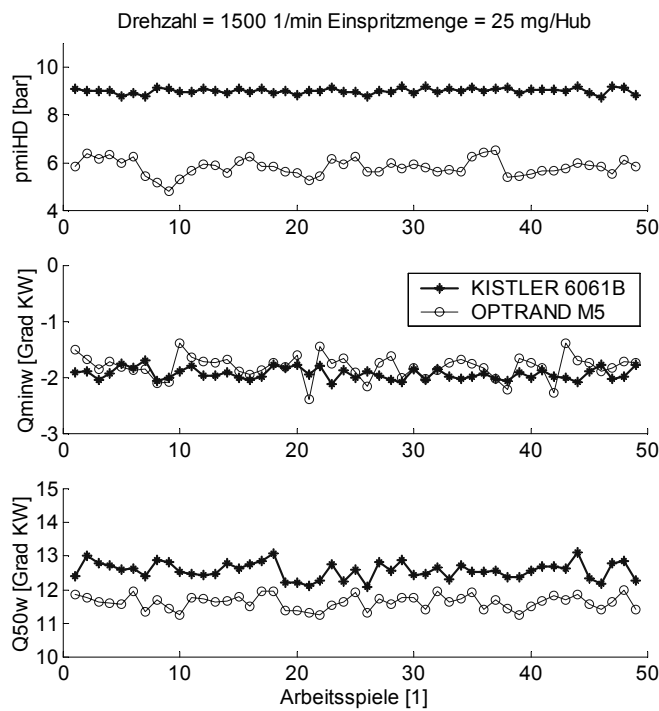


Abbildung 140: Vergleich D: Kennwerte Sensor KISTLER 6061B gegen Sensor OPTRAND M5

## Anhang F Abkürzungen und Formelzeichen

AENEAS	The <b>A</b> pplication and <b>E</b> valuation of a <b>N</b> ovel <b>E</b> ngine Management System Utilising <b>I</b> ntelligent <b>C</b> ontrol <b>A</b> lgorithms and innovative <b>S</b> ensor <b>T</b> echnology
AGR	<b>A</b> bgasrückführung
AO	<b>A</b> uslass <b>ö</b> ffnet
AP	<b>A</b> rbeitspunkt
APU	Kunsthname <b>A</b> bgasanlage nach <b>T</b> urbine
ASA	<b>A</b> uslass- <b>S</b> ammler Behälter vor der <b>T</b> urbine
ASCET-SD	<b>A</b> dvanced <b>S</b> imulation and <b>C</b> ontrol <b>E</b> ngineering <b>T</b> ool (Produkt der Firma ETAS)
ASIC	anwenderspezifischer Schaltkreis
ATL	<b>A</b> bgasturbolader
BB	<b>B</b> estromungsbeginn
BE	<b>B</b> estromungsende
CAN	<b>C</b> ontroller <b>A</b> rea <b>N</b> etwork
CO	Kohlenmonoxid
COMBI	<b>C</b> ombustion <b>I</b> ndication Indiziersystem der Firma SMETEC
COMBI-PRO	<b>C</b> ombustion <b>I</b> ndication konventionelles Indiziersystem der Firma SMETEC
COMBI-EXEC	<b>C</b> ombustion <b>I</b> ndication Echtzeitindiziersystem der Firma SMETEC
CZ	<b>C</b> etanzahl
D3	<b>A</b> bgasstufe 3
DoE	<b>D</b> esign of <b>E</b> xperiments – statistische <b>V</b> ersuchsplanung
DPR	<b>D</b> ual- <b>P</b> orted <b>R</b> AM
DSP	<b>D</b> igitaler <b>S</b> ignalprozessor

---

DZA	<b>D</b> igitale <b>Z</b> ylinderdruckanalyse
ECU	<b>E</b> letronic <b>C</b> ontrol <b>U</b> nit Motorsteuergerät
EDC	<b>E</b> letronic <b>D</b> iesel <b>C</b> ontrol Motorsteuergerät
ELS	<b>E</b> inlass- <b>S</b> ammler Mischbehälter Frischluft mit AGR
ERS	<b>K</b> unstname Behälter zwischen LLK und ELS
ES	<b>E</b> inlass <b>s</b> chließt
ESDL	<b>E</b> tas <b>S</b> oftware <b>D</b> ecribtion <b>L</b> anguage (Produkt der Firma ETAS)
ETK	<b>E</b> mulator <b>T</b> astkopf DPR-Anbindung an das Steuergerät (Produkt der Firma ETAS)
EU	<b>E</b> uropäische <b>U</b> nion
EU3	Abgasstufe
EU4	Abgasstufe
FB	<b>F</b> örder <b>b</b> eginn
FD	<b>F</b> örder <b>d</b> auer
FIFO	<b>F</b> irst in <b>F</b> irst out
FSN	<b>F</b> ilter <b>S</b> moke <b>N</b> umber
FSO	<b>F</b> ull <b>S</b> cale <b>O</b> utput
HC	Kohlenwasserstoffe
HFM	<b>H</b> eißfilmluft <b>m</b> assenmesser
IMEP	<b>I</b> ndicated <b>M</b> ean <b>E</b> ffective <b>P</b> ressure (pmi)
INCA	<b>I</b> ntegrated <b>C</b> alibration and <b>A</b> pplication <b>T</b> ools (Produkt der Firma ETAS)
KG	<b>K</b> urbelgehäuse
KW	<b>K</b> urbelwelle
LED	<b>L</b> icht <b>e</b> mittierende <b>D</b> iode
LLK	<b>L</b> adeluft <b>k</b> ühler
MAC	<b>M</b> easuring and <b>A</b> pplication <b>S</b> ystem <b>C</b> ompact (Produkt der Firma ETAS)



---

MISO	<b>M</b> ultiple <b>I</b> nput <b>S</b> ingle <b>O</b> utput
MM	<b>M</b> otormanagement
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
MPST	<b>M</b> otorprüfstand
MVEG	Abgastestzyklus
Offcat	<b>O</b> ffline <b>C</b> ar <b>A</b> pplication <b>T</b> ool
OT	<b>O</b> berer <b>T</b> otpunkt des Kolbens eines Zylinders (0 Grad KW und 360 Grad KW)
PD	<b>P</b> umpe- <b>D</b> üse
PDE	<b>P</b> umpe- <b>D</b> üse- <b>E</b> inheit ( <b>E</b> lement)
PKW	<b>P</b> ersonenkraftwagen
pmi	Indizierter Mitteldruck
PWG	<b>P</b> edalwertgeber
RME	<b>R</b> apsölmethylester Biodieselmkraftstoff
RPS	<b>R</b> apid- <b>P</b> rototyping- <b>S</b> ystem
RPST	<b>R</b> ollenprüfstand
SOC	<b>S</b> tart <b>o</b> f <b>C</b> ombustion (Verbrennungsbeginn)
ULEV	<b>U</b> ltra <b>L</b> ow <b>E</b> mission <b>V</b> ehicle
UT	<b>U</b> nterer <b>T</b> otpunkt des Kolbens eines Zylinders (-180 Grad KW und 180 Grad KW)
VME	industrielles Bussystem
VME-DZA	Kunsthname Echtzeitindiziersystem
VTG	Turbolader mit variabler Turbinengeometrie
ZK	<b>Z</b> ylinderkopf

$a$	.....	Anzahl der Kurbelwellenumdrehungen pro Arbeitsspiel
$a$	.....	Koeffizient
$a_{Glättung}$	.....	Wichtungskoeffizient des Glättungsverfahrens
$b$	.....	Koeffizient
$\mathbf{b}$	.....	Zielgrößenvektor
$c_v$	.....	spezifische Wärmekapazität
$d_k$	.....	Kolbendurchmesser
$f$	.....	Wichtungsfaktor des Glättungsverfahrens
$h$	.....	Rechenschrittweite
$i$	.....	Zählvariable
$j$	.....	Zählvariable
$k$	.....	Zählvariable
$k(\varphi)$	.....	Hubfunktion
$l$	.....	Pleuellänge
$l$	.....	Zählvariable
$m$	.....	Masse
$m$	.....	Zählvariable
$m_K$	.....	Einspritzmenge
$m_{LZ}$	.....	in den Zylinder einströmende Frischluftmasse
$m_{Ltheor}$	.....	theoretisch mögliche Frischluftmasse
$\dot{m}_{AGR}$	.....	Abgasrückführmassenstrom
$m_{ELS}$	.....	Gasmasse (Füllung) eines Zylinders
$\dot{m}_{ELS}$	.....	Gasmassenstrom vor Motor (idealisiert)
$\dot{m}_{ELS\_in}$	.....	Frischluftmassenstrom vor Einlass-Sammler
$\dot{m}_{HFM}$	.....	Luftmassenstrom vor Verdichter (vom Heißfilmluftmassenmesser)
$\dot{m}_{NOx}$	.....	Stickoxidmassenstrom
$\dot{m}_{Part}$	.....	Partikelmassenstrom
$n$	.....	Zählvariable
$n$	.....	Drehzahl allgemein
$n$	.....	Polytrophenexponent, Isentropenexponent
$n_{mot}$	.....	Motordrehzahl

$\bar{n}$ .....		mittlerer berechneter Polytropenexponent der Kompression
$o$ .....		Zählvariable
$ord$ .....		Ordnung des Glättungsverfahrens
$p$ .....		Zählvariable
$p$ .....		Zylinderdruck
$p_{65}$ .....	$p65$ .....	Zylinderdruck bei $-65$ Grad KW
$p_{480}$ .....	$p480$ .....	Zylinderdruck bei $120$ Grad KW
$p_{511}$ .....	$p511$ .....	Zylinderdruck bei $151$ Grad KW
$p_{540}$ .....	$p540$ .....	Zylinderdruck bei $180$ Grad KW
$p(\varphi)$ .....		absoluter und geglätteter Zylinderdruck
$\bar{p}(\varphi)$ .....		geglätteter Zylinderdruck
$p_{amb}$ .....		Umgebungsdruck
$p_{A'}$ .....	$pasa$ .....	Abgasdruckersatzwert
$p_{ASA}$ .....		Druck im Abgas-Sammler
$p_{diff}(\varphi)$ .....		Differenzdruck
$p_{diff\ max}$ .....	$pdiffmax$ .....	Maximum des Differenzdruckes
$p_{diff\ min}$ .....	$pdiffmin$ .....	Minimum des Differenzdruckes
$p_{diff\ 2s}$ .....	$pdiff2s$ .....	Sekante des Differenzdruckes bei $2$ bar
$p_{dQ\ max}$ .....	$pdQmax$ .....	Maximum des Verbrennungsdruckes
$p_{ELS}$ .....		Druck im Einlass-Sammler
$p_{gemessen}(\varphi)$ .....		Zylinderdruckrohsignal
$p_{L'}$ .....	$plad$ .....	Ladedruckersatzwert
$p_m$ .....		Mitteldruck
$p_{max}$ .....	$pmax$ .....	Maximum des Zylinderdruckes
$p_{me}$ .....		effektiver Mitteldruck
$p_{mi}$ .....		indizierter Mitteldruck
$p_{mr}$ .....		Reibmitteldruck
$p_{mi\_HD}$ .....	$pmiHD$ .....	indizierter Mitteldruck der Hochdruckphase
$p_{sb}$ .....	$psb$ .....	Zylinderdruckkennwert bei $\varphi_{sb} = -15^\circ KW$
$p_{schlepp}(\varphi)$ .....		berechneter Schleppdruckverlauf
$q$ .....		Zählvariable

$r$ .....	Kurbelradius	
$\mathbf{r}$ .....	Vektor des Residuums	
$r_{AGR}$ .....	Abgasrückführtrate	
$s$ .....	Kolbenhub	
$u$ .....	allgemein für Eingangssignal	
$\mathbf{u}$ .....	Eingangsgrößenvektor	
$\mathbf{x}$ .....	Parametervektor einer Funktion	
$x_{\varphi}(\varphi)$ .....	allgemeine winkeldiskrete Funktion	
$y$ .....	allgemein für Ausgangssignal	
$z$ .....	Anzahl der Zylinder	
$A_{AGR}$ .....	effektiver Querschnitt des Abgasrückführventils	
$A_k$ .....	Kolbenfläche	
$FSN_{AVL}$ .....	Rußzahl (Filter Smoke Number)	
$G$ .....	allgemein für Übertragungsfunktion	
$H_A$ .....	Enthalpie der ausströmenden Masse	
$H_B$ .....	Enthalpie des Kraftstoffs	
$H_E$ .....	Enthalpie der einströmenden Masse	
$H_u$ .....	unterer Heizwert des Kraftstoffs	
$Ip_{diff}(\varphi)$ .....	Integraler Verlauf des Differenzdruckes	
$p_{diff50}$ .....	$pdiff50$ .....	50% - Wert des integralen Differenzdruckes
$K$ .....	Kennlinie	
$L_{min}$ .....	Mindestluftmasse	
$M$ .....	Moment	
$M_e$ .....	effektives Moment	
$M_e(z)$ .....	effektives Moment eines Zylinders	
$M_i(\varphi)$ .....	momentanes indiziertes Moment	
$M_{max}$ .....	$Mmax$ .....	Maximum des momentanen indizierten Momentes
$M_{min}$ .....	$Mmin$ .....	Minimum des momentanen indizierten Momentes
$Q_B$ .....	durch die Verbrennung des Kraftstoffs entstehende Wärme	
$Q_H$ .....	Integraler Heizverlauf	

$Q_{\max}$	$Q_{\max}$	Maximum des integralen Heizverlaufs
$Q_{\min}$	$Q_{\min}$	Minimum des integralen Heizverlaufs
$Q_{vb}$	$Q_{vb}$	Wert des integralen Heizverlaufs bei Verbrennungsbeginn
$Q_5$	$Q_5$	5% Wert des integralen Heizverlaufs
$Q_{50}$	$Q_{50}$	50% Wert des integralen Heizverlaufs
$Q_{95}$	$Q_{95}$	95% Wert des integralen Heizverlaufs
$Q_W$		über die Zylinderwand abgeführte Wärme
$R$		allgemeine Gaskonstante
$T$		Temperatur
$T_0$		Abtastzeit
$T_0$		Temperatur bei Einlass schließt
$T_{amb}$		Umgebungstemperatur
$T_{AGR}$		Temperatur des Abgasrückführmassenstroms
$T_{ASA}$		Temperatur im Abgas-Sammler
$T_{ELS}$		Temperatur im Einlass-Sammler (Mischungstemperatur)
$T_{ELS\_in}$		Temperatur der einströmenden Frischluftmasse in den Einlass-Sammler
$T_{R65}$	$TR65$	relative Temperatur bei -65 Grad KW
$T_{R480}$	$TR480$	relative Temperatur bei 120 Grad KW
$T_{R511}$	$TR511$	relative Temperatur bei 151 Grad KW
$T_{R540}$	$TR540$	relative Temperatur bei 180 Grad KW
$T_{sb}$	$TRsb$	relative Temperatur bei -15 Grad KW
$T_{R\max}$	$TR\max$	Maximum des relativen Temperaturverlaufs
$U$		innere Energie
$U$		Eingangsraum
$V$		Volumen
$V_h$		Hubvolumen eines Zylinders
$V_C$		Verdichtungsvolumen
$V_H$		Hubvolumen des Motors
$W$		Arbeit
$W_e$		effektive Arbeit, Nutzarbeit

$W_i$ .....	indizierte Arbeit	
$\chi(\varphi)$ .....	Kolbenweg	
$\varepsilon$ .....	Verdichtungsverhältnis	
$\varphi$ .....	Kurbelwinkel	
$\varphi_0$ .....	Abtastwinkel	
$\varphi_{diff\ max}$ .....	$pdiffmaxw$ .....	Kurbelwinkel des maximalen Differenzdruckwerts
$\varphi_{diff\ min}$ .....	$pdiffminw$ .....	Kurbelwinkel des minimalen Differenzdruckwerts
$\varphi_{diff\ 2s}$ .....	$pdiff2sw$ .....	Kurbelwinkel an dem der Differenzdruck 2 bar überschreitet
$\varphi_{dQ\ max}$ .....	$dQmaxw$ .....	Kurbelwinkel des maximalen Verbrennungsdruckwerts
$\varphi_{diff\ 50}$ .....	$pdiff50w$ .....	Lage des 50% - Wertes des integralen Differenzdruckes
$\varphi_{dQ\ max}$ .....	$dQmaxw$ .....	Lage des maximalen Heizverlaufwerts
$\varphi_{dQ50}$ .....	$dQ50w$ .....	Lage des 50 % Wertes Maximums des Heizverlaufwerts
$\varphi_{dQ25}$ .....	$dQ25w$ .....	Lage des 25 % Wertes Maximums des Heizverlaufwerts
$\varphi_{M\ max}$ .....	$Mmaxw$ .....	Lage des maximalen momentanen indizierten Momentes
$\varphi_{M\ min}$ .....	$Mminw$ .....	Lage des minimalen momentanen indizierten Momentes
$\varphi_{Q\ max}$ .....	$Qmaxw$ .....	Lage des maximalen integralen Heizverlaufwerts
$\varphi_{Q\ min}$ .....	$Qminw$ .....	Lage des minimalen integralen Heizverlaufwerts
$\varphi_{Qvb}$ .....	$Qvbw$ .....	Lage des Verbrennungsbeginns
$\varphi_{Q5}$ .....	$Q5w$ .....	Lage des 5% Wertes des integralen Heizverlaufs
$\varphi_{Q50}$ .....	$Q50w$ .....	Lage des 50% Wertes des integralen Heizverlaufs
$\varphi_{Q95}$ .....	$Q95w$ .....	Lage des 95% Wertes des integralen Heizverlaufs
$\varphi_{sb}$ .....		Kurbelwinkellage bei -15 Grad KW
$\varphi_{T\ max}$ .....	$Tmaxw$ .....	Kurbelwinkellage des Maximums des relativen Temperaturverlaufs
$\eta_{AGR}$ .....		Abkühlungskoeffizient des rückgeführten Abgases
$\eta_e$ .....		effektiver Wirkungsgrad
$\eta_i$ .....		innerer Wirkungsgrad
$\eta_m$ .....		mechanischer Wirkungsgrad
$\kappa$ .....		Isentropenexponent
$\lambda_l$ .....		Liefergrad

$\lambda_s$ .....	Schubstangenverhältnis	
$\lambda_v$ .....	Luftverhältnis im Zylinder	
$\rho_{ELS}$ .....	Dichte im Einlass-Sammler	
$\rho_L$ .....	Dichte der Frischladung	
$\zeta$ .....	Rechtsverschiebungsoperator für winkeldiskrete Systeme	
$\Delta p_{Drift}(\varphi)$ .....	kontinuierliche Driftkorrektur zur Absolutdruckkorrektur	
$\Delta p_{dQ_{max}}$ .....	<i>deltapQ</i> .....	Druckdifferenzkennwert 1
$\Delta p_{Offset}$ .....	Druckdifferenz zur Absolutdruckkorrektur	
$\Delta p^*_{Offset}$ .....	gemittelte Änderung der Druckdifferenz zur Absolutdruckkorrektur der letzten Arbeitsspiele	
$\Delta p_{p_{max}}$ .....	<i>deltapp</i> .....	Druckdifferenzkennwert 2
$\Delta Q$ .....	Wärmeänderung	
$\Delta Q_H$ .....	Heizverlauf	
$\Delta Q_{max}$ .....	<i>dQmax</i> .....	Maximum des Heizverlaufs
$\Delta Q_{50}$ .....	<i>dQ50</i> .....	50 % Wert des maximalen Heizverlaufwerts
$\Delta Q_{25}$ .....	<i>dQ25</i> .....	25 % Wert des minimalen Heizverlaufwerts
$\Phi$ .....	Verlustfunktion	
$\Pi_{krit}$ .....	kritisches Druckverhältnis	
$\Psi$ .....	Durchflussfunktion an einer Drosselstelle	
$\Psi_{MAX}$ .....	maximaler Wert der Durchflussfunktion an einer Drosselstelle, überkritischer Strömungsfall	





## Lebenslauf

**Name:** Jens Jeschke

**Geburtstag:** 21.04.1970

**Geburtsort:** Bad Pyrmont

**Nationalität:** deutsch

**Familienstand:** ledig

**1998 – 2001** Doktorandentätigkeit in der Elektronikforschung der Volkswagen AG

**1993 – 1998** European Mechanical Engineering Studies (EMS) an der Fachhochschule Osnabrück

7. -10. Semester : Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes (ENIT), Frankreich

5.- 6. Semester : Coventry University, School of Engineering, England

1.- 4. Semester : Fachhochschule Osnabrück

**1991 – 1993** Berufsausbildung als Werkzeugmechaniker im Volkswagenwerk Salzgitter.

### Erreichte Abschlüsse:

Juli 1998 Diplôme d'Ingénieur de l'ENI Tarbes

Juli 1998 Dipl. Ing. Fachhochschule Osnabrück

1996 Bachelor of Engineering with Honours 1st class (Coventry School of Engineering)

1993 Werkzeugmechaniker Fachrichtung Stanz- und Umformtechnik

1990 Abitur (Kranichgymnasium Salzgitter)