

Zylinderdruckbasierte Auflade- und Abgasrückführregelung für PKW-Dieselmotoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. (FH) Jörg Larink

geb. am 04. Mai 1975 in Haren/Ems

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau

der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke

Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher

Promotionskolloquium am 13. April 2005

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Konzernforschung Antriebe der Volkswagen AG Wolfsburg.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Tschöke für die sehr gute wissenschaftliche Unterstützung und für die eingeräumten Freiräume bei der Erstellung dieser Arbeit. Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Pucher danke ich für die Übernahme des zweiten Gutachtens.

Meinem Betreuer, Herrn Dr.-Ing. Hans-Georg Nitzke danke ich herzlich für die Anregungen, Freiheiten und die Möglichkeit, kreative Ideen eigenständig umzusetzen. Er stand mir zu jeder Zeit bei fachlichen aber auch persönlichen Problemen mit Rat und Tat hilfreich zur Seite.

Für die konstruktiven Diskussionen und vielfältigen Anregungen danke ich Herrn Dr.-Ing. Hotz, der maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Meinen Abteilungsleitern, Herrn Dr.-Ing. Michael Henn und Herrn Dipl.-Ing Jürgen Gloger, und allen Kollegen danke ich für die ständige Unterstützung und das entgegengebrachte Vertrauen. An dieser Stelle gilt mein besonderer Dank dem gesamten Dieselteam mit allen Kollegen, Doktoranden und Studenten, die mich während meiner Zeit durch ihre außerordentliche Hilfsbereitschaft unterstützt haben. Das hervorragende freundschaftliche Klima im Team und das persönliche Engagement meiner Kollegen werden mir in meinem weiteren beruflichen Werdegang stets ein Vorbild sein.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinen Eltern Clemens und Marlis Larink, meinem Bruder Michael Larink, allen Freunden und meiner Freundin Cornelia Nie herzlich für die schöne Zeit und immerwährende Unterstützung bedanken. Sie standen mir immer bei allen Höhen und Tiefen verständnisvoll zur Seite und gaben mir durch persönliche Gespräche immer wieder neue Motivation.

Kurzfassung

Zur Einhaltung zukünftiger Abgasgesetzgebungen für PKW-Dieselmotoren sind weitere Verbesserungen der Gemischbildung und der Verbrennung notwendig. Dies beinhaltet neben einer Optimierung des Brennverfahrens durch neue Einspritz-, Auflade- und Abgasrückführsysteme auch die konsequente Entwicklung von neuen Motorsteuerungskonzepten. Dabei werden einerseits die Regelung der Kraftstoffeinspritzung und andererseits die Auflade- und Abgasrückführregelung im Vordergrund stehen.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Weiterentwicklung des in [Jes 2003] vorgestellten zylinderdruckbasierten Motormanagements zur Regelung der Kraftstoffeinspritzung. Dabei liegt der Schwerpunkt auf einer neuartigen, modellbasierten Regelung des Motorgassystems durch Stelleingriffe auf das Abgasrückführventil und die Leitschaufelverstellung des Abgasturboladers. Das Regelungssystem greift auf Zustandsgrößen eines sogenannten Füllungsmodells zurück, welches auf Informationen aus dem zeitlich aufgelösten Zylinderdrucksignal beruht.

Bei der Entwicklung des Gassystemregelungskonzeptes werden zunächst die zurzeit eingesetzten Regelverfahren analysiert und hieraus das neue Regelkonzept abgeleitet. Dieses wird anschließend in einem Rapid-Prototyping-System umgesetzt und sowohl am Motorprüfstand als auch im Fahrzeug erprobt. Abschließend werden die Potenziale der entwickelten Gassystemregelung im Hinblick auf die Abgasemissionsreduzierung untersucht. Dabei zeigt sich, dass gleichzeitig die kritischen Stickoxid- und die Partikelemissionen im dynamischen Betrieb durch das neue Konzept reduziert werden können.

Abstract

In order to achieve future emission standards further steps are necessary to improve the combustion process of Diesel engines. This includes not only the optimisation of the combustion itself but the consequent development of control strategies. In this context further developments will be focused both on the control strategy of the injection and the gas control system.

This work continues the development of the cylinder pressure based management concept shown in [Jes 2003], which provides a closed loop control strategy of the injection. The main objective is a model based closed loop control of the gas system by variations of the exhaust gas recirculation valve and the variable geometry turbocharger. The control system relies on estimated state variables. These are calculated by a physical based model of the engine gas system, in which direct information of the cylinder pressure signal is used.

The approach initially starts with an investigation of the nowadays introduced control strategies. With this knowledge a new control strategy for the engine gas system is derived. After the control strategy has been implemented with a Rapid-Prototyping-System it is tested on a test rig and in a prototype vehicle. Finally, the possibility to reduce emissions by the developed control scheme is evaluated.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Kurzfassung	II
Abstract	III
Inhaltsverzeichnis	IV
1 Einleitung	1
1.1 Stand der Technik	2
1.2 Zielsetzung	8
1.3 Abgrenzung	9
2 Grundlagen und Vorausbetrachtungen	12
2.1 Versuchsträger	12
2.1.1 Einspritzsystem	13
2.1.2 Ein- und Auslasstrakt	15
2.2 Entwicklungsumgebung	18
2.2.1 Zylinderdrucksensoren und Winkelaufnehmer	20
2.2.2 Echtzeit-Indiziersystem	22
2.2.3 Rapid-Prototyping-System ASCET-SD	23
2.3 Zylinderdruckbasiertes Motormanagement	25

2.3.1	Gesamtstruktur.....	25
2.3.2	Indizierauswertung	27
2.3.3	Verbrennungsregelung.....	30
2.4	Modellbildung technischer Systeme.....	36
2.4.1	Methode der kleinsten Quadrate für statische Prozesse	38
2.4.2	Methode der erweiterten kleinsten Quadrate für dynamische Prozesse	40
3	Zylinderdruckbasierte Füllungserfassung.....	44
3.1	Grundlagen.....	44
3.1.1	Bezogener Luftaufwand.....	46
3.1.2	Zylinderdruckbasierte Füllungsbestimmung	47
3.2	Modellstruktur.....	48
3.3	Brennraummodell.....	50
3.3.1	Zylinderfüllung	52
3.3.2	Gastemperatur im Brennraum.....	54
3.3.3	Kraftstoffeinspritzmasse	57
3.3.4	Abgastemperatur	59
3.3.5	Saugrohrdruck	62
3.3.6	Abgasegendruck	63
3.3.7	Zylinderindividuelle Abgasrückführrate	65
3.4	Modell des Ein- und Auslasstraktes.....	67
3.4.1	Verdichter	69
3.4.2	Ersatzvolumen 1	70
3.4.3	Einlasssammler	72
3.4.4	Ersatzvolumen 2	73
3.4.5	Abgassammler	78
3.4.6	Abgasrückführleitung	78
3.4.7	Abgasrückführkühler	81
3.4.8	Turbine.....	82
3.5	Modelladaption	84

3.6	Validierung des zylinderdruckbasierten Füllungsmodells	85
3.6.1	Ergebnisse am Motorprüfstand.....	85
3.6.2	Ergebnisse im Fahrzeug.....	88
4	Entwicklung einer neuen Auflade- und Abgasrückführregelung	93
4.1	Herkömmliche Regelstrategie für das Motorgassystem	93
4.1.1	Frischlufthmassenregelung	93
4.1.2	Ladedruckregelung	95
4.1.3	Betrachtung des stationären Verhaltens.....	97
4.1.4	Betrachtung des instationären Verhaltens	101
4.2	Sollwertstruktur für die Regelung der Abgasrückführung und Aufladung	102
4.2.1	Auswahl abgasrelevanter Prozessgrößen für die Regelung der Abgasrückführung und Aufladung	103
4.2.2	Kaskadenregelung der Abgasrückführtrate	106
4.2.3	Entwicklung der kaskadierten Sollwertstruktur.....	108
4.3	Identifikation der Mehrgrößenregelstrecke.....	109
4.3.1	Prozessbeschreibung.....	109
4.3.2	Modellstruktur	110
4.3.3	Identifikation der lokalen Teilübertragungsfunktionen	112
4.4	Abgasrückführmassen- und Füllungsregelung.....	115
4.4.1	Aufbau und Funktionsprinzip der Abgasrückführmassen- und Füllungsregelung.....	116
4.4.2	Gesteuerte Parameteradaption	120
4.4.3	Stationäre nichtlineare Entkopplung.....	120
4.5	Entwurf der PID-Regelung durch numerische Parameteroptimierung	122
4.5.1	Numerische Parameteroptimierung	122
4.5.2	Entwurf der Abgasrückführmassenregelung	124

4.5.3	Entwurf der Füllungsregelung	125
5	Erprobung der Füllungs- und Abgasrückführratenregelung	129
5.1	Untersuchung des Regelverhaltens	129
5.2	Untersuchung des Emissionsverhaltens.....	132
5.2.1	Ergebnisse am Motorprüfstand.....	133
5.2.2	Ergebnisse der Fahrzeugversuche am Abgasrollenprüfstand.....	136
5.2.3	Zusammenfassung der Emissionsergebnisse.....	141
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	142
7	Literaturverzeichnis	144
8	Anhang.....	148
8.1	Bestimmung der Zylinderfüllung am Motorprüfstand.....	148
8.1.1	Füllungsbestimmung durch den Luftaufwand	148
8.1.2	Füllungsbestimmung durch Messung der CO ₂ - Konzentration	149
8.1.3	Füllungsbestimmung über die Mischungstemperatur.....	149
8.2	Formelzeichen	150
8.3	Abkürzungen.....	162

1 Einleitung

Der PKW-Dieselmotor mit Direkteinspritzung erfüllt in zunehmendem Maße die Kundenwünsche nach geringem Kraftstoffverbrauch und guten Fahreigenschaften. Innovationen wie die Hochdruckeinspritzung, Abgasrückführung und Aufladetechnik in Verbindung mit modernen Motorsteuerungskonzepten ermöglichten darüber hinaus eine drastische Reduzierung der gesetzlich limitierten Abgasemissionen. Um auch zukünftige Abgasvorschriften einhalten zu können, sind weitere Verbesserungen im Bereich der Gemischbildung und Verbrennungsführung über eine gezielte Beeinflussung der Einspritzparameter und der Stellglieder des Motorgassystems notwendig. Diese Forderungen setzen die Erfassung spezieller Informationen aus dem Verbrennungsprozess und dem Ladungsgemisch im Brennraum voraus. Eine Möglichkeit, die dem gerecht wird, ist die Berücksichtigung des zeitlich aufgelösten Zylinderdrucks im Motormanagement, da dieser Druck sowohl den Verlauf der Verbrennung beschreibt, als auch eine Aussage über die Zylinderfüllung und deren Zusammensetzung ermöglicht. Konzepte dazu, die im Wesentlichen eine Regelung der Verbrennung über die Einspritzparameter darstellen, wurden bereits entwickelt und zeigten deutliche Vorteile bezüglich Schadstoffemissionen, Verbrauch und Komfort. Bei diesen Konzepten wurde das Motorgassystem durch konventionelle Regelungsverfahren auf der Basis der Regelgrößen Frischluftmasse¹ und Ladedruck den jeweiligen Erfordernissen angepasst.

Das volle Potenzial eines zylinderdruckorientierten Motormanagements kann allerdings erst durch eine Kombination der einspritzparameterbasierten Verbrennungsregelung mit einer möglichst genauen Erfassung, Zumessung und Regelung des in den Brennraum einströmenden Gasgemisches ausgeschöpft werden. Eine entscheidende Rolle bei der Optimierung der Motorgassystemregelungen nimmt bereits die Auswahl der Regelgrößen ein. Darüber hinaus ist zur Verbesserung des instationären Motorbetriebs ein geeignetes

¹ Die Frischluftmasse ist eine aus dem Frischluftmassenstrom berechnete Größe, die stationär der Masse an Frischgas im Zylinder entspricht

Regelungsverfahren anzuwenden. Die Voraussetzung für ein Regelungskonzept auf der Basis alternativer Regelgrößen des Motorgassystems ist eine möglichst genaue modellbasierte Erfassung des in den Brennraum einströmenden Gasgemisches. Zur Erreichung der geforderten stationären und dynamischen Genauigkeit ist ein komplexes Modell des Motors, insbesondere des Ein- und Auslasstraktes, notwendig. Dabei bietet das Zylinderdrucksignal neue Möglichkeiten, die Vorgänge beim Ladungswechsel zu erfassen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden ein zylinderdruckbasiertes Füllungsmodell sowie eine modellbasierte Auflade- und Abgasrückführregelung für ein zylinderdruckgeführtes Motormanagement entwickelt und sowohl am Motorprüfstand als auch im Fahrzeug erprobt. Die neue Regelungsstrategie kann auch in Verbindung mit anderen Verfahren zur Füllungsbestimmung auf herkömmliche Motormanagementkonzepte übertragen werden.

1.1 Stand der Technik

Grundsätzliches

Bei den bisher vorgestellten zylinderdruckbasierten Motormanagementkonzepten für PKW-Dieselmotoren wird die Verbrennung durch die Einspritzparameter Spritzbeginn und Spritzdauer geregelt. Dabei wird das Motorgassystem mit dem Abgasturbolader mit meist variabler Turbinengeometrie und dem Abgasrückführventil durch separate Regelungen der Frischluftmasse und des Ladedruckes konditioniert. Dazu wird der Frischluftmassenstrom mit dem Heißfilm-Luftmassensensor vor dem Verdichter gemessen und durch Verstellung des Abgasrückführventils beeinflusst sowie der Ladedruck mit dem Ladedrucksensor hinter dem Verdichter erfasst und durch Änderung der Leitschaufelstellung der Abgasturbine korrigiert. Diese Verfahren, die auf Grund mangelnder Verfügbarkeit alternativer Messgrößen auch bei den derzeitigen Serienkonzepten Anwendung finden, sind jedoch bezüglich der Gasgemischaufbereitung nicht optimal. Die Abgasrückführrate und die Zylinderfüllung werden nämlich nicht nur vom Ladedruck und der Frischluftmasse, sondern auch vom

Luftaufwand² und der Gastemperatur im Saugrohr beeinflusst. Im transienten Motorbetrieb wird die exakte Zumessung der Abgasrückführrate außerdem noch durch das Massenspeicherverhalten der Luftstrecke und dem damit verbundenen verzögerten Ladedruckaufbau erschwert.

Das allgemeine Ziel der Abgasrückführung ist die Reduzierung der Stickoxid-Rohemissionen durch einen verringerten Sauerstoffanteil der Ladung sowie eine Absenkung der lokalen Spitzentemperaturen während der Verbrennung. Die Abgasentnahme vor der Turbine bewirkt zusätzlich, dass der Hauptabgasmassenstrom und damit die emittierte Schadstoffmasse geringer ausfallen. Auf Grund des reduzierten Sauerstoffanteils entstehen aber mit steigender Abgasrückführrate gleichzeitig mehr Partikelemissionen, da einerseits eine verstärkte Rußbildung vorliegt und andererseits die Wirkung der Nachoxidation geringer ausfällt. Um stets ein optimales Ladungsgemisch aus rückgeführtem Abgas und Frischluftmasse für die eingespritzte Kraftstoffmasse bereitzustellen, ist eine Erfassung und Regelung der hierfür relevanten Größen im stationären und transienten Motorbetrieb erforderlich.

Der Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie wird zur Leistungssteigerung sowie zur Verbrauchs- und Partikelreduzierung eingesetzt. Die zur gezielten Beeinflussung des Ladedrucks dienende Turbinenleitschaufelverstellung ändert allerdings gleichzeitig auch in unerwünschter Weise den Abgasdruck vor der Turbine und damit den Abgasrückführ- und den Frischluftmassenstrom. Der Abgasrückführmassenstrom hat wiederum eine Wirkung auf den Ladedruck, da er den Turbinenmassenstrom und somit die Turbinenleistung beeinflusst. Im regelungstechnischen Sinn werden solche Querempfindlichkeiten, die das voneinander unabhängige Regeln mehrerer Größen erschweren, als Kopplungen bezeichnet.

Auf Grund der erläuterten Problematik ist in den letzten Jahren in der Fachliteratur eine Reihe von Arbeiten auf den Gebieten der zylinderdruckbasierten Motormanagementkonzepte und der Gassystemregelung für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung erschienen. In diesen Veröffentlichungen werden Konzepte zur einspritzparameterbasierten Verbrennungsregelung, zur modellbasierten Erfassung von Prozessgrößen sowie zur Regelung der Aufladung und

² Der Luftaufwand ist das Verhältnis der tatsächlich neu eingeströmten Gasmasse zur theoretischen Ladungsmasse im Brennraum

Abgasrückführung vorgestellt. Im Folgenden wird eine Übersicht über die wichtigsten Artikel aus diesen Themenbereichen gegeben.

Zylinderdruckbasiertes Motormanagement

Die Motivation für den Einsatz zylinderdruckbasierter Motormanagementkonzepte ergibt sich aus den beschriebenen Anforderungen an die Motorsteuerung sowie der in den letzten Jahren besser gewordenen Verfügbarkeit kostengünstiger Zylinderdrucksensoren. Dennoch ist die Zahl der Veröffentlichungen über Konzepte speziell für Dieselmotoren nicht sehr groß.

In [Jos 2000] wird ein zylinderdruckbasiertes Motormanagementsystem für Dieselmotoren vorgestellt. Kernstück dieses Verfahrens ist eine Lastregelung, die den indizierten Mitteldruck zylinderindividuell einstellt. Das Motorgassystem wird dabei konventionell auf der Basis des Ladedrucks und der Frischluftmasse geregelt.

In [Jes 2003] wird die Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements beschrieben (vgl. Kapitel 2.3). Das System beinhaltet eine Verbrennungsregelung, bei der sowohl der indizierte Mitteldruck als auch die Zuordnung des Verbrennungsverlaufs zum Kurbelwinkel innerhalb eines Arbeitsspiels (Verbrennungslage) über die Einspritzparameter zylinderindividuell eingestellt werden. Die zentrale Größe bei dem vorgestellten System ist der indizierte Mitteldruck, auf dessen Grundlage die Sollwerte für die Verbrennungslage-, Frischluftmassen- und Ladedruckregelung berechnet werden. Die Bewertung des Gesamtkonzepts erfolgte anhand von Versuchen und Messungen am Motorprüfstand und im Fahrzeug.

Modellbasierte Erfassung von Prozessgrößen

Die Entwicklung von Konzepten zur modellbasierten Erfassung der Zylinderfüllung und der Abgasrückführmasse ist notwendig, da kein serientaugliches Messverfahren für diese Größen existiert. Es wurden verschiedene Arbeiten auf diesem Gebiet für Otto- und Dieselmotoren durchgeführt, wobei messbare Hilfsgrößen aus dem Motorluftsystem oder dem Brennraum mit physikalischen oder empirischen Modellen verknüpft wurden.

In [Joh 1999] wird ein Verfahren zur indirekten zylinderdruckbasierten Bestimmung des Luft-Kraftstoffverhältnisses für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren ohne Abgasrückführung vorgestellt. Hierbei wird ein Druckverhältnis zwischen Kompression und Expansion anstelle des Luft-Kraftstoffverhältnisses direkt für eine Regelung des Motorgassystems verwendet.

Ein Ansatz für die zylinderindividuelle Lasterfassung bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung auf der Basis von Zylinderdrucksensoren wird in der Arbeit von [Har 1999] vorgeschlagen. Die thermodynamische Berechnung der Zylinderfüllung erfolgt hier direkt aus dem Zylinderdrucksignal unter Verwendung adaptiver Kalman-Filter.

Die Arbeit von [Nit 2002] beschäftigt sich mit der Entwicklung eines echtzeitfähigen Modells des Frischluft- und Abgassystems für Dieselmotoren mit Aufladung. Das Modell besteht ausschließlich aus Komponenten des Motorluftsystems, in dem z.B. das Verhalten des Abgasturboladers und der Abgasrückführung nachgebildet werden. Das Füllungsverhalten des Kolbenmotors wird mit einem empirischen Ansatz als Funktion der Luftdichte im Saugrohr modelliert.

In [Jes 2003] wird ein Konzept dargestellt, das eine zylinderdruckbasierte Beobachtung von Zustandsgrößen des Gassystems für Dieselmotoren ermöglicht. Hierbei werden verschiedene Größen wie z.B. der Druck und die Temperatur im Saugrohr durch empirische Modelle abgebildet und durch stationäre Grundgleichungen miteinander verknüpft. Eingangsgrößen der Modelle sind Kenngrößen, die aus dem Zylinderdruck berechnet werden. Die eigentliche Füllungsbestimmung erfolgt auch bei diesem Konzept auf der Basis einer dichteabhängigen Funktion.

Auflade- und Abgasrückführregelung

Eine kombinierte Anwendung der Turboaufladung und der Abgasrückführung erfordert umfangreiche Funktionen aus dem Bereich der Regelungstechnik. Dabei besteht die Möglichkeit, die beiden Systeme mit verschiedenen Regelgrößen zu betreiben. Unabhängig von der Regelgröße (z.B. Ladedruck, Zylinderfüllung, Luft-Kraftstoffverhältnis) werden die Regelverfahren für den Abgasturbolader als Aufladeregelungen zusammengefasst. Die

unterschiedlichen Verfahren zur Regelung der Abgasrückführung werden ebenso allgemein als Abgasrückführregelungen bezeichnet.

Entscheidend für die Auswahl von geeigneten Regelungsverfahren ist die physikalische Anordnung der Komponenten im Ein- und Auslasssystem. So sind z.B. verschiedene Konzepte der Abgaseinspeisung in den Frischluftpfad bekannt. Die so genannte Hochdruck-Abgasrückführung, bei der das Abgas vor der Turbine entnommen und direkt in das Saugrohr zurückgeführt wird, hat sich bei vielen Serienanwendungen durchgesetzt. Daher sollen nachfolgend ausschließlich Regelungskonzepte für die Hochdruck-Abgasrückführung betrachtet werden. Die wichtigsten Arbeiten auf diesem Gebiet, die in den letzten Jahren angefertigt worden sind, werden im Folgenden kurz vorgestellt.

In dem Beitrag von [Nie 2000] werden verschiedene Regelstrategien für die Motorgasstrecke von Dieselmotoren vorgestellt und verglichen. Das Hauptaugenmerk liegt auf der Wahl alternativer Regelgrößen, die durch einen Beobachter aus zusätzlichen Sensorinformationen gewonnen werden. Außerdem wurde ein Konzept entwickelt, in dem die Abgasrückführrate³ und der Ladedruck durch zwei einschleifige PI-Regler eingestellt werden (vgl. **Abbildung 1**).

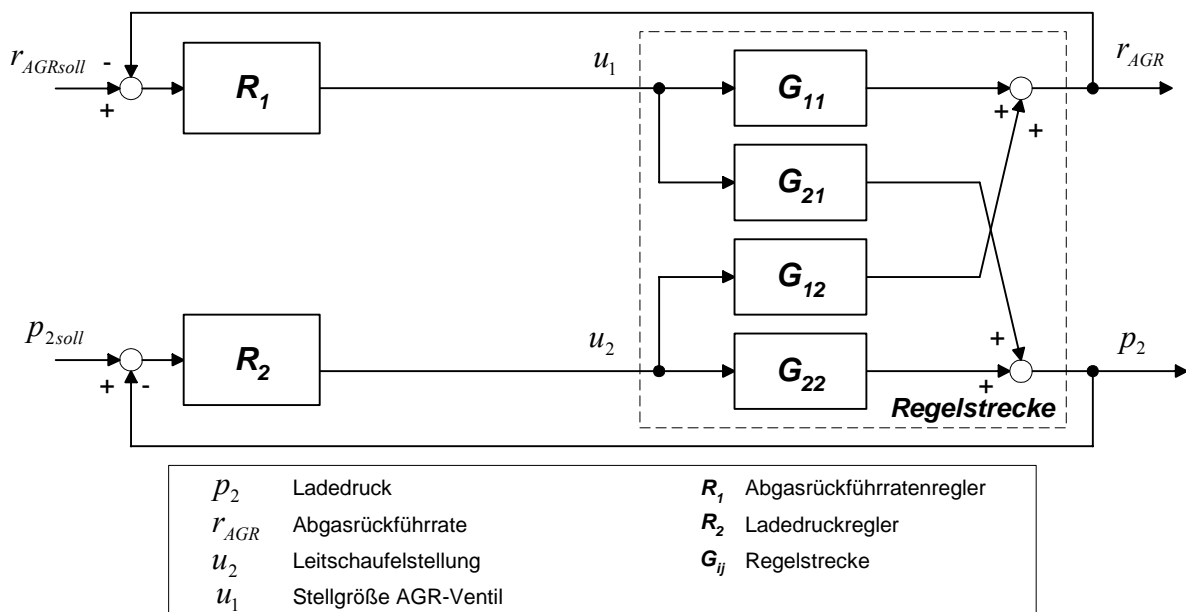


Abbildung 1: Grobstruktur der Ladedruck- und Abgasrückführatenregelung

³ Die Abgasrückführrate ist das Verhältnis von Abgasrückführmassenstrom zum Gesamtmassenstrom

In [Pis 2000] wird eine PI-Regelung mit Entkopplungsgliedern für den Ladedruck und die Frischluftmasse entwickelt und mit Hilfe eines Simulationsmodells bei stationären Betriebspunkten erprobt. **Abbildung 2** zeigt die Grobstruktur dieser entkoppelten Regelungen.

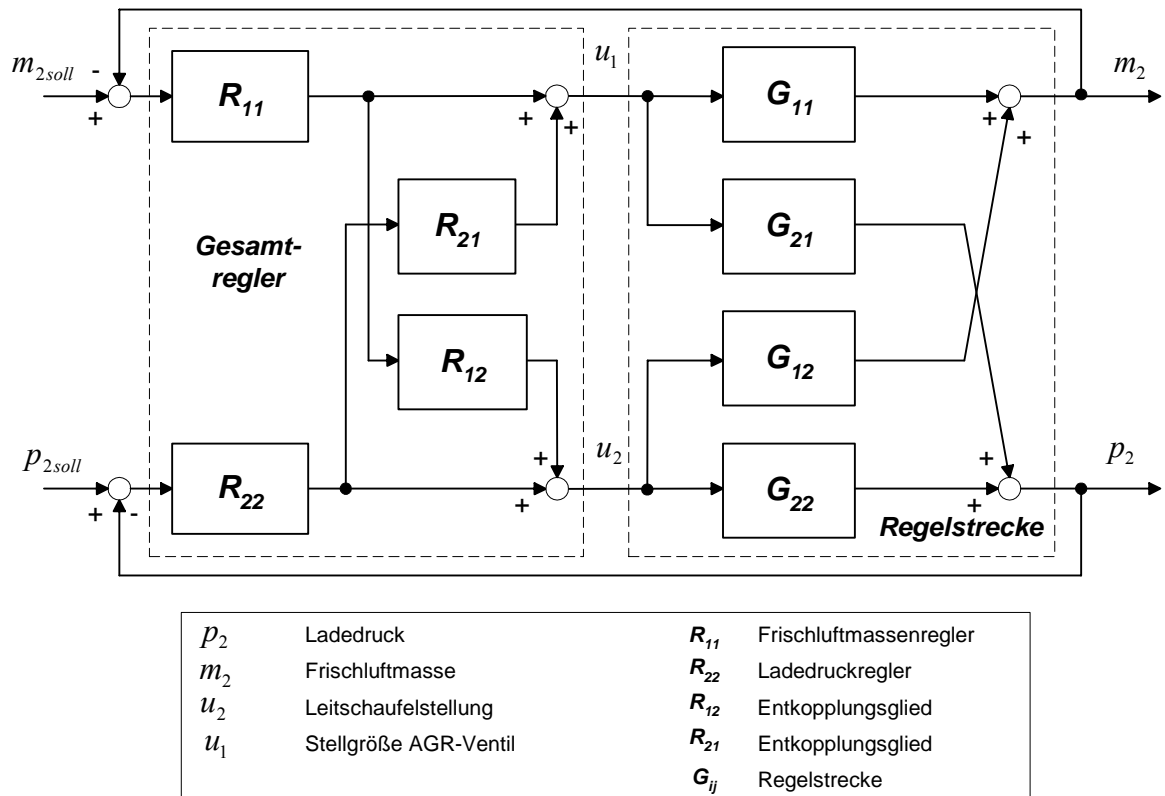


Abbildung 2: Grobstruktur von Ladedruck- und Frischluftmassenregelung mit gegenseitiger Entkopplung

In [Rüc 2001] wird ein linearer modellgestützter prädiktiver Regler (MPR) für den Ladedruck und die Frischluftmasse eines Dieselmotors vorgestellt. Um die Nichtlinearitäten der Regelstrecke zu kompensieren, werden die Übertragungsfaktoren der gekoppelten Regelstrecke für eine Linearisierung verwendet und in Abhängigkeit von der Drehzahl und Kraftstoffeinspritzmasse angepasst. Das Konzept wurde bei stationären Betriebspunkten am Motorprüfstand erprobt und außerdem für eine direkte Regelung der Abgasrückführrate und des Ladedrucks erweitert. Die Abgasrückführrate wird dabei durch einen modellbasierten Ansatz erfasst.

Die Arbeit [Ise 2000] beschäftigt sich mit der Entwicklung eines Ladedruckreglers für Dieselmotoren unter Verwendung einer unterlagerten Positionsregelung der Leitschaufeln des Abgasturboladers (**Abbildung 3**). Die Regelparameter des eingesetzten PID-Reglers und die zusätzlich verwendete Vorsteuerung werden mit einem Fuzzy-Logik-System ermittelt, um den Applikationsaufwand zu reduzieren.

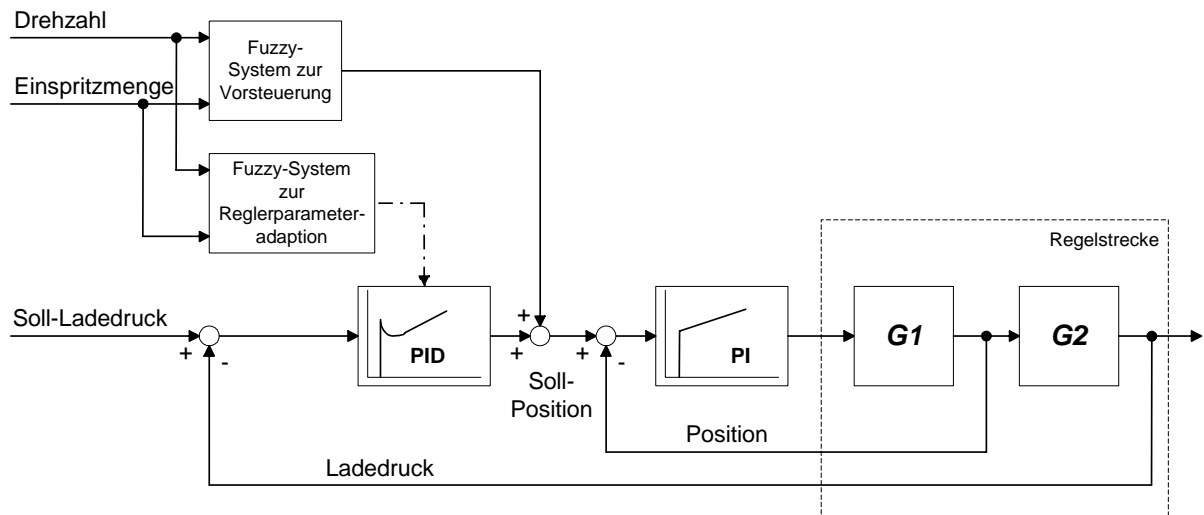


Abbildung 3: Ladedruckregelung mit unterlagerner Positionsregelung der Leitschaufeln des Abgasturboladers

1.2 Zielsetzung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer neuen modellbasierten Auflade- und Abgasrückführregelung für ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement zur Optimierung des stationären und des instationären Motorbetriebes hinsichtlich der Schadstoffemissionen.

Für die Umsetzung der neuartigen Auflade- und Abgasrückführregelverfahren wird ein zylinderdruckbasiertes Modell zur Erfassung emissionsrelevanter Zustandsgrößen aus der Motorgasstrecke und dem Brennraum des Motors entwickelt, das die benötigten Istwerte der Regelgrößen bereitstellt.

Die herkömmlichen separaten Regelungen der Frischluftmasse und des Ladedruckes werden unter Anwendung des Füllungsmodells analysiert. Darauf basierend wird ein neues Konzept für eine kombinierte Auflade- und Abgasrückführregelung abgeleitet, bei dem die Zylinderfüllung und die Abgasrückführrate als Regelgrößen benutzt werden. Für die Regelung der betreffenden Mehrgrößenstrecke wird ein adaptiver PID-Regler mit statischer Entkopplung entwickelt und mit Simulationsmodellen getestet.

Dieses Konzept wird in einem Rapid-Prototyping-System umgesetzt, am Motorprüfstand und im Fahrzeug erprobt und mit der in Serie befindlichen Frischluftmassen- und Ladedruckregelung verglichen.

1.3 Abgrenzung

Moderne Konzepte zur Regelung des Gassystems von Dieselmotoren werden immer mehr zur Optimierung des instationären Motorbetriebs eingesetzt. Die Voraussetzung für viele Regelungsverfahren ist eine modellbasierte Bestimmung von nicht messbaren Zustandsgrößen aus dem Ein- und Auslasstrakt. In [Nit 2002] und [Jes 2003] werden entsprechende Konzepte zur modellbasierten Erfassung vorgestellt. In dem Konzept von [Nit 2002] wird der Ein- und Auslasstrakt zwar sehr genau durch Behältermodelle physikalisch nachgebildet, die für die Modellierung sehr wichtige Motorfüllung wird jedoch relativ einfach in Abhängigkeit von der Dichte im Saugrohr und der Drehzahl ermittelt. In der Arbeit von [Jes 2003] werden dagegen verschiedene Zustandsgrößen des Gassystems direkt aus dem Zylinderdrucksignal modelliert. Die hierfür notwendigen Kenngrößen werden aber lediglich mit Hilfe von empirischen Polynomansätzen berechnet und durch stationäre Gleichungen miteinander verknüpft. Dadurch kann das dynamische Verhalten nur bedingt nachgebildet werden. Zudem wird bei diesem Konzept auch die Motorfüllung nur aus der Dichte im Saugrohr und der Drehzahl und nicht direkt aus dem Zylinderdrucksignal ermittelt. In beiden Arbeiten wird auf die Entwicklung eines neuen Regelungskonzepts des Motorgassystems auf der Basis der vorgestellten Modelle nicht weiter eingegangen.

Im Vergleich zu diesen Ansätzen wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit unter anderem ein Füllungsmodell entwickelt, das sowohl den Ein- und Auslasstrakt physikalisch durch Behältermodelle nachbildet als auch den direkt im Brennraum gemessenen Zylinderdruck

nutzt, um den Ladungswechsel und die Verbrennung zu beschreiben. Das Füllungsmodell besteht aus zwei Hauptmodellen, dem Brennraummodell und dem Gassystemmodell. Das physikalische Brennraummodell enthält thermodynamische Teilmodelle, durch die das jeweilige Motorverhalten sowie systematische Sensorfehler durch empirische Korrekturterme abgebildet werden. Die modulare Struktur des Gassystemmodells ist ebenfalls physikalisch ausgeführt und erlaubt somit eine schnelle Erweiterung und die Erfassung von Zwischengrößen. Die Kombination beider Modelle ermöglicht eine sehr genaue stationäre und dynamische Erfassung von Zustandsgrößen, die die Aufladung und Abgasrückführung beschreiben.

In [Pis 2000], [Nie 2001] und [Rüc 2001] werden verschiedene modellbasierte Regelungsverfahren für Dieselmotoren mit Turboaufladung und Abgasrückführung vorgeschlagen. Die Verfahren nutzen teilweise die Abgasrückführrate als Regelgröße für die Abgasrückführung. Der Sollwert wird jedoch konventionell nur in Abhängigkeit vom Betriebspunkt ermittelt und nicht dynamisch korrigiert. Dadurch sind im dynamischen Fahrzeugbetrieb auf Grund des relativ trägen Ladedruckaufbaus erhöhte Partikelemissionen zu erwarten. Des Weiteren wird die Aufladung in allen Konzepten über den Ladedruck geregelt, sodass das Verhältnis zwischen Zylinderfrischluftmasse und Kraftstoffmasse an einem Betriebspunkt nicht mehr über die Sollwerte definiert wird.

Im Unterschied zu diesen Regelungskonzepten wird hier eine kombinierte Regelung der Aufladung und Abgasrückführung auf der Basis der Zylinderfüllung und der Abgasrückführrate entwickelt und mit einer Verbrennungsregelung kombiniert. Die Wahl der Regelgrößen in Verbindung mit einer geeigneten Führung der Sollwerte ermöglicht hierbei sowohl im dynamischen als auch im stationären Motorbetrieb die Abgasemissionen zu minimieren. So werden in diesem Konzept die Abgasrückführrate direkt und das λ^4 indirekt über die Zylinderfüllung eingestellt.

Die Auflade- und Abgasrückführregelung und das zylinderdruckbasierte Füllungsmodell sind in einem zylinderdruckbasierten Motormanagement (vgl. Kapitel 2.3) eingebettet und werden in einem Rapid-Prototyping-System umgesetzt. Teile des zylinderdruckbasierten Motor-

⁴ λ = Luftmassenverhältnis

managements, nämlich die echtzeitfähige Indizierauswertung und die einspritzparameterbasierte Verbrennungsregelung, wurden in der Arbeit [Jes 2002] entwickelt.

2 Grundlagen und Vorausbetrachtungen

Zur Entwicklung und Erprobung neuer Regelungsverfahren im Bereich der Motorsteuerung bedarf es des Einsatzes zahlreicher Werkzeuge und Hilfsmittel. Im Folgenden werden die wichtigsten Elemente der verwendeten Entwicklungsumgebung, der eingesetzte Versuchsträger und die mathematischen Grundlagen beschrieben.

2.1 Versuchsträger

Der für die Erprobung eingesetzte Versuchsträger ist ein Dieselmotor mit Direkteinspritzung (DI-Dieselmotor), Abgasturboaufladung (ATL) und Abgasrückführung (AGR) aus dem Volkswagenkonzern. Bei diesem Motor wird ein Pumpe-Düse-Einspritzsystem, ein Abgasrückführkühler und ein Oxidationskatalysator zum Erreichen der Abgasstufe D4 eingesetzt. Die wichtigsten Kenndaten des Versuchsträgers sind in **Tabelle 1** aufgeführt (siehe auch [VW 2002]).

Tabelle 1: Technische Daten des Versuchsträgers

Bauart	4-Zylinder-Reihenmotor
Hubraum	1896 cm ³
Ventile pro Zylinder	2
Bohrung	79.5 mm
Hub	95.5 mm
Verdichtungsverhältnis	19 : 1
Max. Leistung	74 kW bei 4000 min ⁻¹
Max. Drehmoment	240 Nm bei 1800 min ⁻¹
Motormanagement	Bosch EDC 15 P+

Das Einspritzsystem sowie die im Ein- und Auslasstrakt enthaltenen Komponenten, mit denen die Verbrennungs-, Abgasrückführaten- und Füllungsregelung umgesetzt werden, sind für das zylinderdruckbasierte Motormanagement von besonderer Bedeutung. Sie werden in den folgenden Abschnitten näher beschrieben.

2.1.1 Einspritzsystem

Das Brennverfahren des DI-Dieselmotors ist durch eine innere und heterogene Gemischbildung und eine anschließende Selbstzündung des Kraftstoffes an dem durch die Kompression erhitzten Gasgemisch gekennzeichnet. Der Kraftstoff gelangt dabei unter hohem Druck direkt in den Brennraum, verdampft und vermischt sich mit der Ladung. Die Prozesse der inneren Gemischbildung und der Verbrennung können je nach Betriebspunkt parallel oder auch nacheinander ablaufen. **Abbildung 4** zeigt schematisch die Wirkkette der dieselmotorischen Verbrennung.

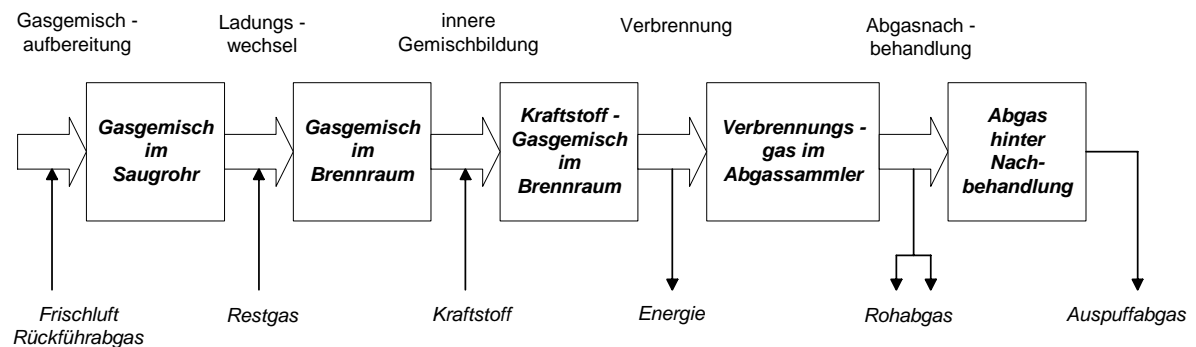


Abbildung 4: Wirkkette des dieselmotorischen Brennverfahrens

Die im Brennraum stattfindende Vermischung des Kraftstoffes mit dem Gasgemisch und die anschließende Verbrennung werden neben Parametern wie der Brennraumgeometrie, der Ladungsbewegung, der Abgasrückführate und der Ladungsmasse auch maßgeblich durch das Einspritzsystem beeinflusst und bestimmen entscheidend die Schadstoffbildung, den Kraftstoffverbrauch, das Verbrennungsgeräusch und die Laufruhe. Größen des Einspritzsystems, die einen Einfluss auf Gemischbildung und Verbrennung haben, sind im Wesentlichen:

- Einspritzratenverlauf

- Einspritzmasse
- Einspritzzeitpunkt
- Einspritzdruck
- Einspritzdüsengeometrie

Bei modernen Diesellaggregaten kommen elektronisch gesteuerte Einspritzsysteme wie z.B. die Verteilereinspritzpumpe, das Common-Rail-Einspritzsystem oder das Pumpe-Düse-Einspritzsystem zum Einsatz [Kas 1997]. Bei dem hier verwendeten Pumpe-Düse-Einspritzsystem gehört zu jedem Zylinder ein eigenes Pumpe-Düse-Element (PDE), welches jeweils in den Zylinderkopf des Motors integriert ist und Einspritzpumpe, Einspritzdüse und Steuereinheit in einer Baugruppe vereinigt.

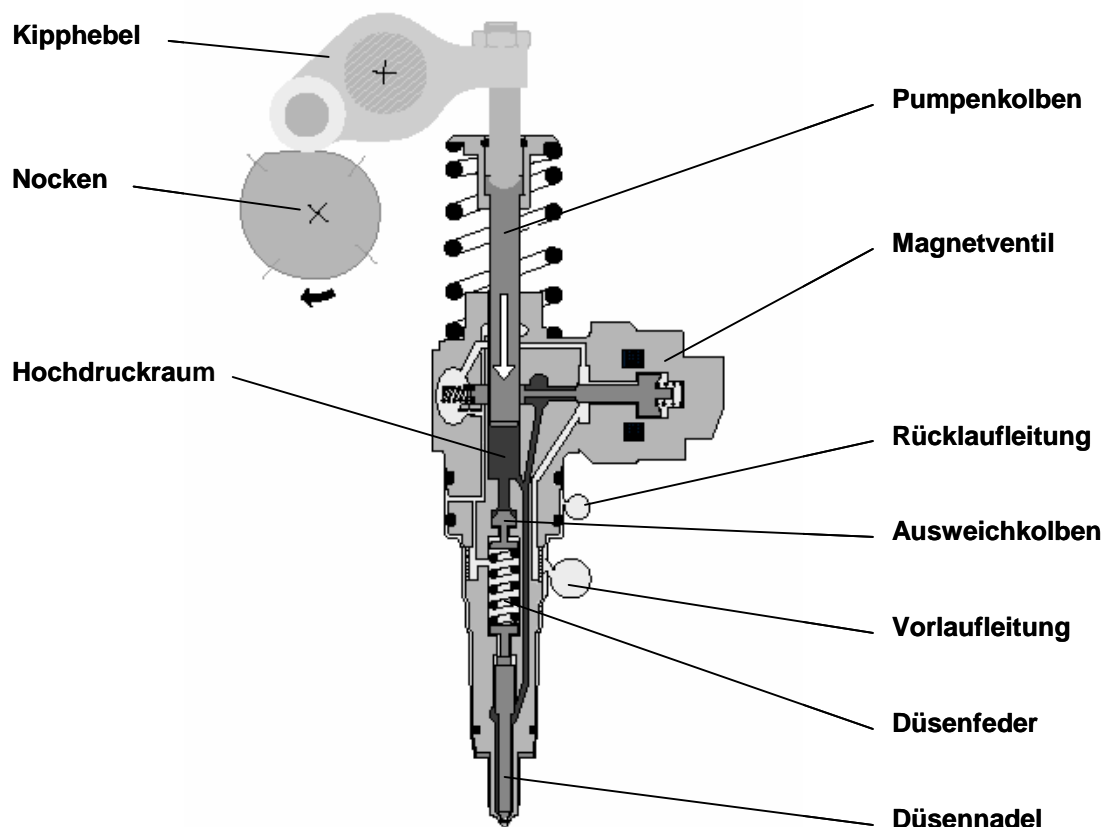


Abbildung 5: Prinzipieller Aufbau eines Pumpe-Düse-Elementes

Abbildung 5 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines solchen Pumpe-Düse-Elementes. Die Pumpenkolben der einzelnen Einspritzelemente werden über Rollenkipphel von der Nockenwelle des Motors bewegt. Das kleine Verdichtungsvolumen und die große Steifigkeit des Systems ermöglichen derzeit Einspritzdrücke bis 2050 bar. Der Einspritzvorgang wird durch Schließen und Öffnen des Magnetventils gesteuert. Um einen möglichst sanften Verbrennungsablauf zu erzielen, wird vor der Haupteinspritzung zunächst eine verhältnismäßig kleine Kraftstoffmenge eingespritzt. Der zeitliche Verlauf der Vor- und Haupteinspritzung wird durch ein mechanisch-hydraulisches System realisiert [VW 2002]. Durch einen kontinuierlichen Druckaufbau während der Einspritzung können mit diesem System präzise Voreinspritzmassen und ein günstiger Verlauf der Einspritzrate erzielt werden. Mit der gegenwärtigen Ausführung ist es aber nicht möglich, den Einspritzverlauf durch das Magnetventil flexibel zu beeinflussen. Im vorliegenden Fall stehen die beiden Stellgrößen Beginn und Dauer der Schließphase des Magnetventils für die Motorsteuerung zur Verfügung (vgl. Kapitel 2.3.3). Der Schließzeitpunkt des Magnetventils bestimmt den Förderbeginn der Voreinspritzung und die Schließdauer die gesamte Einspritzmasse.

2.1.2 Ein- und Auslasstrakt

Die Eigenschaften des Ein- und Auslasstraktes haben einen entscheidenden Einfluss auf die innere Gemischbildung, die Verbrennung und das Ansprechverhalten von Dieselmotoren. Die Haupteinflussfaktoren hierfür sind der Ladedruck, der in die Zylinder zurückgeführte Abgasstrom, die Mischungsgüte von Abgas und Frischluft sowie die Temperatur dieses Gasgemisches. Sie können durch eine entsprechende Auslegung einzelner Komponenten wie z.B. des Abgasturboladers, des Abgasrückführkühlers und des Saugrohres an den Motor angepasst werden.

Der Ein- und der Auslasstrakt des Versuchsmotors sind in **Abbildung 6** schematisch dargestellt. Sie bestehen aus folgenden Komponenten:

- Luftfilter, Frischluftmassensensor, Verdichter, Ladeluftkühler
- Ladedrucksensor, Drosselklappe, Einlasssammler, Saugrohr
- Abgaskrümmen, Abgasrückführkühler, Abgasrückführventil

- Turbine mit variabler Geometrie, Oxidationskatalysator

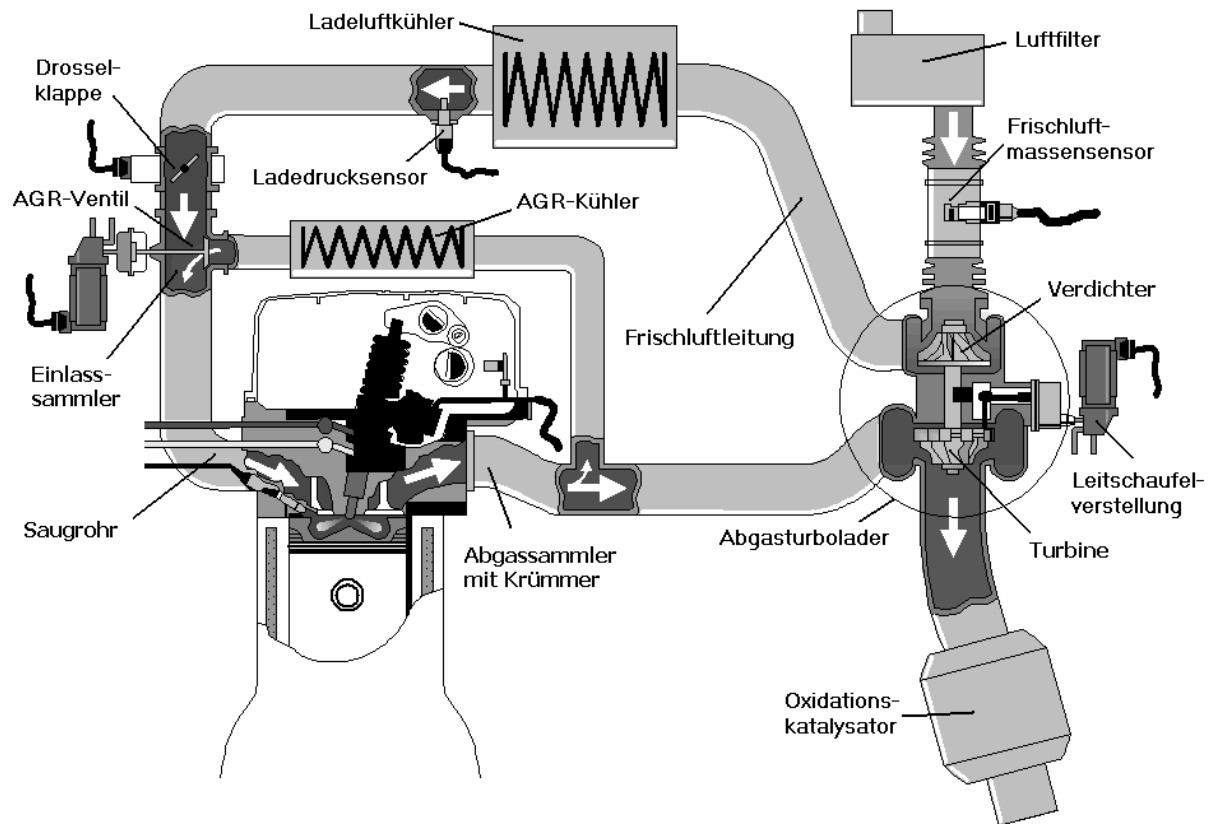


Abbildung 6: Ein- und Auslasstrakt des Versuchsmotors

Die einzelnen Komponenten haben verschiedene Wirkungen und Aufgaben, die im Folgenden näher erläutert werden.

Die Frischluft wird vom Verdichter des Abgasturboladers angesaugt und durchströmt dabei den Luftfilter und den Frischluftmassensensor (HFM⁵). Die Aufgabe des Verdichters ist es, mit der von der Turbine abgegebenen Energie die Frischluft zu komprimieren und damit deren Dichte zu erhöhen. Die daraus resultierende größere Zylinderfüllung ermöglicht in Verbindung mit größeren Einspritzmengen eine Steigerung der Motorleistung.

Die Verdichtung der Luft im Lader erfolgt polytrop und hat eine Erwärmung zur Folge. Der Ladeluftkühler (LLK) hat die Aufgabe, die erwärmte Frischluft abzukühlen, um eine weitere

⁵ HFM = Heissfilmluftmassenmesser

Erhöhung der Luftdichte und dadurch der Zylinderfüllung zu erreichen. Darüber hinaus führt die Luftabkühlung zwangsläufig auch zu einer Temperatursenkung des Ladungsgemisches, wodurch weniger Stickoxide entstehen.

Die verdichtete und abgekühlte Frischluft strömt vom Ladeluftkühler durch eine elektrisch betätigte Drosselklappe in den Einlasssammler und wird dort mit dem rückgeführten Abgas vermischt. Die Aufgabe der Drosselklappe ist, einerseits das Druckverhältnis über dem AGR-Ventil zu erhöhen und andererseits beim Abschalten des Motors den Luftstrom zu unterbrechen.

Das Ziel der Abgasrückführung besteht darin, die Hauptbedingungen für die Stickoxidentstehung, nämlich Luft- bzw. Sauerstoffüberschuss und hohe Verbrennungstemperaturen, durch eine Verringerung des Sauerstoffanteiles der Ladung zu reduzieren. Mit steigender Abgasrückführrate werden zudem lokale Temperaturspitzen abgesenkt, da das zurückgeführte Abgas eine wesentlich größere spezifische Wärmekapazität als Frischluft besitzt. Das bedeutet, dass das Ladungsgemisch eine größere Wärmemenge als Frischluft aufnimmt, um eine bestimmte Temperaturerhöhung zu erfahren. Die Abgasrückführung erfolgt durch ein pneumatisch betätigtes Ventil. Das Abgas wird direkt nach dem Abgaskrümmen entnommen und durchströmt einen an den Kühlwasserkreis angeschlossenen Abgasrückführkühler. Hierdurch kann die Temperatur des zurückgeführten Abgases betriebspunktabhängig um bis zu 400 K reduziert werden. Das führt ebenso wie bei der Frischluftkühlung zu einer Verringerung des Temperaturniveaus des Gasgemisches und dadurch zu einer reduzierten Stickoxidentstehung während der Verbrennung.

Der sich hierbei gleichzeitig ergebende größere Zündverzug ermöglicht eine Verbesserung der inneren Gemischbildung, da ein längeres Zeitfenster für die Vermischung von Ladung und Kraftstoff entsteht, wodurch insbesondere örtliche Kraftstoffanhäufungen und dementsprechende Partikelemissionen verringert werden. Die Partikelbildung ist typisch für inhomogene, nichtvorgemischte Verbrennungen [Pis 2002]. Der AGR-Kühler ist so ausgelegt, dass der Abgasmassenstrom entweder durch den Kühlkörper oder durch eine Umgehungsleitung geführt werden kann. Letzteres führt zu einer Abschaltung der AGR-Kühlung. Das ist notwendig, um bei kaltem Motor die durch das Erlöschen der Flammen an der kühlen Zylinderwand und die unzureichende Betriebstemperatur des Katalysators

bedingte, erhöhte Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) und von Kohlenmonoxid (CO) nicht noch weiter ansteigen zu lassen.

Das Ladungsgemisch strömt beim Ladungswechsel vom Saugrohr in den Brennraum, wird dort verdichtet und mit dem Kraftstoff verbrannt (vgl. Kapitel 2.1.1). Das heiße Abgas wird danach fast vollständig vom Kolben in den Abgassammler gedrückt. Der nach dem Ladungswechsel im Zylinder verbleibende Abgasanteil wird als Restgasmasse bezeichnet. Diese hängt maßgeblich von der Größe der Ventilüberschneidung ab und kann bei Motoren ohne variablen Ventiltrieb nicht gezielt beeinflusst werden.

Die aus den Zylindern ausgestoßene Abgasmasse wird um den zurückgeführten Anteil reduziert und strömt danach in die Turbine. Dabei gibt das Gas bei polytroper Expansion auf Umgebungsdruckniveau einen Teil seiner Enthalpie für den Antrieb des Verdichters ab. Um einen wirkungsgradoptimalen Betrieb sowie möglichst hohe Durchsatzspannen bei großen Druckverhältnissen zu erreichen, verfügt die Turbine über ringförmig angebrachte Leitschaufeln. Diese variable Turbinengeometrie ermöglicht darüber hinaus eine Regelung des Ladedrucks. Die Leitschaufelverstellung erfolgt über eine pneumatische Unterdruckdose.

Nach Verlassen der Turbine strömt das Abgas durch den Oxidationskatalysator. Hier werden Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe durch chemische Reaktionen in unbedenkliche Bestandteile umgewandelt.

Das komplexe Betriebsverhalten des Kolbenmotors in Verbindung mit dem Ein- und Auslasstrakt sowie die Toleranzen der Stellglieder machen es erforderlich, die Abgasrückführung und die Aufladung zu regeln. Im Rahmen des derzeitigen Motormanagements wird dies bei der Abgasrückführung durch die Frischluftmassenstromregelung und bei der Aufladung durch die Ladedruckregelung erreicht. Die Funktionsweise und die Eigenschaften dieser Regelungen werden im Kapitel 4.1 näher beschrieben.

2.2 Entwicklungsumgebung

Zur Realisierung des zylinderdruckbasierten Füllungsmodells sowie der Abgasrückföhraten- und Füllungsregelung wird eine spezielle Entwicklungsumgebung verwendet. Hierzu gehören unter anderem Zylinderdrucksensoren für die Erfassung des Brennraumdrucks, ein Echtzeit-

Indiziersystem zur Auswertung der Zylinderdrucksignale und ein Rapid-Prototyping-System der Firma ETAS mit Anbindung an das Steuergerät zur Berechnung der Regelalgorithmen und des Füllungsmodelles.

In dem Indiziersystem werden aus den gemessenen Zylinderdruckverläufen und den Kurbelwellenpositionen die für die Füllungserfassung und Verbrennungsregelung notwendigen Kenngrößen berechnet und über den VME-Bus⁶ an das Rapid-Prototyping-System gesendet.

Das Füllungsmodell und die entwickelten Regelungsfunktionen werden anschließend auf dem Rechenknoten des Rapid-Prototyping-Systems berechnet. Der Stelleingriff in die Motorsteuerung wird durch eine Bypass-Schnittstelle im winkel- und zeitsynchronen Abtastraster realisiert.

Abbildung 7 zeigt schematisch den Aufbau der verwendeten Entwicklungsumgebung. Die zugehörigen Basiselemente werden in den folgenden Abschnitten näher beschrieben.

⁶ VME-Bus = Versa Module Eurocard Bus

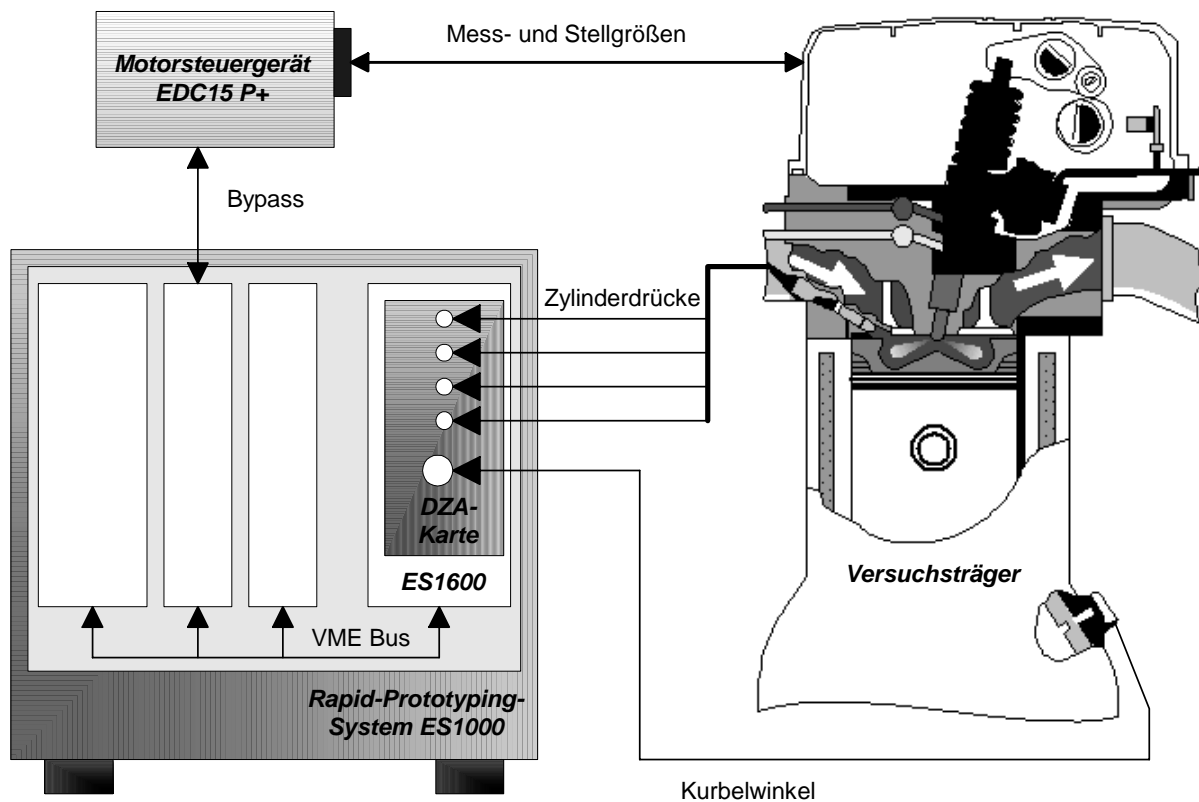


Abbildung 7: Basiselemente der verwendeten Entwicklungsumgebung

2.2.1 Zylinderdrucksensoren und Winkelaufnehmer

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden Zylinderdrucksensoren der Firma Optrand und ein Winkelaufnehmer der Firma AVL eingesetzt.

Die Zylinderdrucksensoren vom TYP Optrand GK1 bestehen aus einem Druckaufnehmer sowie einer separaten Auswerteelektronik und arbeiten nach einem berührungslosen optischen Messprinzip. Der Druckaufnehmer ist durch einen Lichtleiter mit der Auswerteelektronik verbunden. Bei dem Sensorprinzip wird das von einer Leuchtdiode ausgesendete Licht an der Innenseite einer Membran reflektiert und von einer Photodiode empfangen. Der Abstand des Lichtleiters zur Membran bei Normaldruck und die Intensität der Leuchtdiode sind dabei fest vorgegeben. Bei einer Brennraumdruckerhöhung wird die Membran verformt, der Luftspalt verkleinert und somit die Intensität des reflektierten Lichtsignals erhöht. Die Verformungseigenschaften der Membran sind durch Wahl einer bestimmten Geometrie so ausgelegt, dass die Intensität proportional zu dem auf die Membran einwirkenden Druck ist.

Die Aufgaben der Auswerteelektronik sind einerseits, die Intensität der Leuchtdiode konstant zu halten, und andererseits, das reflektierte Lichtsignal in eine elektrische Spannung umzuwandeln. Die wichtigsten technischen Daten des Drucksensors sind in **Tabelle 2** zusammengefasst.

Tabelle 2: Technische Daten des Sensors Optrand GK 1

Messbereich	0 bar bis 200 bar
Maximaler Druck	400 bar
Nichtlinearität	$\pm 1\%$ vom Messbereichsendwert
Membraneigenfrequenz	120 kHz
Frequenzbereich	0,1 Hz bis 15 kHz
Temperatur am Sensorkopf	-40 °C bis 350 °C
Ausgangssignal	0,5 V bis 5 V
Versorgungsspannung	9 – 18 V DC (85mA)
Empfindlichkeit	50 bar/V

Durch die berührungslose Druckerfassung, kann eine hohe Lebensdauer von 200 Millionen Zyklen garantiert werden. Eine detailliertere Untersuchung des Optrand GK1 und Vergleiche mit Referenzsensoren werden in der Arbeit [Jes 2003] vorgestellt.

Die für die Zylinderdruckauswertung notwendige Kurbelwellenposition wird durch den Winkelaufnehmer vom TYP AVL 365C erfasst (vgl. [AVL 2001]). Der Winkelaufnehmer besteht aus einer Gebereinrichtung, einer Aufnehmerelektronik sowie einem Impulswandler und ist mit Hilfe eines Adapterflansches direkt an der Kurbelwelle montiert. Der Sensor arbeitet ebenfalls nach einem optischen Messprinzip. In der Gebereinrichtung wird eine Markenscheibe durch einen optischen Aufnehmer im Reflexionsverfahren abgetastet. Dazu wird Licht mit einer Leuchtdiode erzeugt und durch einen Lichtleiter auf die Markenscheibe gesendet. Die Markenscheibe verfügt über 720 Striche, an denen das ausgesendete Licht reflektiert und über einen weiteren Lichtleiter zu einer Photodiode geleitet wird. Zur

Erzeugung des Triggers⁷ ist ein Strich so gefertigt, dass die Intensität des reflektierten Lichts erhöht wird. In der Aufnehmerelektronik werden die Winkelsignale und der Trigger in digitale Signale umgewandelt und zum Impulswandler übertragen. Der Impulswandler ist mit einem Impulsvervielfacher vom Typ 3064A02 ausgestattet. Die Winkelauflösung kann dadurch von 0.05 bis 5 Grad KW⁸ eingestellt werden. Somit stehen dem Indiziersystem je nach Genauigkeitsanforderung 36 bis 3600 symmetrische Rechteckimpulse pro Umdrehung zur Verfügung.

2.2.2 Echtzeit-Indiziersystem

Die Forderungen nach einer arbeitsspielsynchronen Indizierauswertung mit anschließender Übertragung wichtiger Kenngrößen erfordert eine leistungsfähige Hardwarestruktur. Für die Umsetzung der zylinderdruckbasierten Regelungsfunktionen wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit das Echtzeit-Indiziersystem VME-DZA der Firma IAV eingesetzt.

Dieses System ist mit einer Datenerfassungskarte, vier digitalen Signalprozessoren sowie einem Dual-Ported-RAM (DPR) für die Datenübertragung ausgestattet. Auf der Datenerfassungskarte können insgesamt acht Zylinderdrucksignale durch Analog-Digital-Wandler für die Auswertung digitalisiert und das bereits digitalisierte Kurbelwinkelsignal aufgenommen werden. Die eigentliche Berechnung ausgewählter Kenngrößen aus dem Zylinderdruckverlauf erfolgt auf den digitalen Signalprozessoren. Die Ergebnisse werden arbeitsspielsynchron in das Dual-Ported-RAM des Indiziersystems geschrieben. Eine genaue Übersicht über die implementierte Software- und Programmierstruktur des Echtzeit-Indiziersystems wird in [Jes 2003] gegeben. Die DZA-Karte kann, durch eine kompakte Bauweise, in dem Rapid-Prototyping-System ES1000 (vgl. Kapitel 2.2.3.) integriert werden und ist somit für den Fahrzeugeinsatz verwendbar. Die Anbindung des Indiziersystems zum Rechenknoten der ES1000 erfolgt durch die prozessorbestückte VME-Schnittstellenkarte ES1600.

⁷ Der Trigger definiert den Absolutwert des Kurbelwinkels

⁸ KW = Kurbelwinkel

2.2.3 Rapid-Prototyping-System ASCET-SD

Das in dieser Arbeit verwendete Rapid-Prototyping-System ASCET-SD der Firma ETAS ist ein Werkzeug zur Entwicklung und Erprobung von Steuergeräte-Software und besteht im Wesentlichen aus den beiden Komponenten

- Entwicklungs-Hardware ES1000 mit weiteren Systemkomponenten und
- Modellierungs-Software ASCET,

die nachfolgend beschrieben werden.

Entwicklungs-Hardware

Die Basis der Entwicklungs-Hardware ist das ES1000-System, das mit verschiedenen Systemkarten ausgerüstet werden kann. Die Kommunikation zwischen den Komponenten erfolgt durch einen VME64x-Bus, der von einem Motorola MPC750-Prozessor gesteuert wird.

Der eigentliche Rechenknoten, auf dem die Regelalgorithmen berechnet werden, befindet sich auf der Systemkarte ES1130 Simulation Controller Board. Das Modul besitzt ein MPC750-Element als Hauptprozessor und ein MPC860T-Element als Kommunikationsprozessor. Für die Anbindung des Systems an einen Personal Computer verfügt der Kommunikationsprozessor über eine Ethernet-Schnittstelle⁹. Hierdurch kann die mit ASCET-SD erstellte Software auf den Zielprozessor übertragen sowie die Funktionalität bedient werden.

Die ES1600-Karte dient zur Anbindung der DZA-Karte an den Rechenknoten und ist mit einem MPC555-Prozessor ausgestattet. Die DZA-Karte ist über den Dual Ported RAM mit der ES1600-Karte verbunden. Diese Karte verfügt über eine große Anzahl an Schnittstellen, die den Einsatz in vielen Entwicklungsprojekten ermöglicht.

⁹ Ethernet = Standard für lokale Netzwerke

Der Eingriff in das Motorsteuergerät wird mit Hilfe einer leistungsfähigen ETK-Schnittstelle¹⁰ auf der ES1231-Karte realisiert.

Entwicklungs-Software

Mit der ASCET-SD Software werden neben der eigentlichen Modellbildung auch die notwendigen Konfigurationen und Übertragungsprotokolle der Schnittstellenkarten programmiert. Für die Modellbildung oder Funktionsentwicklung stehen verschiedene Objekttypen (Projekt, Module und Klassen), die hierarchisch unterteilt sind, zur Verfügung.

Das Projekt umfasst die Gesamtheit der entwickelten Steuergerätefunktionen (Hardwareanbindungen, Module und Klassen). Funktionen können, in Form von Blockschaltbildern, in der Programmiersprache C oder mit der ESDL-Programmiersprache¹¹ umgesetzt werden. Diesen sogenannten Modulen werden verschiedene Prozesse zugeordnet, die nach Einordnung in Tasks vom Betriebssystem abgearbeitet werden. Dadurch bietet das Betriebssystem die Möglichkeit das Echtzeitverhalten der Software zu bestimmen. Die Konfiguration der Tasks und Prozesse wird in einem OS-Editor festgelegt. Die Reihenfolge, in der bestimmte Vorgänge eines Prozesses abgearbeitet werden, wird durch das Festlegen der Abarbeitungsreihenfolge (Sequencing) bei der Modulerstellung definiert. Die Kommunikation zwischen Modulen innerhalb eines Projektes wird durch Kommunikationsvariable (Messages) realisiert.

Mit dem Konstrukt „Klasse“ werden bestimmte Vorteile aus der objektorientierten Programmierung genutzt. So können bestimmte Funktionalitäten mit Klassen innerhalb von Modulen mehrfach benutzt werden. Die Programmierung erfolgt ebenfalls in Form von Blockschaltbildern, in C-Code oder mit der ESDL-Programmiersprache.

¹⁰ ETK = Emulator-Tastkopf

¹¹ ESDL = Java orientierte Syntax

2.3 Zylinderdruckbasiertes Motormanagement

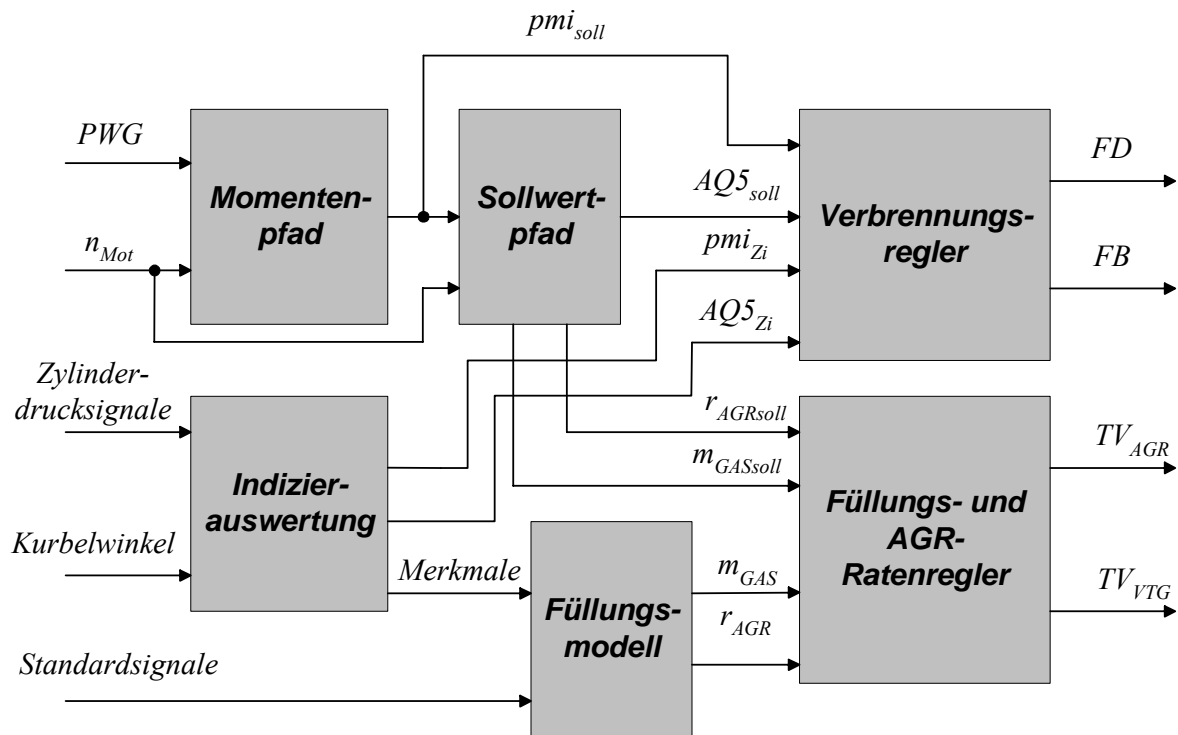
Das zylinderdruckbasierte Motormanagement ist durch Funktionen gekennzeichnet, die aus dem Verbrennungsdruck abgeleitete Kenngrößen direkt oder indirekt für eine Regelung des Verbrennungsprozesses verwenden. Dies geschieht über die Einspritzparameter und wird durch die Stellglieder des Ein- und Auslasstraktes realisiert. Das zylinderdruckbasierte Motormanagement besteht aus vier Hauptkomponenten:

- Indizierauswertung
- Verbrennungsregelung
- Zylinderdruckbasiertes Füllungsmodell
- Auflade- und Abgasrückführregelung

Die echtzeitfähige Indizierauswertung und die Verbrennungsregelung werden in den nachfolgenden Abschnitten vorgestellt. Das zylinderdruckbasierte Füllungsmodell und die Auflade- und Abgasrückführregelung werden im Kapitel 3 und Kapitel 4 ausführlich beschrieben.

2.3.1 Gesamtstruktur

Abbildung 8 zeigt die Gesamtstruktur des zylinderdruckbasierten Motormanagements.



PWG	Fahrpedalstellung	n_{Mot}	Motordrehzahl
pmi_{Zi}	indizierter Mitteldruck	pmi_{soll}	Sollwert des indizierten Mitteldrucks
$AQ5_{Zi}$	Verbrennungslage	$AQ5_{soll}$	Sollwert der Verbrennungslage
r_{AGR}	Abgasrückführrate	$r_{AGRsoll}$	Sollwert der Abgasrückführrate
m_{GAS}	Zylinderfüllung	$m_{GASsoll}$	Sollwert der Zylinderfüllung
FB	Förderbeginn	FD	Förderdauer
TV_{AGR}	Tastverhältnis AGR	TV_{VTG}	Tastverhältnis VTG

Abbildung 8: Gesamtstruktur des zylinderdruckbasierten Motormanagements

Der Sollwert für den indizierten Mitteldruck pmi_{soll} wird im Momentenpfad aus dem Fahrerwunschwert PWG und der Motordrehzahl n_{Mot} bestimmt. Im Funktionsblock „Sollwertpfad“ werden die Sollwerte für den Verbrennungsbeginn $AQ5_{soll}$, die Abgasrückführung $r_{AGRsoll}$ und die Aufladung $m_{Gassoll}$ aus dem indizierten Mitteldruck pmi_{soll} und der Motordrehzahl n_{Mot} ermittelt. Die Sollwerte werden je nach Betriebszustand in Abhängigkeit von bestimmten Motorparametern wie z.B. der Kühlwassertemperatur T_{WAS} korrigiert. Die Indizierauswertung liefert zum einen wichtige Eingangsgrößen für das Füllungsmodell und zum anderen die Istgrößen für die Verbrennungsregelung. Im Modul

„Füllungsmodell“ werden auf der Basis physikalischer Modelle die Zustandsgrößen von Abgasrückführung und Aufladung aus dem Zylinderdruck berechnet.

Die Regelstrecke „Verbrennung“ ist im regelungstechnischen Sinn eine Mehrgrößenstrecke mit zwei Ein- und zwei Ausgängen, die untereinander gekoppelt sind [Jes 2003]. Bei Wahl des indizierten Mitteldrucks p_{mi} und der Verbrennungslage $AQ5$ als Regelgrößen sind jedoch die Querempfindlichkeiten verhältnismäßig gering, so dass hierfür zwei separate einschleifige PID-Regler verwendet werden können. Dadurch lassen sich die zyklisch auftretenden Verbrennungskenngrößen aus den einzelnen Zylindern einander gleichstellen, womit ein optimaler Motorbetrieb erzielt wird.

Bei der Abgasrückföhraten- und der Füllungsregelstrecke sind die Kopplungen stärker, so dass analog zu **Abbildung 2** ein entkoppelter PID-Mehrgrößenregler mit statischer Vorsteuerung und gesteuerter Adaption zweckmäßig ist. Bei diesem Regelungskonzept werden die Abgasrückföhrate und die Zylinderfüllung über die Stellgrößen des Abgasrückföhrventils und des Turboladers mit variabler Turbinengeometrie eingeregelt.

2.3.2 Indizierauswertung

Die Aufgabe der Indizierauswertung ist es, wichtige Kenngrößen, die eine Aussage über Zylinderladung, Gemischbildung und Verbrennung ermöglichen, aus dem Zylinderdrucksignal zu extrahieren. Die arbeitsspielsynchrone Indizierauswertung gliedert sich in die Vorverarbeitung der Rohdaten und die Auswertung der digitalisierten Druckmesswerte.

Die Stabilität der Indizierauswertung hängt maßgeblich von der Qualität des abgetasteten Rohsignals ab. Diese wird hauptsächlich durch die Sensorqualität, die Auflösung und die Abtastschrittweite beeinflusst. Die thermodynamische Analyse mit einem vereinfachten Modell des Heizverlaufs erfordert hierbei eine maximale Abtastschrittweite von 1 Grad KW. Um den großen Zylinderdruckbereich der dieselmotorischen Verbrennung angemessen zu digitalisieren, wird das Sensorsignal mit einer effektiven Auflösung von 12 Bit digitalisiert.

Vorverarbeitung der Druckmesswerte

Die Auswertung des Zylinderdrucks erfordert eine Vorverarbeitung der Signale, um einerseits Störungen wie z.B. Digitalisierungseffekte und andererseits systematische Fehler wie z.B. ständige Absolutwertabweichungen auszugleichen. Die Vorverarbeitung der Signale unterteilt sich in Funktionen zur Filterung, zur Bestimmung des oberen Totpunktes sowie zur Nullpunkt- und Driftkorrektur.

Die kurbelwinkelsynchrone Filterung wird mit einer gewichteten Mittelwertbildung realisiert. Die Wichtungskoeffizienten und die Ordnung des Glättungsverfahrens werden in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel angepasst.

Für die Zylinderdrucksignal-Auswertung wird das genaue Zylindervolumen zu jeder Abtastung benötigt. Demnach muss die absolute Winkelposition genau bestimmt werden. Da die Montage des Winkelmarkengebers nicht mit der geforderten Genauigkeit erfolgen kann, muss durch ein spezielles Verfahren der Versatz zum oberen Totpunkt bestimmt werden. Bei diesem Verfahren wird der Winkelversatz unter Berücksichtigung des thermodynamischen Verlustwinkels im geschleppten Betrieb ermittelt und gespeichert.

Auf Grund des relativen Signals der im Kapitel 2.2.1 vorgestellten optischen Zylinderdrucksensoren wird darüber hinaus ein Verfahren zur Absolutdruckkorrektur verwendet. Diese so genannte Nulllinien-Korrektur beruht auf einer thermodynamischen Beschreibung der Kompression durch eine polytrope Zustandsänderung (vgl. [Jes 2003]). Der so ermittelte Korrekturwert für einen Sensor ist nicht konstant, sondern ändert sich mit der Zeit. Dabei kann diese unerwünschte Änderung während eines Arbeitsspiels so groß werden, dass die Güte der Auswertung relevant verschlechtert wird. Um dem entgegen zu wirken, kommt ein Verfahren zum Einsatz, bei dem die Drift des Korrekturwertes vorausbestimmt wird. Ausgehend von den letzten Korrekturwerten kann die Änderung berechnet und damit der zukünftige Wert vorhergesagt werden. Mit dem aktuellen und zukünftigen Korrekturwert lässt sich auch die Änderung des Offsets während eines Arbeitsspiels bestimmen und das Drucksignal entsprechend abgleichen.

Auswertung der Druckmesswerte

Die Funktionen zur Auswertung der Zylinderdrucksignale sind so konzipiert, dass die Anforderungen an die echtzeitfähige Berechnung erfüllt werden und gleichzeitig ein möglichst hoher Informationsgehalt gewonnen und in Kenngrößen abgelegt wird. Diese Kenngrößen werden entweder direkt aus dem Zylinderdruckverlauf gewonnen oder aus weiteren Berechnungen ermittelt. Eine besonders wichtige Rolle nimmt hierbei die thermodynamische Modellierung des Brenn- bzw. Heizverlaufs ein.

Der Brennverlauf eignet sich dazu, die kurbelwinkelabhängige Wärmeübertragung an die Zylinderladung und damit wichtige Parameter von Gemischbildung und Verbrennung zu erfassen. Im Hinblick auf eine arbeitsspielsynchrone Auswertung kann die komplette thermodynamische Analyse in Form des Brennverlaufs wegen des großen Aufwandes nicht echtzeitfähig realisiert werden. Deshalb wird der Brennverlauf durch den vereinfachten Heizverlauf nach Hohenberg [Hoh 1982] angenähert. Bei diesem Verfahren wird nur der Energieanteil erfasst, der sich im messbaren Druckanstieg niederschlägt. Die Differenz zur tatsächlichen Energieumsetzung wird im Wesentlichen durch Wandwärmeverluste verursacht.

In **Tabelle 3** sind die wichtigsten aus dem Zylinderdruck abgeleiteten Kenngrößen zusammengefasst.

Tabelle 3: Wichtige Kenngrößen aus der Zylinderdruckauswertung

Kenngröße	Kurzzeichen	Einheit	Quelle
Indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife	Pmi	bar	Zylinderdruck
Spitzendruck	pmax	bar	Zylinderdruck
Zylinderdruck bei 340 Grad KW	p340	bar	Zylinderdruck
Zylinderdruck bei 450 Grad KW	p450	bar	Zylinderdruck
Lage des Minimums des integralen Heizverlaufes	AQmin	Grad KW	Heizverlauf
Lage des 5%-Wertes des integralen Heizverlaufes	AQ5	Grad KW	Heizverlauf
Lage des 50%-Wertes des integralen Heizverlaufes	AQ50	Grad KW	Heizverlauf

2.3.3 Verbrennungsregelung

Das zurzeit eingesetzte Motormanagement nutzt eine kennfeldbasierte Steuerung des Verbrennungsprozesses über die Einspritzparameter. Bei dem Pumpe-Düse-Einspritzsystem sind dies der Förderbeginn und die Förderdauer. Mit dem Förderbeginn wird der Einspritzbeginn und folglich die Lage der Verbrennung eingestellt. Die Förderdauer beeinflusst im Wesentlichen die eingespritzte Kraftstoffmasse und damit das indizierte Moment. Der Motorbetrieb unterliegt vielen Einflüssen, die jeweils eine Wirkung auf wichtige Parameter der Gemischbildung und der Verbrennung haben. Dem wird in der aktuellen Steuergerätesoftware mit einer komplexen Struktur zur Korrektur der eigentlichen Steuerung begegnet (Förderbeginn- und Förderdauerstruktur).

Abbildung 9 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Förderbeginn- und Förderdauerstruktur. So wird z.B. die Förderdauer FD nach dem Mengenwunsch me_{soll} , der Motordrehzahl n_{Mot} , dem Förderbeginn FB und der Kraftstofftemperatur aus entsprechenden Kennfeldern berechnet, um die geforderte Kraftstoffeinspritzmasse zu erzielen. Die Förderbeginnsteuerung hat anders als die Förderdauersteuerung zwei wesentliche Aufgaben zu erfüllen. Zum einen muss sie den optimalen Brennbeginn einstellen und zum anderen wechselnde Einflüsse auf den Zündverzug kompensieren.

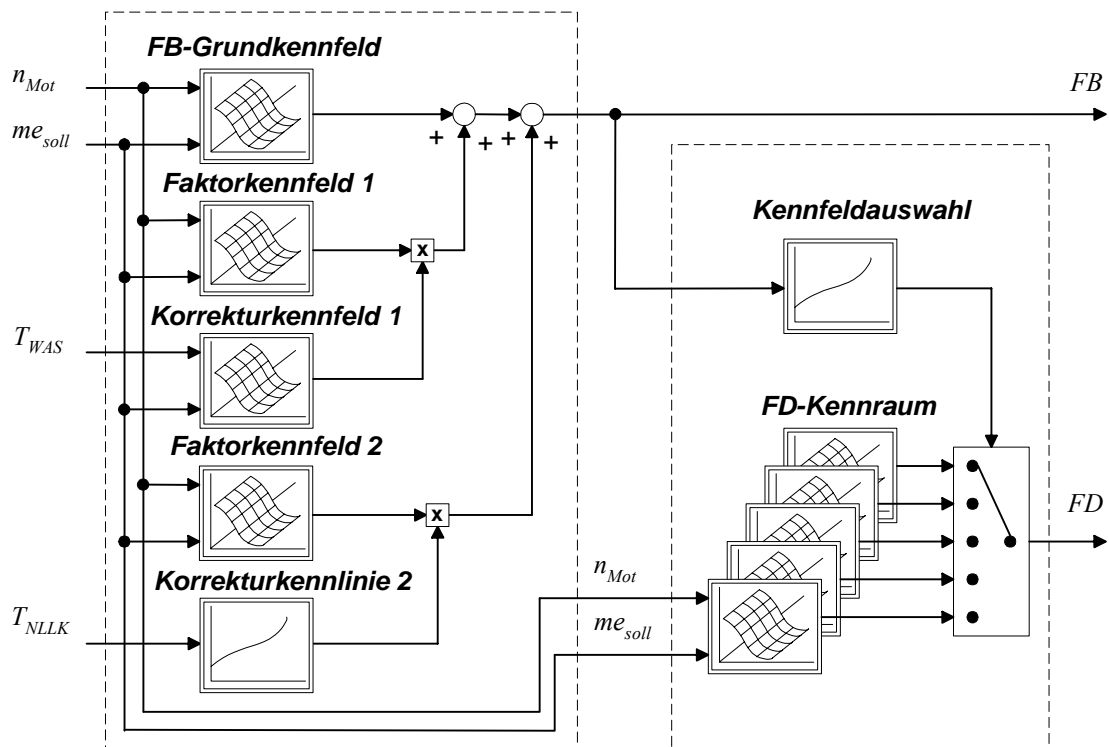


Abbildung 9: Blockschaltbild der Förderbeginn- und Förderdauerstruktur

Die Vielzahl der möglichen Betriebszustände und vor allem bauteilbedingte Streuungen durch Toleranzen im Einspritzsystem, in der Brennraumgeometrie oder im Ein- und Auslasstrakt erschweren eine exakte Verwirklichung der erforderlichen Kraftstoffeinspritzmasse und des zugehörigen Brennbeginns. Abweichungen zwischen den Wunschgrößen und den tatsächlich eingestellten Verbrennungskenngrößen ziehen je nach Betriebspunkt eine Verschiebung (Trade-Off) oder Verschlechterung (Offset) im NO_x-Partikel-Diagramm (vgl. **Abbildung 10**) nach sich.

Ein Fehler in der Kraftstoffzumessung beeinflusst hierbei nicht nur das Wunschmoment, sondern auch die Ladungszusammensetzung, da die Sollwerte für die Abgasrückführung und die Aufladung direkt aus dem Kraftstoffmassensollwert berechnet werden. Ist z.B. die tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmasse über den Testzyklus im Mittel zu klein, wird zu wenig Abgas zurückgeführt. Infolgedessen liegt eine erhöhte Stickoxidbildung bei gleichzeitiger Reduzierung der Partikelmasse vor. Diese Problematik wurde in der Arbeit [Nit 2000] ausführlich untersucht.

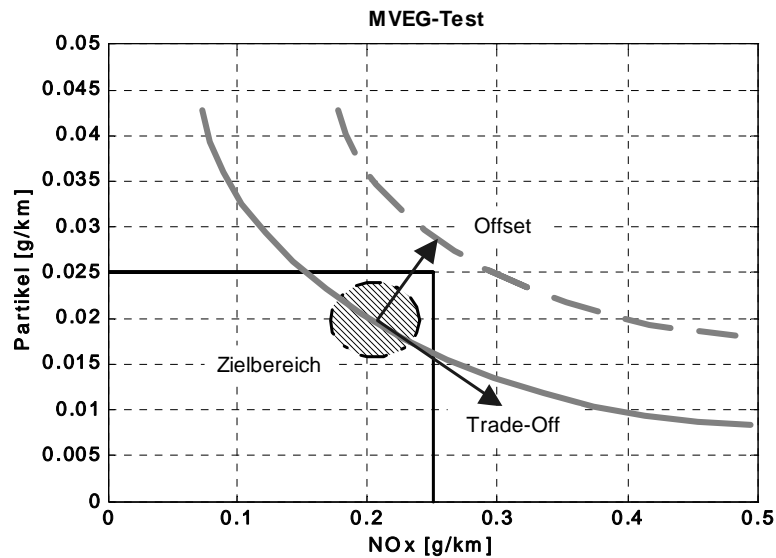


Abbildung 10: Auswirkungen fehlerhafter Kraftstoffeinspritzmassen und Verbrennungsbeginne im NOx-Partikel-Diagramm (exemplarisch) [Nit 2000]

Der Einfluss eines Fehlers im Verbrennungsbeginn $AQ5$ auf die Abgasemissionen an einem konstanten Betriebspunkt ist in **Abbildung 11** dargestellt. Für die Bewertung der Partikelemission wird die Rußzahl zu Hilfe genommen. Die Grafik zeigt einen starken Einfluss des Verbrennungsbeginns auf die Emissionskomponenten Stickoxide und Partikeln. Die Stickoxidemission nimmt in Richtung später Verbrennungsbeginn ab, weil das Temperaturniveau im Brennraum durch die bereits eingesetzte Expansion kleiner wird. Die Partikelemission weist dagegen kein stetiges Verhalten auf. Diese Eigenschaft lässt sich folgendermaßen erklären: Bei sehr frühem Verbrennungsbeginn, kurz nach dem Einspritzbeginn, ist die Zeit für die innere Gemischaufbereitung auf Grund der hohen Temperatur relativ klein. Dadurch entstehen Bereiche im Brennraum mit Kraftstoffanhäufungen, die für die erhöhte Partikelentstehung verantwortlich sind. Bei späteren Werten für den Verbrennungsbeginn nimmt die interne Nachoxidation der Rußpartikeln stark ab, daher steigt die Rußzahl wieder an.

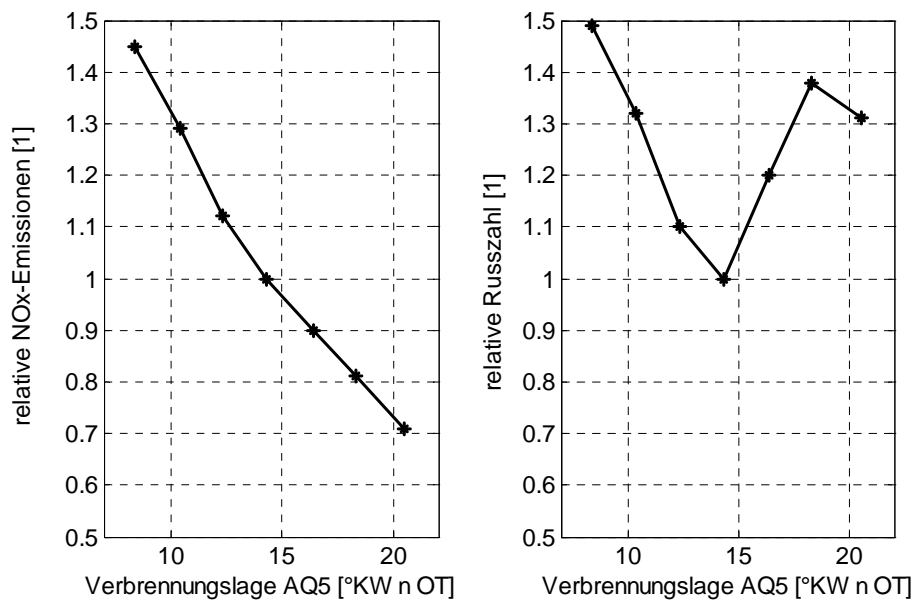


Abbildung 11: Variation des Verbrennungsbeginns $AQ5$ am Betriebspunkt $n_{MOT} = 1550 \text{ min}^{-1}$ und $M_e = 50 \text{ Nm}$

Das in **Abbildung 11** gezeigte Verhalten der dieselmotorischen Verbrennung erlaubt nur ein sehr kleines Fenster für den Verbrennungsbeginn, um günstige Emissionswerte zu erzielen. Im Hinblick auf künftig noch strengere Emissionsanforderungen wird es unumgänglich sein, Streuungen infolge einer falschen Kraftstoffeinspritzmasse und eines falschen Verbrennungsbeginns zu minimieren. Ein Verfahren, das dies leisten kann, ist die zylinderdruckbasierte Regelung der Verbrennung auf der Basis des indizierten Mitteldrucks und des Verbrennungsbeginns [Jes 2003].

Regelung des indizierten Mitteldrucks

Die Regelung des indizierten Mitteldrucks ersetzt die beschriebene Förderdauerstruktur zur Mengensteuerung des aktuellen Motormanagements. Der indizierte Mitteldruck wurde hierbei aus mehreren Gründen als Regelgröße gewählt. Einerseits besteht damit die Möglichkeit, das geforderte indizierte Moment direkt einzustellen und andererseits lassen sich die Nichtlinearitäten der Regelstrecke (Zusammenhang zwischen Förderdauer und indiziertem Mitteldruck) gut erfassen, was die Reglersynthese vereinfacht. Darüber hinaus korreliert der indizierte Mitteldruck sehr gut mit der eingespritzten Kraftstoffmasse, wodurch Vorteile bezüglich der Abgasemissionen entstehen, weil die Sollwerte des Verbrennungsbeginns, der

Abgasrückführung und der Aufladung dem jeweiligen Betriebspunkt entsprechend gewählt werden können. Die Struktur für die Regelung des indizierten Mitteldrucks ist in **Abbildung 12** dargestellt.

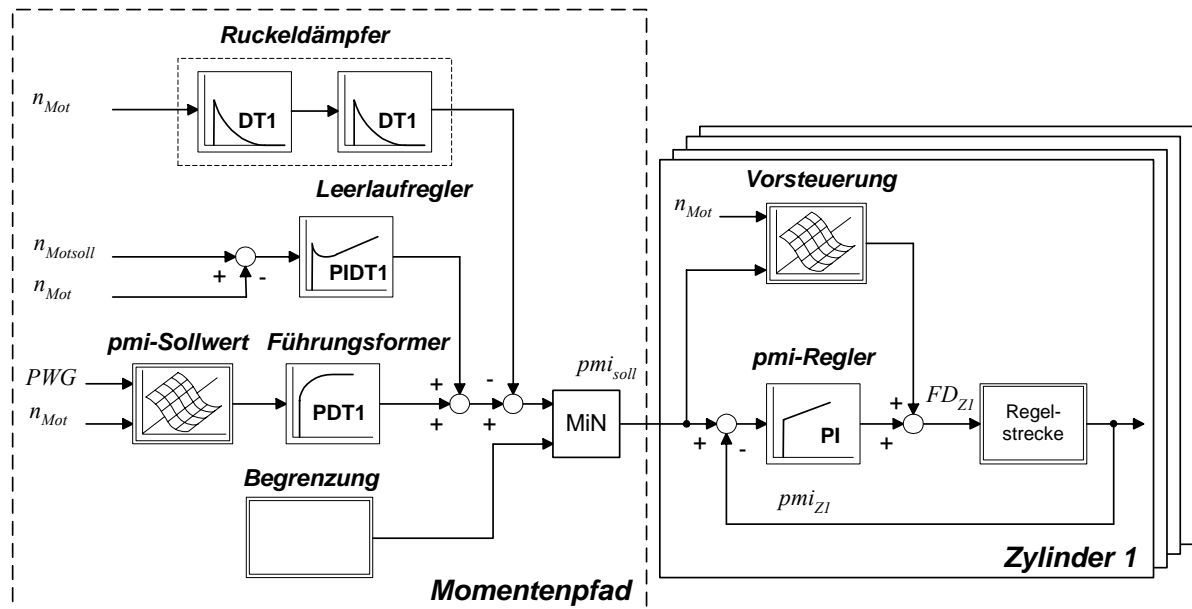


Abbildung 12: Gesamtstruktur der pmi- Regelung

Die Fahrpedalstellung wird in dem Momentenpfad als Wunschmoment interpretiert und daraus der Rohwert für das Sollmoment bzw. der entsprechende Mitteldrucksollwert p_{mi_soll} berechnet. Da starke Momentengradienten den Triebstrang ungünstig zum Schwingen anregen, wird der Sollwert mit einem PDT1-Glied¹² gefiltert. Der so berechnete Sollwert wird um den Anteil des PID-Leerlaufreglers¹³ und des aktiven Ruckeldämpfers additiv ergänzt. Der aktive Ruckeldämpfer besteht aus zwei in Reihe geschalteten DT1-Gliedern und berechnet aus dem Drehzahlsignal dessen zweite Ableitung. Die Wirkung des Ruckeldämpfers beruht somit auf einer aktiven Dämpfung der vom Triebstrang angeregten Drehzahl-schwingungen durch den Sollwert des indizierten Mitteldrucks. Der Sollwert für den indizierten Mitteldruck p_{mi_soll} wird anschließend durch die Rauch- und Bauteilschutzbegrenzung limitiert.

¹² PDT1-Glied = Proportional-Differenzialglied erster Ordnung

¹³ PID-Regler = Regler mit Proportional-, Integral- und Differenzial-Verhalten

Die Regelung erfolgt durch einen PI-Regler mit gesteuerter Adaption der Parameter, um das nichtlineare Verhalten der Regelstrecke auszugleichen. Da die Triebstrangregler in dem Momentenpfad öfter abgetastet werden als der Verbrennungsregler und die Regelanteile durch hochfrequente Schwingungen im Drehzahlsignal geprägt werden, wird die Stellgröße des pmi-Reglers um einen Vorsteuerwert additiv ergänzt. Bei der Vorsteuerung handelt es sich um das invertierte stationäre Streckenverhalten, das in einem Kennfeld abgelegt wurde.

Regelung der Verbrennungslage

Die Förderbeginnstruktur der aktuellen Motorsteuerung wird bei dem zylinderdruckgeführten Motormanagement durch die Verbrennungslageregelung ersetzt. **Abbildung 13** zeigt die gesamte Struktur für die Verbrennungslageregelung.

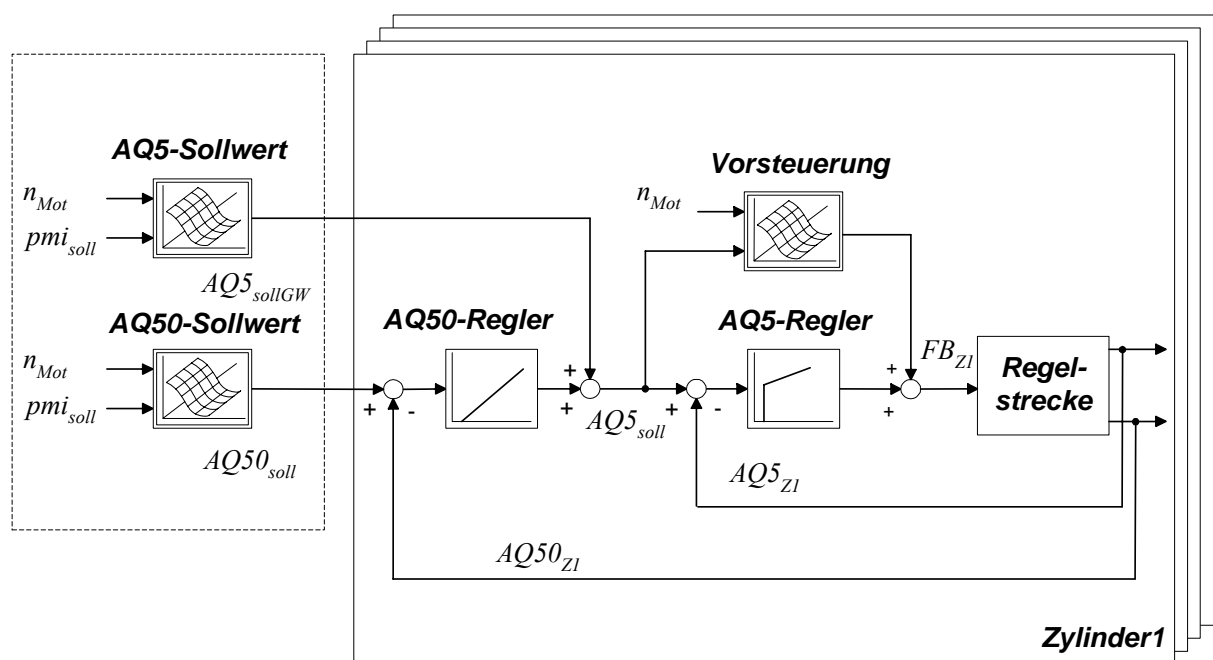


Abbildung 13: Gesamtstruktur der Verbrennungslageregelung

Die Aufgabe dieser Regelung ist es, die Verbrennungslage für den jeweiligen Betriebspunkt in Bezug auf die Abgasemissionen und den Kraftstoffverbrauch optimal einzustellen. Durch die Indizierauswertung ergeben sich mehrere Parameter für die Verbrennungslage. Im Ergebnis von Analysen dieser Parameter wurde die Verbrennungsschwerpunktlage als Zielgröße der Verbrennungslageregelung ausgewählt. Ungünstigerweise ist dabei das

Übertragungsverhalten zwischen der Stellgröße Förderbeginn und der Regelgröße Schwerpunktlage auf Grund der Kopplung über die Kraftstoffeinspritzmasse stark nichtlinear und außerdem auch noch mit der Förderdauer verkoppelt. Diese Problematik kann bei vielen Regelproblemen durch den Einsatz einer so genannten Kaskadenregelung entschärft werden. Im vorliegenden Fall werden die Verbrennungsschwerpunktlage über den Verbrennungsbeginn in der äußeren Kaskade und der Verbrennungsbeginn selber in der inneren Kaskade durch den Förderbeginn eingestellt. Die Stellgröße des äußeren Regelkreises wird auf einen Grundwert für den Beginn der Hauptverbrennung addiert. Die Kennfelder für den Sollwert der Verbrennungsschwerpunktlage und den Grundwert für den Beginn der Hauptverbrennung sind dabei aus einer Messreihe am Motorprüfstand ermittelt worden. Der äußere Regelkreis muss deshalb nur Abweichungen, die durch sich ändernde Betriebszustände oder Streuungen verursacht werden, ausgleichen. Der innere Regelkreis enthält einen PI-Regler mit gesteuerter Adaption der Parameter zur Kompensation der betriebspunktabhängigen Streckenverstärkungen. Letzteres ist aber der Einfachheit halber in **Abbildung 13** nicht dargestellt. Um ein schnelles Einregelverhalten bei trotzdem ausreichender Stabilität zu erreichen, kommt bei dem vorliegenden Regelungskonzept zusätzlich eine nichtlineare statische Vorsteuerung zum Einsatz.

2.4 Modellbildung technischer Systeme

Im Rahmen dieser Arbeit werden bei der Entwicklung des Füllungsmodells (vgl. Kapitel 3) und beim Entwurf der Abgasrückföhrtraten- und Füllungsregelung verschiedene Verfahren zur Modellbildung benötigt. Diese werden im folgenden Kapitel näher beschrieben werden.

Allgemein wird bei der Modellbildung zwischen den drei Modelltypen Black-, White- und Grey-Box unterschieden [Kim 2001]. Black-Box-Modelle werden mit der experimentellen Analyse als Ein-Ausgangs-Beziehungen gewonnen und bilden das Übertragungsverhalten eines Prozesses ab, ohne die physikalischen Eigenschaften zu berücksichtigen. Die wichtigsten Beispiele für Black-Box-Modelle sind neuronale Netze, Kennfelder und Ersatzfunktionen. Die Nachteile der reinen Black-Box-Modellierung ergeben sich durch die begrenzte Gültigkeit auf einen speziellen Aufbau und die mangelnde Fähigkeit nicht gemessene Betriebsbereiche abzubilden (Extrapolationsfähigkeit). Im Gegensatz zu Black-

Box-Modellen bestehen White-Box-Modelle nur aus idealisierten Gleichungen, in denen die Modellstruktur und Parameter fest durch physikalische Gesetze vorgegeben werden. White-Box-Modelle benötigen aber für die Berechnung komplexer physikalischer Vorgänge leistungsfähige Prozessoren. Ein weiterer Schwachpunkt dieser Methode ist der hohe Aufwand für eine exakte theoretische Modellbildung, die nicht immer die geforderte Genauigkeit der Modelle bereitstellen kann. Auf Grund ihrer spezifischen Eigenschaften werden häufig die zuvor beschriebenen Modelltypen zu sogenannten Grey-Box-Modellen vereinigt. Bei den Grey-Box-Modellen werden z.B. physikalische Modellstrukturen um empirische Anteile ergänzt oder Parameter durch nichtlineare Gleichungen approximiert.

Bei der experimentellen Modellbildung, auch Systemidentifikation genannt, wird das zeitliche und stationäre Verhalten eines Prozesses aus gemessenen Signalen innerhalb bestimmter Klassen von mathematischen Modellen ermittelt. Dabei werden die Identifikationsmethoden für nichtparametrische und parametrische Modelle weiter unterteilt [Ise 1992/1].

Nichtparametrische Modelle enthalten implizite Parameter. Das Verhalten zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße wird bei nichtparametrischen Modellen oft durch eine Wertetabelle oder eine Kurve angegeben. Die wichtigsten Identifikationsmethoden für nichtparametrische Modelle sind die Korrelationsanalyse, die Frequenzgangmessung und die Fourieranalyse.

Bei parametrischen Modellen sind die Parameter explizit in Gleichungen enthalten. Als Beispiel können hier z.B. die Übertragungsfunktionen, Differenzialgleichungen und Differenzengleichungen genannt werden. Für die Identifikation mit parametrischen Modellen muss eine bestimmte Modellstruktur angenommen werden. Zur besseren Wahl einer geeigneten Modellstruktur werden die a-priori-Kenntnisse eines Prozesses hinzugezogen.

Eine besondere Art von Identifikationsverfahren für parametrische Modelle sind die Parameterschätzmethoden. Diese haben auch bei der Modellbildung einiger Teilmodelle der Füllungserfassung ihre Anwendung gefunden. Parameterschätzmethoden basieren auf der Minimierung des Modellfehlers durch spezielle Ausgleichsverfahren, die sowohl für statische als auch für dynamische Prozesse angewendet werden können.

Für die Identifikation nichtlinearer statischer Teilsysteme wurde die Methode der kleinsten Fehler-Quadrate für nichtlineare statische Prozesse verwendet. Die Identifikation des dynamischen Übertragungsverhaltens der Regelstrecke wurde mit Hilfe der Methode der erweiterten kleinsten Quadrate für dynamische Prozesse durchgeführt.

2.4.1 Methode der kleinsten Quadrate für statische Prozesse

Bei der Methode der kleinsten Quadrate für statische Prozesse [Ise 1992/1] wird vorausgesetzt, dass die nichtlinearen Anteile durch eine Funktion beschrieben werden können, die in den Parametern linear ist. Für die Herleitung soll ein Polynom n-ten Grades mit einer Eingangs- und Ausgangsgröße betrachtet werden:

$$X^*(k) = R_0 + R_1 \cdot U(k) + \dots + R_n \cdot U^n(k) \quad (2.1)$$

Die Ausgangsgröße des Prozesses $X^*(k)$ hängt nichtlinear von der Eingangsgröße $U(k)$ ab, zusätzlich sind dem Ausgangssignal noch zufällige Störungen und Messfehler $n(k)$ überlagert. Zur Identifikation müssen alle Ein- und Ausgangsgrößen aus dem stationären Verhalten eines Prozesses gemessen werden können. Bei der Modellbildung soll der Fehler $e(k)$ zwischen Prozess $X(k)$ und Modell $X^*(k)$, durch geeignete Wahl der Parameter R_i , minimiert werden. Dazu wird folgender Ausgangsfehler $e(k)$ definiert (vgl. **Abbildung 14**):

$$\begin{aligned} e(k) &= X(k) - X^*(k) \\ e(k) &= X(k) - [R_0 + R_1 \cdot U(k) + \dots + R_n \cdot U^n(k)] \end{aligned} \quad (2.2)$$

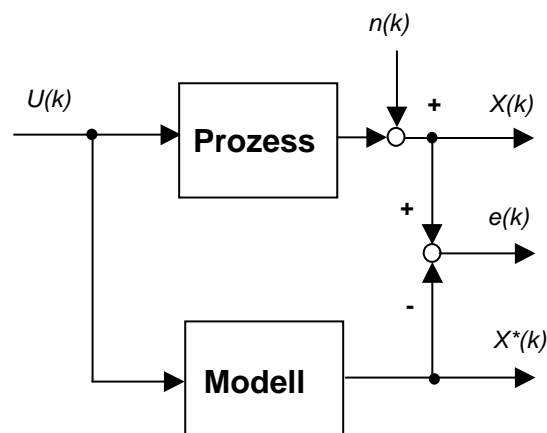


Abbildung 14: Fehlermodell des stationären Prozesses

Aus dem Messdatensatz lassen sich N Fehlergleichungen aufstellen und in Matrizenform zusammenfassen

$$\mathbf{e}(k) = \mathbf{X}(k) - \mathbf{U}(k)\mathbf{R} \quad (2.3)$$

Dabei ist $\mathbf{e}(k)$ der Fehlervektor

$$\mathbf{e}(k) = [e(0) \quad e(1) \quad \dots \quad e(N-1)]^T, \quad (2.4)$$

$\mathbf{X}(k)$ der Ausgangsvektor

$$\mathbf{X}(k) = [X(0) \quad X(1) \quad \dots \quad X(N-1)]^T, \quad (2.5)$$

$\mathbf{U}(k)$ die Datenmatrix

$$\mathbf{U}(k) = \begin{bmatrix} 1 & U(0) & U^2(0) & \dots & U^n(0) \\ 1 & U(1) & U^2(1) & \dots & U^n(1) \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ 1 & U(N-1) & U^2(N-1) & \dots & U^n(N-1) \end{bmatrix}, \quad (2.6)$$

und \mathbf{R} der Parametervektor

$$\mathbf{R}(k) = [R_0 \quad R_1 \quad \dots \quad R_n] \quad (2.7)$$

Der Parametervektor \mathbf{R} soll allgemein so berechnet werden, dass die quadratische Summe des Fehlers $\mathbf{e}(k)$ ein Minimum annimmt. Zu diesem Zweck wird die so genannte Verlustfunktion V , ein quadratisches Gütekriterium, in Gleichung (2.3) eingeführt

$$V = \sum_{k=0}^{N-1} e^2(k) = \mathbf{e}^T(k)\mathbf{e}(k) = (\mathbf{X} - \mathbf{UR})^T(\mathbf{X} - \mathbf{UR}) \quad (2.8)$$

Zur Bestimmung des Minimums der Verlustfunktion V wird die erste Ableitung nach dem Parametervektor zu null gesetzt und nach \mathbf{R} aufgelöst

$$\mathbf{R} = [\mathbf{U}^T\mathbf{U}]^{-1}\mathbf{U}^T\mathbf{X} \quad (2.9)$$

Die Schätzgleichung liefert einen Parametervektor \mathbf{R} aus N Messwerten, bei dem die Summe des quadratischen Fehlers minimal ist. Zur geschlossenen Lösung der Schätzgleichung

werden mindestens genau so viele Messwerte N wie Parameter R_i benötigt, wobei erst ein wesentlich größerer Messdatensatz zufrieden stellende Ergebnisse erzielt.

2.4.2 Methode der erweiterten kleinsten Quadrate für dynamische Prozesse

Im folgenden Abschnitt wird die Methode der erweiterten kleinsten Quadrate für dynamische Prozesse vorgestellt [Ise 1992/1] und [Bra 2000]. Grundsätzlich wird bei der Identifikation dynamischer Prozesse so vorgegangen, dass ein stabiler Prozess betrachtet wird, bei dem eine eindeutige Beziehung zwischen Eingangssignal $u(k)$ und Ausgangssignal $y(k)$ existiert.

Ausgangspunkt der Identifikation ist eine totzeitfreie Strecke, die durch eine lineare Differenzgleichung beschrieben werden kann:

$$y_u(k) = -a_1 \cdot y_u(k-1) - \dots - a_m \cdot y_u(k-m) + b_1 \cdot u(k-1) + \dots + b_m \cdot u(k-m) \quad (2.10)$$

Hierbei sind $y_u(k)$ und $u(k)$ die Änderungen der absoluten Signalwerte $U(k)$ und $Y_u(k)$ von den Beharrungswerten U_{00} und Y_{00} eines Betriebspunktes

$$\begin{aligned} U(k) &= U_{00} + u(k) \\ Y_u(k) &= Y_{00} + y_u(k) \end{aligned} \quad (2.11)$$

Weiterhin kann der Prozess in Form einer Übertragungsfunktion im z-Bereich beschrieben werden:

$$G(z) = \frac{y_u(z)}{u(z)} = \frac{b_1 \cdot z^{-1} + \dots + b_m \cdot z^{-m}}{1 + a_1 \cdot z^{-1} + \dots + a_m \cdot z^{-m}} \quad (2.12)$$

Durch die Identifikation sollen die Parameter a_i und b_i aus N gemessenen Ein- und Ausgangssignalen ermittelt werden. Im Gegensatz zur Eingangsgröße $u(k)$, die als störungsfrei angenommen werden kann, enthält die gemessene Ausgangsgröße $y(k)$ ein überlagertes Störsignal $n(k)$. Es wird vorausgesetzt, dass das Störsignal $n(k)$ in einem linearen Störsignalfilter aus einem stationären, mittelwertfreien weißen Rauschen $v(k)$ nachgebildet werden kann

$$y(k) = y_u(k) + n(k) \quad (2.13)$$

Aus Gleichung (2.10) kann durch Umstellung der verallgemeinerte Fehler zwischen Prozess und Modell berechnet werden. Betrachtet man die bis zum Zeitpunkt k gemessenen Signalwerte $y(k)$ und $u(k)$ und die bis zum Zeitpunkt $(k-1)$ geschätzten Parameter \hat{a}_i und \hat{b}_i , dann gilt für den Fehler:

$$e(k) = y(k) + \hat{a}_1(k-1)y(k-1) + \dots + \hat{a}_m(k-1)y(k-m) - \hat{b}_1(k-1)u(k-1) - \dots - \hat{b}_m(k-1)u(k-m) \quad (2.14)$$

Die Transformation von Gleichung (2.14) in den diskreten z -Bereich liefert die Grundanordnung für die Methode der kleinsten Quadrate mit den geschätzten Polynomen der z -Übertragungsfunktionen $\hat{A}(z^{-1})$ und $\hat{B}(z^{-1})$

$$e(z) = \hat{A}(z^{-1})y(z) - \hat{B}(z^{-1})u(z) \quad (2.15)$$

Das Fehlermodell aus Gleichung (2.15) lässt sich auch wie folgt darstellen:

$$y(z) = \frac{\hat{B}(z^{-1})}{\hat{A}(z^{-1})} \cdot u(z) + \frac{1}{\hat{A}(z^{-1})} \cdot e(z) = \frac{\hat{b}_1 \cdot z^{-1} + \dots + \hat{b}_m \cdot z^{-m}}{1 + \hat{a}_1 \cdot z^{-1} + \dots + \hat{a}_m \cdot z^{-m}} \cdot u(z) + \frac{1}{1 + \hat{a}_1 \cdot z^{-1} + \dots + \hat{a}_m \cdot z^{-m}} \cdot e(z) \quad (2.16)$$

Die Modellstruktur zur Identifikation hat den grundsätzlichen Nachteil, dass das dynamische Verhalten des Fehlerterms $e(k)$ durch das Nennerpolynom der Strecke $\hat{A}(z^{-1})$ unzureichend nachgebildet wird. Diese Modellstruktur ist für eine Identifikation nur dann sinnvoll, wenn das Fehlersignal $e(k)$ nicht korreliert ist, also das Übertragungsverhalten zwischen dem weißen Rauschen $v(k)$ und dem Störsignal $n(k)$ nur aus dem Nennerpolynom der zu identifizierenden Strecke festgelegt wird

$$\frac{n(z)}{v(z)} = \frac{1}{A(z^{-1})} \quad (2.17)$$

Da dieser Fall praktisch nicht vorkommt, wird Gleichung (2.16) bei der Methode der erweiterten kleinsten Quadrate durch zusätzliche Polynome $\hat{C}(z^{-1})$ und $\hat{D}(z^{-1})$ erweitert

$$y(z) = \frac{\hat{B}(z^{-1})}{\hat{A}(z^{-1})} \cdot u(z) + \frac{\hat{D}(z^{-1})}{\hat{A}(z^{-1}) \cdot \hat{C}(z^{-1})} \cdot e(z) . \quad (2.18)$$

In vielen Fällen kann die Identifikation mit dem Modell aus Gleichung (2.18) vereinfacht werden, in dem $C(z^{-1}) = 1$ gesetzt wird

$$y(z) = \frac{\hat{B}(z^{-1})}{\hat{A}(z^{-1})} \cdot u(z) + \frac{\hat{D}(z^{-1})}{\hat{A}(z^{-1})} \cdot e(z) . \quad (2.19)$$

Abbildung 15 zeigt die Modellanordnung für die Methode der erweiterten kleinsten Quadrate.

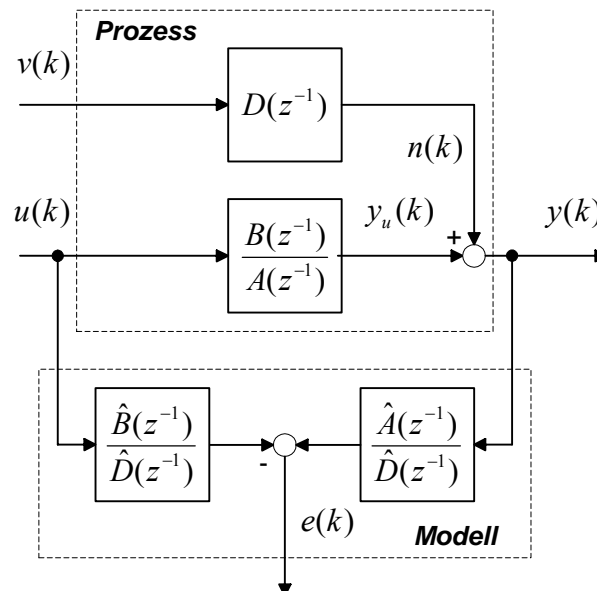


Abbildung 15: Modellanordnung für die Methode der erweiterten kleinsten Quadrate

Die Identifikation dieses Modells (ARMAX-Modell¹⁴) kann mit der rekursiven Methode der kleinsten Quadrate durchgeführt werden. Hierzu muss Gleichung (2.19) in eine Differenzgleichung transformiert werden:

$$y(k) = -\hat{a}_1 \cdot y(k-1) - \dots - \hat{a}_m \cdot y(k-m) + \hat{b}_1 \cdot u(k-1) + \dots + \hat{b}_m \cdot u(k-m) + e(k) + \dots + \hat{d}_m \cdot e(k-m) . \quad (2.20)$$

¹⁴ ARMAX = Autoregressiver Signalprozess mit gleitendem Mittel und endogener Variablen

In vektorieller Darstellung lassen sich die zu schätzenden Parameter von den Messdaten trennen

$$y(k) = \boldsymbol{\psi}^T(k) \cdot \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) + e(k) . \quad (2.21)$$

Der Datenvektor $\boldsymbol{\psi}^T$ und der Parametervektor $\hat{\boldsymbol{\theta}}$ ergeben sich wie folgt:

$$\boldsymbol{\psi}^T(k) = [-y(k-1) \quad \dots \quad -y(k-m) \quad u(k-1) \quad \dots \quad u(k-m) \\ \hat{v}(k-1) \quad \dots \quad \hat{v}(k-p)]$$

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = [\hat{a}_1 \quad \dots \quad \hat{a}_m \quad \hat{b}_1 \quad \dots \quad \hat{b}_m \quad \hat{d}_1 \quad \dots \quad \hat{d}_p]^T . \quad (2.22)$$

In diesem Fall wird angenommen, dass der Fehler $e(k)$ durch ein geschätztes Eingangssignal des Störsignalfilters $\hat{v}(k)$ ersetzt werden kann. Das zur Berechnung notwendige, aber nicht messbare Rauschen $\hat{v}(k)$ wird wie folgt rekursiv berechnet:

$$\hat{v}(k) = y(k) - \boldsymbol{\psi}^T(k) \cdot \hat{\boldsymbol{\theta}}(k-1) . \quad (2.23)$$

Der Parametervektor $\hat{\boldsymbol{\theta}}$ kann abschließend mit der rekursiven Methode der kleinsten Quadrate berechnet werden. Dieses Verfahren wird ausführlich in [Ise 1992/1] beschrieben.

Die Methode der erweiterten Quadrate liefert sehr gute Schätzwerte für die Streckenparameter. Um die Güte der Identifikation weiter zu steigern, kann das Fehlermodell noch durch das Zählerpolynom $\hat{C}(z^{-1})$ erweitert werden. Die Verbesserung der Parameterschätzung ist jedoch nur gering, da die freie Ordnungswahl schon beim ARMAX-Modell genügend Freiheitsgrade schafft.

3 Zylinderdruckbasierte Füllungserfassung

In diesem Kapitel wird ein Modell zur Erfassung von nichtmessbaren Zustandsgrößen aus dem Ein- und Auslasstrakt sowie dem Brennraum entwickelt. Das Ziel der so genannten Füllungserfassung ist die exakte Bestimmung der Ladungsmasse im Brennraum sowie ihre Zusammensetzung bei aufgeladenen Dieselmotoren mit externer Abgasrückführung. Das Konzept ist durch eine Modellstruktur gekennzeichnet, in der direkte Informationen aus dem Brennraum (Zylinderdrucksignal) mit einem physikalisch basierten Modell der Gasstrecke kombiniert werden.

Eine modellbasierte Bestimmung von Zustandsgrößen im Verbrennungsmotor ist notwendig, da zurzeit keine geeigneten Sensoren existieren, die z.B. den Abgasrückführmassenstrom oder die Zylinderfüllung erfassen. Aus diesem Grund wurden in den vergangenen Jahren verschiedene Konzepte zur Füllungserfassung vorgestellt ([Har 1999], [Nit 2002] und [Jes 2003]). Diese Konzepte basieren auf der physikalischen Verknüpfung der gemessenen Zustandsgrößen aus dem Ein- und Auslasstrakt, nutzen aber keine Informationen aus dem Brennraum des Motors. Die Zylinderdruckmessung dagegen erzeugt im Vergleich zu den herkömmlichen Verfahren für jeden einzelnen Zylinder eine Information, die sehr stark mit der aktuellen Ladungsmasse korreliert.

Die zylinderdruckbasierte Füllungserfassung wird winkelsynchron¹⁵ auf dem Rapid-Prototyping-System berechnet. Auf Basis des zylinderdruckbasierten Füllungsmodells wird in Kapitel 4 ein neues Regelkonzept für die Abgasrückführung und die Aufladung entwickelt.

3.1 Grundlagen

Das Füllen und Entleeren der Zylinder wird als Ladungswechsel bezeichnet und ist ausschlaggebend für das Ansaugverhalten des Motors. Der Erfolg des Ladungswechsels eines

¹⁵ winkelsynchron = Die Berechnung erfolgt zu fest definierten Kurbelwinkeln

Verbrennungsmotors wird durch den Liefergrad λ_l oder den Luftaufwand λ_a [Pis 2002] beschrieben.

Der Liefergrad λ_l ist in dieser Arbeit definiert als Quotient aus der Summe der im Zylinder verbliebenen und der neu eingeströmten Ladungsmasse zur theoretischen Ladungsmasse, die im Zylinder sein könnte, wenn das Hubvolumen V_h mit Frischladung vom Saugrohrzustand gefüllt würde:

$$\lambda_l = \frac{m_{Gas} + m_{RG}}{\rho_{SAUG} \cdot V_h} = \frac{(m_{Gas} + m_{RG}) \cdot R_{Luft} \cdot T_{SAUG}}{V_h \cdot p_{SAUG}}. \quad (3.1)$$

Im praktischen Anwendungsfall wird oft der Luftaufwand für die Beschreibung des Ladungswechsels herangezogen, da sich die Bestimmung der Restgasmasse durch theoretische Modelle als schwierig erwiesen hat. Zudem kann bei dem eingesetzten Versuchsträger die Restgasmasse nicht gezielt beeinflusst werden. Der Luftaufwand λ_a ist als Verhältnis der tatsächlich neu eingeströmten Gasmasse zur theoretischen Ladungsmasse definiert:

$$\lambda_a = \frac{m_{Gas}}{\rho_{SAUG} \cdot V_h} = \frac{m_{Gas} \cdot R_{Luft} \cdot T_{SAUG}}{V_h \cdot p_{SAUG}}. \quad (3.2)$$

Die Dichte des Gasgemisches ρ_{SAUG} wird generell bei dieser Berechnung aus dem über ein Arbeitsspiel gemittelten Druck p_{SAUG} und der Temperatur T_{SAUG} im Saugrohr bestimmt. Durch die Wechselwirkung des Ansaugens und der Turboaufladung entsteht eine Druckschwingung im Saugrohr, deren Phase und Amplitude von dem Volumen und der Dichte des Gasgemisches abhängen. Die Druckschwingungen und der wechselnde Öffnungsquerschnitt des Einlassventils sind Gründe für eine Abweichung der tatsächlich eingeströmten Ladungsmasse zur theoretischen Zylinderfüllung. In günstigen Fällen kann der Luftaufwand sogar Werte größer als eins annehmen, z.B. wenn das Maximum der Schwingung mit der Einlassventilöffnung überlappt. Unterschiede zwischen dem theoretischen und tatsächlichen Fördervolumenstrom ergeben sich insgesamt aus folgenden Gründen:

- Druckschwingungen im Saugrohr
- Erreichen der Schallgeschwindigkeit

- Strömungsverluste an Drosselstellen
- Temperaturänderung des Gases beim Ladungswechsel
- Rückströmen der Ladung

Allgemein können diese Effekte als Dichteänderungen, die jeweils eine Druck- und Temperaturveränderung beim Ladungswechsel zur Folge haben, zusammengefasst werden. Hierdurch scheint eine weitere Trennung des Luftaufwands in einen temperatur- und einen druckabhängigen Term sinnvoll. Im Rahmen dieser Arbeit wird daher ein bezogener Luftaufwand definiert.

3.1.1 Bezogener Luftaufwand

Die Definition des bezogenen Luftaufwands ermöglicht eine genauere Analyse des Ladungswechsels. Voraussetzung hierfür ist eine Zylinderdruckmessung, um zusätzlich zum Gesamtluftaufwand mindestens eine der bezogenen Größen zu ermitteln.

Der Luftaufwand kann nach Gleichung (3.3) aus dem Quotient der Dichte des Gases im Zylinder nach dem Ladungswechsel und der Dichte im Saugrohr berechnet werden

$$\lambda_a = \frac{m_{Gas}}{\rho_{SAUG} \cdot V_h} = \frac{\rho_{Zyl} \cdot V_h}{\rho_{SAUG} \cdot V_h}. \quad (3.3)$$

Die Dichte ist nach dem idealen Gasgesetz von der Temperatur und dem Druck abhängig

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}. \quad (3.4)$$

Somit kann der Luftaufwand aus einer Druck- und Temperaturänderung des Gases beim Ladungswechsel berechnet werden

$$\lambda_a = \frac{p_{Zyl} \cdot T_{SAUG}}{p_{SAUG} \cdot T_{Zyl}} = \lambda_{ap} \cdot \lambda_{aT}. \quad (3.5)$$

Die hierin enthaltenen bezogenen Luftaufwände λ_{aT} und λ_{ap} sind folgendermaßen definiert:

$$\lambda_{aT} = \frac{T_{Saug}}{T_{Zyl}} \quad \text{und} \quad \lambda_{ap} = \frac{p_{Zyl}}{p_a}. \quad (3.6)$$

Der Gesamluftaufwand wird demnach durch Multiplikation der beiden bezogenen Luftaufwände gebildet. Bei Kenntnis der Restgasmasse kann auch der Liefergrad in dieser Weise aufgeteilt werden.

3.1.2 Zylinderdruckbasierte Füllungsbestimmung

Bei herkömmlichen Verfahren zur Füllungsbestimmung wird die Gasmasse aus der Dichte im Saugrohr über den Luftaufwand berechnet. Das bedeutet, dass sowohl die Druckänderung als auch die Temperaturänderung während des Ladungswechsels, also der Gesamluftaufwand, bestimmt bzw. modelliert werden muss. Die Einbeziehung der Zylinderdruckmessung kann die Füllungsbestimmung wesentlich verbessern, da nur der auf die Temperatur bezogene Luftaufwand zu modellieren ist. Alle Unterschiede zwischen dem theoretischen und tatsächlichen Fördervolumenstrom, die nicht durch eine Temperaturänderung entstehen, schlagen sich im gemessenen Zylinderdruck nieder. Durch die Einbindung der Informationen in das Gesamtmodell können die Modellgrößen des Motorgassystems genauer bestimmt werden. Bei Annahme einer idealen Durchmischung von Frischluft- und Abgasrückführmasse und im weiteren Sinne einer zylinderunabhängigen Gastemperatur kann die zylinderindividuelle Füllung aus dem Zylinderdrucksignal berechnet werden. Mit Hilfe von Kenngrößen aus der Heizverlaufsberechnung besteht auch die Möglichkeit, die Abgasrückführraten der einzelnen Zylinder über einen empirischen Ansatz zu bestimmen. Die Kenntnis des Zylinderdrucks ermöglicht weiterhin die genaue Erfassung weiterer Zustandsgrößen aus dem Ein- und Auslasstrakt wie z.B. der Abgastemperatur, die für die Berechnung der Gasgemischtemperatur benötigt wird.

Zusammenfassend bestehen folgende Vorteile bei der zylinderdruckbasierten Füllungserfassung:

- Das Füllungsmerkmal wird direkt im Brennraum nach jedem Ladungswechsel ermittelt
- Es muss nur die Temperaturänderung des Ladungswechsels modelliert werden

- Bestimmung zylinderindividueller Füllungen und Abgasrückführraten
- Aus dem Zylinderdruck können weitere Zustandsgrößen berechnet werden

3.2 Modellstruktur

Die Füllungserfassung basiert auf der Beschreibung der physikalischen Vorgänge im Brennraum sowie im Ein- und Auslasstrakt. Der Gesamtprozess „Dieselmotor“ besteht strömungstechnisch betrachtet aus zwei Systemen. Das eine System ist offen und wird kontinuierlich durchströmt (Ein- und Auslasstrakt), das andere liegt nach dem Ladungswechsel vor und ist nach außen abgeschlossen (Brennraum). Beide Systeme sind nur während des Ladungswechsels über die Ein- und Auslassventile miteinander verbunden.

Die Masse eines Gases wird nach der Zustandsgleichung idealer Gase nicht ausschließlich vom Druck und vom Volumen, sondern auch von der Temperatur beeinflusst. Das Zylinderdrucksignal muss daher mit der Brennraumtemperatur verknüpft werden, um die Zylinderladungsmasse zu bestimmen. Der Zylinderdruckverlauf enthält zudem keine direkte Information über die zurückgeführte Abgasmenge. Deshalb ist es notwendig, die Informationen aus dem Brennraum mit denen aus dem Ein- und Auslasstrakt zu kombinieren.

Dementsprechend wird die Füllungserfassung in zwei Hauptmodelle unterteilt:

- Brennraummodell
- Modell des Ansaug- und Abgastraktes.

Die Hauptmodelle sind, wie in **Abbildung 16** dargestellt, über die zu- und abfließenden Massenströme, Gastemperaturen und Mischungsverhältnisse miteinander gekoppelt.

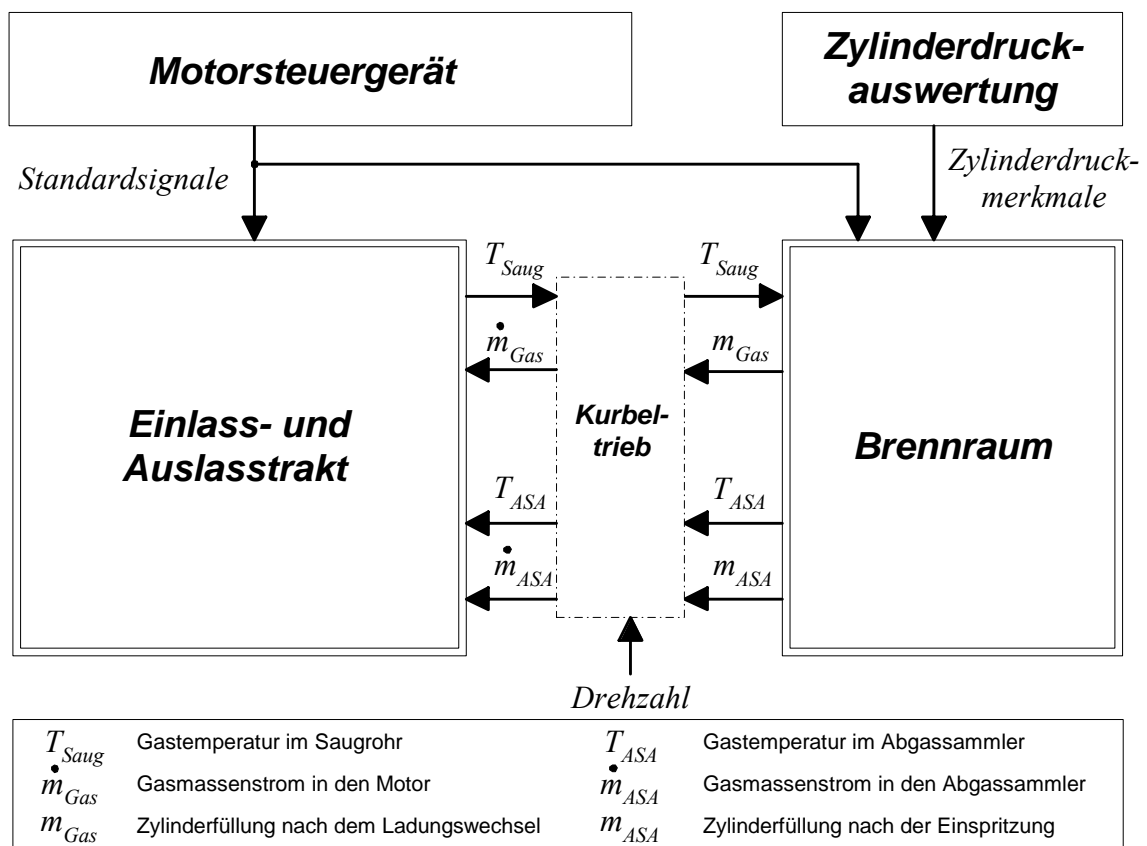


Abbildung 16: Gesamtstruktur der zylinderdruckbasierten Füllungserfassung

Im Brennraummodell werden die Kompression und die Expansion thermodynamisch durch eine polytrope Zustandsänderung eines als ideal angenommenen Behälters (geschlossenes System) und zum Teil durch empirische Funktionen beschrieben. Die Eingangsgrößen des Brennraummodells sind verschiedene Merkmale aus dem Zylinderdrucksignal, Messwerte aus dem Motorsteuergerät und modellierte Größen aus dem Modell des Ein- und Auslasstraktes.

Der Ein- und Auslasstrakt ist theoretisch betrachtet ein offenes, instationäres System, in dem Temperaturen, Drücke und Mischungsverhältnisse zeitlich und örtlich stark variieren. Für die Modellierung wird das Gassystem in einzelne Teil-Volumina unterteilt und eine Annäherung der Zustandsänderungen durch instationäre Füll- und Entleerungsvorgänge vorgenommen, was als Füll- und Entleermethode bezeichnet wird. Hierbei werden nur die Erhaltungssätze für Masse, Energie und Impuls sowie die thermischen Zustandsgleichungen betrachtet, wobei die Zustandsgrößen der Teilmodelle nicht vom Ort, sondern nur von der Zeit abhängen.

Deshalb wird diese Modellart auch als nulldimensionales thermodynamisches Modell bezeichnet [Nit 2000].

3.3 Brennraummodell

Im Hauptmodell „Brennraum“ (**Abbildung 17**) werden verschiedene Größen wie Zylinderfüllung m_{Gas} , Abgastemperatur T_{ASA} , Saugrohrdruck p_{SAUG} , Abgasgegendruck p_{ASA} und Kraftstoffmasse m_e aus dem Zylinderdrucksignal arbeitsspielsynchron ermittelt. Die Modellgrößen werden für jeden Zylinder individuell berechnet und für das Ein- und Auslasstraktmodell zu Mittelwerten zusammengefasst, an denen jeweils alle Zylinder beteiligt sind (z.B. Gesamtmassenströme).

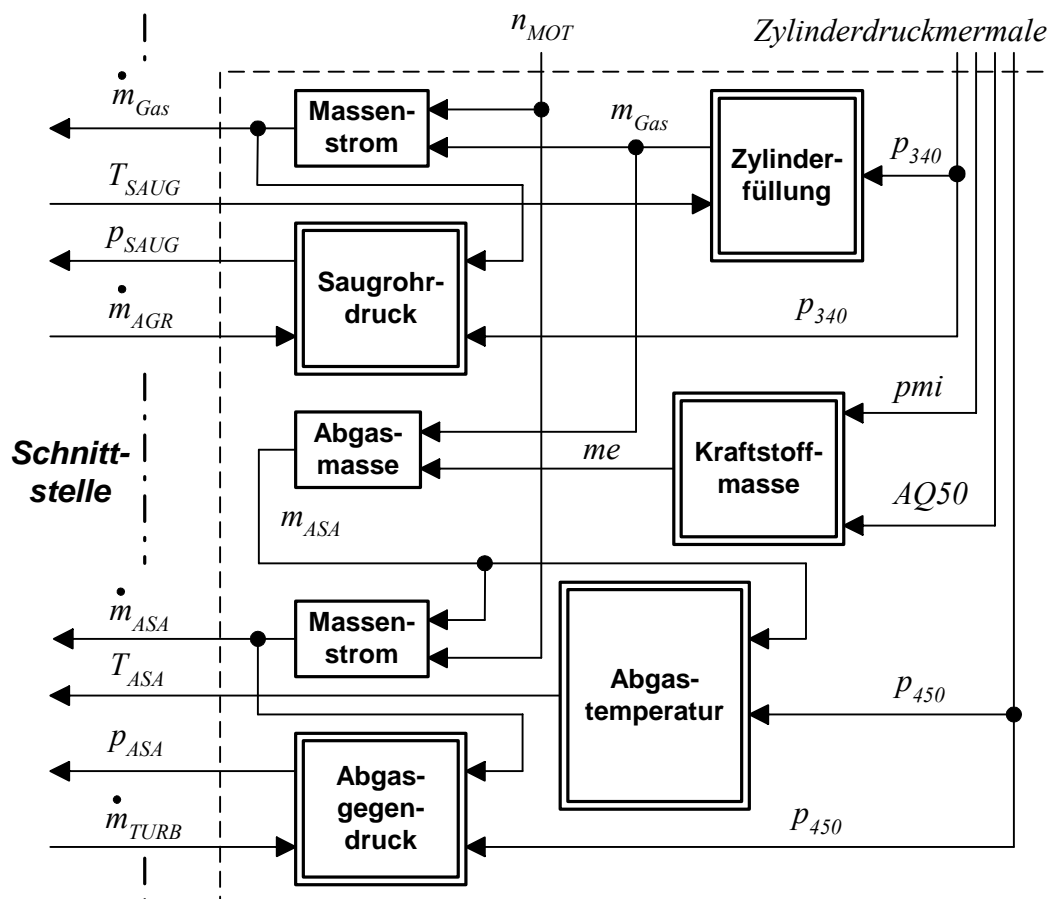


Abbildung 17: Gesamtstruktur des Brennraummodells

Die Teilmodelle basieren auf physikalischen Gleichungen, die teilweise um empirische Korrekturterme erweitert sind (Grey-Box Modell). Das Einführen der Korrekturterme ist notwendig, um einerseits systematische Fehler bei der Zylinderdruckmessung und andererseits Betriebseinflüsse zu berücksichtigen. Die Ermittlung der Korrekturterme ist für jedes Brennraummodell mit dem zugehörigen Zylinderdrucksensor separat durchzuführen. Alle verwendeten empirischen Modelle werden mit der linearen Ausgleichsrechnung für statische Prozesse (vgl. Unterkapitel 2.4.1) ermittelt. Die Bedatung der Teilmodelle erfordert spezielle Messdaten, die am Motorprüfstand ermittelt werden. Je nach geforderter Genauigkeit kann ein Prüfprogramm erstellt werden, in dem der Gesamtprozess stationär vermessen wird. Für alle weiteren Betrachtungen wird der in **Abbildung 18** dargestellte Arbeitsbereich des Versuchsträgers, bestehend aus 192 Betriebspunkten, verwendet.

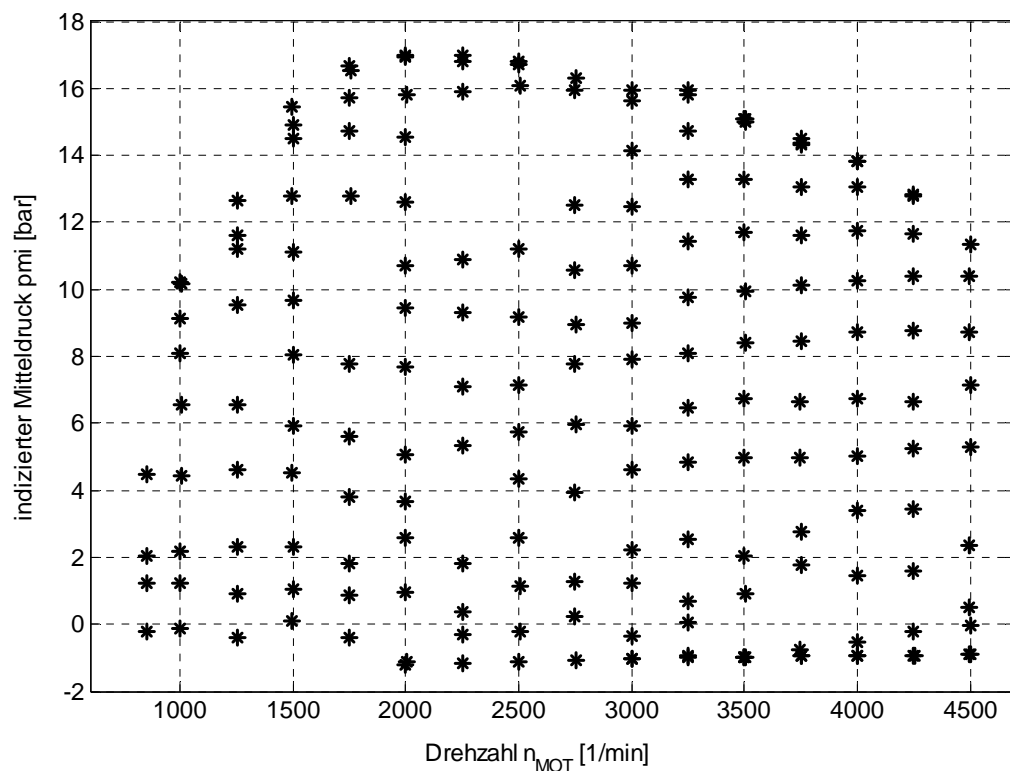


Abbildung 18: Vermessener Arbeitsbereich des Versuchsträgers für die Modellbildung

3.3.1 Zylinderfüllung

Der Brennraum wird während der Kompression als ideal geschlossener Behälter (geschlossenes System) betrachtet. Es wird angenommen, dass sich der Zustand des Gasgemisches während der Kompression thermodynamisch durch die Zustandsgleichung idealer Gase

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.7)$$

beschreiben lässt. Die nach dem Ladungswechsel im Brennraum befindliche Gasmasse kann aus Gleichung (3.7) für den Kurbelwinkel 220° KW (Einlassventil schließt) bei bekannten Werten des Druckes p_{220} und der Temperatur T_{220} wie folgt bestimmt werden:

$$m_{Gas} = \frac{p_{220} \cdot V_{220}}{R \cdot T_{220}}. \quad (3.8)$$

Allgemein werden die Änderungen von Zustandsgrößen mathematisch mit den Gesetzen der Zustandsänderungen von Gasen beschrieben. Bei Verbrennungskraftmaschinen kann die Kompression sehr gut durch eine polytrope Zustandsänderung angenähert werden. Zur Reduktion des Signal-Rauschverhältnisses und der Fehlerempfindlichkeit wird der Druckwert p_{220} mit einer polytropen Zustandsänderung aus einem Ersatzdruckwert aus der Kompressionsphase berechnet. Die polytrope Zustandsänderung ist folgendermaßen definiert:

$$p_1 \cdot v_1^n = p_2 \cdot v_2^n. \quad (3.9)$$

Der gewählte Ersatzdruckwert hat dabei einen entscheidenden Einfluss auf die Qualität der Ladungsmassenberechnung. Auf Grund der mehr oder weniger unterschiedlichen zylinderindividuellen Druckinformationen ist es wichtig, dass die Korrelation zwischen der Zylinderladung und dem Ersatzdruckwert einen möglichst großen Betrag annimmt. Eine Methode, die Linearität des Zusammenhanges von Ein- und Ausgangsgrößen zu bewerten, ist die statische Korrelationsanalyse [Mat 1996]. Hierbei wird der so genannte Korrelationskoeffizient aus einem Satz von Messdaten ermittelt. Es sind Korrelationskoeffizienten von null (kein Zusammenhang) bis eins (linearer Zusammenhang) möglich. In **Abbildung 19** ist der über den Betriebsbereich gemittelte Korrelationskoeffizient zwischen dem Zylinderdruckwert und der Ladungsmasse über dem Kurbelwinkel aufgetragen.

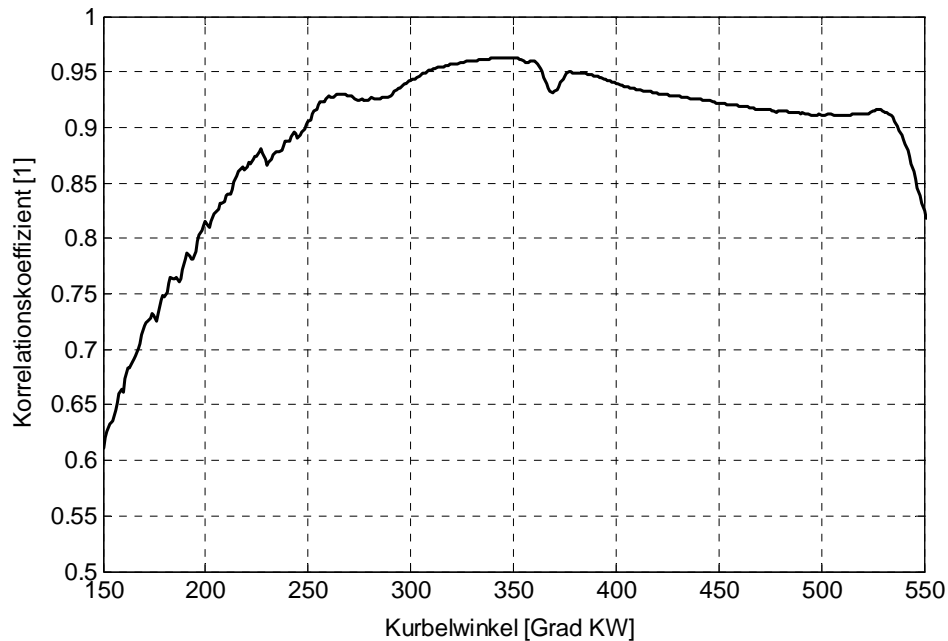


Abbildung 19: Korrelationskoeffizient zwischen Zylinderdruckwert und Zylinderladung

Die Grafik zeigt, dass der Korrelationskoeffizient nach dem Ladungswechsel zunächst ansteigt und kurz vor dem oberen Totpunkt (OT = 360 Grad KW) sein Maximum erreicht. Daraus erscheint der Zylinderdruckwert p_{340} beim Kurbelwinkel $\varphi = 340$ Grad KW als optimaler Ersatzwert für die Berechnung der polytropen Zustandsänderung:

$$p_{220} = p_{340} \cdot \left(\frac{V_{340}}{V_{220}} \right)^n \quad (3.10)$$

Da der Brennraum als geschlossenes System betrachtet wird und dadurch die Gasmasse m_{Gas} während der Kompression konstant ist, können die spezifischen Volumenwerte durch das jeweilige Brennraumvolumen ersetzt werden:

$$p_{220} = p_{340} \cdot \left(\frac{V_{340}}{V_{220}} \right)^n \quad (3.11)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (3.11) in (3.8) berechnet sich die Zylinderfüllung wie folgt:

$$m_{Gas} = \frac{p_{340} \cdot V_{220}}{R \cdot T_{220}} \cdot \left(\frac{V_{340}}{V_{220}} \right)^n \quad (3.12)$$

Der gemessene Druck p_{340} und die Brennraumvolumina V_{220} und V_{340} stellen hiernach wichtige Kenngrößen zur Bestimmung der Ladungsmasse dar. Zur vollständigen Berechnung wird darüber hinaus die Gastemperatur im Brennraum T_{220} beim Kurbelwinkel $\varphi = 220$ Grad KW benötigt. Diese wird, wie im Abschnitt 3.3.2 dargestellt, aus der modellierten Gastemperatur im Saugrohr T_{SAUG} berechnet.

Der in den Brennraum gesaugte Gasmassenstrom \dot{m}_{Gas} wird aus der Zylinderfüllung m_{Gas} , der Motordrehzahl n_{MOT} , der Zylinderzahl z und der Taktzahl T_z ¹⁶ berechnet:

$$\dot{m}_{Gas} = m_{Gas} \cdot n_{MOT} \cdot z \cdot \frac{2}{T_z} = \frac{1}{2} \cdot m_e \cdot n_{MOT} \cdot z \quad (3.13)$$

Im Rahmen dieser Arbeit entsprechen die Zylinderfüllung m_{Gas} und der daraus berechnete Gasmassenstrom \dot{m}_{Gas} den Werten des aktuell einlassenden Zylinders gemäß der Zündfolge.

Die zylinderindividuellen Werte werden durch m_{GasZi} und \dot{m}_{GasZi} gekennzeichnet.

3.3.2 Gastemperatur im Brennraum

Die Identifikation eines Prozesses erfordert einen Messdatensatz der Ausgangs- und Eingangsgrößen. Die Gastemperatur im Brennraum kann jedoch nicht mit herkömmlicher Messtechnik direkt bestimmt werden. Es besteht allerdings die Möglichkeit, die benötigte Temperatur durch Umstellen von Gleichung (3.12) aus gemessenen Hilfsgrößen zu berechnen

$$T_{220} = \frac{p_{340} \cdot V_{220}}{R \cdot m_{Gas}} \cdot \left(\frac{V_{340}}{V_{220}} \right)^n \quad (3.14)$$

Die hierfür erforderliche Gasmasse im Brennraum m_{Gas} wird am Motorenprüfstand aus gemessenen Ersatzgrößen des Gassystems mit Hilfe der im Anhang 8.1 dargestellten Methoden bestimmt. Um dabei den Fehler zu minimieren, wird der Mittelwert aus den Ergebnissen aller drei Verfahren gebildet. Die modellierte Gastemperatur im Brennraum T_{220} wird im Gesamtmodell nur zur Berechnung der Füllung m_{Gas} und der Abgastemperatur T_{ASA}

¹⁶ T_z = Taktzahl, im vorliegenden Fall $T_z = 4$

benötigt und hat keinen weiteren Einfluss auf Funktionen im Motormanagement. Bei der Bestimmung der Brennraumtemperatur T_{220} kommen folgende Fehlerquellen in Betracht:

- Falscher Polytropenexponent n
- Fehler im Zylinderdrucksignal p_{340}
- Fehler im berechneten Zylindervolumen

Bei dem Modell wird die Gastemperatur im Brennraum T_{220} aus der Gastemperatur im Saugrohr T_{SAUG} und der Temperaturänderung beim Ladungswechsel ΔT_{BR} berechnet:

$$T_{220} = \Delta T_{BR} + T_{SAUG}. \quad (3.15)$$

Die beim Ladungswechsel auftretende Temperaturänderung ist sehr komplex und nur schwierig beschreibbar. Eine hinreichend genaue Modellierung kann deshalb nur empirisch erfolgen. Die Einflussgrößen sind dabei im Wesentlichen der Gesamtgasmassenstrom, der durch die Drehzahl n_{MOT} und den Zylinderdruckkennwert p_{340} ersatzweise beschrieben wird und die Differenz zwischen der Kühlwassertemperatur T_{WAS} und der Gastemperatur im Saugrohr T_{SAUG} . Folgender Funktionsansatz¹⁷ wird zur Approximation der Temperaturdifferenz ΔT_{BR} gewählt:

$$\begin{aligned} \Delta T_{BR} = & a_1 \cdot p_{340} + a_2 \cdot n_{MOT} + a_3 \cdot p_{340} \cdot n_{MOT} + a_4 \cdot n_{MOT} \cdot n_{MOT} \\ & + a_5 \cdot (T_{WAS} - T_{SAUG}) + a_6 \cdot T_{SAUG} \quad . \end{aligned} \quad (3.16)$$

Abschließend werden mit der modellierten Gastemperatur im Brennraum T_{220} und dem gemessenen Druck p_{340} die modellierten Zylinderladungen für jeden Zylinder nach Gleichung (3.12) berechnet.

In den **Abbildung 20** bis **22** werden die Mittelwerte der modellierten Zylinderfüllungen mit den am Motorprüfstand ermittelten Werten für die wichtigsten Betriebspunkte verglichen.

¹⁷ Der jeweilige Funktionsansatz wurde mit Hilfe von A-priori-Kenntnissen durch wiederholte Wahl und Approximation angenähert

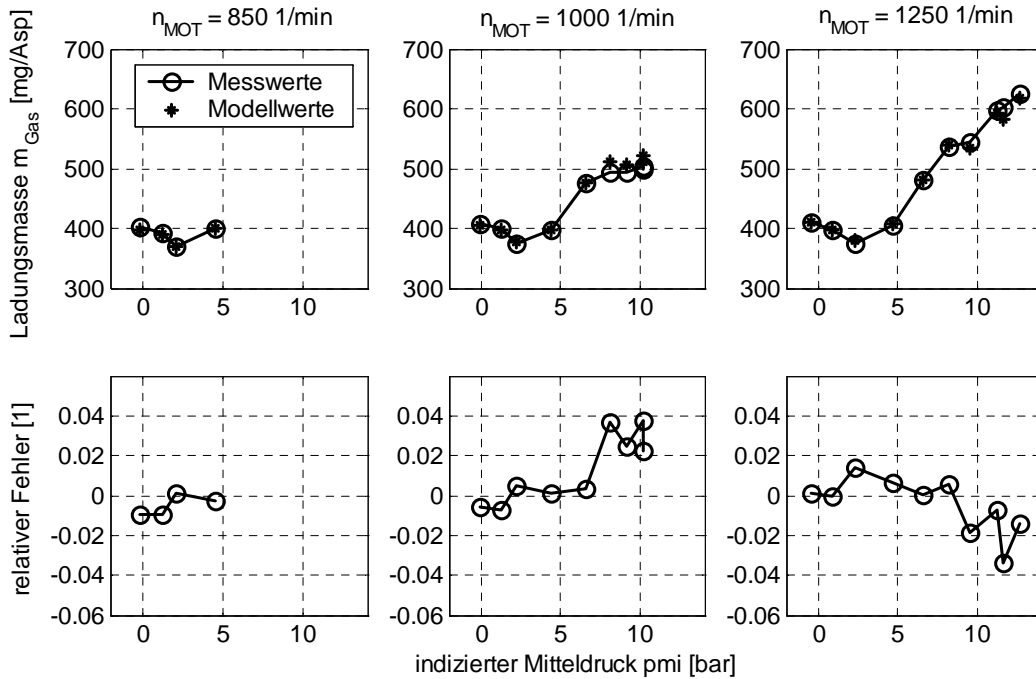


Abbildung 20: Vergleich der modellierten und der gemessenen Zylinderfüllung m_{Gas} in Abhängigkeit von p_{mi} für für 850, 1000 und 1250 1/min

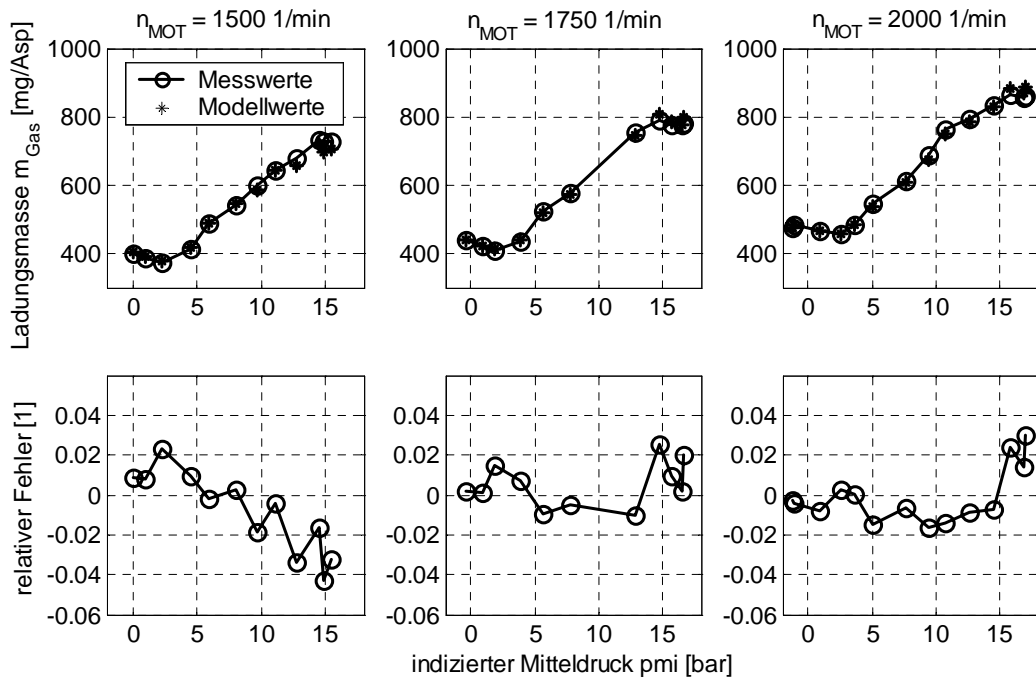


Abbildung 21: Vergleich der modellierten und der gemessenen Zylinderfüllung m_{Gas} in Abhängigkeit von p_{mi} für 1500, 1750 und 2000 1/min

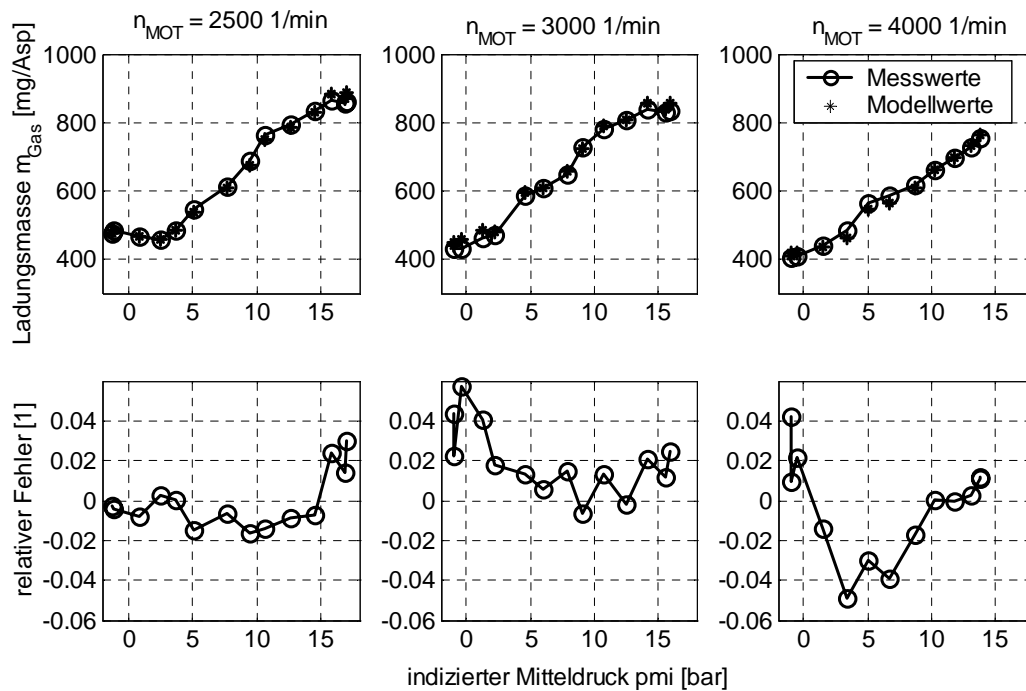


Abbildung 22: Vergleich der modellierten und der gemessenen Zylinderfüllung m_{Gas} in Abhängigkeit von pmi für 2500, 3000 und 4000 1/min

Die Bilder zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und den modellierten Zylinderfüllungen. Im Hinblick auf die Abgasrückführatenbestimmung ist der mittlere Last- und Drehzahlbereich mit aktiver Abgasrückführung sehr wichtig. Insbesondere in diesem Bereich ergibt sich eine hohe Güte der Füllungserfassung. Somit kann die Abgasrückführmasse mit der gemessenen Frischluftmasse sehr genau berechnet werden.

3.3.3 Kraftstoffeinspritzmasse

Die physikalisch basierte Beschreibung der Verbrennung und des Ladungswechsels erfordert die Kenntnis der tatsächlich in den Brennraum eingespritzten Kraftstoffmasse. Bei Annahme einer vollständigen Verbrennung kann die Kraftstoffeinspritzmasse sehr genau aus dem indizierten Mitteldruck pmi , der Verbrennungsschwerpunktlage $AQ50$ und der Motordrehzahl n_{MOT} approximiert werden. Hierfür wurde folgender Funktionsansatz gewählt:

$$m_e = a_1 + a_2 \cdot pmi + a_3 \cdot n_{MOT} + a_4 \cdot AQ50 + a_5 \cdot pmi \cdot pmi + a_6 \cdot n_{MOT} \cdot n_{MOT} + a_6 \cdot pmi \cdot n_{MOT} \quad (3.17)$$

In **Abbildung 23** werden die gemessenen Kraftstoffmassen mit den modellierten Werten verglichen.

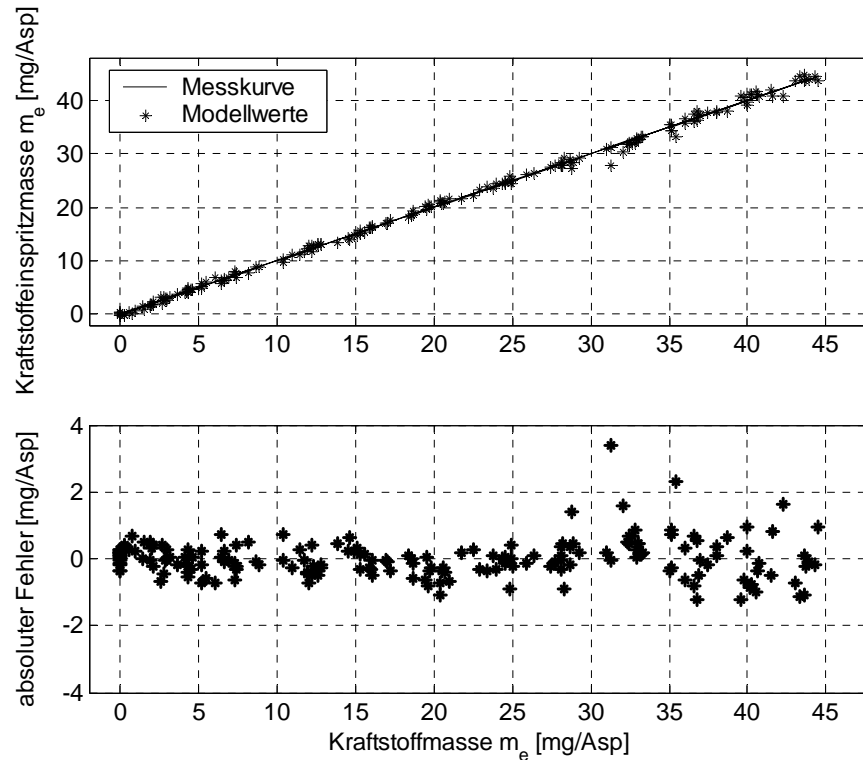


Abbildung 23: Vergleich von modellierter und gemessener Kraftstoffeinspritzmasse m_e

Die Grafik zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen der modellierten und der gemessenen eingespritzten Kraftstoffmasse, was eine gute Voraussetzung für die Bestimmung der Abgastemperatur aus dem Zylinderdrucksignal ist (vgl. Gleichung (3.20)).

Der unter Beteiligung aller Zylinder in den Abgassammler strömende Abgasmassenstrom \dot{m}_{ASA} und der Gesamtkraftstoffmassenstrom \dot{m}_e berechnen sich aus der Kraftstoffeinspritzmasse m_e , der Motordrehzahl n_{MOT} , der Zylinderzahl z und dem in den Einlassammler eintretenden Gesamtgasmassenstrom \dot{m}_{Gas}

$$\dot{m}_e = m_e \cdot n_{MOT} \cdot z \cdot \frac{2}{T_z} = \frac{1}{2} \cdot m_e \cdot n_{MOT} \cdot z \quad (3.18)$$

$$\dot{m}_{ASA} = \dot{m}_{Gas} + \dot{m}_e \quad (3.19)$$

3.3.4 Abgastemperatur

Die Abgastemperatur im Abgassammler T_{ASA} kann bei bekannter Zylinderfüllung m_{Gas} aus dem Zylinderdrucksignal p für den Zustand „Auslassventil öffnet“ mit der idealen Gasgleichung bestimmt werden:

$$T_{ASA_Th} = \frac{p_{520} \cdot V_{520}}{R \cdot (m_{Gas} + m_e)} \quad (3.20)$$

Das Signal-Rauschverhältnis und der maximal zulässige relative Fehler des Zylinderdrucksignals lassen sich durch eine Berechnung der polytropen Zustandsänderung in der Expansionsphase vergrößern. Der hierbei verwendete Druckwert muss nach dem Ende der Verbrennung aus dem Zylinderdruckverlauf abgetastet werden. Da das Ende der Verbrennung nicht eindeutig bestimmt werden kann und der Zylinderdrucksensor systematische Fehler aufweist, wird der optimale Druckwert zur Bestimmung der Abgastemperatur durch eine Korrelationsanalyse bestimmt (vgl. **Abbildung 24**).

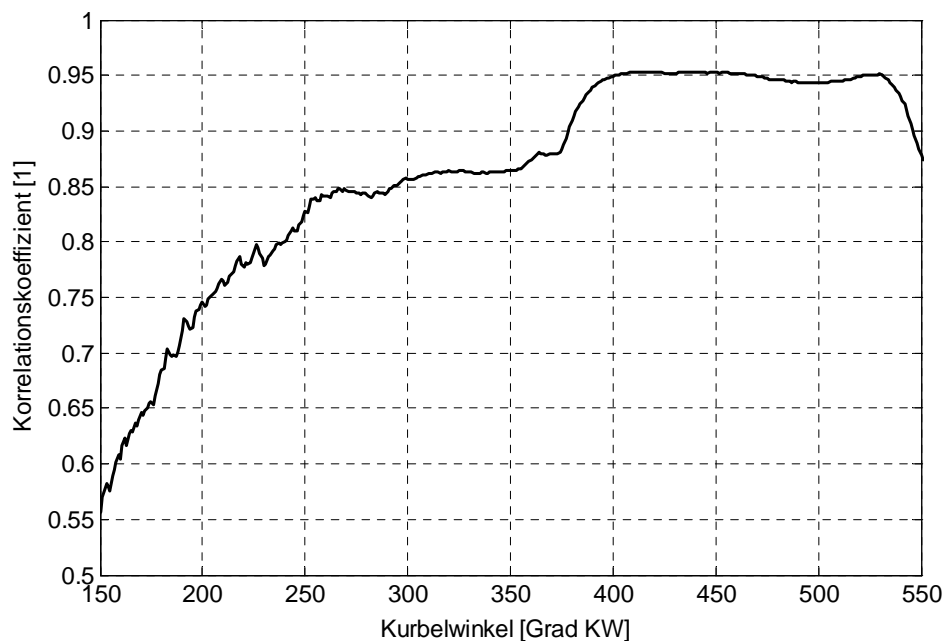


Abbildung 24: Korrelationskoeffizient zwischen Zylinderdruckwert und Abgastemperatur

Das Diagramm zeigt, dass der Zylinderdruckwert beim Kurbelwinkel $\varphi = 450$ Grad KW den besten Kompromiss zwischen Korrelationskoeffizient, Signal-Rauschverhältnis und

zulässigem relativen Fehler des Drucksensors darstellt. Mit Einführung der polytropen Zustandsänderung lässt sich Gleichung (3.20) in folgender Form darstellen:

$$T_{ASA_Th} = \frac{p_{450} \cdot V_{520}}{R \cdot (m_{Gas} + m_e)} \cdot \left(\frac{V_{450}}{V_{520}} \right)^n \quad (3.21)$$

Die Berechnung der Abgastemperatur T_{ASA_Th} aus dem Zylinderdrucksignal und der modellierten Zylinderfüllung ist wegen folgender Einflüsse nicht ausreichend genau:

- Falscher Polytropenexponent n
- Fehler im Zylinderdrucksignal p_{450}
- Fehler im berechneten Zylindervolumen
- Abkühlung beim Abgasausstoß

Eine genaue Bestimmung der Abgastemperatur auf der Basis des Zylinderdrucks ist nur mit einem Korrekturterm möglich:

$$T_{ASA} = T_{ASA_Th} + \Delta T_{ASA} = \frac{p_{450} \cdot V_{520}}{R \cdot (m_{Gas} + m_e)} \cdot \left(\frac{V_{450}}{V_{520}} \right)^n + \Delta T_{ASA} \quad (3.22)$$

Der Korrekturterm ΔT_{ASA} lässt sich durch einen empirischen Funktionsansatz in Abhängigkeit von der Motordrehzahl n_{MOT} , der Saugrohrtemperatur T_{SAUG} und der theoretischen Abgastemperatur T_{ASA_Th} approximieren:

$$\begin{aligned} \Delta T_{ASA} = & a_1 + a_2 \cdot T_{ASA_Th} + a_3 \cdot T_{220} + a_4 \cdot n_{MOT} + a_5 \cdot T_{ASA_Th} \cdot T_{220} \\ & + a_6 \cdot T_{ASA_Th} \cdot n_{MOT} + a_7 \cdot T_{220} \cdot n_{MOT} + a_8 \cdot T_{ASA_Th} \cdot T_{ASA_Th} \\ & + a_9 \cdot n_{MOT} \cdot n_{MOT} \quad . \quad (3.23) \end{aligned}$$

Die **Abbildung 25** bis **28** zeigen den Vergleich zwischen den modellierten und den am Motorprüfstand gemessenen Abgastemperaturen.

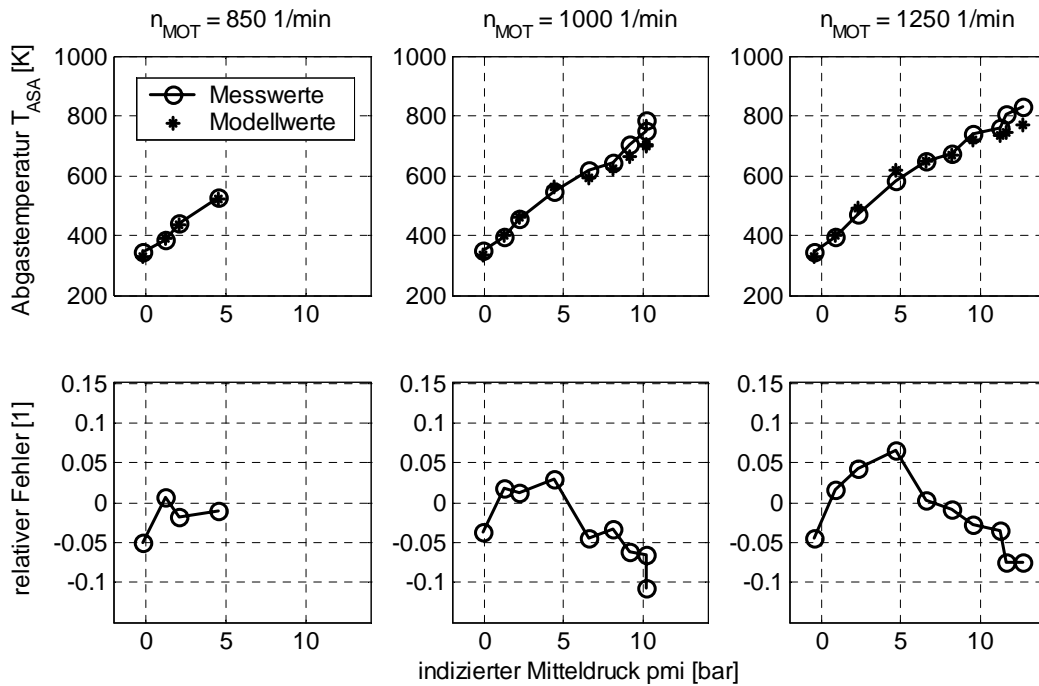


Abbildung 25: Vergleich der modellierten und der gemessenen Abgastemperatur T_{ASA} in Abhängigkeit von p_{mi} für 850, 1000 und 1250 1/min

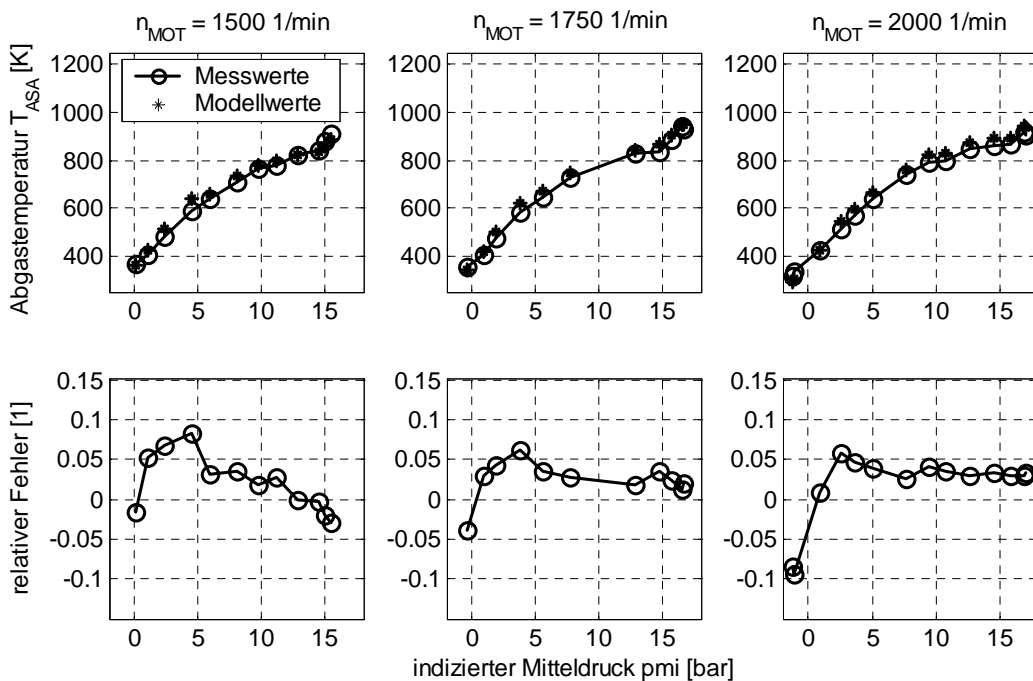


Abbildung 26: Vergleich der modellierten und der gemessenen Abgastemperatur T_{ASA} in Abhängigkeit von p_{mi} für 1500, 1750 und 2000 1/min

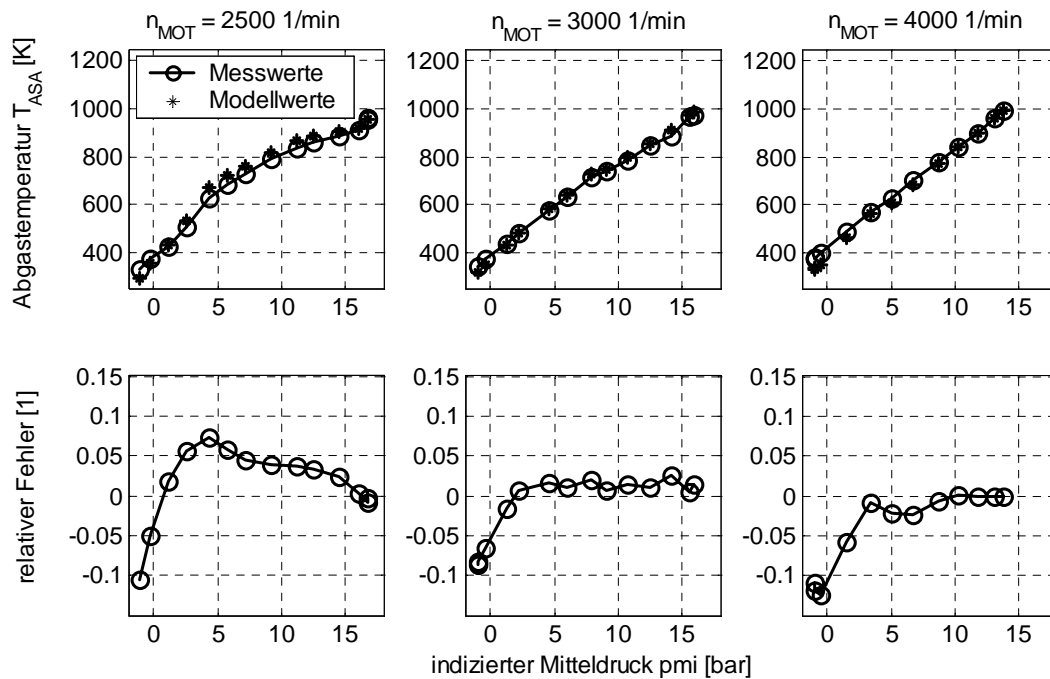


Abbildung 27: Vergleich der modellierten und gemessenen Abgastemperatur T_{ASA} in Abhängigkeit von p_{mi} für 2500, 3000 und 4000 1/min

Das Ergebnis der Modellbildung für die Abgastemperatur ist über den gesamten Betriebsbereich zufrieden stellend. Lediglich im Bereich kleiner Einspritzmassen sind erhöhte relative Fehler zu beobachten, die auf das geringe Signalniveau des Zylinderdruckwertes zurückzuführen sind.

3.3.5 Saugrohrdruck

Der Druck im Saugrohr wird aus dem Zylinderdruck für den Zeitpunkt, bei dem der Ladungswechsel beendet ist, berechnet. In gleicher Weise wie bei der Füllungsbestimmung lässt sich der dazu gehörende Zylinderdruckwert mit einer polytropen Zustandsänderung

$$p_{SAUG} = p_{340} \cdot \left(\frac{V_{340}}{V_{220}} \right)^n + \Delta p_{SAUG} \quad (3.24)$$

und einem Korrekturterm annähern. Der Korrekturterm Δp_{SAUG} wird aus der Motordrehzahl n_{MOT} , dem in den Einlasssammler einströmenden Gesamtgasmassenstrom \dot{m}_{Gas} und dem Abgasrückfuhrmassenstrom \dot{m}_{AGR} modelliert:

$$\Delta p_{SAUG} = a_1 + a_2 \cdot n_{MOT} + a_3 \cdot n_{MOT} \cdot n_{MOT} + a_4 \cdot \dot{m}_{Gas} \cdot \dot{m}_{Gas} + a_5 \cdot \dot{m}_{AGR} \quad (3.25)$$

Abbildung 28 zeigt die modellierten und gemessenen Werte für den Saugrohrdruck.

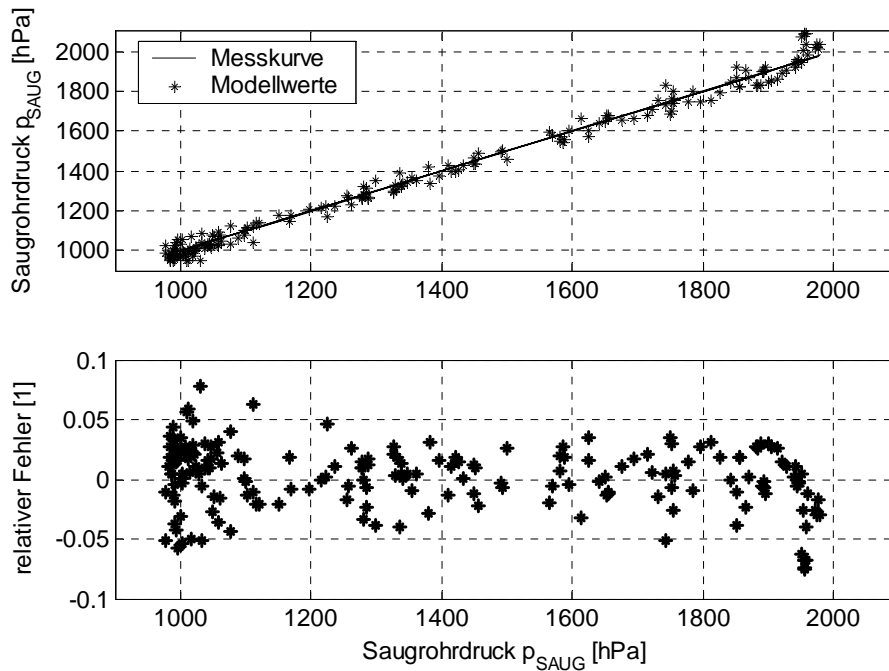


Abbildung 28: Vergleich von modelliertem und gemessenen Saugrohrdruck p_{SAUG}

Die erreichte Genauigkeit bei der Berechnung des Saugrohrdrucks ist für die Anwendung bei der Füllungserfassung ausreichend. Die Güte des Modells kann gegebenenfalls durch zusätzliche Koeffizienten verbessert werden.

3.3.6 Abgasgedruck

Der Abgasgedruck lässt sich nur bedingt aus dem Zylinderdrucksignal ermitteln. Die Ursachen hierfür liegen in der Wirkung der Abgasrückführung und der variablen Turbinengeometrie auf die zu- und abfließenden Massenströme im Abgaskrümmen, die beide bei geschlossenen Ventilen keinen Einfluss auf das Zylinderdrucksignal haben. Der Abgasgedruck kann daher nur in Abhängigkeit von dem Zylinderdruckwert p_{450} , dem

Abgasmassenstrom \dot{m}_{ASA} , dem Frischluftmassenstrom vor dem Einlasssammler \dot{m}_{VELS} und dem Tastverhältnis¹⁸ für die Leitschaukelverstellung TV_{VTG} approximiert werden:

$$\begin{aligned}
 p_{ASA} = & a_1 + a_2 \cdot p_{450} + a_3 \cdot \dot{m}_{ASA} \cdot \dot{m}_{ASA} + a_4 \cdot \dot{m}_{VELS} \\
 & + a_5 \cdot \dot{m}_{VELS} \cdot \dot{m}_{VELS} + a_6 \cdot TV_{VTG} + a_7 \cdot p_{450} \cdot \dot{m}_{VELS} \\
 & + a_3 \cdot \dot{m}_{ASA} \cdot \dot{m}_{ASA} \cdot \dot{m}_{VELS} \cdot TV_{VTG} \quad .
 \end{aligned} \tag{3.26}$$

Abbildung 29 zeigt die gemessenen und modellierten Werte für den Druck im Abgaskrümmen. In Anbetracht der beschriebenen Schwierigkeiten kann die Güte des Modells als zufrieden stellend angesehen werden. Zudem wird der Abgasgegendruck nicht weiter im Füllungsmodell benötigt, sondern stellt nur eine mögliche Größe für Diagnosefunktionen (OBD-Funktionen¹⁹) bereit.

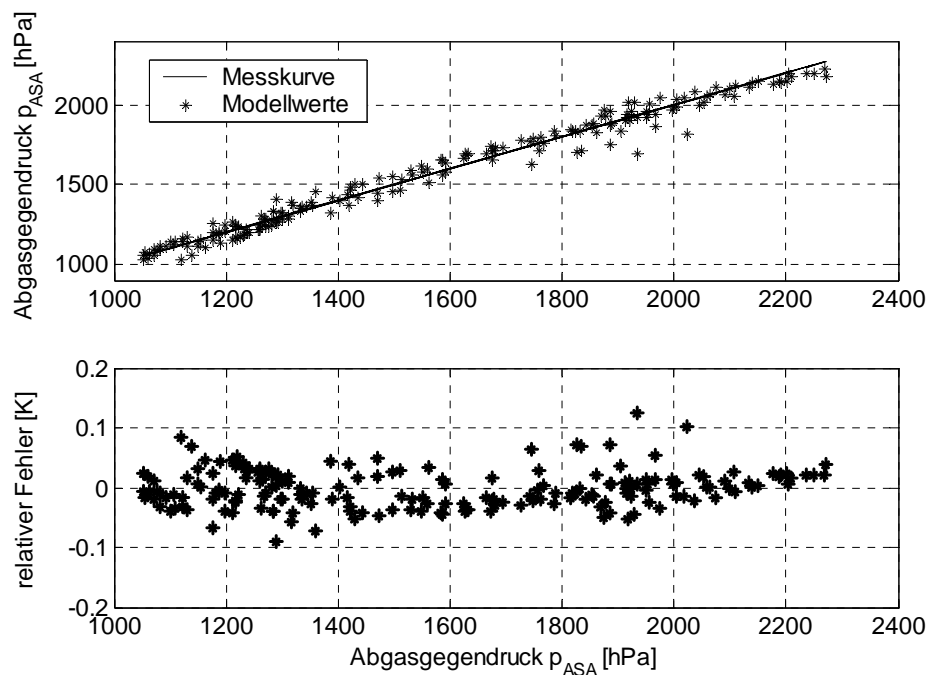


Abbildung 29: Vergleich von modelliertem und gemessenem Abgasgegendruck p_{ASA}

¹⁸ Tastverhältnis = Prozentuale Stellgröße bei einer Steuerung mit Pulsweitenmodulation

¹⁹ OBD = On Board Diagnose

3.3.7 Zylinderindividuelle Abgasrückführrate

Die aktuelle Abgasrückführrate (vgl. Gleichung (3.40)) kann nicht unmittelbar aus dem Zylinderdrucksignal oder hieraus abgeleiteten Kenngrößen ermittelt werden. Es besteht zwar eine enge Korrelation zwischen der Abgasrückführrate und dem Verbrennungsverlauf, aber die nicht genau erfassbaren Einflüsse auf den Brennverlauf wie z.B. die Brennraumwandtemperatur machen eine solche Berechnung sehr unsicher. Mit Hilfe einer linearen Korrektur ist es jedoch möglich, aus den Zylinderdruck-Kenngrößen die Abgasrückführrate r_{AGRZ_i} für jeden Zylinder Z_i ²⁰ separat mit hinreichender Genauigkeit zu bestimmen.

Bei diesem Verfahren wird der aus dem Gassystemmodell bestimmte Mittelwert der Abgasrückführrate r_{AGR} (vgl. Abschnitt 3.4.4) durch Delta-Werte additiv korrigiert. Dabei wird angenommen, dass die Unterschiede ausgewählter Kenngrößen zwischen den Zylindern nur durch vom Mittelwert abweichende Abgasrückführaten hervorgerufen werden. In Kombination mit einem zylinderdruckbasierten Managementkonzept ist diese Annahme auch weitestgehend zutreffend, weil alle Zylinder im Hinblick auf den Verbrennungsbeginn und den Energieumsatz gleichgestellt werden. Als Eingangsgröße für die Bestimmung der Delta-Abgasrückführaten wird die Kurbelwinkeldifferenz zwischen dem Verbrennungsbeginn und dem Förderbeginn gewählt. Diese Kenngröße eignet sich gleichzeitig sehr gut dazu, den Zündverzug ZV zu beschreiben. Für alle weiteren Betrachtungen wird der Zündverzug wie folgt definiert:

$$ZV = \varphi(AQ5) - \varphi(FB). \quad (3.27)$$

Um den Zusammenhang zwischen der mittleren Abgasrückführrate r_{AGR} und dem mittleren Zündverzug ZV zu bestimmen, wurde der Frischluftmassensollwert und damit die Abgasrückführung bei einem konstanten Betriebspunkt variiert. In der **Abbildung 30** ist die Wirkung der veränderten Abgasrückführrate bei dem Betriebspunkt $n_{MOT} = 1550 \text{ min}^{-1}$ und $Me = 50 \text{ Nm}$ auf den Zündverzug dargestellt.

²⁰ i ist der Index für die Zylinder Nummer

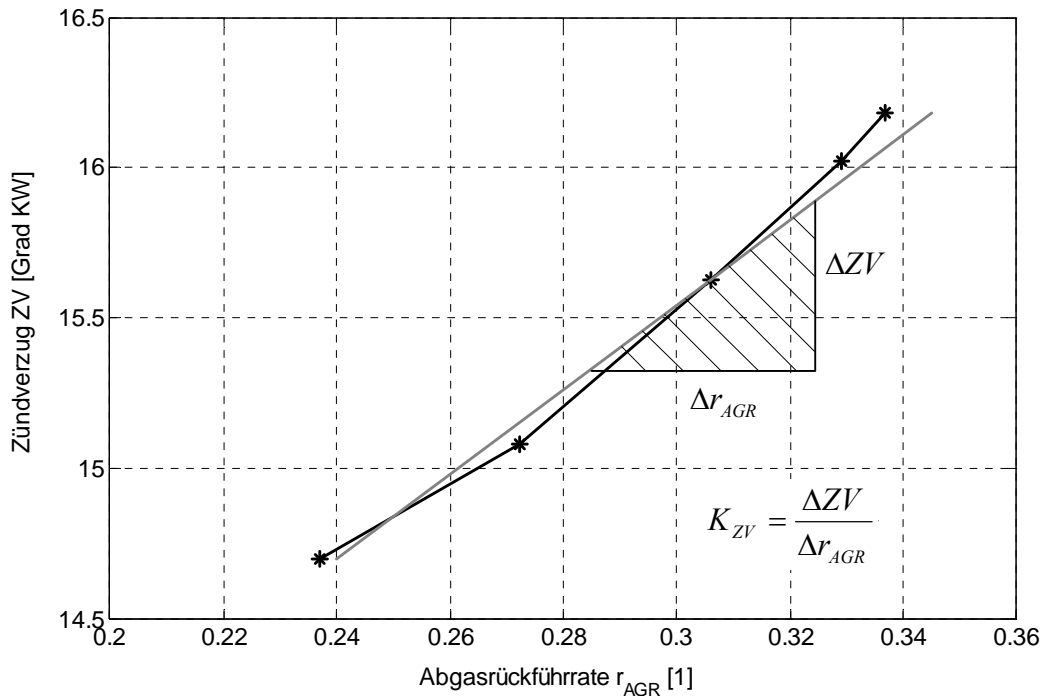


Abbildung 30: Zusammenhang zwischen Abgasrückföhrate r_{AGR} und Zündverzög ZV am Betriebspunkt $n_{MOT} = 1550 \text{ min}^{-1}$ und $M_e = 50 \text{ Nm}$

Das Bild zeigt einen annähernd linearen Zusammenhang zwischen der mittleren Abgasrückföhrate und dem Zündverzög bei dem ausgewählten Betriebspunkt.

Mit der Kenntnis dieser Funktion kann durch Linearisierung und anschließende Invertierung die Delta-Abgasrückföhrate Δr_{AGRzi} aus dem Delta-Zündverzög ΔZV_{zi} bestimmt werden:

$$\Delta r_{AGRzi} = \Delta ZV_{zi} \cdot K_{ZV}^{-1} \quad (3.28)$$

$$\Delta ZV_{zi} = ZV_{zi} - ZV \quad (3.29)$$

Da der Proportionalitätsfaktor K_{ZV}^{-1} last- und drehzahlabhängig ist, wird er in einem Kennfeld in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem indizierten Mitteldruck abgelegt (vgl. **Abbildung 31**).

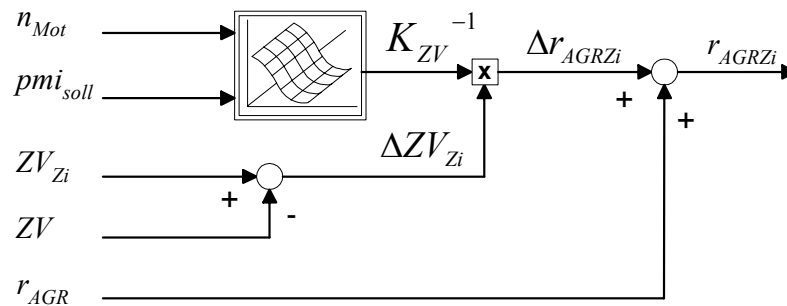


Abbildung 31: Modell für die zylinderindividuellen Abgasrückführaten

Die zylinderindividuelle Abgasrückführate r_{AGRzi} berechnet sich aus der mittleren Abgasrückführate r_{AGR} und der Delta-Abgasrückführate Δr_{AGR} :

$$r_{AGRzi} = r_{AGR} + \Delta r_{AGRzi} \quad (3.30)$$

Für die Modellbedatung ist es notwendig, die beschriebenen Variationen der Abgasrückführate an mehreren Betriebspunkten durchzuführen, um das Kennfeld für den Proportionalitätsfaktor K_{ZV}^{-1} ausreichend zu füllen.

3.4 Modell des Ein- und Auslasstraktes

Der Ein- und Auslasstrakt wird mit der Füll- und Entleermethode als nulldimensionales Modell abgebildet. Bei der Berechnung wird angenommen, dass die instationären Vorgänge für kleine Zeitintervalle an allen Stellen innerhalb eines Ersatzsystems als gleich betrachtet werden können. Hierbei wird eine sofortige Durchmischung sowie ein Druck- und Temperatenausgleich durch unendlich große Schallgeschwindigkeiten vorausgesetzt. Die Güte dieser Methode steigt mit kleineren Abtastschritten, sinkt jedoch mit höheren Motordrehzahlen und größeren Ersatzvolumina. Um diese Einflüsse möglichst gering zu halten, wird der Ansaugtrakt in zwei Volumina unterteilt und das Modell des Ein- und Auslasstraktes winkelsynchron in einem 180 Grad KW-Raster berechnet. **Abbildung 32** zeigt die Gesamtstruktur des Modells.

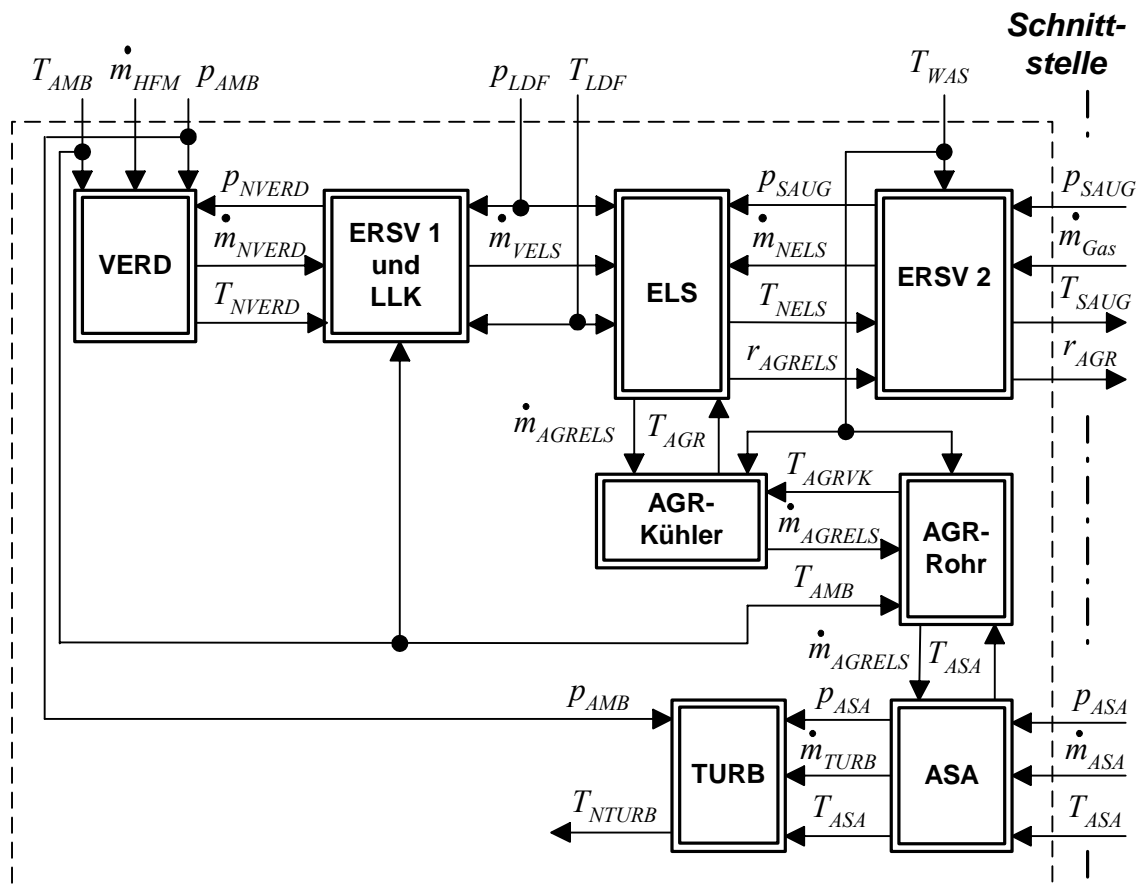


Abbildung 32: Modell des Ein- und Auslasstraktes

Das Modell des Ein- und Auslasstraktes besteht aus folgenden Teilmodellen:

- VERD: Verdichter
- ERSV 1: Ersatzvolumen 1
- ELS: Einlasssammler
- ERSV 2: Ersatzvolumen 2
- ASA: Abgassammler
- AGR-Rohr: Abgasrückführleitung
- AGR-Kühler: Abgasrückführkühler
- TURB: Turbine

Die Teilmodelle basieren sowohl auf physikalisch begründeten Ansätzen als auch auf empirischen Polynomfunktionen. Die Polynomfunktionen werden ebenfalls mit der linearen Ausgleichsrechnung für statische Prozesse (vgl. Kapitel 2.4.1), aus dem in Abbildung 18 dargestellten Arbeitsbereich, ermittelt. Das dynamische Systemverhalten wird jeweils durch die physikalischen Ersatzmodelle nachgebildet.

3.4.1 Verdichter

Im Modell des Verdichters wird die Temperatur nach dem Verdichter T_{NVERD} aus der Umgebungstemperatur T_{AMB} und einer Temperaturerhöhung ΔT_{VERD} berechnet:

$$T_{NVERD} = T_{AMB} + \Delta T_{VERD} . \quad (3.31)$$

Die Temperaturerhöhung lässt sich näherungsweise aus der Druckverhältnis Π_{VERD} und dem Verdichtermassenstrom \dot{m}_{HFM} durch folgenden Funktionsansatz bestimmen:

$$\Pi_{VERD} = \frac{p_{LDF}}{p_{AMB}} \quad (3.32)$$

$$\Delta T_{VERD} = a_1 + a_2 \cdot \Pi_{VERD} + a_3 \cdot \Pi_{VERD} \cdot \Pi_{VERD} + a_4 \cdot \frac{1}{\dot{m}_{HFM}} + a_5 \cdot \dot{m}_{HFM} . \quad (3.33)$$

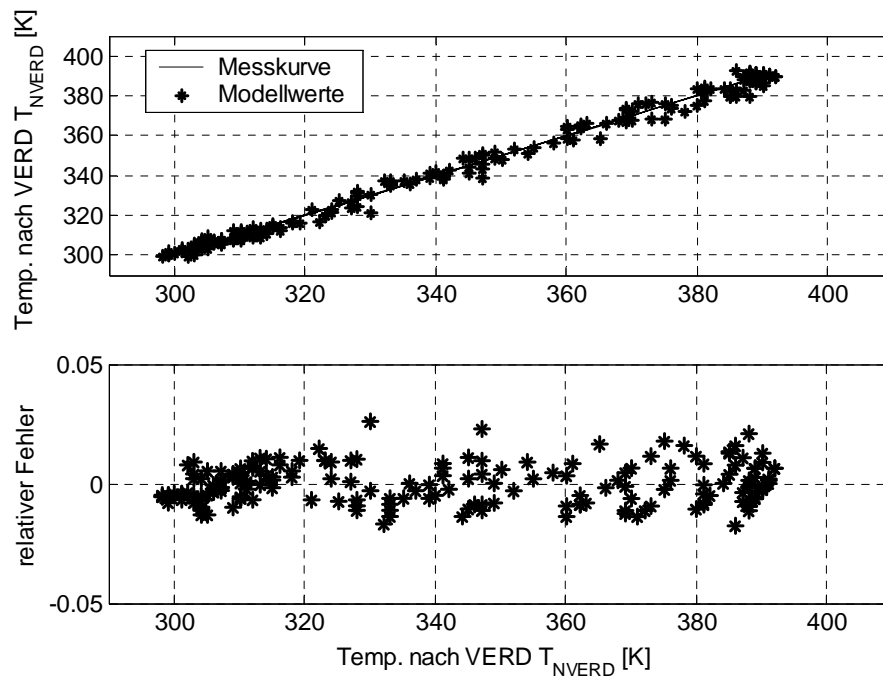


Abbildung 33: Vergleich von modellierter und gemessener Temperatur T_{NVERD} nach dem Verdichter

Abbildung 33 zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und approximierten Werten für die Temperatur nach dem Verdichter.

3.4.2 Ersatzvolumen 1

Das Modell des Ersatzvolumens 1 (**Abbildung 34**) bildet das Speicherverhalten der Frischluft zwischen dem Verdichter und dem Einlasssammler nach und berechnet den Frischluftmassenstrom \dot{m}_{VELS} .

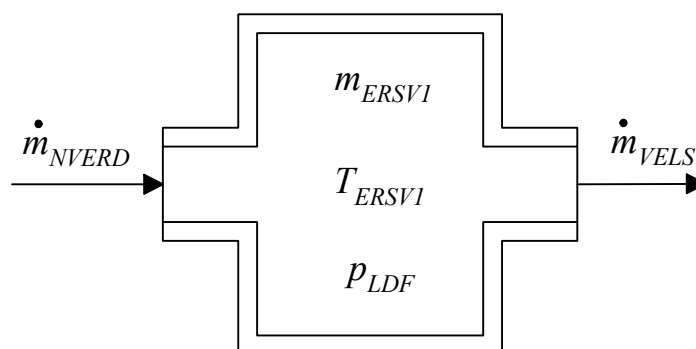


Abbildung 34: Ersatzbehälter 1

Das Volumen des Frischluftpfades wird bei dem Modell durch einen Behälter ohne Wandwärmeübergänge beschrieben. Um die Temperaturänderung über den Ladeluftkühler zu berücksichtigen, wird der Behälter mit einer Ersatztemperatur T_{ERSV1} aus der modellierten Temperatur nach dem Verdichter T_{NVERD} und der gemessenen Ladelufttemperatur T_{LDF} , berechnet

$$T_{ERSV1} = \frac{T_{LDF} + T_{NVERD}}{2} . \quad (3.34)$$

Der Einlassammler-Frischlufmassenstrom \dot{m}_{VELS} lässt sich mit der Massenbilanz aus der Änderung der gespeicherten Masse im Ersatzvolumen $\frac{dm_{ERSV1}}{dt}$ und dem Eingangsmassenstrom \dot{m}_{HFM} bestimmen

$$\dot{m}_{VELS} = \dot{m}_{HFM} - \frac{dm_{ERSV1}}{dt} . \quad (3.35)$$

Die gespeicherte Masse wird aus dem gemessenen Ladedruck p_{LDF} und der Ersatztemperatur T_{ERSV1} mit der idealen Gasgleichung berechnet

$$m_{ERSV1} = \frac{p_{LDF} \cdot V_{ERSV1}}{R \cdot T_{ERSV1}} . \quad (3.36)$$

Die zeitliche Ableitung dieser Masse ergibt sich wie folgt:

$$\frac{dm_{ERSV1}}{dt} = \frac{d\left(\frac{p_{LDF} \cdot V_{ERSV1}}{R \cdot T_{ERSV1}}\right)}{dt} = \frac{dp_{LDF}}{dt} \cdot \frac{V_{ERSV1}}{R \cdot T_{ERSV1}} . \quad (3.37)$$

Die zeitliche Ableitung des Ladedrucks wird, wie im Blockdiagramm für das Behältermodell in der **Abbildung 35** dargestellt, mit einem DT1-Glied ermittelt. Unter Annahme einer sich langsam ändernden Ersatztemperatur wird der durch die Verzögerung entstehende Fehler gering.

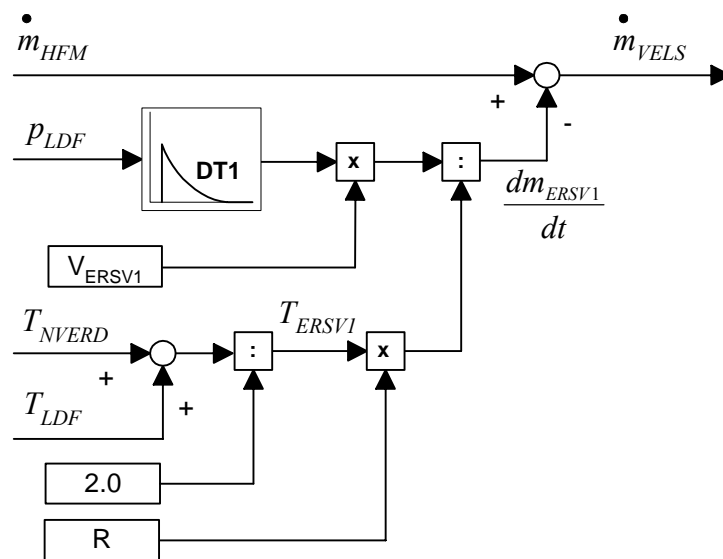


Abbildung 35: Massenstrommodell des Ersatzbehälters 1

3.4.3 Einlasssammler

Im Einlasssammler werden die Vermischung von Frischluft und Abgas nachgebildet und der Abgasrückführmassenstrom berechnet. Bei der Modellierung wird angenommen, dass die spezifischen Wärmekapazitäten von Frischluft und Abgas gleich sind und kein Wärmeübergang stattfindet. Weiterhin wird ein unendlich kleines Ersatzvolumen für die Durchmischung vorausgesetzt.

Der Abgasrückführmassenstrom \dot{m}_{AGRELS} im Einlasssammler errechnet sich aus der Differenz des abströmenden Gasgemischstromes \dot{m}_{NELS} und des zuströmenden Frischluftstromes \dot{m}_{VELS}

$$\dot{m}_{AGRELS} = \dot{m}_{NELS} - \dot{m}_{VELS} \quad (3.38)$$

Unter den genannten Annahmen lässt sich die Temperatur im Einlasssammler T_{NELS} über die Mischungsbilanz wie folgt berechnen:

$$T_{NELS} = \frac{\dot{m}_{AGRELS} \cdot T_{AGR} + \dot{m}_{VELS} \cdot T_{LDF}}{\dot{m}_{NELS}} \quad (3.39)$$

Die Abgasrückführrate im Einlasssammler ist per Definition das Verhältnis von Abgasrückführmassenstrom zum Gesamtmassenstrom

$$r_{AGRELS} = \frac{\dot{m}_{AGRELS}}{\dot{m}_{NELS}} . \quad (3.40)$$

3.4.4 Ersatzvolumen 2

Die Vorgänge im Saugrohr werden durch das Ersatzvolumen 2 modelliert. Zur Vereinfachung wird angenommen, dass die einzelnen zylinderindividuellen Ansaugleitungen zu einem gemeinsamen Ausgang zusammengefasst werden können (vgl. **Abbildung 36**). Der Ersatzbehälter bildet das Massenspeicherverhalten zwischen dem Einlasssammler und dem Kolbenmotor nach und berechnet die Abgarrückführrate sowie die Temperatur der in den Motor strömenden Gase.

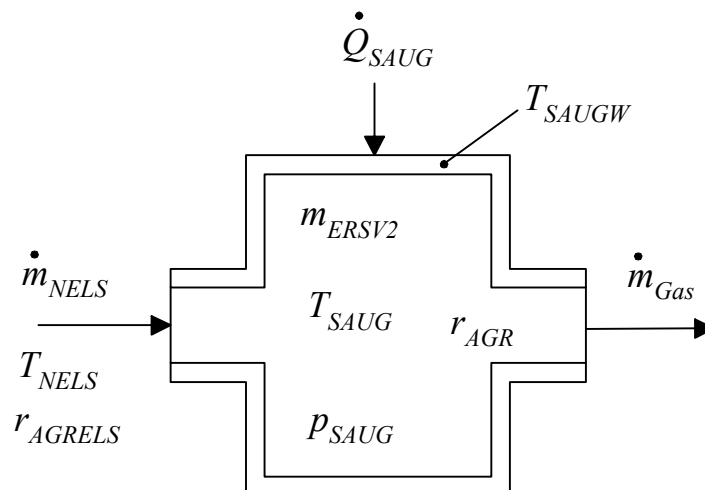


Abbildung 36: Ersatzvolumen 2

Eingangsmassenstrom

Der nach Gleichung (3.38) benötigte Gesamtmassenstrom \dot{m}_{NELS} wird zunächst analog zur Gleichung (3.35) aus der Massenbilanz des aktuell in den Zylinder abströmenden Gasmassenstromes \dot{m}_{Gas} und der Änderung der gespeicherten Masse $\frac{dm_{ERSV2}}{dt}$ berechnet:

$$\dot{m}_{NELS} = \dot{m}_{Gas} + \frac{dm_{ERSV2}}{dt} . \quad (3.41)$$

Der jeweils aktuelle Gasmassenstrom \dot{m}_{Gas} ergibt sich aus der Zylinderfüllung m_{Gas} und der Motordrehzahl n_{Mot} des jeweils einlassenden Zylinders (vgl. Gleichung(3.13)). Die Änderung der gespeicherten Masse lässt sich aus der Ableitung der idealen Gasgleichung bestimmen. In diesem Fall kann jedoch nicht vorausgesetzt werden, dass die Änderungen der Temperatur zu vernachlässigen sind, da der Abgasrückführmassenstrom im Motorbetrieb schnell variiert. Somit ergibt sich die Änderung der gespeicherten Masse aus der Ableitung nach dem Saugrohrdruck p_{SAUG} und der Ersatztemperatur T_{ERSV2} :

$$\dot{m}_{NELS} = \dot{m}_{Gas} + \frac{V_{ERSV2}}{R \cdot T_{SAUG}} \cdot \left(\frac{dp_{SAUG}}{dt} - \frac{p_{SAUG}}{T_{SAUG}} \cdot \frac{dT_{NELS}}{dt} \right). \quad (3.42)$$

Die Ableitungen des Saugrohrdrucks und der Ersatztemperatur werden durch DT1-Glieder berechnet.

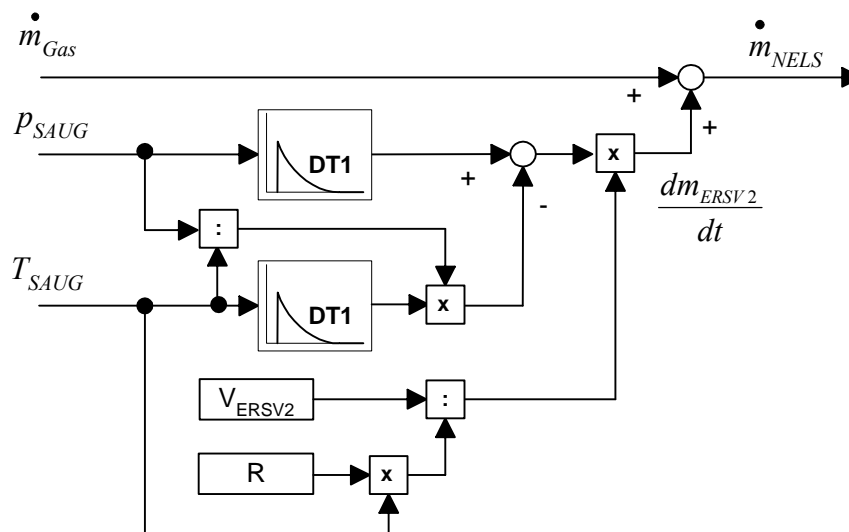


Abbildung 37: Massenstrommodell des Ersatzbehälters 2

Saugrohrtemperatur

Die Ersatztemperatur im Behältermodell wird aus der Bilanz der gespeicherten sowie der zugeführten und abgegebenen Energie berechnet. Die Änderung der inneren Energie eines Systems ist nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik gleich der über die Systemgrenze fließenden Energie

$$\frac{dU}{dt} = \frac{du}{dt} \cdot m + \frac{dm}{dt} \cdot u = \dot{m}_{NELS} \cdot h_{NELS} - \dot{m}_{Gas} \cdot h_{Gas} + \dot{Q}_{SAUG} \quad (3.43)$$

Die potentielle und kinetische Energie des Gases sind auf Grund der kleinen Dichte zu vernachlässigen. Mit den Definitionen zur spezifischen Enthalpie $dh = c_p \cdot dT$ und zur spezifischen inneren Energie $du = c_v \cdot dT$ kann die Differenzialgleichung für die Temperatur aus Gleichung (3.43) gebildet werden

$$\dot{T}_{SAUG} \cdot \frac{c_v \cdot m_{ERSV2}}{c_v \cdot (\dot{m}_{NELS} - \dot{m}_{Gas}) + c_p \cdot \dot{m}_{Gas}} + T_{SAUG} = \frac{T_{NELS} \cdot c_p \cdot \dot{m}_{NELS} + \dot{Q}_{SAUG}}{c_v \cdot (\dot{m}_{NELS} - \dot{m}_{Gas}) + c_p \cdot \dot{m}_{Gas}} \quad (3.44)$$

Die Berechnung der Differenzialgleichung erfolgt im Behältermodell durch ein lineares PT1-Glied (vgl. **Abbildung 38**) mit variabler Zeitkonstante.

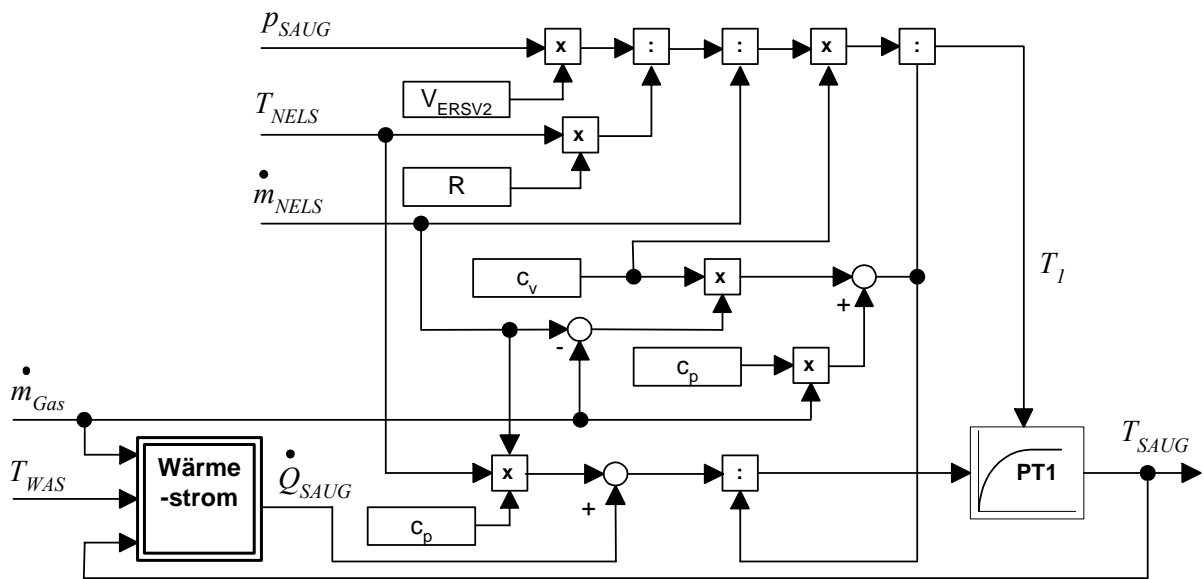


Abbildung 38: Modell der Gastemperatur im Saugrohr

Der Wärmestrom \dot{Q}_{SAUG} wird in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen der Saugrohrwand und dem Gasgemisch bestimmt, wobei in guter Näherung die Saugrohrwandtemperatur gleich der gemessenen Kühlwassertemperatur T_{WAS} gesetzt werden kann:

$$\dot{Q}_{SAUG} = \alpha_{SAUG} \cdot A_{SAUG} \cdot (T_{WAS} - T_{SAUG}) \quad (3.45)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α_{SAUG} wird als Funktion des Gasmassenstroms \dot{m}_{Gas} und der Gastemperatur im Saugrohr T_{SAUG} wie folgt approximiert:

$$\begin{aligned} \alpha_{SAUG} = & a_1 + a_2 \cdot \dot{m}_{Gas} + a_3 \cdot \dot{m}_{Gas} \cdot \dot{m}_{Gas} \\ & + a_4 \cdot T_{SAUG} + a_5 \cdot T_{SAUG} \cdot T_{SAUG} . \end{aligned} \quad (3.46)$$

In der **Abbildung 39** werden die gemessenen und die modellierten stationären Werte der Saugrohrtemperatur T_{SAUG} miteinander verglichen.

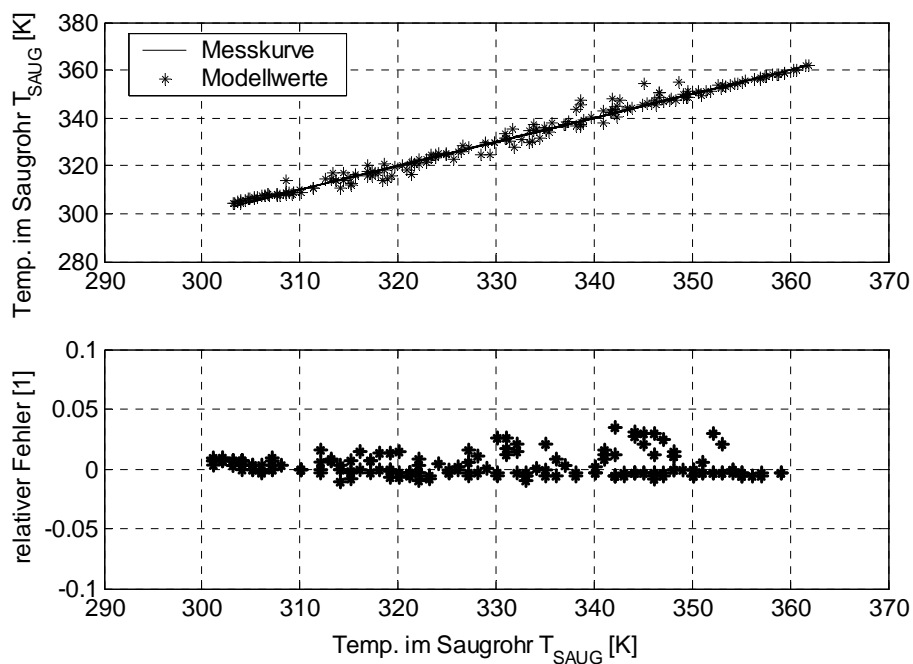


Abbildung 39: Vergleich von modellierter und gemessener Saugrohrtemperatur T_{SAUG}

Der Vergleich zeigt nur geringfügige Abweichungen zwischen der gemessenen und approximierten Saugrohrtemperatur. Dies ist die Grundlage für eine gute Modellierung der Brennraumtemperatur.

Abgasrückführrate

Die Abgasrückführrate r_{AGR} im Saugrohr wird aus der Bilanz von zu- und abfließendem Massenstrom bestimmt. Die zeitliche Änderung der im Volumen gespeicherten Abgasrückführmasse ist gleich der Differenz zwischen dem zu- und abströmenden Abgasrückführmassenstrom

$$\frac{d(r_{AGR} \cdot m_{ERSV2})}{dt} = \frac{dr_{AGR}}{dt} \cdot m_{ERSV2} + r_{AGR} \cdot \frac{dm_{ERSV2}}{dt} = r_{AGRELS} \cdot \dot{m}_{NELS} - r_{AGR} \cdot \dot{m}_{Gas} \quad (3.47)$$

Mit der Änderung der im Behälter gespeicherten Gesamtgasmasse

$$\frac{dm_{ERSV2}}{dt} = \dot{m}_{NELS} - \dot{m}_{Gas} \quad (3.48)$$

ergibt sich die Differenzialgleichung für die Abgasrückführrate der in den Brennraum strömenden Ladung aus Gleichung (3.47) zu

$$\dot{r}_{AGR} \cdot \frac{m_{ERSV2}}{\dot{m}_{NELS}} + r_{AGR} = r_{AGRELS} \quad (3.49)$$

Dabei handelt es sich um ein PT1-Verhalten mit der Zeitkonstante

$$T_1 = \frac{m_{ERSV2}}{\dot{m}_{NELS}} = \frac{p_{SAUG} \cdot V_{ERSV2}}{R \cdot T_{NELS} \cdot \dot{m}_{NELS}} \quad (3.50)$$

Die Differenzialgleichung ist im Behältermodell wiederum durch ein PT1-Glied abgebildet, bei dem die Zeitkonstante in Abhängigkeit von den relevanten Größen variiert wird (vgl. **Abbildung 40**).

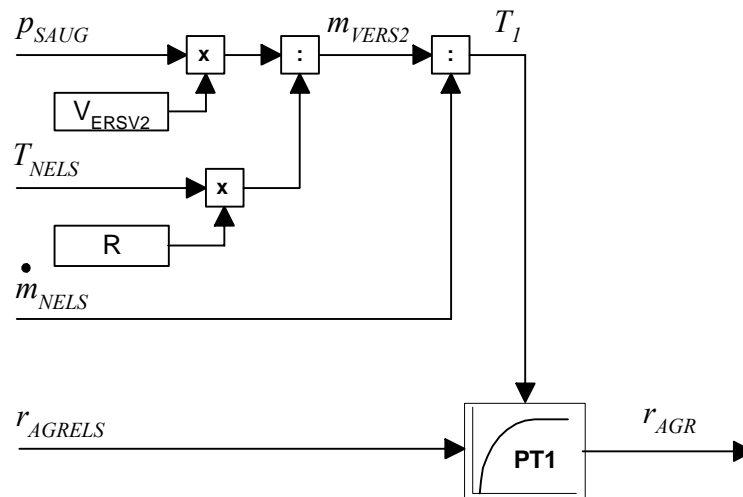


Abbildung 40: Modell für die Abgasrückführrate der Ladung

3.4.5 Abgassammler

Das Modell des Abgassammlers bildet das Sammeln und die Entnahme des Abgases nach und berechnet den Turbinenmassenstrom. Unter der Annahme eines volumenlosen Abgassammlers, ergibt sich der Turbinenmassenstrom aus den berechneten Abgas- und Abgasrückführmassenströmen (vgl. Gleichung (3.38) und Gleichung (3.19)) wie folgt:

$$\dot{m}_{TURB} = \dot{m}_{ASA} - \dot{m}_{AGRELS} . \quad (3.51)$$

3.4.6 Abgasrückführleitung

In dem Modell der Abgasrückführleitung (vgl. **Abbildung 41**) wird die Temperatur des zurückgeführten Abgases T_{AGRVK} vor dem Abgasrückführkühler aus der Abgastemperatur T_{ASA} berechnet. Aus Rechenzeitgründen wird vorausgesetzt, dass das Volumen der Abgasrückführleitung vernachlässigt werden kann. Durch diese Annahme ergeben sich zwei Vereinfachungen. Die zu- und abfließenden Massenströme sind gleich groß und dadurch ist die Änderung der inneren Energie gleich null.

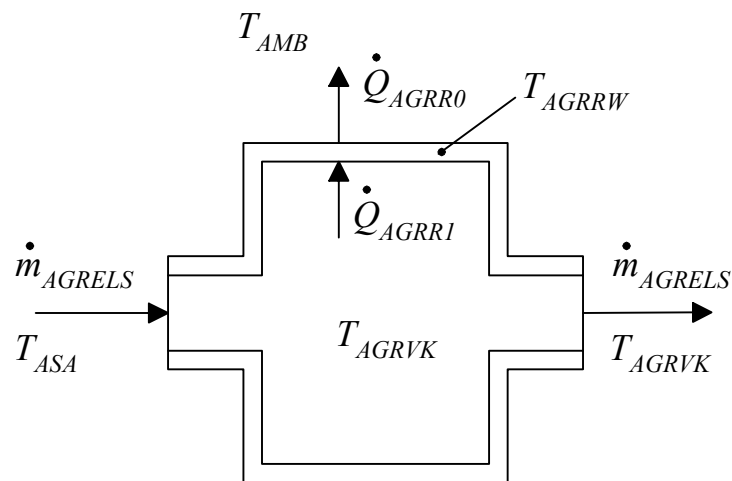


Abbildung 41: Modell der Abgasrückführleitung

Analog zur Gleichung (3.43) gilt für die Energiebilanz nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik:

$$\frac{dU}{dt} = 0 = \dot{m}_{AGRELS} \cdot h_{ASA} - \dot{m}_{AGRELS} \cdot h_{AGRVK} + \dot{Q}_{AGRR1} . \quad (3.52)$$

Mit der spezifischen Enthalpie $dh = c_p \cdot dT$ ergibt sich die Temperatur des ausströmenden Gases T_{AGRVK} aus Gleichung (3.52) zu:

$$T_{AGRVK} = T_{ASA} - \frac{\dot{Q}_{AGRR1}}{\dot{m}_{AGRELS} \cdot c_{pAGR}} \quad (3.53)$$

Der durch Konvektion abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{AGRR1} ist abhängig von der Differenz aus Gas- und Rohrwandtemperatur T_{AGRR}

$$\dot{Q}_{AGRR1} = \alpha_{AGRR1} \cdot A_{AGRR} \cdot (T_{AGRVK} - T_{AGRR}) \quad (3.54)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α_{AGRR1} wird näherungsweise aus der Abgastemperatur T_{ASA} und dem Abgasrückführmassenstrom \dot{m}_{AGRELS} durch folgenden Funktionsansatz approximiert:

$$\begin{aligned} \alpha_{AGRR1} = & a_1 + a_2 \cdot \dot{m}_{AGRELS} + a_3 \cdot \dot{m}_{AGRELS} \cdot \dot{m}_{AGRELS} \\ & + a_4 \cdot T_{ASA} + a_5 \cdot T_{ASA} \cdot T_{ASA} + a_6 \cdot \dot{m}_{AGRELS} \cdot T_{ASA} \end{aligned} \quad (3.55)$$

Bei der Nachbildung der Rohrwandabkühlung wird angenommen, dass der Wandwärmestrom \dot{Q}_{AGRR0} proportional zur Differenz zwischen der Wandtemperatur T_{AGRR} und der Umgebungstemperatur T_{AMB} ist

$$\dot{Q}_{AGRR0} = \alpha_{AGRR0} \cdot A_{AGRR} \cdot (T_{AGRR} - T_{AMB}) \quad (3.56)$$

Die Berechnung der Rohrwandtemperatur T_{AGRR} basiert ebenfalls auf dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik. Die Änderung der inneren Energie ist bei konstanter Rohrmasse gleich der Summe der Wärmeströme

$$\frac{dU}{dt} = \frac{du}{dt} \cdot m_{AGRR} = \dot{Q}_{AGRR1} - \dot{Q}_{AGRR0} \quad (3.57)$$

Aus Gleichung (3.57) kann die Änderung der Rohrwandtemperatur \dot{T}_{AGRR} mit der spezifischen inneren Energie $u = c_v \cdot T$ bestimmt werden

$$\dot{T}_{AGRR} = \frac{1}{c_{vAGRR} \cdot m_{AGRR}} \cdot (\dot{Q}_{AGRR1} - \dot{Q}_{AGRR0}) \quad (5.58)$$

Die Rohrwandtemperatur wird durch numerische Integration dieser Differenzialgleichung ermittelt. **Abbildung 42** zeigt die Gesamtstruktur des Modells für die Abgasrückführung.

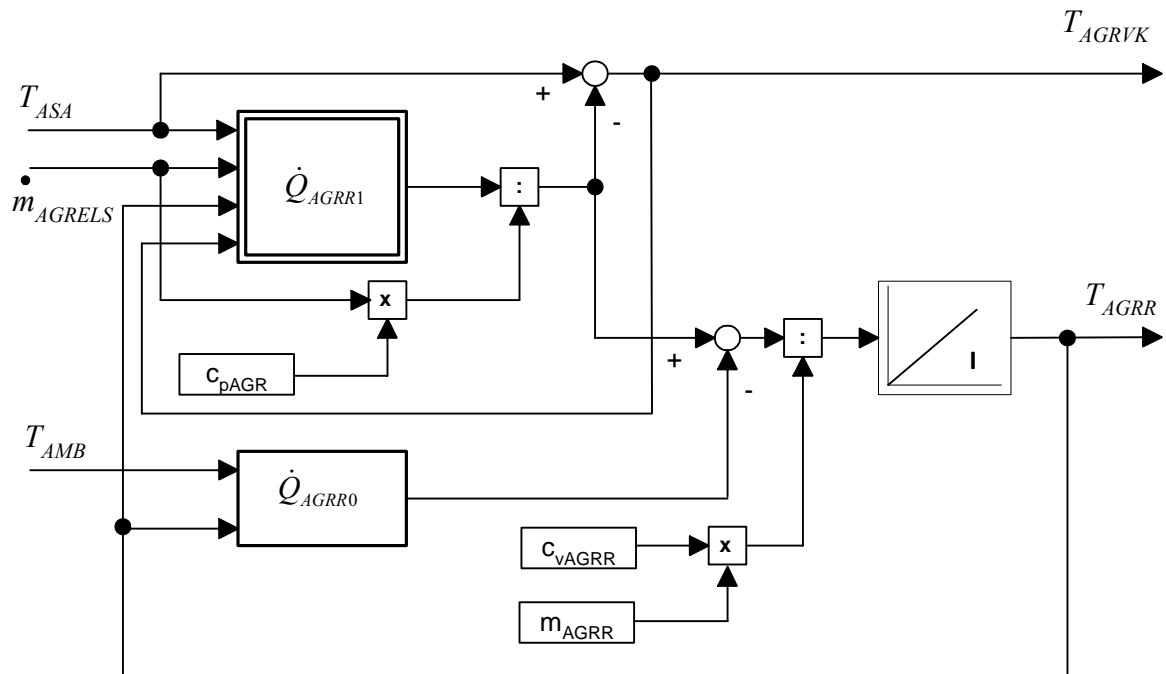


Abbildung 42: Modell der Abgasrückführung

Eine stabile Berechnung des Teilmodells wird erreicht, indem die numerische Integration des nichtlinearen Zustandsgleichungssystems jeweils viermal im 180 °KW-Raster des Gesamtmodells erfolgt. Diese hohe Abtastrate ist notwendig, da die Änderungen der Rohrwandtemperatur \dot{T}_{AGR} durch die kleine Masse der Abgasrückführung relativ groß sind.

Abbildung 43 zeigt den Vergleich zwischen den berechneten und am Motorprüfstand stationär gemessenen Temperaturen vor dem Abgasrückführkühler. Das dynamische Modellverhalten kann nicht bewertet werden, weil die eingesetzte Messtechnik ein zu langsames Zeitverhalten besitzt.

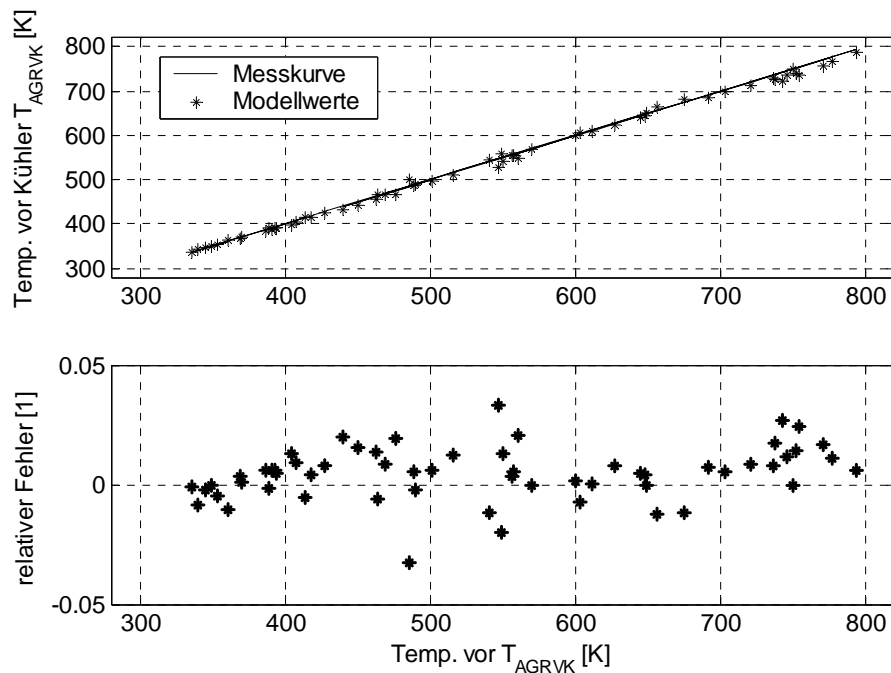


Abbildung 43: Vergleich von modellierter und gemessener Temperatur vor dem AGR-Kühler T_{AGRVK}

Die in **Abbildung 43** dargestellten Temperaturwerte aus dem Modell und der Messung weichen nur geringfügig voneinander ab. Die stationären Ergebnisse entsprechen im gesamten Betriebsbereich den Anforderungen an eine genaue Temperaturbestimmung.

3.4.7 Abgasrückführkühler

Der Abgasrückführkühler wird genau wie die Abgasrückführleitung volumenlos modelliert. Das Modell bildet die Abkühlung der zurückgeführten Abgase durch den vom Motorkühlwasser gespeisten Abgasrückführkühler nach. Die Ausgangsgröße des Abgasrückführkühlermodells ist die Temperatur des zurückgeführten Abgases T_{AGR} , die aus der Temperatur vor dem Kühler T_{AGRVK} und einer Temperaturdifferenz ΔT_{AGRK} ermittelt wird

$$T_{AGR} = T_{AGRVK} - \Delta T_{AGRK}. \quad (3.59)$$

Die Temperaturdifferenz ΔT_{AGRK} wird in Abhängigkeit vom Abgasrückführmassenstrom \dot{m}_{AGRELS} und von der Differenz zwischen der Abgastemperatur vor dem Kühler und der Kühlwassertemperatur mit folgendem Funktionsansatz angenähert:

$$\Delta T_{AGRK} = a_1 + a_2 \cdot \dot{m}_{AGRELS} + a_3 \cdot \dot{m}_{AGRELS} \cdot \dot{m}_{AGRELS} + a_4 \cdot (T_{AGRVK} - T_{WAS}) + a_5 \cdot (T_{AGRVK} - T_{WAS}) \cdot (T_{AGRVK} - T_{WAS}). \quad (3.60)$$

Die gemessenen und modellierten Temperaturen des zurückgeführten Abgases sind in **Abbildung 44** abgebildet.

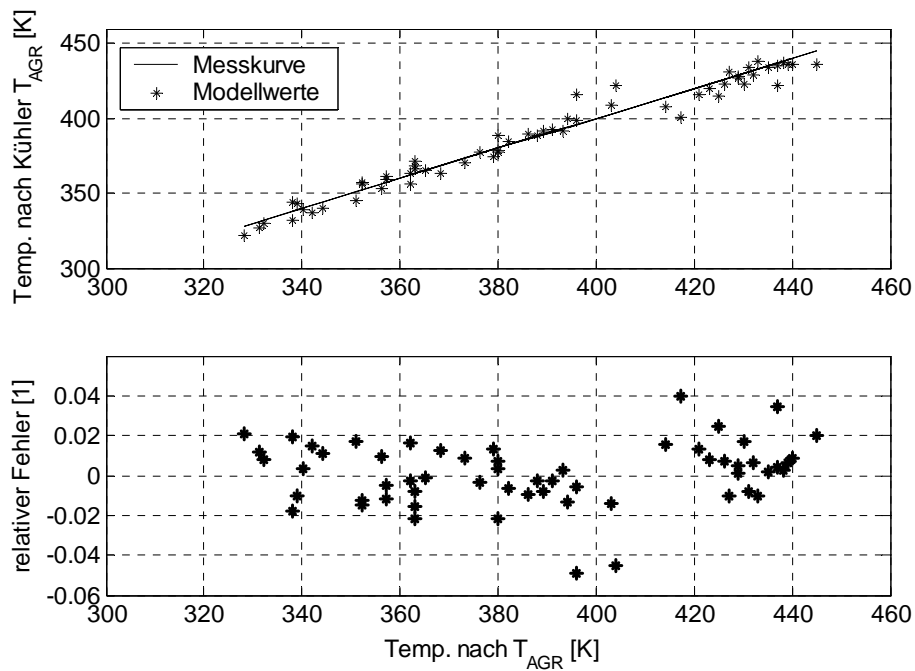


Abbildung 44: Vergleich von modellierter und gemessener Temperatur nach dem AGR-Kühler T_{AGR}

Die Ergebnisse zeigen eine zufrieden stellende Nachbildung der Temperaturänderung durch den Abgasrückführkühler. Somit steht eine genaue Temperatur des zurückgeführten Abgases für das Modell des Einlasssammlers bereit.

3.4.8 Turbine

Das Turbinenmodell beschreibt die Temperaturänderung des Abgases bei einer Expansion auf annähernd Umgebungsdruck. Die Differenz zwischen der Abgastemperatur vor der Turbine und der Turbinen-Austrittstemperatur wird dabei aus dem Turbinenmassenstrom \dot{m}_{TURB} und dem Druckverhältnis Π_{TURB} modelliert

$$\Delta T_{TURB} = a_1 + a_2 \cdot \dot{m}_{TURB} + a_3 \cdot \dot{m}_{TURB} \cdot \dot{m}_{TURB} + a_4 \cdot \Pi_{TURB} \quad (3.61)$$

$$\Pi_{TURB} = \frac{P_{ASA}}{P_{AMB}}. \quad (3.62)$$

Die Temperatur nach der Turbine T_{NTURB} ergibt sich aus der Temperaturänderung ΔT_{TURB} und der Abgastemperatur T_{ASA} wie folgt:

$$T_{NTURB} = T_{ASA} - \Delta T_{TURB}. \quad (3.63)$$

Abbildung 45 zeigt den Vergleich zwischen den modellierten und gemessenen Temperaturen des Abgases nach der Turbine.

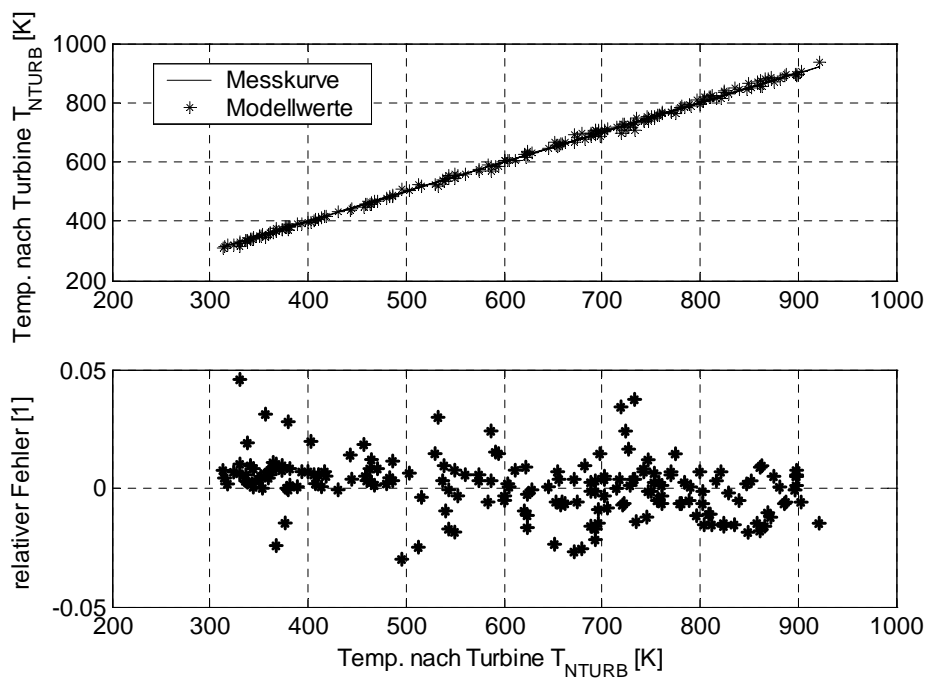


Abbildung 45: Vergleich von modellierter und gemessener Temperatur nach der Turbine T_{TURB}

Der gewählte Funktionsansatz liefert bereits mit relativ wenigen Koeffizienten eine zufrieden stellende Genauigkeit der Modellwerte.

3.5 Modelladaption

Die Aufgabe der Modelladaption besteht darin, motorspezifische Unterschiede sowie systematische Modell- und Sensorfehler auszugleichen. Die Modelladaption nutzt hierzu Betriebszustände, in denen die Abgasrückführung inaktiv ist, um die modellierte Gesamtfüllung mit der gemessenen Frischluftmasse abzugleichen.

In den beschriebenen Zuständen mit geschlossenem Abgasrückführventil, müssen der über den Frischluftmassensensor gemessene und dynamisch korrigierte Frischluftmassenstrom \dot{m}_{VELS} und der korrigierte Füllungsmassenstrom \dot{m}_{NELS} im Einlasssammler gleich sein. Unter der Voraussetzung, dass die Messwerte des Frischluftmassensensors, der Zylinderdruckensoren sowie des Ladelufttemperaturfühlers fehlerfrei sind, wird eine Abweichung zwischen den Massenströmen nur durch einen Fehler bei der Berechnung der Temperaturdifferenz durch den Ladungswechsel ΔT_{BR} hervorgerufen (vgl. Gleichung (3.16)).

Aus diesem Grund wird die Abweichung zwischen den Massenströmen in der Modelladaption über eine Korrektur der Temperaturdifferenz ausgeglichen. Der Korrekturfaktor wirkt dabei multiplikativ auf den Grundwert

$$T_{220} = \Delta T_{BR} \cdot K_{ADA} + T_{SAUG} . \quad (3.64)$$

Als Adaptionalgorithmus kommt eine numerische Integration für den linearen Korrekturfaktor K_{ADA} zum Einsatz. Der ermittelte Integratorausgang I_{ADA} wird wie in **Abbildung 46** dargestellt nicht direkt für die Adaption der Temperaturdifferenz verwendet, sondern zunächst in einer Kennlinie in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur T_{WAS} online abgelegt. Der Funktionsblock „Kennlinienadaption“ legt dabei fest, welche Stützstelle mit welchem Wert zu belegen ist. Diese Vorgehensweise hat sich als sehr sinnvoll erwiesen, da die Kühlwassertemperatur einen entscheidenden Einfluss auf die Ladungstemperaturänderung hat und bei der Modellierung nur linear eingeht. Die Wahl einer größeren Ordnung bei der Modellbildung ist nur dann sinnvoll, wenn die Kühlwassertemperatur zusätzlich im Versuchsprogramm variiert wird. Dadurch übersteigt allerdings die Anzahl der zu vermessenden Arbeitspunkte einen realistischen Betrag.

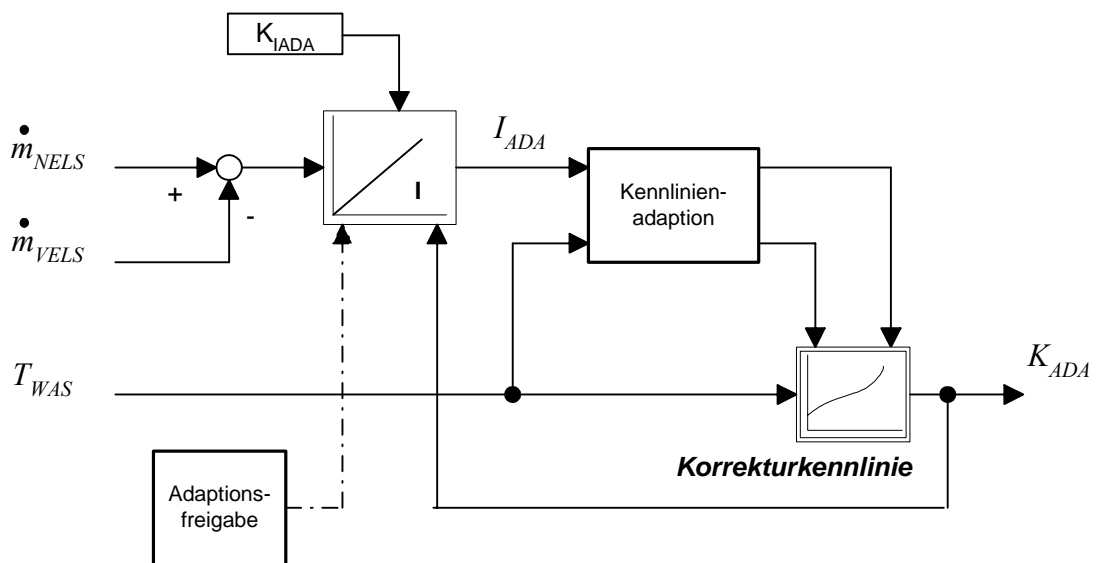


Abbildung 46: Blockschaltbild für die Modelladaption

Beim Motorstart wird der Integrator mit dem aus der Korrekturkennlinie ermittelten Adaptionfaktor K_{ADA} vorbelegt und nach jedem Motorbetrieb gespeichert. Für die Anfangsbedatung ist die Kennlinie mit Werten gleich eins gefüllt.

3.6 Validierung des zylinderdruckbasierten Füllungsmodells

Im Folgenden wird das zylinderdruckbasierte Füllungsmodell im Hinblick auf die Genauigkeit wichtiger Ausgangsgrößen untersucht. Wie in Kapitel 4 vorgeschlagen, sollen die Abgasrückführung und die Aufladung jeweils auf der Basis der zugehörigen Regelgröße „Abgasrückführtrate“ bzw. „Gesamtfüllung“ erfolgen. Deshalb ist sicherzustellen, dass beide Modellgrößen hinreichend exakt vom Füllungsmodell erfasst werden. In den nachfolgenden Abschnitten wird deshalb sowohl das stationäre als auch das instationäre Modellverhalten anhand von Messungen verglichen und bewertet.

3.6.1 Ergebnisse am Motorprüfstand

Die Ergebnisse der Teilmodelle wurden bereits in den vorangegangenen Abschnitten bewertet. Dennoch ist es notwendig, auch die Genauigkeit des Gesamtmodells zu

untersuchen, da sich die einzelnen Modellfehler im Gesamtmodell auf Grund der rückgekoppelten Modellstruktur fortpflanzen. Zu diesem Zweck wurde das Gesamtmodell mit den gemessenen Eingangsgrößen für jeden Betriebspunkt des in Abbildung 18 dargestellten Arbeitsbereichs durchgerechnet.

Abbildung 47 zeigt den Vergleich zwischen den am Motorprüfstand stationär gemessenen und vom Gesamtmodell berechneten Werten für die Ladungsmasse im Zylinder.

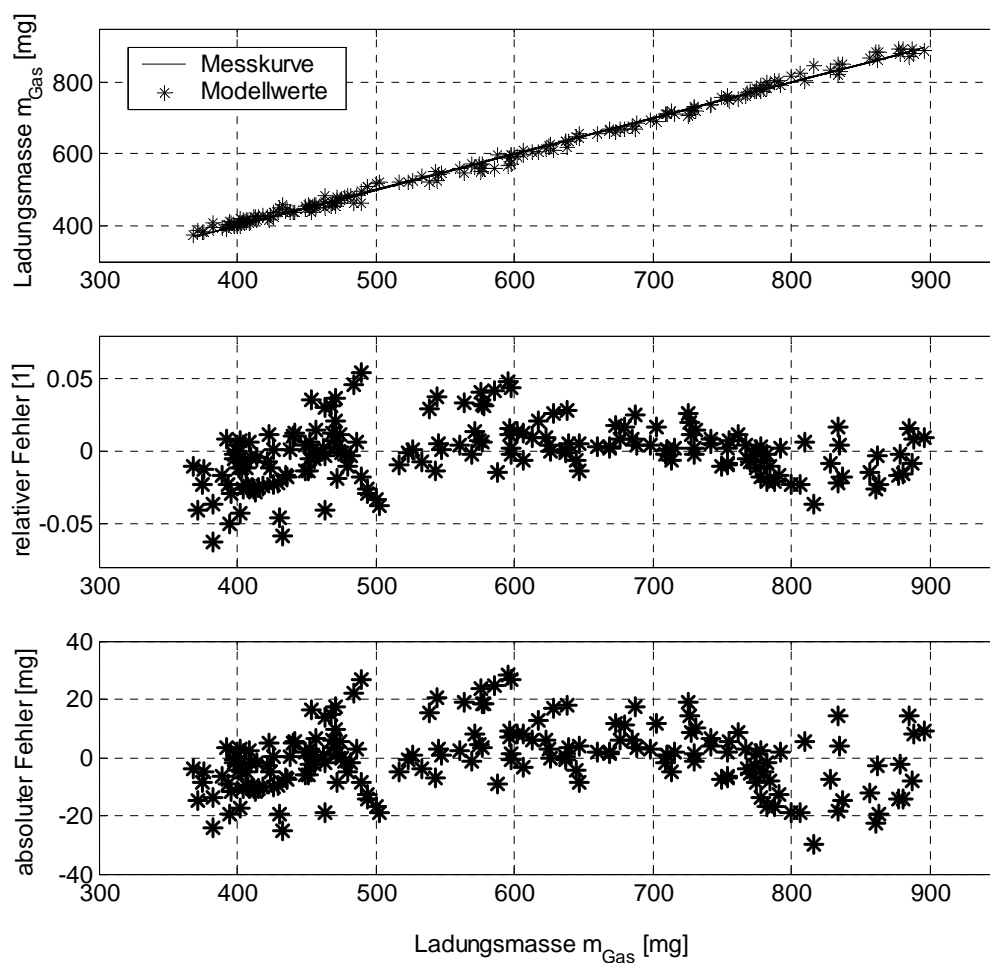


Abbildung 47: Vergleich von modellierter und gemessener Zylinderladungsmasse m_{Gas} des Gesamtmodells

Die Ergebnisse zeigen, dass die Ladungsmasse, bereits ohne die im Abschnitt 3.5 beschriebene Adaption, über den gesamten Arbeitsbereich beachtlich genau erfasst wird. Der durchschnittliche absolute Fehler für die Ladungsmasse liegt unter 8.5 mg, was etwa einem durchschnittlichen relativen Fehler von 1.4 % entspricht.

Die Abgasrückführrate wird prinzipiell aus der gemessenen Frischluftmasse und der modellierten Ladungsmasse im Teilmodell „Einlasssammler“ berechnet. Somit hängt die Güte der modellierten Abgasrückführrate direkt von der Genauigkeit der Füllungsbestimmung ab.

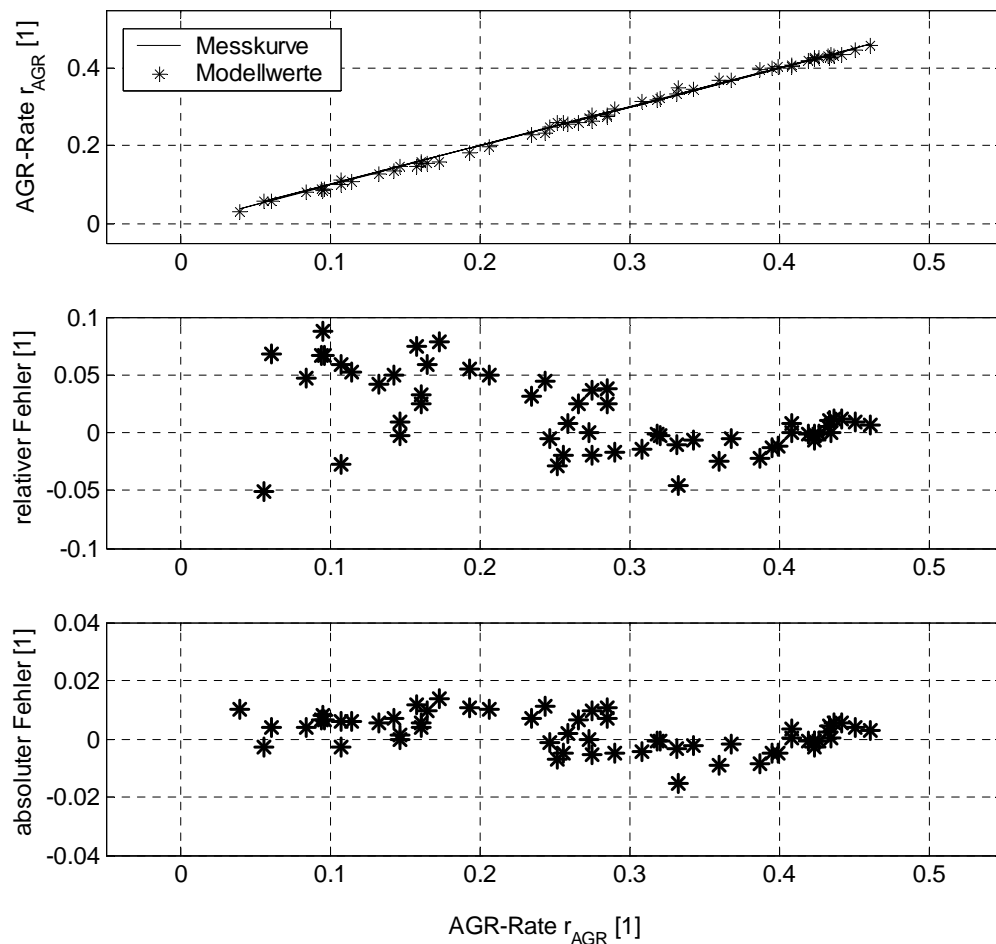


Abbildung 48: Vergleich von modellierter und gemessener Abgasrückführrate r_{AGR} des Gesamtmodells

In **Abbildung 48** werden die berechneten Abgasrückführraten mit den entsprechenden gemessenen Werten verglichen. Auch die Genauigkeit der Abgasrückführratenbestimmung entspricht den Anforderungen an eine Regelung der Abgasrückführung. Der absolute Fehler bleibt über den gesamten Arbeitsbereich kleiner als 0.02. Bei Betrachtung des relativen Fehlers zeigen sich allerdings etwas größere Abweichungen im Bereich kleiner Abgasrückführraten. Diese Differenzen werden jedoch durch die Adaption beseitigt, da die

Gesamtfüllung auf die über den Heißfilmmassensensor gemessene Frischluftmasse abgeglichen wird.

3.6.2 Ergebnisse im Fahrzeug

Im folgenden Abschnitt wird das dynamische Verhalten des Füllungsmodells durch Messungen im Versuchsfahrzeug untersucht. Zu diesem Zweck ist das Versuchsfahrzeug zusätzlich zur Standardsensorik des Steuergerätes mit speziellen Sensoren ausgestattet, die verschiedene Temperaturen und Drücke im Ein- und Auslasstrakt erfassen. Die Abgasrückführrate oder die Gesamtfüllung bei aktiver Abgasrückführung können jedoch im Fahrzeug nicht direkt gemessen werden. Deshalb sind hier nur die Zustände mit geschlossenem Abgasrückführventil geeignet, um die Genauigkeit der Füllungsbestimmung zu analysieren. Der Betrieb mit Abgasrückführung gestattet nur eine qualitative Bewertung dieser beiden Größen, während bei anderen Betriebsgrößen, die messbar sind, ohne weiteres der Vergleich von Rechnung und Messung möglich ist.

Für die Validierung wurden Versuche mit zufälligen Fahrprofilen im Versuchsfahrzeug auf der Teststrecke durchgeführt. Als Beispiel wird das in **Abbildung 49** gezeigte Fahrprofil der Bewertung zu Grunde gelegt. Dargestellt sind der Verlauf des indizierten Mitteldrucks und der Motordrehzahl. Der Fahrzyklus beinhaltet sowohl zwei Vollastbeschleunigungen als auch Betriebszustände im unteren Lastbereich mit aktiver Abgasrückführung.

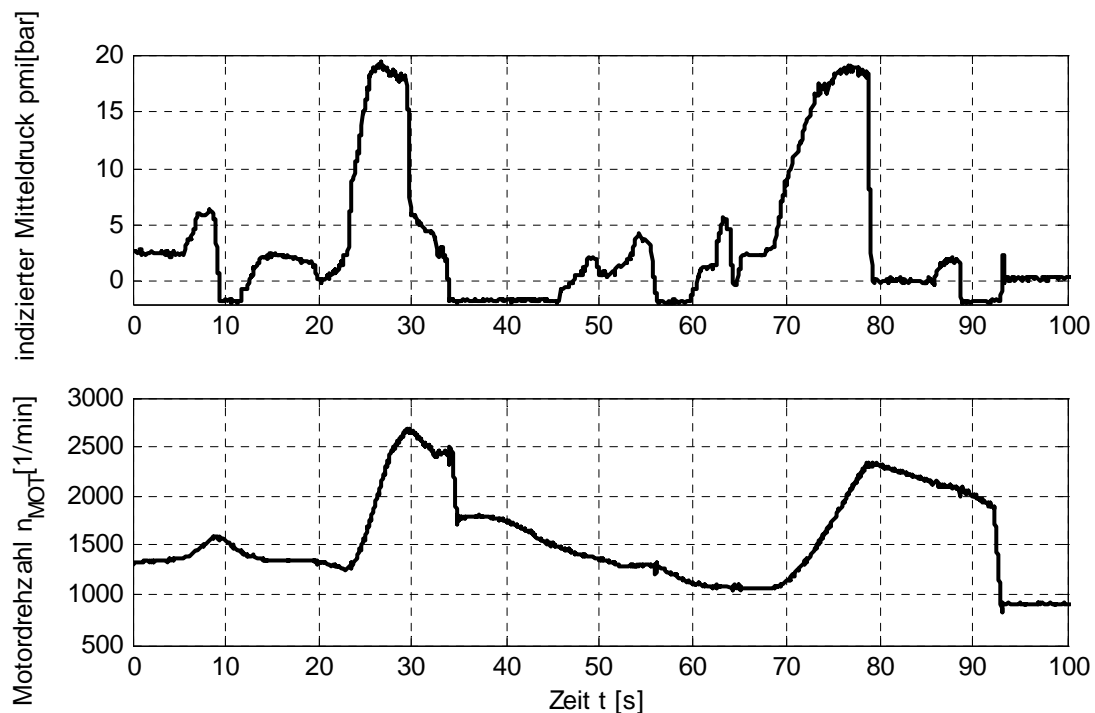


Abbildung 49: Zeitliche Verlauf des indizierten Mitteldruckes und der Motordrehzahl des verwendeten Fahrprofils

Allgemein können die Massenströme \dot{m}_j ²¹ im Ein- und Auslasstrakt für eine Analyse oder Regelung auch wie folgt in eine Gasmasse m_j in Abhängigkeit von der Motordrehzahl n_{MOT} und der Zylinderanzahl z umgerechnet werden:

$$m_j = \dot{m}_j \cdot \frac{2}{n_{MOT} \cdot z}. \quad (3.65)$$

Das hat vor allem den Vorteil, dass der Einfluss der Motordrehzahl auf den Massenstrom beseitigt wird und somit das Füllungsverhalten direkt bewertet werden kann. Generell wird die Einheit dieser Größe in mg pro Arbeitsspiel (Asp) angegeben, da sie der im Brennraum gespeicherten Masse nach dem Ladungswechsel eines Zylinders entspricht.

Für die Analyse werden zunächst die Gasmassen im Einlasssammler in der **Abbildung 50** verglichen. Dazu gehören die vom Frischluftmassensensor gemessene und im Ersatzvolumen 1 korrigierte Frischluftmasse m_{VELS} und die korrigierte Zylinderfüllung m_{NELS} aus dem

²¹ j bezieht sich auf die Position des Massenstromes im Ein- und Auslasstrakt

Brennraummodell. Die Abgasrückführmasse m_{AGRELS} ergibt sich aus der Differenz dieser beiden Größen (vgl. Abschnitt 3.4.2).

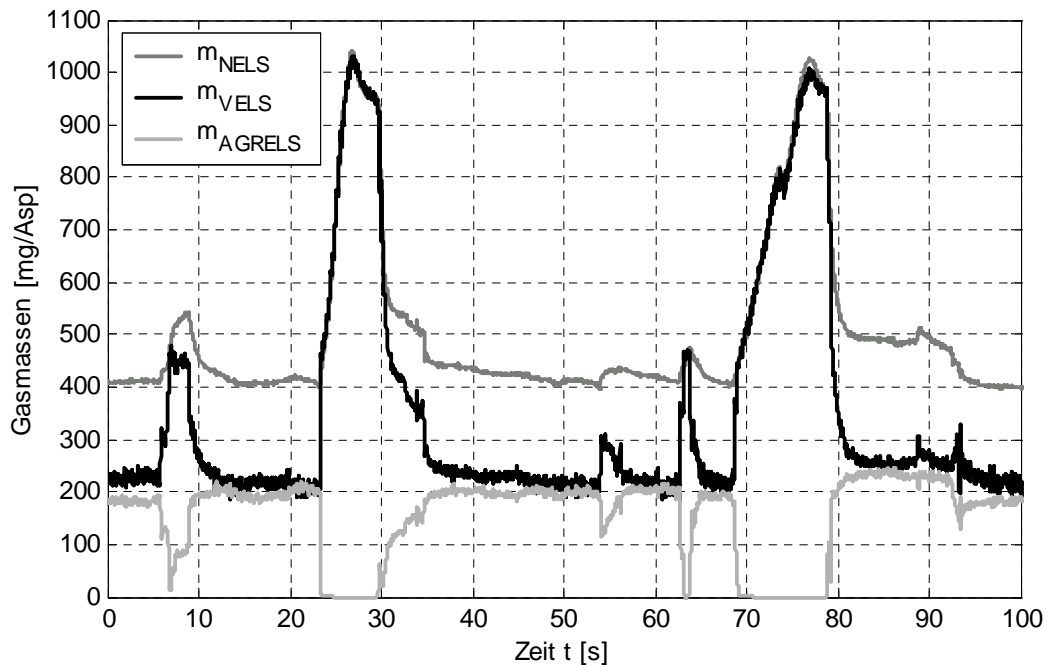


Abbildung 50: Vergleich der Gasmassen im Einlasssammler des Füllungsmodells

In den Bereichen, in denen kein Abgas zurückgeführt wird (Sekunde 23 bis 30 und 69 bis 79), also die Abgasrückführrate gleich null ist (vgl. **Abbildung 52**), sollte die gemessene Frischluftmasse gleich der modellierten Gesamtfüllung sein. Der Signalverlauf in **Abbildung 50** zeigt eine sehr gute Übereinstimmung dieser beiden Gasmassen über den betreffenden Zeitintervallen. Lediglich im Bereich sehr hoher Ladungsmassen können kleine Differenzen beobachtet werden, die aber zu vernachlässigen sind.

Die Güte der Abgasrückführmassenbestimmung kann nicht bewertet werden. Aber durch die exakte Bestimmung der Zylinderfüllung außerhalb des Abgasrückführbereiches, ist mit großer Wahrscheinlichkeit davon auszugehen, dass die Abgasrückführmasse auch in den anderen Bereichen hinreichend genau erfasst wird.

Eine weitere wichtige Modellgröße ist die Temperatur des Gases im Saugrohr. Sie beeinflusst im Wesentlichen die Gastemperatur im Brennraum und dadurch direkt die Ladungsmasse. **Abbildung 51** zeigt den Verlauf der gemessenen und der modellierten Saugrohrtemperatur.

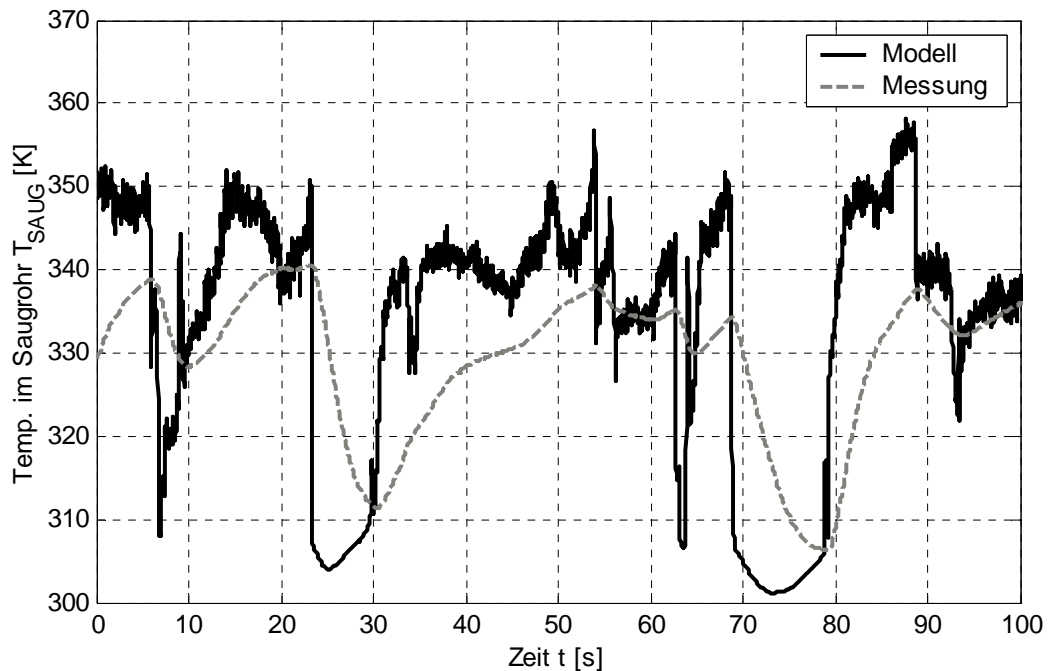


Abbildung 51: Vergleich der berechneten und der gemessenen Gastemperatur im Saugrohr

Der Vergleich zeigt eine relativ gute Nachbildung der Temperatur im Saugrohr. Die starken dynamischen Unterschiede ergeben sich durch das Zeitverhalten der eingesetzten Messtechnik (Thermoelemente²²) und durch die Strahlungswärme von der Saugrohrwand bei plötzlicher Änderung der Gastemperatur. In den quasistationären Phasen nähern sich die Temperaturen weitgehend an, so dass dort die Abweichungen sehr gering sind.

In **Abbildung 52** ist abschließend der Verlauf der modellierten Abgasrückführrate dargestellt. Bei näherer Betrachtung zeigt sich, dass das Füllungsmodell im Gegensatz zum Frischluftmassensensor die Möglichkeit bietet, kleinste Abgasrückführraten zu erfassen. Dies wird bei kleinen Lasterhöhungen im Abgasrückführbereich deutlich (z.B. Sekunde 6 bis 8 und 62 bis 63). Der träge Ladedruckaufbau bei Erhöhung der Einspritzmenge erschwert eine Beobachtung der Abgasrückführung durch die gemessene Frischluftmasse. So ist es je nach Füllung möglich, dass entweder zu viel, zu wenig oder kein Abgas zurückgeführt wird.

²² Typ K (NiCr-Ni), Klasse 2, \varnothing 1,5 mm

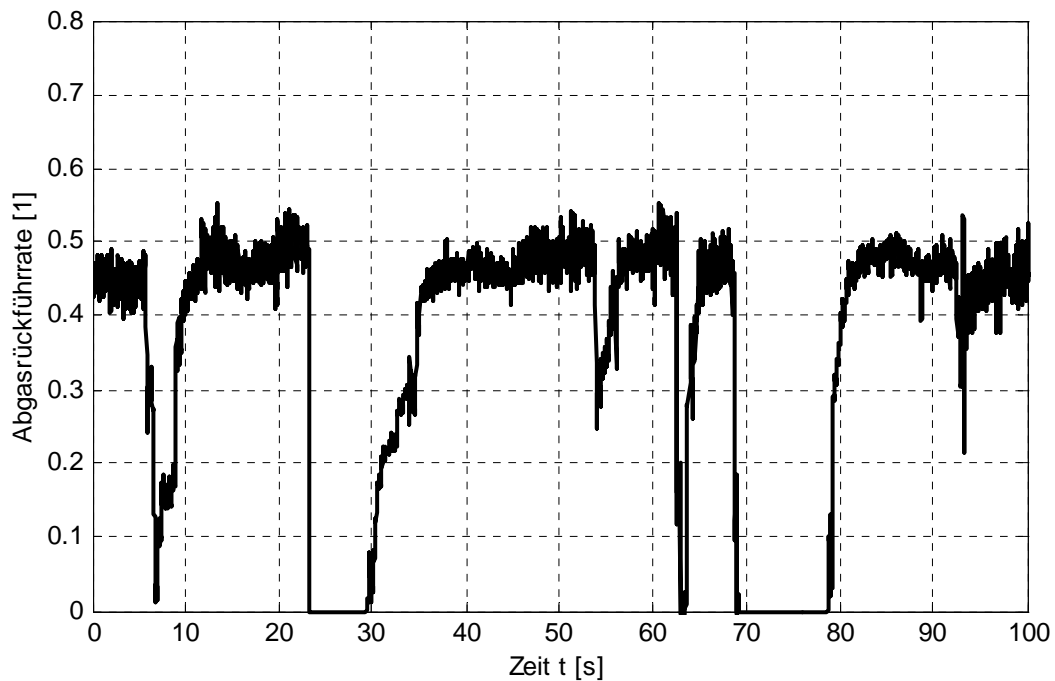


Abbildung 52: Verlauf der modellierten Abgasrückföhrate

Die Analyse der dargestellten Ergebnisse hat gezeigt, dass das Füllungsmodell mit hoher Genauigkeit nicht messbare KenngröÖen aus dem Ein- und Auslasstrakt sowie aus dem Brennraum erfasst. Die Güte der Füllungsbestimmung konnte im Fahrzeug zwar nur bei inaktiver Abgasrückföhrung bewertet werden, aber andere ModellgröÖen und die Ergebnisse am Motorprüfstand deuten auf eine ausreichende Genauigkeit im gesamten Arbeitsbereich hin.

Auf Grund der exakten Bestimmbarkeit einer Reihe von ZustandsgröÖen bietet das zylinderdruckbasierte Füllungsmodell verschiedene Anwendungsmöglichkeiten in der Motorsteuerung wie z.B. alternative Regelstrategien für die Aufladung und die Abgasrückföhrung sowie neuartige Konzepte für Diagnosefunktionen.

4 Entwicklung einer neuen Auflade- und Abgasrückführregelung

In diesem Kapitel wird ein neues Konzept zur Regelung der Abgasrückführung und der Aufladung eines Dieselmotors vorgestellt. Das Verfahren basiert auf einer modellgestützten Erfassung von Zustandsgrößen aus dem Brennraum und nutzt im Gegensatz zum bisherigen Regelkonzept die modellierten Größen Abgasrückführrate und Zylinderfüllung als Regelgrößen.

4.1 Herkömmliche Regelstrategie für das Motorgassystem

In dem derzeitig verwendeten Motorsteuergerät wird die Abgasrückführung durch eine Frischluftmassenregelung und die Aufladung durch eine Ladedruckregelung realisiert. Bei diesen Konzepten wird die Frischluftmasse über den Heißfilm-Luftmassensensor vor dem Verdichter und der Ladedruck über den Ladedrucksensor hinter dem Ladeluftkühler erfasst (vgl. **Abbildung 6**) und durch zwei separate Regelungen eingestellt. Im Kapitel 1.1 wurde bereits kurz auf die verfahrens- und regelungstechnischen Probleme dieser Regelungskonzepte eingegangen. Sie werden im folgenden Abschnitt noch näher betrachtet.

4.1.1 Frischluftmassenregelung

Zur Reduktion der Stickoxidemissionen NO_x wird beim Dieselmotor mit Direkteinspritzung allgemein die Abgasrückführung verwendet (vgl. Kapitel 2.1.2). In den meisten Betriebspunkten steigt jedoch mit zunehmender Abgasrückführung der Partikelaustritt an. Deshalb ist unbedingt eine Regelung der Abgasrückführung notwendig, um die Menge des zurückgeführten Abgases exakt dem Motorbetrieb anzupassen und von Störeinflüssen unabhängig zu machen.

Im momentan eingesetzten Konzept zur Konditionierung der Abgasrückführung dient die Frischluftmasse als Regelgröße, weil kein Messverfahren für den Abgasrückführmassenstrom den hohen Anforderungen an die Genauigkeit und die Haltbarkeit gerecht wird. Bei dieser

gewissermaßen frischluftbasierten Ersatzregelung für die Abgasrückführung wird angenommen, dass die vom Motor aufgenommene Ladungsmasse für einen Betriebspunkt auch bei einer Änderung des Abgasrückführmassenstromes annähernd konstant bleibt und somit sich die Frischluftmasse gegenläufig zur Abgasrückführmasse verhält.

Die Einrichtung zur Regelung der Frischluftmasse unterteilt sich in die drei Komplexe Sollwertberechnung, Stellwertberechnung und Vorsteuerung. **Abbildung 53** zeigt das Blockschaltbild dieses Systems.

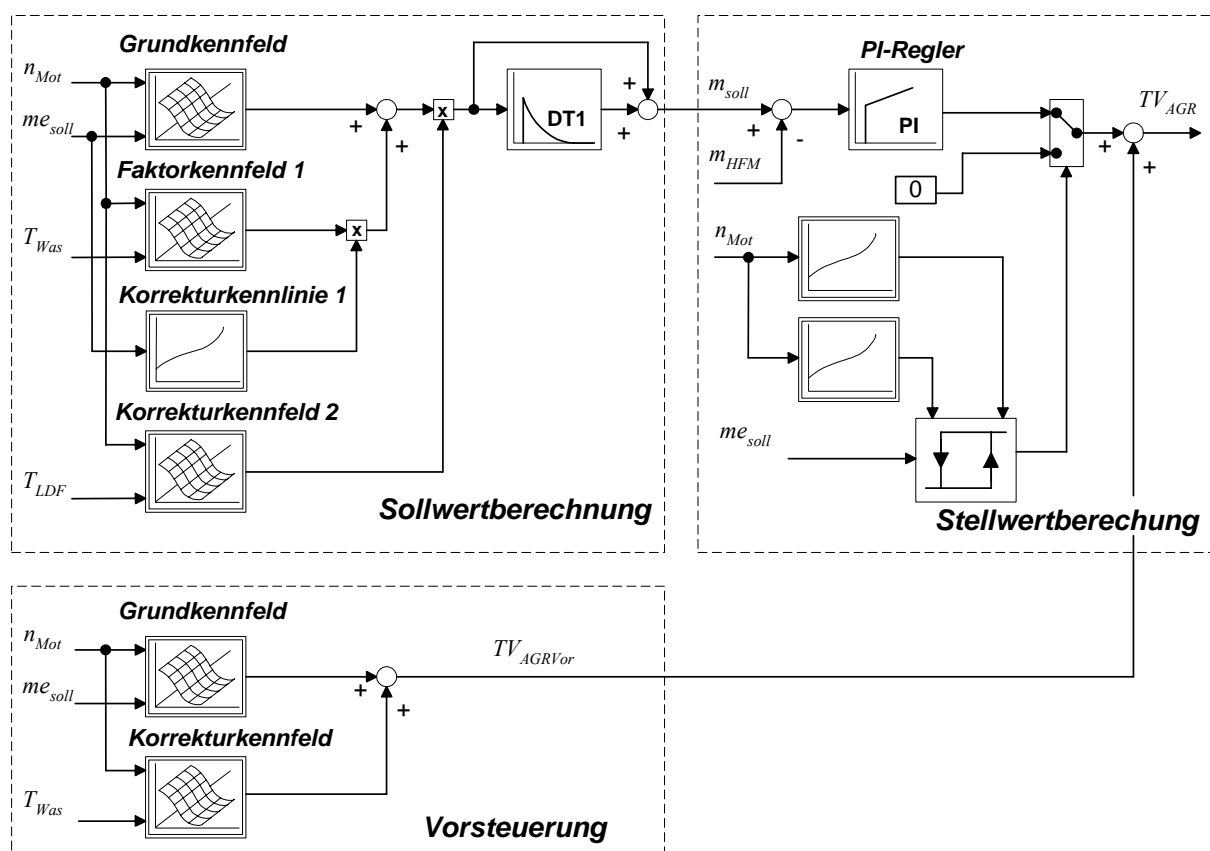


Abbildung 53: Blockschaltbild der Regeleinrichtung für die Frischluftmasse

In der Sollwertstruktur wird der Grundwert für den Frischluftmassensollwert aus einem Kennfeld in Abhängigkeit von der Wunschkraftstoffmasse und der Motordrehzahl bestimmt und anschließend durch Korrekturgrößen ergänzt. Die Korrekturen haben zwei wesentliche Aufgaben. Einerseits wird die Menge des zurückgeführten Abgases an den jeweiligen Betriebszustand des Motors für eine emissionsoptimale Verbrennung angepasst und andererseits sollen erfassbare Störauswirkungen auf die Zylinderfüllung kompensiert werden,

um die geforderte Abgasrückführmasse bereitzustellen. Damit das Abgasrückführventil bei Laständerungen schnell genug reagiert, wird der ermittelte Sollwert abschließend durch ein DT1-Glied kurzzeitig verstärkt.

Die Regelung der Frischluftmasse wird durch einen PI-Regler mit unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren für positive und negative Regelabweichungen realisiert. Der PI-Regler berechnet in Abhängigkeit vom Verlauf der Regeldifferenz die Stellgröße, das Tastverhältnis TV_{AGR} zur Ansteuerung des Abgasrückführventils. Die Stellgröße wird auf einen Minimal- und einen Maximalwert begrenzt. Im Falle der Erreichung einer dieser Begrenzungen wird der I-Anteil des Reglers eingefroren.

Die parallel zur Regelung angeordnete Vorsteuerung berechnet einen Erwartungswert der Stellgröße aus der Wunschkraftstoffmasse und der Motordrehzahl, der auf den Reglerausgang addiert wird. Die Vorsteuerung erhöht die Einstellgeschwindigkeit der Frischluftmasse ohne die Stabilität des geschlossenen Regelkreises zu gefährden. Auch der Grundsollwert für die Vorsteuerung wird zur Kompensation von Betriebsbedingungen korrigiert.

4.1.2 Ladedruckregelung

Das dieselmotorische Verbrennungsverfahren benötigt auf Grund der inneren heterogenen Gemischbildung und der damit zusammenhängenden Neigung zur Rußbildung ein globales Luftmassenverhältnis größer als eins. In den vergangenen Jahren konnte zwar der Grad des benötigten Luftüberschusses durch eine verbesserte Gemischbildung mit neuen Hochdruckeinspritzkonzepten stetig reduziert werden, aber dennoch sind Aufladeverfahren notwendig, um hohe spezifische Leistungen zu erzeugen (vgl. Kapitel 2.1.2). Auch bei dem Konzept der Aufladung durch einen Abgasturbolader ist eine Regelung erforderlich, um jeweils eine unerwünschte Erhöhung der Bauteilbeanspruchung und des Kraftstoffverbrauchs, sowie eine Verschlechterung der Abgasemissionen und eine Verringerung des Druckgefälles über dem Abgasrückführventil zu vermeiden.

Im derzeitigen Motormanagement erfolgt dies durch Regelung des Ladedruckes mit Hilfe der variablen Turbinengeometrie des Abgasturboladers. Der Grund für die Wahl des Ladedruckes als Regelgröße ist das zuverlässige und kostengünstige Verfahren für die Messung des Ladedruckes. **Abbildung 54** zeigt schematisch das Blockschaltbild für die Ladedruck-

regeleinrichtung, die ebenso wie die Frischluftmassenregeleinrichtung aus den drei Teilstrukturen Sollwertberechnung, Stellwertberechnung und Vorsteuerung besteht.

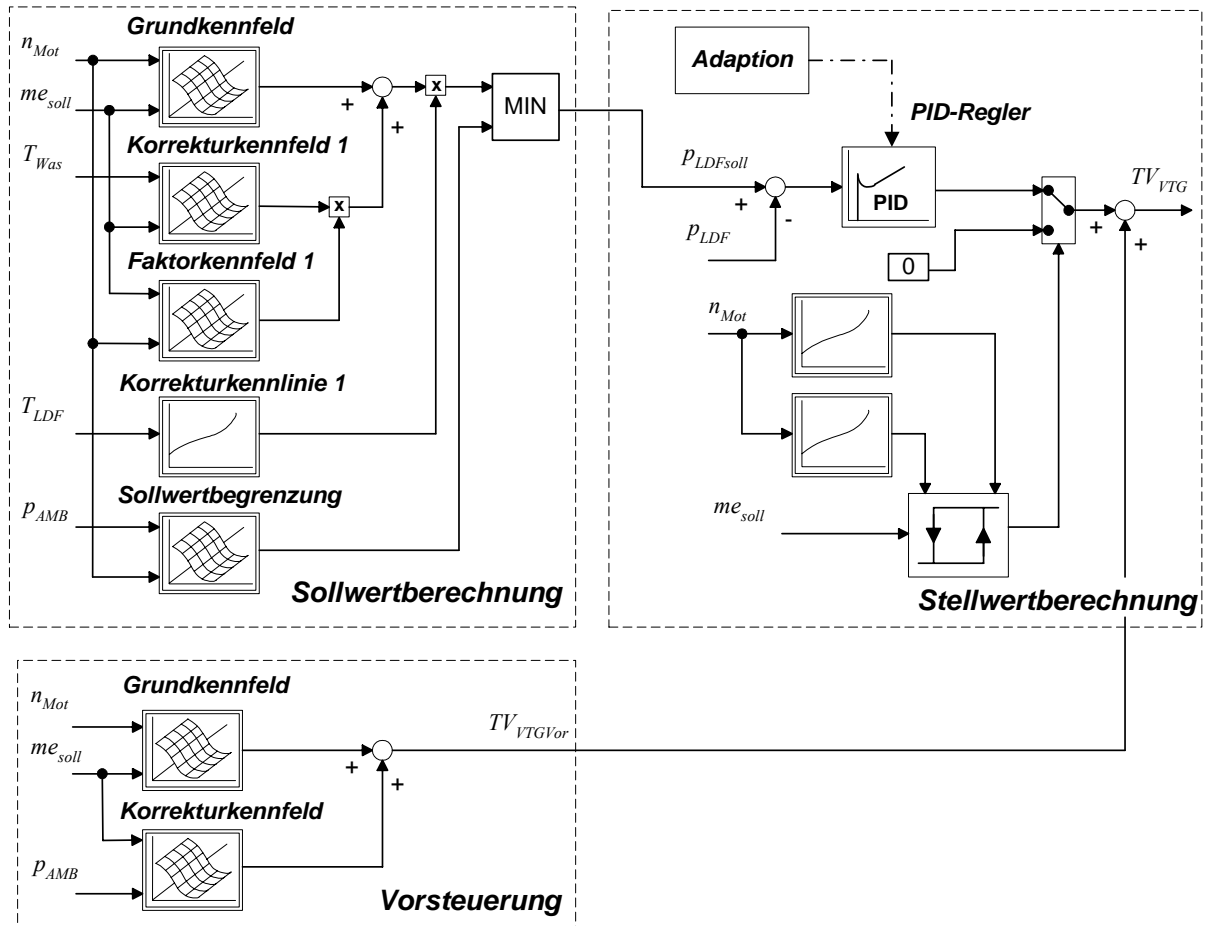


Abbildung 54: Blockschaltbild der Ladedruckregeleinrichtung

Der Grundsollwert für den Ladedruck wird aus dem Grundkennfeld in Abhängigkeit von der Kraftstoffeinspritzmasse und der Motordrehzahl bestimmt. Zur Kompensation des höheren Luftaufwandes bei kaltem Motor wird der Grundwert zunächst mit einem motorkühlwassertemperaturabhängigen Wert additiv korrigiert. Um auch den Einfluss der Ladungstemperatur auf die Zylinderfüllung zu berücksichtigen, wird der Ladedrucksollwert abschließend in Abhängigkeit von der Ladelufttemperatur multiplikativ korrigiert. Zum Schutz des Kolbenmotors und des Abgasturboladers ist der Sollwert auf einen Maximalwert begrenzt.

Die Ladedruckregelung beinhaltet ebenso wie die Frischluftmassenregelung eine parallele Vorsteuerung zur Erhöhung der Regelgeschwindigkeit und zur Verbesserung der Regelgüte. Der Vorsteuerwert wird in Abhängigkeit von der Motordrehzahl, der Kraftstoffeinspritzmasse und dem Umgebungsdruck in einer Kennfeldstruktur ermittelt.

Die Regelung des Ladedrucks erfolgt mit einem PID-Regler, dessen Parameter in Abhängigkeit von dem Kraftstoffmassenstrom adaptiert werden. Darüber hinaus sind die Verstärkungsfaktoren für positive und negative Regelabweichungen unterschiedlich. Bei kleinen Kraftstoffeinspritzmassen wird die Regelung deaktiviert und nur das Tastverhältnis der Vorsteuerwert für die Leitschaufelverstellung verwendet.

4.1.3 Betrachtung des stationären Verhaltens

Zusammensetzung und Masse der Zylinderladung beeinflussen maßgeblich die vom Motor ausgestoßenen Abgasemissionen. Die Frischluftmassen- und Ladedruckregelung haben daher die Aufgabe, möglichst robust gegenüber Betriebseinflüssen ein optimales Gasgemisch für den jeweiligen Betriebspunkt einzustellen. Bei der Untersuchung des stationären Verhaltens sollen beide Regelverfahren in Kombination betrachtet werden, da sowohl die Frischluftmasse als auch der Ladedruck jeweils eine Wirkung auf die Zusammensetzung und die Masse der Zylinderladung haben.

Die Zylinderladungsmasse ist, wie in Kapitel 3.1 beschrieben, von der Dichte im Saugrohr, vom Hubvolumen und dem Luftaufwand abhängig. Dadurch eignet sich der Ladedruck nur bedingt als Regelgröße für die Turboaufladung. Die aktuelle Zylinderfüllung kann durch verschiedene Einflussgrößen vom gewünschten Wert signifikant abweichen. Diese Einflüsse lassen sich nach ihrer Wirkung einerseits auf die Gasdichte im Saugrohr und andererseits auf den Luftaufwand unterteilen. In der **Tabelle 4** werden die verschiedenen Einflüsse auf die Zylinderfüllung genannt und bewertet.

Tabelle 4: Die Wirkung verschiedener Einflüsse auf die Ladungsmasse

	Wirkung auf die Gasdichte im Saugrohr	Wirkung auf den Luftaufwand
Umgebungstemperatur	groß	keine
Umgebungsdruck	Einfluss bei inaktiver Ladedruckregelung im unteren Last- und Drehzahlbereich	keine
Kühlwassertemperatur	Groß (AGR-Kühlung)	groß
Bauteiltoleranzen	gering	groß

Die Umgebungstemperatur hat z.B. nur eine Wirkung auf die Dichte im Saugrohr, da die Ansaugtemperatur und die Kühlwirkung des Ladeluftkühlers sowie die Wärmeabgabe des Abgasrückführrohrs beeinflusst werden. Die Kühlwassertemperatur hingegen beeinflusst sowohl die Ladungsdichte im Saugrohr über die Temperatur des zurückgeführten Abgases als auch den Luftaufwand. Allgemein steigt der Luftaufwand mit sinkender Kühlwassertemperatur, weil das Gasgemisch beim Ladungswechsel weniger erhitzt wird und somit der Dichteverlust geringer ausfällt.

Die Abhängigkeit der Zylinderfüllung von der Dichte im Saugrohr soll im Folgenden näher untersucht werden. Zu diesem Zweck wurde ein Betriebspunkt gewählt, bei dem der Ladedruck gesteuert wird und damit der Ladedruck und die Saugrohrtemperatur direkt durch die Umgebungsbedingungen definiert werden. Die Untersuchung basiert auf der Füllungsbestimmung mit Hilfe des Luftaufwandes (vgl. Gleichung (3.2)), der für den Betriebspunkt als konstant angenommen wird. **Abbildung 55** zeigt den Einfluss des Saugrohrdrucks und der Saugrohrtemperatur auf die Ladungsmasse im Zylinder.

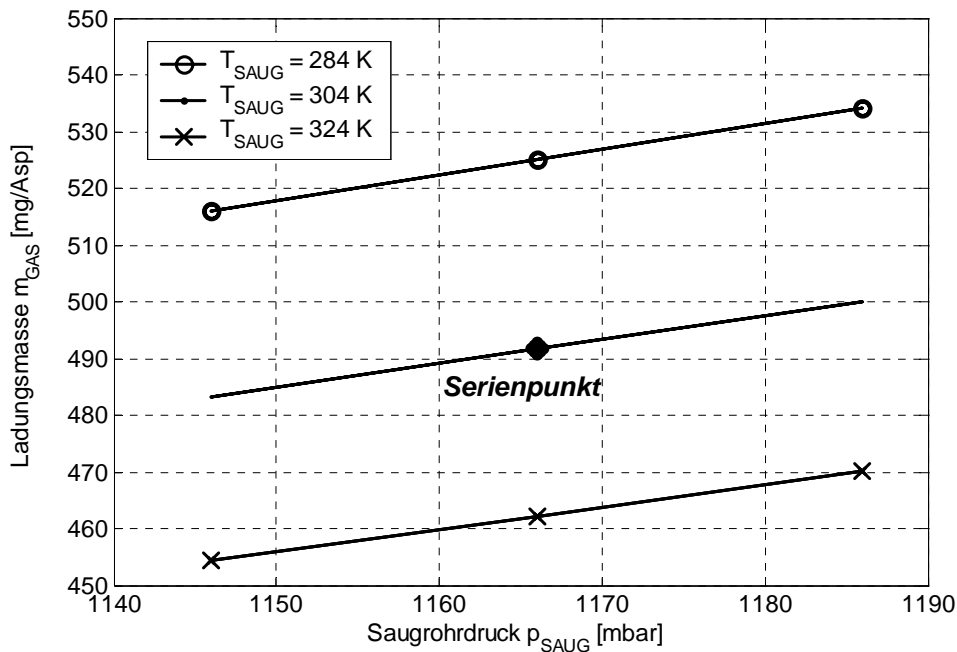


Abbildung 55: Einfluss der Gasdichte im Saugrohr auf die Zylinderfüllung m_{Gas} bei dem Betriebspunkt $n_{MOT} = 1250 \text{ min}^{-1}$ und $M_e = 85 \text{ Nm}$

Eine Abweichung der Temperatur im Saugrohr um 20 K hat bereits eine relative große Änderung der Zylinderfüllung von 35 mg/Hub zur Folge. Dazu kommt noch die Wirkung des Saugrohrdrucks, so dass allein durch die Umgebungsbedingungen große Abweichungen in der Ladungsmasse entstehen können. Die Vielzahl der Einflussgrößen auf die Zylinderfüllung weist darauf hin, dass trotz Einsatz der Ladedruckregelung große Unterschiede in der Ladungsmasse zu erwarten sind.

Im nachfolgenden Abschnitt wird die Frischluftmassenregelung im Hinblick auf den stationären Betrieb bewertet. Wie eingangs beschrieben, wird die Abgasrückführmasse zwar indirekt über die Frischluftmasse geregelt, kann aber dennoch nicht genau eingestellt werden, da sie auch von der Zylinderfüllung abhängt. Durch einen Versuch wird gezeigt, welchen Einfluss die Zylinderladungsmasse bei aktiver Frischluftmassenregelung auf die Abgasemissionen hat. Zu diesem Zweck werden systematisch Unterschiede in der Zylinderfüllung generiert und danach die emittierten Stickoxid- und Partikelemissionen beobachtet. Um große Abweichungen in der Zylinderfüllung an einem Motor unter gleichen Betriebsbedingungen zu realisieren, wird die Ladedruckregelung deaktiviert und das

Tastverhältnis der Leitschaufelstellung von Hand eingestellt und damit der Ladedruck in beabsichtigter Weise geändert.

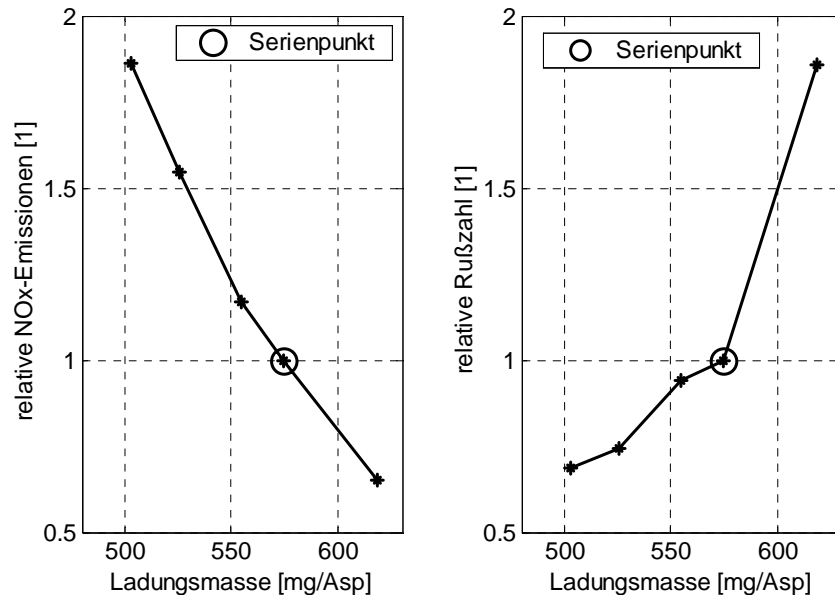


Abbildung 56: Variation der Ladungsmasse m_{Gas} bei dem Betriebspunkt $n_{MOT} = 1880 \text{ min}^{-1}$ und $M_e = 90 \text{ Nm}$ sowie aktiver Frischluftmassenregelung

Die **Abbildung 56** zeigt die relative Stickoxid- und Partikelemissionen für einen ausgewählten stationären Betriebspunkt bei aktiver Frischluftmassenregelung und Variation der Ladungsmasse durch Änderung des Ladedrucks. Es zeigt sich, dass dabei sowohl die Stickoxidemission als auch die Rußzahl maßgeblich von der Ladungsmasse abhängen. Mit sinkender Ladungsmasse steigt die relative Stickoxidemission sehr stark an und erreicht schon bei einer Abnahme um 50 mg/Hub einen Wert, der 150% der Emissionen des Serienpunktes entspricht. Die Rußzahl sinkt dabei nur relativ gering. Mit steigender Ladungsmasse hingegen wird die Bildung der Stickoxide schwächer, während die Rußzahl sehr stark ansteigt. Der Grund für dieses Verhalten wird bei näherer Betrachtung des zurückgeführten Abgases deutlich. Mit der konstant geregelten Frischluftmasse ergibt sich bei einer erhöhten Ladungsmasse eine größere Abgasrückführmasse, wodurch die Partikelentstehung begünstigt wird. Bei einer kleineren Ladungsmasse wird dagegen zu wenig Abgas zurückgeführt und dadurch die Stickoxidentstehung verstärkt.

Die Betrachtung zeigt eindeutig, dass die Frischluftmassenregelung auf Unterschiede in der Zylinderfüllung sehr empfindlich mit Wirkungen auf die Abgasemission reagiert. Mit den genannten Störeinflüssen auf die Zylinderfüllung ist der hier angenommene Fall des Auftretens von Füllungsunterschieden trotz Ladedruckregelung prinzipiell möglich, womit die beiden Regelverfahren bereits im stationären Betrieb nicht optimal sind.

4.1.4 Betrachtung des instationären Verhaltens

Im instationären Betrieb werden die im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Probleme der Luftsystemregelung noch verstärkt. Die Problematik ergibt sich im aktuellen Regelungskonzept zum einen in der Prozessführung durch den Ladedruck und die Frischluftmasse und zum anderen in der Kopplung der beiden Regelkreise.

Zu den stationär wirkenden Einflüssen, kommt in dynamischen Zuständen eine weitere Fehlerquelle zum Tragen. Der nach einem Lastwechsel durch den Abgasturbolader bedingte träge Ladedruckaufbau verursacht, dass bei der relativ schnellen Regelung der Frischluftmasse zu wenig Abgas zurückgeführt wird, weil der Motor weniger Gasgemisch aus dem Saugrohr ansaugt. Dieser Effekt wird zudem noch durch ein fehlerbehaftetes Signal vom Frischluftmassensensor durch das Massenspeicherverhalten der Luftstrecke geprägt. Deshalb kann die erforderliche Abgasrückführmasse bei dynamischem Motorbetrieb nur sehr ungenau mit Hilfe der Frischluftmassenmessung realisiert werden. Bei Übertragung der Ergebnisse des stationären Emissionsverhaltens (vgl. **Abbildung 56**) auf den dynamischen Motorbetrieb zeigt sich, dass der Motor im instationären Betrieb nur bedingt emissionsoptimal durch die Frischluftmassenregelung betrieben werden kann, da bereits sehr kleine Abweichungen die Entstehung einer Schadstoffkomponente begünstigt.

Außerdem wird das Einregeln des Ladedrucks und der Frischluftmasse durch gegenseitige Kopplungen erschwert und damit die Entstehung weiterer vorübergehend erheblich schlechterer Abgasemissionswerte ausgelöst. Kopplungen sind unerwünschte Quereinflüsse zwischen verschiedenen Regelungen einer Mehrgrößenregelstrecke. Im vorliegenden Fall wird z.B. die Regelgröße Frischluftmasse sowohl durch das Abgasrückführventil (Stellglied der Frischluftmassenregelung) als auch, in allerdings geringem Maße, durch die Leitschaufelstellung des Abgasturboladers (Stellglied der Ladedruckregelung) beeinflusst. In

dem gegenwärtig aktuellen Regelungskonzept wird dieses Problem durch eine Abschaltung oder Applikation von sehr kleinen Regelparametern der Ladedruckregelung im Abgasrückführbereich gelöst. Mit der Abschaltung oder langsamen Regelung des Ladedrucks können sich allerdings Abweichungen in der Zylinderfüllung ergeben, so dass keine optimale Zumessung der Abgasrückführung möglich ist.

Die Untersuchung des gesamten Regelungskonzepts ergab, dass durch die Regelgrößen „Frischlufthmasse“ und „Ladedruck“ nur bedingt eine optimale Luftführung gegeben ist. So wurden bereits im Stationärbetrieb verschiedene Fehlerquellen aufgezeigt, die im transienten Motorbetrieb noch verstärkt werden und eine Verschiebung im NO_x-Partikel-Trade-Off zur Folge haben. Im Zusammenhang mit den stetig sinkenden Emissionsgrenzwerten müssen nicht nur das Grundniveau der Abgasemission sondern auch der Betrag der absoluten Streuungen reduziert werden. Es ist fraglich, ob dies mit dem derzeit angewendeten Verfahren zur Regelung des Luftsystems möglich ist.

4.2 Sollwertstruktur für die Regelung der Abgasrückführung und Aufladung

Die vorangegangene Untersuchung hat aufgezeigt, dass die Wahl der Regelgrößen entscheidend für das Abgasverhalten des Dieselmotors ist. Mit der Entwicklung des zylinderdruckbasierten Füllungsmodells (vgl. Kapitel 3) steht eine Vielzahl von Prozessgrößen aus dem Ein- und dem Auslasstrakt als Regelgrößen für die Abgasrückführung und die Aufladung zur Verfügung.

Für das neue Konzept zur Regelung der Abgasrückführung und der Aufladung werden Regelgrößen mit zwei wesentlichen Voraussetzungen angestrebt. Einerseits soll jeweils die Korrelation zwischen der Regelgröße und der Abgasemission möglichst hoch sein, damit das Emissionsverhalten des Motors gegenüber Betriebseinflüssen und Bauteiltoleranzen sehr robust wird. Andererseits soll das Übertragungsverhalten²³ der offenen Regelstrecke

²³ Das stationäre und dynamische Verhalten zwischen Stellgröße und Regelgröße

möglichst linear sein und dabei eine geringe Verzögerungsordnung aufweisen, damit die Regelungsstruktur und deren Entwurf²⁴ möglichst einfach gehalten werden können. Bei vielen Regelungsaufgaben erfüllt eine Regelgröße häufig nicht beide Voraussetzungen. In diesen Fällen eignet sich häufig eine so genannte Kaskadenstruktur [Leo 1981], um gleichzeitig die Vorteile einer schnellen Regelung und einer optimalen Prozessführung zu erzielen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ebenfalls eine angepasste Kaskadenstruktur verwendet.

4.2.1 Auswahl abgasrelevanter Prozessgrößen für die Regelung der Abgasrückführung und Aufladung

Bei einem Dieselmotor mit Direkteinspritzung gelangt der Kraftstoff unter hohem Druck direkt in dem Brennraum. Da der Kraftstoff und das Gasgemisch nicht homogen vorgemischt sind, sondern erst bei der inneren Gemischbildung und Verbrennung gemischt werden, wird das Verfahren als nichtvorgemischte Verbrennung bezeichnet [Pis 2002]. Die Abläufe bei der Gemischbildung und Verbrennung sind äußerst komplex. Obwohl das globale Luftverhältnis bei heutigen Dieselmotoren im Teillastbereich trotz Abgasrückführung zum Teil größer $\lambda = 2$ ist, findet die Verbrennung in dem Bereich von $0.3 < \lambda < 1.5$ statt. Im Brennraum sind während der Verbrennung Zonen von reinem Kraftstoff ($\lambda = 0$) bis reiner Luft ($\lambda = \infty$) zu finden.

Die Abgasrückführung nimmt bei dem Prozess der Gemischbildung und Verbrennung sowie der Nachoxidation von Schadstoffen eine entscheidende Rolle ein. Durch Erhöhen des Inertgasanteils wird der Zündverzug bei der inneren Gemischbildung durch den Inertgaseffekt²⁵ verlängert und dabei die Durchmischung und Verdampfung vor dem Einsetzen der Verbrennung verbessert. Weiterhin wird der Sauerstoffgehalt der Zylinderladung durch die Abgasrückführung verringert, weshalb die Kraftstoffverbrennung eine größere Ladungsmasse erfordert. Gleichzeitig steigt die spezifische Wärmekapazität durch den Abgasanteil in der Ladungsmasse an. Diese Effekte führen alle dazu, dass die

²⁴ Der Entwurf einer Regelung beinhaltet die Wahl und Parametrierung des Reglers

²⁵ Die Inertgase bilden eine Art thermische Isolationsschicht zwischen den Kraftstoffmolekülen und dem Sauerstoff

lokalen Spitzentemperaturen während der Verbrennung gesenkt werden und in Verbindung mit dem reduzierten Sauerstoffanteil weniger Stickoxide entstehen. Da aber die an der Verbrennung teilnehmende Ladungsmasse vergrößert wird, nehmen lokale Kraftstoffanhäufungen und infolgedessen die Rußentstehung zu, obwohl ein globaler Luftüberschuss im Brennraum vorliegt.

Die Gemischbildung und die Verbrennung finden in lokalen Bereichen und nicht im gesamten Brennraum gleichzeitig statt. Alle beschriebenen Vorgänge, die durch die Abgasrückführung beeinflusst werden, hängen hauptsächlich von der Konzentration des Abgases oder des Sauerstoffs in der Zylinderladung ab. Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll, eine Gaskonzentration oder ein Konzentrationsverhältnis als Regelgröße für die Abgasrückführung zu wählen. Die Konzentration des Abgases in der Zylinderladung kann durch die in **Tabelle 5** aufgeführten Kenngrößen beschrieben werden.

Tabelle 5: Kenngrößen zur Beschreibung der Abgaskonzentration in der Zylinderladung

	Definition	Beschreibung
Externe Abgasrückführrate r_{AGR}	$r_{AGR} = \frac{m_{AGR}}{m_{Gas}}$	Das Verhältnis aus zurückgeführter Abgasmasse zur Gesamtladungsmasse
Frischlufmassenrate r_{FRL}	$r_{FRL} = 1 - r_{AGR}$	Das Verhältnis aus Frischluftmasse zur Gesamtladungsmasse
Externe Sauerstoffrate r_{O_2}	$r_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_{Gas}}$	Das Verhältnis aus Sauerstoffmasse zur Gesamtladungsmasse

Im Rahmen dieser Arbeit wird die externe Abgasrückführrate r_{AGR} als Regelgröße für die Abgasrückführung gewählt. Eigentlich eignet sich die externe Sauerstoffrate besser für eine Regelung, weil der Inertgasanteil der zurückgeführten Abgase indirekt berücksichtigt wird und somit Abweichungen in der Kraftstoffmasse kompensiert werden. Für dieses Konzept ist jedoch eine genaue Messung der Sauerstoffkonzentration im Abgas erforderlich, was aus Kostengründen derzeit nicht bei allen Konzepten angestrebt wird. Außerdem wird die

Frischluftmasse durch die kombinierte Regelung der Abgasrückführrate und der Zylinderfüllung indirekt eingestellt. Zusammen mit der Kraftstoffeinspritzmasse, die durch die im Abschnitt 2.3.3 vorgestellte pmi- Regelung sehr genau eingestellt wird, ist die Sauerstoffkonzentration des Abgases in jedem Betriebspunkt definiert.

Die Rußbildung wird außer durch die Abgasrückführrate auch noch durch die gesamte im Brennraum befindliche Ladungsmasse beeinflusst, weil hierdurch das Volumen des Flammenbereichs festgelegt wird. Deshalb soll die Zylinderfüllung als Regelgröße für die Aufladung dienen.

Abschließend werden die Regelgrößen im Hinblick auf das Abgasemissionsverhalten des Motors verglichen. Zu diesem Zweck wird analog zur Bewertung der aktuellen Regelungsstrategie vorgegangen. In einem Versuch wird die Zylinderfüllung variiert und bei gleichzeitiger Regelung der Abgasrückführrate der Einfluss beider Regelgrößen auf die Abgasemission untersucht. In **Abbildung 57** sind die relative Stickoxid- und die relative Partikelemission über der Ladungsmasse aufgetragen.

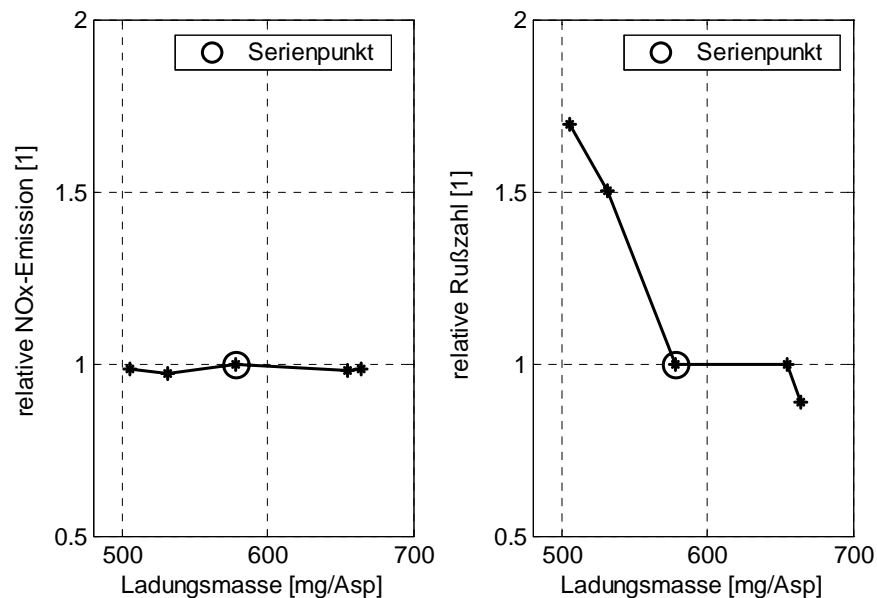


Abbildung 57: Variation der Ladungsmasse m_{Gas} bei dem Betriebspunkt $n_{MOT} = 1880 \text{ min}^{-1}$ und $M_e = 90 \text{ Nm}$ sowie aktiver Abgasrückführregelung

Der Versuch zeigt, dass die Stickoxidentstehung bei konstant geregelter Abgasrückführtrate unabhängig von der Ladungsmasse ist. Die Rußzahl ist ebenfalls bei größeren Ladungsmassen im Vergleich zum Auslegungspunkt annähernd konstant. Lediglich eine verringerte Ladungsmasse hat, wie erwartet, eine Erhöhung der Rußzahl zur Folge. Durch die Untersuchung kommt die Zweckmäßigkeit einer kombinierten Regelung der Abgasrückführtrate und der Gesamtfüllung zum Ausdruck. Die Abgasrückführtrate scheint der entscheidende Faktor für die Schadstoffbildung zu sein. Eine simultane Regelung der beiden Zustandsgrößen ermöglicht einen Motorbetrieb, bei dem die Schadstoffbildung weitestgehend von Streuungen und Betriebseinflüssen unabhängig ist.

4.2.2 Kaskadenregelung der Abgasrückführtrate

Im vorangegangenen Abschnitt wurde die Auswahl der Abgasrückführtrate als Regelgröße für die Abgasrückführung und die Gesamtfüllung als Regelgröße für die Aufladung dargelegt. Dabei lag allerdings das Hauptaugenmerk nur auf dem Abgasverhalten. Um auch den Anforderungen nach einer optimalen offenen Regelstrecke gerecht zu werden, kommt im vorliegenden Fall eine Kaskadenregelung der Abgasrückführtrate zum Einsatz. Bei diesem Konzept wird die Abgasrückführtrate nicht direkt sondern über die Abgasrückführmasse eingestellt, während die Regelung der Gesamtfüllung direkt erfolgt.

Die Kaskadenregelung für die Abgasrückführtrate verbessert die Regelgüte, da schon das stationäre Übertragungsverhalten der Abgasrückführtrate im Vergleich zur Abgasrückführmasse stärker ausgeprägte Nichtlinearitäten aufweist und die offene Strecke vergleichsweise träge reagiert. Um das dynamische Übertragungsverhalten verschiedener Kenngrößen zur Beschreibung der Abgasrückführung zu vergleichen, wurde der Abgasrückführsteller TV_{AGR} bei einem konstanten Betriebspunkt sprungförmig variiert. Die **Abbildung 58** zeigt den dadurch hervorgerufenen zeitlichen Verlauf der Abgasrückführtrate r_{AGR} , Abgasrückführmasse m_{AGR} und der Frischluftmasse m_{HFM} .

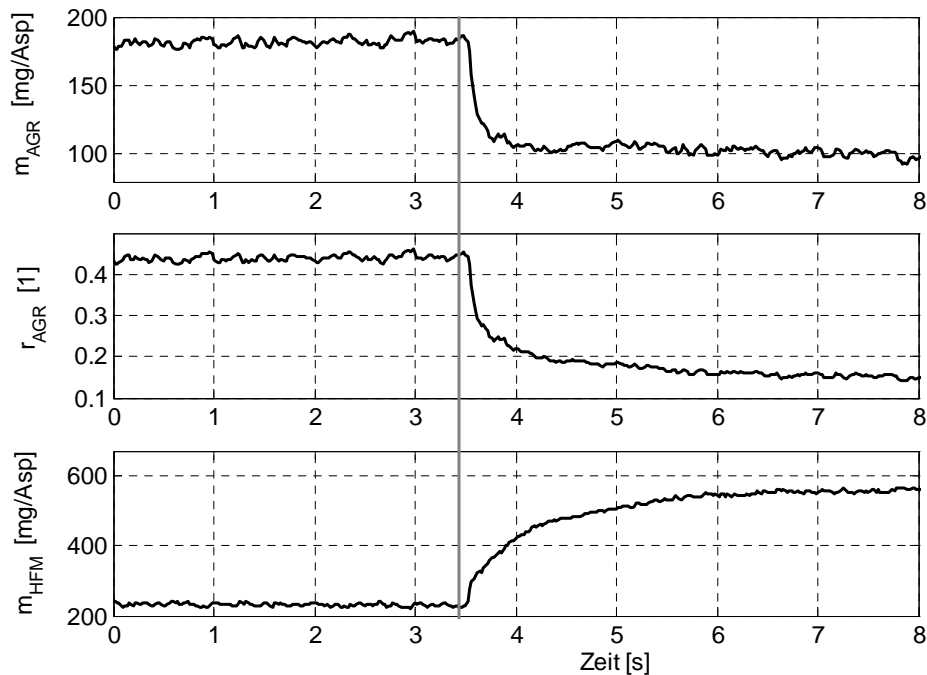


Abbildung 58: Sprungantwort verschiedener Kenngrößen der Abgasrückführung am Betriebspunkt $n_{MOT} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $M_e = 60 \text{ Nm}$

Der Vergleich der einzelnen Übergangsfunktionen zeigt deutliche Unterschiede. Die Frischluftmasse m_{HFM} verhält sich sehr träge und erreicht erst nach ca. 2.5 Sekunden den stationären Endwert. Die Abgasrückführrate r_{AGR} verläuft zu Beginn verhältnismäßig schnell und geht auch in eine träge Phase über. Dieses Verhalten ist durch den trägen Ladedruckaufbau zu erklären. Sowohl die Frischluftmasse als auch die Abgasrückführrate hängen nicht nur von dem Querschnitt des Abgasrückführventils sondern auch von der Gesamtfüllung ab. Die Abgasrückführmasse m_{AGR} erreicht dagegen schon nach 0.5 Sekunden annähernd einen eingeschwungenen Zustand.

Eine schnelle und robuste Regelung erfordert eine möglichst lineare Regelstrecke mit einer verzögerungsarmen Sprungantwort. Dementsprechend erscheint die Abgasrückführmasse als am besten für den inneren Regelkreis der Kaskadenstruktur geeignet. Die kaskadierte Abgasrückführratenregelung wird in der Sollwertstruktur realisiert.

4.2.3 Entwicklung der kaskadierten Sollwertstruktur

Die Aufgabe der kaskadierten Sollwertstruktur ist, bei dem jeweiligen Betriebszustand zunächst die Sollwerte für die Zylinderfüllung und die Abgasrückführrate zu bestimmen und diese dann zusammen in den Sollwert für die Abgasrückführmasse umzuwandeln. In **Abbildung 59** ist das Blockschaltbild hierfür dargestellt.

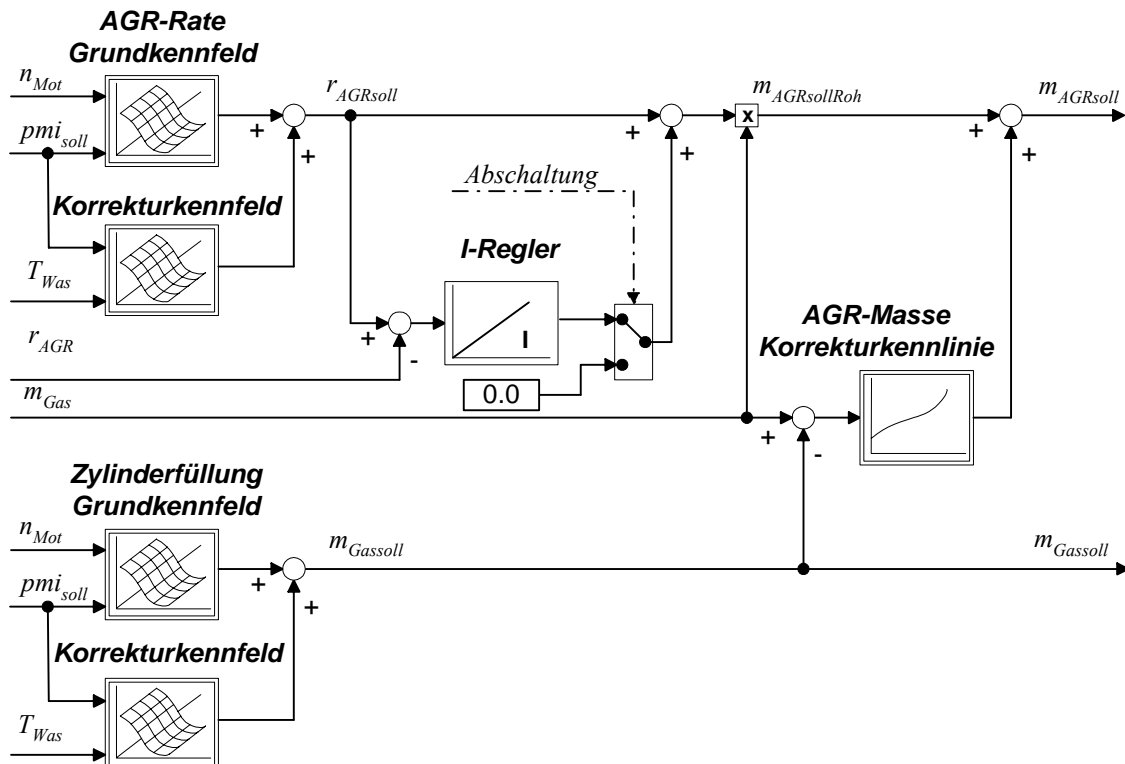


Abbildung 59: Sollwertstruktur für die Abgasrückführraten- und Zylinderfüllungsregelung

Die Grundsollwerte für die Abgasrückführrate $r_{AGRsoll}$ und die Zylinderfüllung $m_{Gassoll}$ werden jeweils aus einem Grundkennfeld und einem Korrekturkennfeld in Abhängigkeit von der Drehzahl, dem Sollwert des indizierten Mitteldrucks und der Wassertemperatur berechnet. Der Rohsollwert für die Abgasrückführmasse $m_{AGRsollRoh}$ ergibt sich durch Multiplikation des Sollwerts der Abgasrückführrate mit der aktuellen Zylinderfüllung (vgl. Gleichung (3.40)). Um insbesondere bei Lastanforderungen eine erhöhte Partikelemission zu vermeiden (vgl. **Abbildung 57**) und den Ladedruckaufbau zu beschleunigen, wird der Rohwert in Abhängigkeit von der Differenz zwischen Soll- und Istfüllung angepasst. Zur dynamischen Optimierung wird der Korrekturwert durch eine Kennlinie verstärkt.

Die Regelung der Zylinderfüllung wird prinzipbedingt bei kleinen Einspritzmengen deaktiviert. Aus diesem Grund ist es notwendig, den Sollwert der Abgasrückführrate durch einen I-Regler in Form einer Kaskadenregelung nachzuregeln, da eine Abweichung zwischen der Soll- und der Istfüllung eine Korrektur des Sollwertes der Abgasrückführmasse bewirkt. Die Kaskadenregelung wirkt nur bei inaktiver Füllungsregelung im eingeschwungenen Zustand. Der I-Regler wird bei aktiver Füllungsregelung auf Null geschaltet und eingefroren. Beim Zustandswechsel von aktiver zu inaktiver Füllungsregelung wird der I-Regler mit dem eingefrorenen Wert vorbelegt.

4.3 Identifikation der Mehrgrößenregelstrecke

Für viele Aufgabenstellungen in der Regelungstechnik erfordert die jeweilige Lösung ein genaues mathematisches Modell für das dynamische und stationäre Übertragungsverhalten [Raa 1993]. In Kapitel 2 wurden die grundsätzlichen Methoden der Modellbildung (theoretische und experimentelle Modellbildung) vorgestellt. Die Vorgänge im gekoppelten System Einlasstrakt-Kolbenmotor-Auslasstrakt lassen sich nur mit sehr großem Aufwand physikalisch beschreiben und in Form von linearen Differenzialgleichungen darstellen. Aus diesem Grund wird das Streckenmodell des Luftsystems mit Hilfe der experimentellen Modellbildung ermittelt.

4.3.1 Prozessbeschreibung

Das neue Konzept für die Regelung des Luftsystems nutzt die Abgasrückführmasse und die Zylinderfüllung als Regelgrößen. Der Stellzugriff erfolgt über das Tastverhältnis des Abgasrückführventils und über das Tastverhältnis der Leitschaufelverstellung des Abgasturboladers. Beide Stellglieder werden beim vorliegenden Versuchsträger durch eine Unterdruckdose in Verbindung mit einem elektropneumatischen Wandler (EPW) betätigt.

Im regelungstechnischen Sinn sind beide Hauptregelkreise miteinander gekoppelt, da die Leitschaufelstellung neben dem Ladedruck auch das Druckgefälle über dem Abgasrückführventil und dadurch auch den Abgasrückführmassenstrom beeinflusst. Der Ventilquerschnitt des Abgasrückführventils hat wiederum durch den veränderten

Turbinenmassenstrom eine Wirkung auf den Ladedruck und somit auf die Zylinderfüllung. Die Kopplungen auf den Regelkreis der Abgasrückführung sind zwar durch die Kaskadenstruktur verringert worden, aber dennoch ist die Wirkung nicht vernachlässigbar. Die Mehrgrößenregelstrecke ist darüber hinaus nichtlinear, sodass nicht nur die Streckenverstärkung der Hauptregelkreise, sondern auch deren Kopplungen von verschiedenen Betriebszuständen abhängen. Dieses Verhalten wird durch das elektro-pneumatische Ansteuerungskonzept sowie die komplexen Vorgänge im Ein- und Auslasstrakt des Kolbenmotors hervorgerufen.

4.3.2 Modellstruktur

Die Modellstruktur ist ausschlaggebend für die Genauigkeit der experimentellen Modellbildung. Die A-priori-Kenntnisse, die aus einer theoretischen Systemanalyse gewonnen werden können, beinhalten spezifische Eigenschaften der Regelstrecke und helfen bei der Wahl einer Modellstruktur. Aus der theoretischen Analyse der Mehrgrößenregelstrecke des Luftsystems ist bekannt, dass die Hauptregelkreise verkoppelt sind und darüber hinaus ein nichtlineares Übertragungsverhalten aufweisen. Als Modellstruktur wurde daher ein P-kanonisches Modell angenommen [Ise 1992/2]. Durch die ausgeprägten Nichtlinearitäten der Strecke ist es nicht möglich ein allgemeingültiges nichtlineares Streckenmodell zu formulieren. Um dennoch das nichtlineare Übertragungsverhalten zu berücksichtigen, wird der Betriebsbereich durch viele lokale Streckenmodelle abgebildet. Es wird dabei vorausgesetzt, dass sich der nichtlineare Prozess für kleine Änderungen um den Arbeitspunkt durch ein lineares Modell annähern lässt.

Das P-kanonische Modell lässt sich mathematisch durch ein allgemeines Übertragungsmatrix-Modell beschreiben

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & \dots & G_{1p} \\ G_{21} & G_{22} & \dots & G_{2p} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ G_{p1} & G_{p2} & \dots & G_{pp} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_p \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{y}(z^{-1}) = \mathbf{G}(z^{-1}) \cdot \mathbf{u}(z^{-1}) \quad (4.1)$$

Bei diesem Modell wird jede Ausgangsgröße y_i durch Addition der Wirkungen von Teilübertragungsfunktionen G_{ij} mit den Eingängen u_j berechnet. Verfügt die Strecke wie im vorliegenden Fall über gleich viele Ein- und Ausgänge, ist die Übertragungsmatrix $\mathbf{G}(z^{-1})$ quadratisch.

Folgende Namenskonventionen sollen bei der Identifikation der Mehrgrößenregelstrecke des Luftsystems gelten.

Tabelle 6: Namenskonvention der Mehrgrößenregelstrecke für das Luftsystem

Abkürzung	Physikalische Abkürzung	Beschreibung
Y_1	m_{AGR}	Abgasrückführmasse
Y_2	m_{Gas}	Zylinderfüllung
U_1	TV_{AGR}	Tastverhältnis Abgasrückführventil
U_2	TV_{VTG}	Tastverhältnis Leitschaufelstellung
G_{11}	-	Hauptübertragungsfunktion Abgasrückführung
G_{22}	-	Hauptübertragungsfunktion Zylinderfüllung
G_{12}	-	Kopplungsübertragungsfunktion $TV_{VTG} \rightarrow m_{AGR}$
G_{21}	-	Kopplungsübertragungsfunktion $TV_{AGR} \rightarrow m_{Gas}$

Abbildung 60 zeigt die P-kanonische Modellstruktur der linearisierten Mehrgrößenregelstrecke für das Luftsystem. Das Streckenmodell ist durch die Linearisierung nur für kleine Abweichungen um den Betriebspunkt gültig. Aus diesem Grund werden die Ein- und Ausgangsgrößen als kleine Änderung von einem vorausgegangen stationären Wert dargestellt.

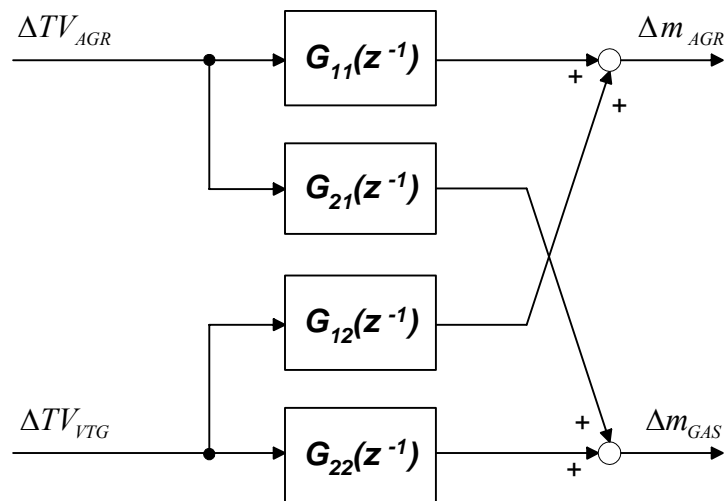


Abbildung 60: P-kanonische Modellstruktur der linearisierten Mehrgrößenregelstrecke für das Luftsystem

4.3.3 Identifikation der lokalen Teilübertragungsfunktionen

Die Identifikation der lokalen Teilübertragungsfunktionen G_{ij} erfolgt mit der in Kapitel 2.4.2 vorgestellten Methode der erweiterten Quadrate. Die hierfür benötigten Ein- und Ausgangssignale werden am Motorprüfstand durch dynamische Anregungen der Regelstrecke für definierte Betriebspunkte generiert.

Im Folgenden soll die Identifikation der lokalen Teilübertragungsfunktionen G_{ij} für den Betriebspunkt $n_{MOT} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 8 \text{ bar}$ exemplarisch dargestellt werden. Für die Messdatenermittlung werden der Betriebspunkt mit dem herkömmlichen Regelungskonzept angefahren und die Stellgrößen u_1 und u_2 eingefroren. Im Anschluss werden die Stellgrößen nacheinander sprunghaft um die Beträge Δu_1 und Δu_2 verändert und die sich dadurch ergebenden Änderungen der Ausgangsgrößen Δy_1 und Δy_2 aufgezeichnet. Es ist notwendig, die Stellgrößen nacheinander zu variieren und wieder auf das Anfangsniveau zurückzusetzen, weil das Überlagerungsprinzip nur für lineare Regelstrecken gültig ist. Bei einer kombinierten Anregung der nichtlinearen Regelstrecke können die Wirkungen der Eingangsgrößen auf die Ausgangsgrößen nicht eindeutig voneinander getrennt werden.

Als Modellstruktur wird bei allen Teilübertragungsfunktionen eine lineare, totzeitfreie z -Übertragungsfunktion zweiter Ordnung gewählt. Die Abtastzeit ist durch das zeitsynchrone Raster des EDC-Steuergerätes auf $T_0 = 0.02 \text{ sec}$ festgelegt

$$G_{ij}(z^{-1}) = \frac{y_j(z)}{u_i(z)} = \frac{b_1 \cdot z^{-1} + b_2 \cdot z^{-2}}{1 + a_1 \cdot z^{-1} + a_2 \cdot z^{-2}}. \quad (4.2)$$

Die Streckenverstärkung S_{ij} des Modells ergibt sich aus den Koeffizienten der z-Übertragungsfunktion zu

$$S_{ij} = \frac{b_1 + b_2}{1 + a_1 + a_2}. \quad (4.3)$$

In der ersten Testreihe werden die Regelstrecke mit dem Tastverhältnis des Abgasrückführventils u_1 angeregt und die Teilübertragungsfunktionen G_{11} und G_{21} aus der Streckenantwort identifiziert. Die Gesamtfüllung und die Abgasrückführmasse werden dabei mit Hilfe des Füllungsmodells (vgl. Kapitel 3) ermittelt. Das Ergebnis der Identifikation ist in **Abbildung 61** dargestellt.

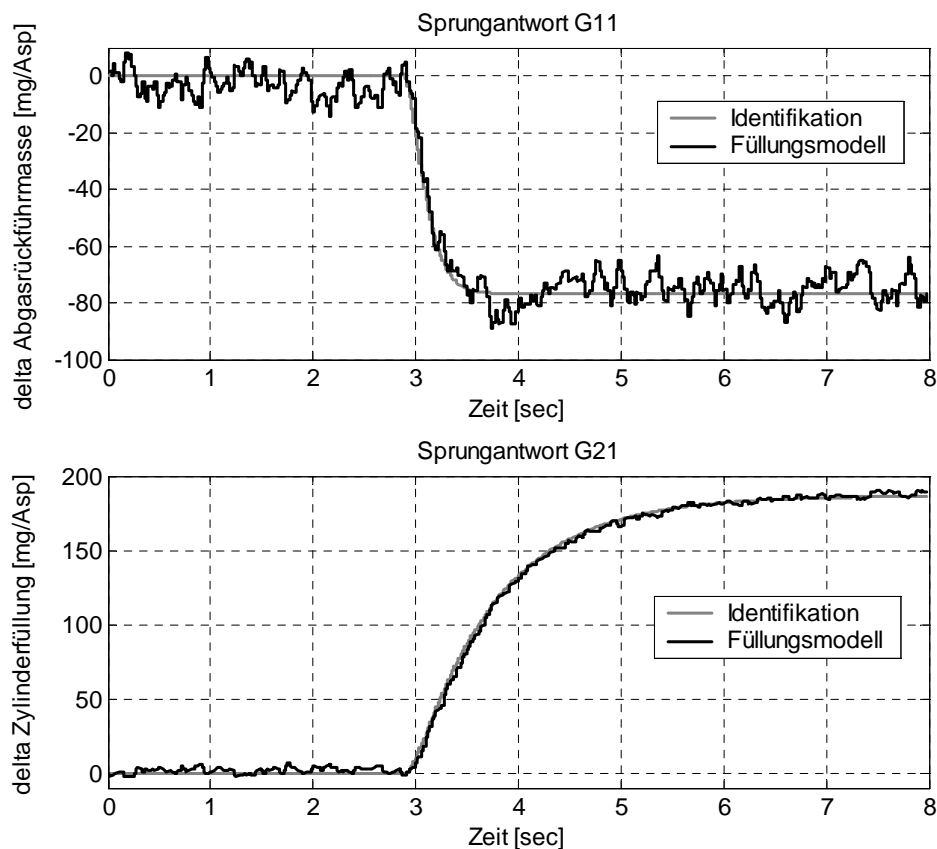


Abbildung 61: Gemessener und modellierter Signalverlauf bei der Identifikation der Teilübertragungsfunktionen G_{11} und G_{21}

Ein Vergleich zwischen der gemessenen und den modellierten Abgasrückführmasse y_1 zeigt, dass das Streckenverhalten trotz des stark verrauschten Ausgangssignals sehr gut nachgebildet wird. Das Modell für die Kopplung zwischen dem Tastverhältnis des Abgasrückführstellers und der Zylinderfüllung y_2 liefert ausgezeichnete Ergebnisse. Die Identifikation der Teilübertragungsfunktionen G_{11} und G_{21} aus der Streckenantwort ergab folgende Modelle:

$$G_{11}(z^{-1}) = \frac{\Delta y_1(z)}{\Delta u_1(z)} = \frac{0.03715 \cdot z^{-1} - 0.1417 \cdot z^{-2}}{1 - 1.711 \cdot z^{-1} + 0.7342 \cdot z^{-2}} \quad \text{mit } S_{11} = -4.506 \quad (4.4)$$

$$G_{21}(z^{-1}) = \frac{\Delta y_2(z)}{\Delta u_1(z)} = \frac{-0.04028 \cdot z^{-1} + 0.09191 \cdot z^{-2}}{1 - 1.781 \cdot z^{-1} + 0.7857 \cdot z^{-2}} \quad \text{mit } S_{21} = 10.985. \quad (4.5)$$

Zur Identifikation der Teilübertragungsfunktionen G_{12} und G_{22} wird das Tastverhältnis der Leitschaufelstellung u_2 sprungförmig erhöht und die Systemantwort der beiden Ausgänge aufgezeichnet. Folgende Modelle wurden aus der Streckenantwort gewonnen:

$$G_{12}(z^{-1}) = \frac{\Delta y_1(z)}{\Delta u_2(z)} = \frac{-0.07332 \cdot z^{-1} + 0.08723 \cdot z^{-2}}{1 - 1.877 \cdot z^{-1} + 0.8813 \cdot z^{-2}} \quad \text{mit } S_{12} = 3.235 \quad (4.6)$$

$$G_{22}(z^{-1}) = \frac{\Delta y_2(z)}{\Delta u_2(z)} = \frac{-0.01632 \cdot z^{-1} + 0.01793 \cdot z^{-2}}{1 - 1.921 \cdot z^{-1} + 0.9220 \cdot z^{-2}} \quad \text{mit } S_{22} = 1.598. \quad (4.7)$$

In **Abbildung 62** werden die gemessenen Signalverläufe der Abgasrückführmasse y_1 und der Zylinderfüllung y_2 mit den Modellantworten verglichen.

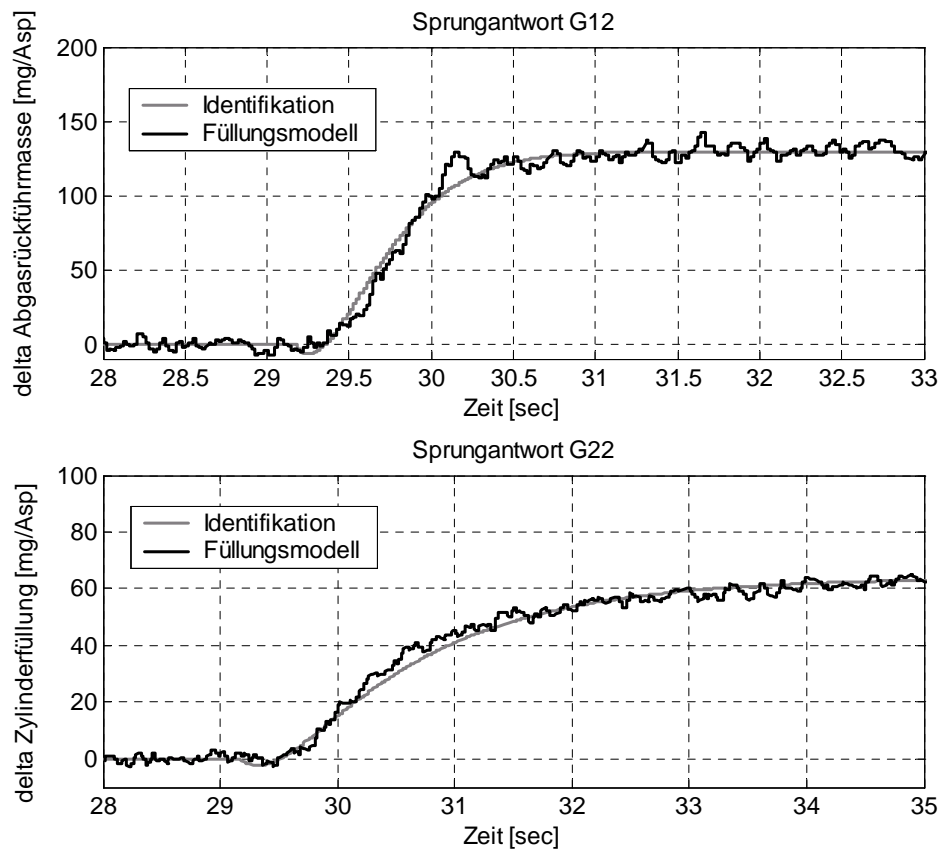


Abbildung 62: Gemessener und modellierter Signalverlauf bei der Identifikation der Teilübertragungsfunktionen G_{12} und G_{22}

Das Modell für die Teilübertragungsfunktion G_{12} gibt das dynamische Verhalten der Abgasrückführmasse gut wieder. Der simulierte Verlauf der Zylinderfüllung weist dagegen kleine Unterschiede im Vergleich zum gemessenen Signalverlauf auf. Dies ist auf die Wahl der geringen Verzögerungsordnung und die Annahme einer totzeitfreien Strecke bei der Modellierung zurückzuführen. Es zeigt sich jedoch, dass die Modellgüte für eine Reglersynthese ausreicht.

4.4 Abgasrückführmassen- und Füllungsregelung

Die Regelung der Abgasrückführung und der Aufladung ist nicht nur für die Fahrdynamik, sondern insbesondere für das Emissionsverhalten des Dieselmotors von Bedeutung. Die Kopplungen der Regelkreise und die Nichtlinearitäten erschweren das unabhängige Einstellen

beider Regelgrößen im dynamischen Betrieb. Daher kommt im Rahmen dieser Arbeit ein PID-Regler mit statischer Entkopplung, nichtlinearer Vorsteuerung und gesteuerter Parameteradaption zum Einsatz. Dieses Regelkonzept ermöglicht durch die Entkopplung das schnelle unabhängige Einstellen der Abgasrückführmasse und der Zylinderfüllung. Darüber hinaus bietet die PID-Regelung den Vorteil, dass der aus dem I-Anteil des Reglers kommende Stellgrößenanteil eingefroren, begrenzt und mit einem Wert vorbelegt werden kann. Diese Eigenschaft ist besonders für die Koordination beim Betriebszustandswechsel von aktiver zu inaktiver Füllungsregelung wichtig.

4.4.1 Aufbau und Funktionsprinzip der Abgasrückführmassen- und Füllungsregelung

Die Abgasrückführmassen- und Füllungsregelung unterteilt sich in Funktionen zur Regelung, Entkopplung, Vorsteuerung und Koordination. **Abbildung 63** zeigt das Blockschaltbild des entkoppelten Mehrgrößenreglers mit zwei Hauptreglern.

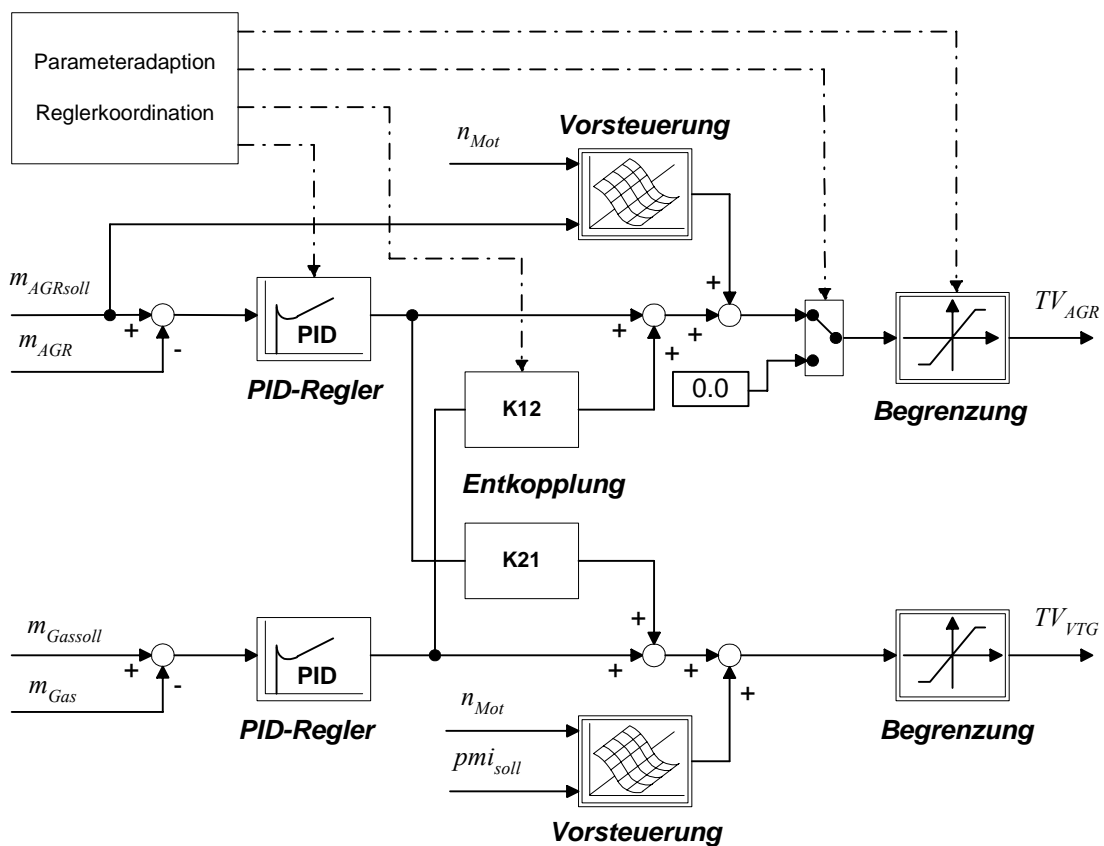


Abbildung 63: Blockschaltbild des Mehrgrößenreglers für die Regelung der Abgasrückführmasse und der Zylinderfüllung

Die Stellgröße für die Regelung der Abgasrückführmasse TV_{AGR} setzt sich aus verschiedenen Anteilen zusammen. Die Regeldifferenz wird aus dem aktuellen Istwert der vom Füllungsmodell bestimmten Abgasrückführmasse m_{AGR} und dem Sollwert aus der Sollwertstruktur $m_{AGRsoll}$ berechnet. In dem PID-Regler wird aus dem zeitlichen Verlauf der Regeldifferenz eine Stellgröße ermittelt. Die Verstärkungen der einzelnen Regleranteile (P-, I- und D-Anteil) werden dem jeweiligen Betriebspunkt angepasst und der I-Anteil je nach Zustand begrenzt oder mit bestimmten Werten vorbelegt. Um den Einfluss des PID-Reglers für die Zylinderfüllung auf die Abgasrückführmasse zu kompensieren, wird der Reglerausgang über die Entkopplung K12 additiv korrigiert. Der Entkopplungsfaktor wird ebenfalls in Abhängigkeit vom aktuellen Betriebspunkt durch ein Kennfeld festgelegt. Abschließend wird die Stellgröße durch einen gesteuerten Anteil ergänzt. Die Vorsteuerung hat die Aufgabe, die Stellgeschwindigkeit zu erhöhen und dabei die Stabilität des geschlossenen Regelkreises zu wahren. Allgemein entspricht die Vorsteuerung dem invertierten stationären Übertragungsverhalten der Hauptregelstrecke. Im Gegensatz zur frischluftbasierten Abgasrückführregelung dient der Sollwert direkt als Eingang für das Kennfeld der Vorsteuerung. Dies ist für die optimale Funktion der Sollwertstruktur notwendig. Die Korrektur in Abhängigkeit von der Differenz zwischen Soll- und Istfüllung (**Abbildung 59**) führt dazu, dass bei einem stationären Betriebspunkt verschiedene Abgasrückführmassensollwerte eingestellt werden. Mit dem Sollwert als Eingang wird auch dieser Fall in der Vorsteuerung berücksichtigt. Analog zum Hauptregelkreis der Abgasrückführung ist auch der Regelkreis für die Zylinderfüllung aufgebaut. Lediglich die Struktur der Vorsteuerung ist anders konzipiert. In diesem Fall dienen die Drehzahl und der Sollwert für den indizierten Mitteldruck als Eingang für die Vorsteuerung.

Im Funktionsblock „Reglerkoordination“ wird der Zustand der Mehrgrößenregelung festgelegt und der Zustandswechsel durch die Initialisierung der I-Anteile koordiniert. Im gesamten Kennfeldbereich gibt es vier verschiedene Betriebszustände:

- Füllungsregelung ohne Abgasrückführung
- Kombinierte Füllungsregelung und Abgasrückführmassenregelung
- Füllungssteuerung und Abgasrückführmassenregelung

- Füllungssteuerung ohne Abgasrückführmassenregelung

Die Regelung der Zylinderfüllung ist bei kleinen Turbinenmassenströmen problematisch, da die Streckenverstärkung und dadurch der Regelbereich sehr gering sind. Aus diesem Grund wird die Füllungsregelung unterhalb einer bestimmten Last- und Drehzahlschwelle deaktiviert. So wird unter anderem vermieden, dass der I-Anteil bei einer bleibenden Regelabweichung nicht in die Reglerbegrenzung läuft und beim Verlassen der kleinen Lastbereiche unerwünschte Überschwinger erzeugt. Die Abgasrückführung wird oberhalb einer bestimmten Last- und Drehzahlschwelle abgeschaltet und die Regelung zurückgesetzt. Ein Grund hierfür ist das mit steigender Last und Drehzahl immer kleiner werdende Druckgefälle über dem Abgasrückführventil. Außerdem wird bei höheren Lastpunkten und in Beschleunigungsphasen viel Frischluft zur Sicherstellung einer rußarmen Verbrennung benötigt. Damit besteht nur im mittleren Last- und Drehzahlbereich eine kombinierte Regelung der Zylinderfüllung und der Abgasrückführmasse (vgl. **Abbildung 64**).

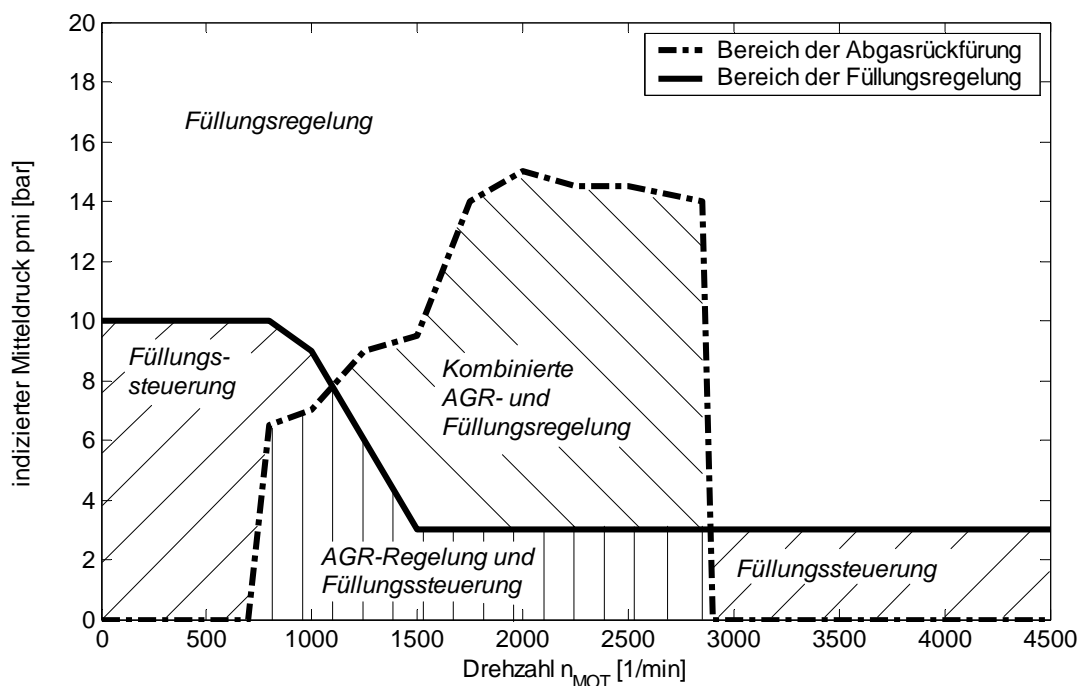


Abbildung 64: Betriebsbereiche der Füllungssteuerung, Füllungsregelung- und Abgasrückführmassenregelung

PID-Regler

Der PID-Regler besteht aus einem proportionalen (P), einem integralen (I) und einem differenziellen Anteil (D). Der D-Anteil wird bei der numerischen Umsetzung durch ein DT1-Glied angenähert, da ein ideales differenzielles Übertragungsverhalten nicht realisierbar ist. Bei diesem Übertragungsglied handelt es sich um ein Differenzialglied, das um ein Verzögerungsglied erster Ordnung ergänzt ist. Damit das Verhalten des PIDT1-Reglers möglichst dem Verhalten eines PID-Reglers entspricht, ist die Zeitkonstante der Filterung sehr klein gewählt worden. Aus diesem Grund kann der PIDT1-Regler auch weiterhin als PID-Regler bezeichnet werden. Das Blockschaltbild des PID-Reglers ist in **Abbildung 65** dargestellt.

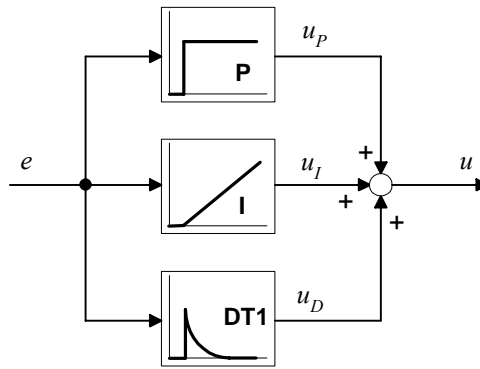


Abbildung 65: Blockschaltbild des PID-Reglers

Die Übertragungsfunktion des PID-Reglers im Zeitbereich

$$G_{PID}(s) = \frac{u}{e} = K_P + \frac{K_I}{s} + \frac{T_D \cdot s}{1 + T_1 \cdot s} \quad (4.8)$$

kann durch eine Transformation in den diskreten z-Bereich überführt werden:

$$G_{PID}(z^{-1}) = \frac{u(z)}{e(z)} = K_P + \frac{K_I \cdot T_0 \cdot z^{-1}}{1 - z^{-1}} + \frac{K_D \cdot (1 - z^{-1})}{1 - e^{-\frac{T_0}{T_1}} \cdot z^{-1}} \quad \text{mit} \quad K_D = \frac{T_D}{T_0}. \quad (4.9)$$

Die Parameter des PID-Reglers (K_P , K_I , T_I und K_D) können mit geeigneten Methoden in Verbindung mit dem Streckenverhalten ermittelt werden.

4.4.2 Gesteuerte Parameteradaption

Aus der Identifikation ist bekannt, dass das Übertragungsverhalten der Hauptübertragungsfunktionen vom Betriebspunkt abhängt. Diese Eigenschaft muss beim Reglerentwurf berücksichtigt werden. Ein linearer PID-Regler mit konstanten Parametern kann die geforderte Regelgüte nicht erreichen, da die Stabilität des geschlossenen Regelkreises unter allen Betriebsbedingungen sichergestellt werden muss. Ein Regelverfahren, bei dem ein gutes Regelverhalten und die Stabilität gleichzeitig erreicht werden, ist die gesteuerte Parameteradaption [Sch 2002]. Bei diesem Konzept werden alle Parameter des PID-Reglers in geeigneter Form an den jeweiligen Betriebszustand angepasst. Voraussetzung bei diesem Konzept ist, dass die Zustände, die das Übertragungsverhalten der Regelstrecke bestimmen, messbar sind. Die Parameter für den gesamten Betriebsbereich werden z.B. in einem Kennfeld abgelegt und mit einer festen Zuordnungsvorschrift (Adaptionsgesetz) ausgewählt. Um die Stabilität einer gesteuerten Adaption beim Reglerentwurf sicherzustellen, dürfen keine internen Größen des Regelkreises in das Adaptionsgesetz zurückgeführt werden.

Das Übertragungsverhalten des Luftsystems wird durch sehr viele Zustände beeinflusst, sodass beim Entwurf der Parameteradaption nur die wichtigsten Zustände berücksichtigt werden können. Das sind beim Regelkreis der Abgasrückführmasse der Sollwert und die Drehzahl sowie beim Regelkreis der Füllung der indizierte Mitteldruck und die Drehzahl. Die gesteuerte Adaption der Regelparameter wird durch eine Kennfeldstruktur umgesetzt, bei der jeder Parameter in Abhängigkeit von der entsprechenden Eingangsgröße im Betrieb angepasst wird. Die Regelparameter werden mit Hilfe der numerischen Parameteroptimierung (vgl. Unterkapitel 4.5) für jeden Betriebspunkt berechnet und in Kennfeldern abgelegt.

4.4.3 Stationäre nichtlineare Entkopplung

Die grundsätzliche Idee der Entkopplung besteht darin, die Querempfindlichkeiten in der Mehrgrößenregelstrecke durch eine gezielte Kopplung der Stellgrößen aufzuheben [Leo 1981]. Die Entkopplung hat den Vorteil, dass sich die Regelkreise nicht gegenseitig beeinflussen und dadurch das Regelverhalten verbessert wird. Darüber hinaus können die bekannten Entwurfsmethoden für einschleifige Regelkreise beim Entwurf von Mehrgrößenregelungen angewendet werden.

Abbildung 66 zeigt das entsprechende Blockdiagramm einer Struktur zur Entkopplung eines diskreten Regelkreises.

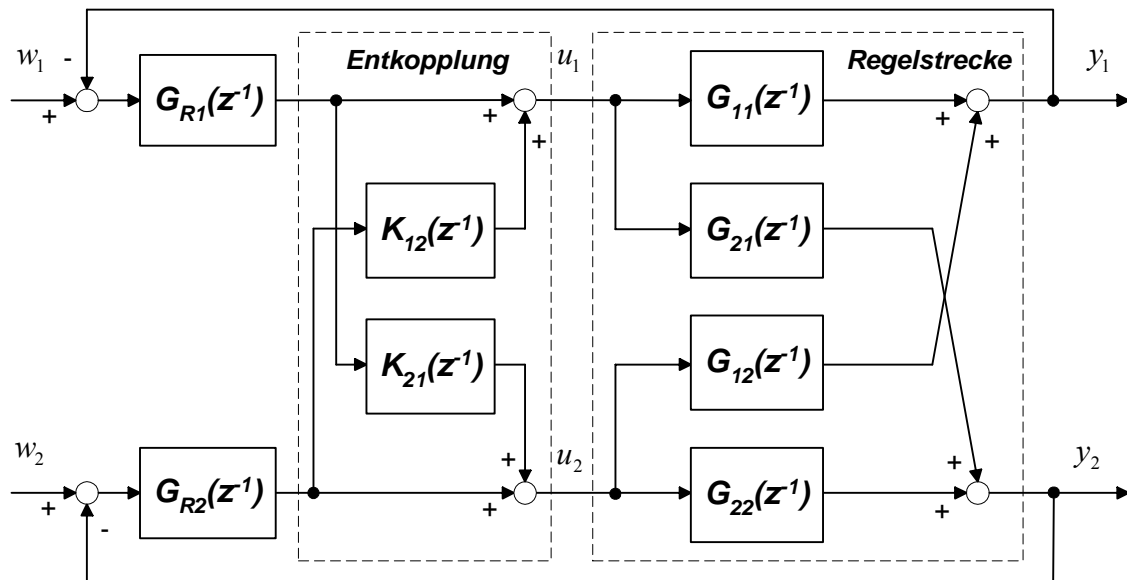


Abbildung 66: Blockschaltbild einer entkoppelten Regelstrecke

Die Entkopplungs-Übertragungsfunktionen $K_{ij}(z^{-1})$ für eine vollständige Entkopplung können aus den Teilübertragungsfunktionen $G_{ij}(z^{-1})$ wie folgt bestimmt werden:

$$K_{12}(z^{-1}) = -\frac{G_{12}(z^{-1})}{G_{11}(z^{-1})}, \quad K_{21}(z^{-1}) = -\frac{G_{21}(z^{-1})}{G_{22}(z^{-1})}. \quad (4.10)$$

Die Applikation einer vollständigen Entkopplung ist durch die vielen Parameter der Übertragungsfunktionen sehr aufwendig. Insbesondere für nichtlineare Regelstrecken, bei denen der Betriebspunkt häufig gewechselt wird, ist eine vollständige Entkopplung nicht darstellbar. In vielen Fällen liefert eine stationäre Entkopplung aber schon ausreichend gute Ergebnisse. Der Entkopplungsfaktor K_{ij} für eine stationäre Entkopplung ergibt sich aus den Verstärkungen S_{ij} der Teilübertragungsfunktionen

$$K_{12} = -\frac{S_{12}}{S_{11}}, \quad K_{21} = -\frac{S_{21}}{S_{22}}. \quad (4.11)$$

Das nichtlineare Übertragungsverhalten der Regelstrecke äußert sich unter anderem in einer Veränderung der Prozessverstärkungen. Zur Realisierung einer ausreichenden Entkopplung müssen daher die Entkopplungsfaktoren in geeigneter Weise an den Betriebspunkt angepasst werden. Dies kann durch eine gesteuerte Parameteradaption der Regelparameter geschehen (vgl. Abschnitt 4.4.2). Analog zur Parameteradaption der PID-Regelung werden die Entkopplungsfaktoren für die betrachteten Betriebspunkte bestimmt und in zwei Kennfelder abgelegt. In diesem Fall sind die Drehzahl und der indizierte Mitteldruck als Eingangsgrößen der Kennfelder gewählt worden.

4.5 Entwurf der PID-Regelung durch numerische Parameteroptimierung

Im Folgenden Abschnitt wird ein Entwurfsverfahren für PID-Regler vorgestellt, das auf einer numerischen Parameteroptimierung basiert ([Ise 1988] und [Kna 1993]). Mit diesem Verfahren zur Reglersynthese werden die Regelparameter für ausgewählte Betriebspunkte bestimmt und durch Interpolation in die Kennfelder der gesteuerten Parameteradaption übertragen.

4.5.1 Numerische Parameteroptimierung

Beim Entwurf der PID-Regelung mit Hilfe der numerischen Parameteroptimierung werden folgende Eigenschaften der Ersatzregelstrecken vorausgesetzt:

- Vollständige Entkopplung der Hauptregelstrecke
- Die Übertragungsfunktion der Vorsteuerung ist die invertierte Streckenverstärkung
- Lineares Streckenverhalten bei kleinen Änderungen um den Betriebspunkt

Ausgangspunkt der Optimierung ist ein parametrisches Modell des zu regelnden Prozesses. Der grundsätzliche Gedanke der numerischen Parameteroptimierung besteht darin, die Regelparameter

$$\mathbf{K}^T = [K_p \quad K_I \quad K_D] \quad (4.12)$$

mit einem geeigneten Verfahren so zu bestimmen, dass eine Verlustfunktion ein Minimum annimmt. Die Zeitkonstante T_I des DT1-Glieds wird bei der Reglersynthese vorgegeben. Als Verlustfunktion wird ein quadratisches Gütekriterium aus der Regeldifferenz und der Stellgrößenänderung gewählt

$$V(\mathbf{K}^T) = \sum_{k=0}^M \left[(w(k) - y(k))^2 + r \cdot S^2 \cdot (u(k) - u(k-1))^2 \right]. \quad (4.13)$$

Mit Hilfe des Faktors r kann die Gewichtung zwischen Stelleistung und Regeldifferenz verschoben werden, um dadurch die Regelgeschwindigkeit und die Stabilitätsreserve des geschlossenen Regelkreises einzustellen. Damit der Gewichtungsfaktor unabhängig von der Streckenverstärkung ist, wird die quadratische Stelleistung mit dem Verstärkungsfaktor S^2 normiert.

Die Verlustfunktion V wird für einen Parametervektor \mathbf{K}^T aus dem zeitlichen Verlauf der Regeldifferenz und der Stelleistung über M Simulationsschritte berechnet. **Abbildung 67** zeigt den Ersatzregelkreis und die Anordnung zur Berechnung der Verlustfunktion.

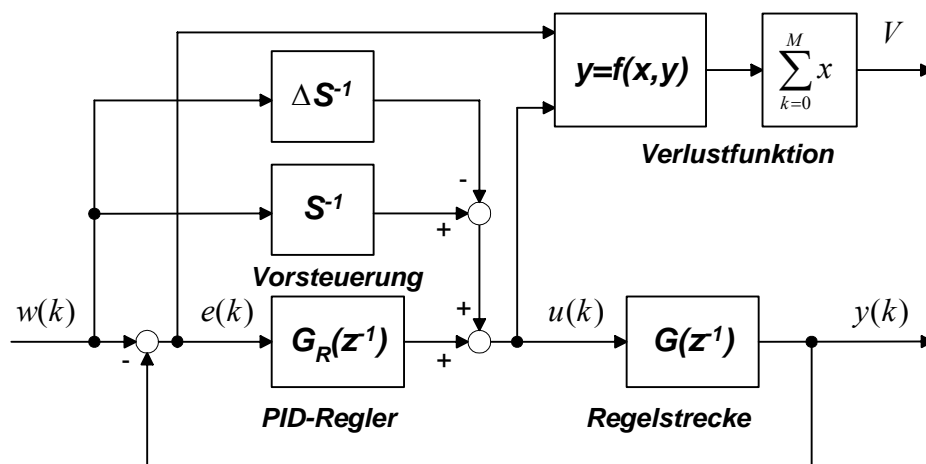


Abbildung 67: Anordnung zur Berechnung der Verlustfunktion

Der Ersatzregelkreis besteht aus einem PID-Regler, einer stationären Vorsteuerung und einer linearen Übertragungsfunktion. Da die Vorsteuerung in der Praxis durch den Einfluss von Störgrößen fehlerhaft ist, wird zusätzlich ein Fehlerterm ΔS^{-1} in die Regelstrecke eingeführt. Die in **Abbildung 67** gezeigte Struktur wird durch einen Satz von Differenzgleichungen für

den Regler und die Regelstrecke nachgebildet und die Verlustfunktion wird mit geeigneter Anregung $w(k)$ für M Zeitschritte berechnet.

Die Minimierung der Verlustfunktion kann mit verschiedenen Methoden erfolgen. So sind grundsätzlich numerische Such- und Gradientenverfahren gut geeignet eine schnelle Lösung zu finden. Ist jedoch genügend Rechenkapazität verfügbar, eignet sich ein so genanntes Rasterverfahren besser, da Such- und Gradientenverfahren oft nur lokale Minima der Verlustfunktion finden. Bei der Rasterermittlung dagegen wird die Verlustfunktion für einen definierten Bereich mit ausreichender Auflösung berechnet und das globale Minimum ermittelt. Dabei werden alle möglichen Variationen der Regelparameter berücksichtigt. In einem zweiten Schritt wird der Bereich um das globale Minimum feiner aufgelöst und jeweils der Wert der Parameter entsprechend bestimmt.

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Synthese der Hauptregelkreise für ausgewählte Betriebspunkte exemplarisch dargestellt und die lokale Regelgüte bewertet.

4.5.2 Entwurf der Abgasrückführmassenregelung

Die freien Parameter der numerischen Parameteroptimierung müssen in geeigneter Weise an den Prozess und das geforderte Regelverhalten angepasst werden. Die im Abschnitt 4.2.1 durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass die Schadstoffbildung maßgeblich durch die Abgasrückführrate beeinflusst wird. Ein emissionsoptimaler Motorbetrieb setzt dadurch eine möglichst schnelle Regelung der Abgasrückführmasse bei gleichzeitiger Stabilität der geschlossenen Regelkreises voraus. Dieses Verhalten wird durch die Vorsteuerung und einen großen Gewichtungsfaktor der Stelleistung ($r = 15$) erreicht. Der relative Fehler der Vorsteuerung ist je nach Betriebszustand größer als 10% ($\Delta S^{-1} = 0.1$).

Folgende Parameter wurden mit der numerischen Parameteroptimierung für den Betriebspunkt $n_{MOT} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 8 \text{ bar}$ ermittelt:

$$\mathbf{K}^T = [K_p \quad K_I \quad K_D] = [0.051 \quad 0.123 \quad 0.023] \quad (4.14)$$

Zur Bewertung der lokalen Regelgüte wird die Ersatzregelstrecke mit den berechneten Parametern versehen und ein Sollwertsprung simuliert. **Abbildung 68** zeigt den Verlauf der Regel- und Stellgröße nach einem Führungsgrößensprung.

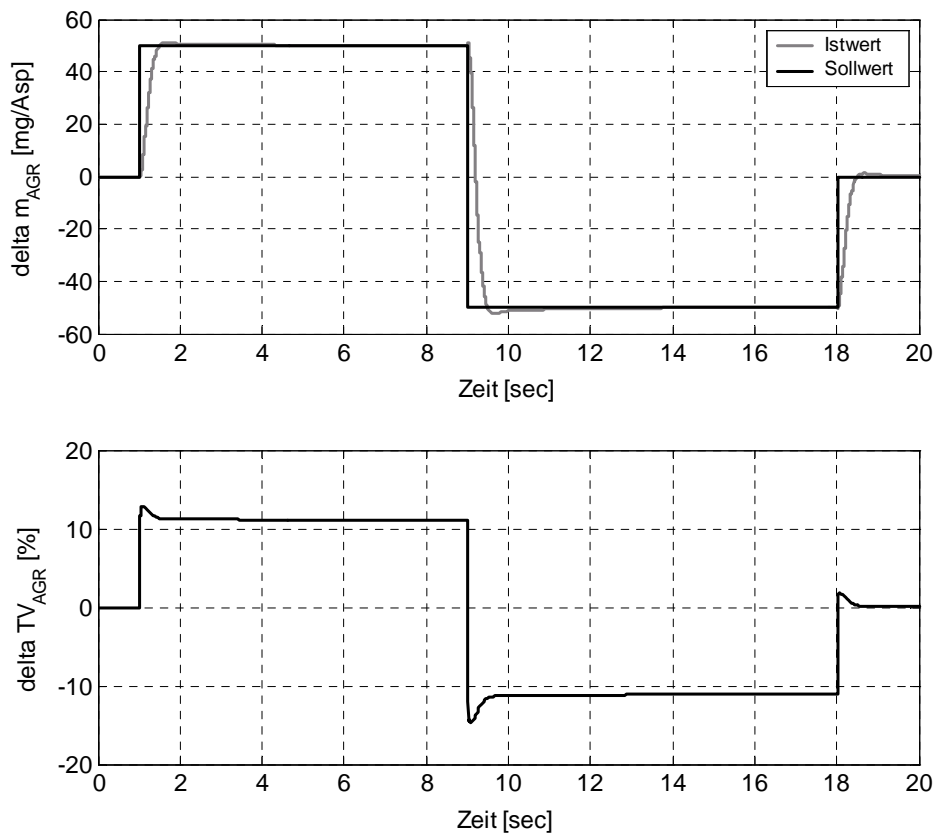


Abbildung 68: Abgasrückführmassenregelung bei dem Betriebspunkt $n_{MOT} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 8 \text{ bar}$ nach einem Führungsgrößensprung

Die lokale Regelgüte der Abgasrückführmassenregelung entspricht den hohen Anforderungen einer optimalen Gasführung. Die Regelgröße erreicht schnell den Sollwert ohne dabei ein starkes Überschwingen zu erzeugen.

4.5.3 Entwurf der Füllungsregelung

Das geforderte Regelverhalten der Zylinderfüllung ist im Gegensatz zur Abgasrückführmassenregelung vom Betriebszustand abhängig. So wird im kombinierten Regelbereich eine träge Füllungsregelung angestrebt, um zusammen mit der stationären Entkopplung eine

schnelle Regelung der Abgasrückführrate zu gewährleisten. Dagegen wird im Bereich ohne Abgasrückführung eine schnelle Füllungsregelung angestrebt, da einerseits zu hohe Ladedrücke den Motor beschädigen können und andererseits bei hohen Lastpunkten die notwendige Füllung schnell bereitgestellt werden muss.

Bei der Reglersynthese im kombinierten Regelbereich wird ein sehr großer Gewichtungsfaktor ($r = 180$) und ein kleiner Fehlerterm der Vorsteuerung ($\Delta S^{-1} = 0.12$) gewählt. Mit den berechneten Regelparametern

$$\mathbf{K}^T = [K_p \quad K_I \quad K_D] = [0.111 \quad 0.074 \quad 0.055] \quad (4.15)$$

ergibt sich das in **Abbildung 69** dargestellte träge Regelverhalten der Füllungsregelung nach einem Führungsgrößensprung.

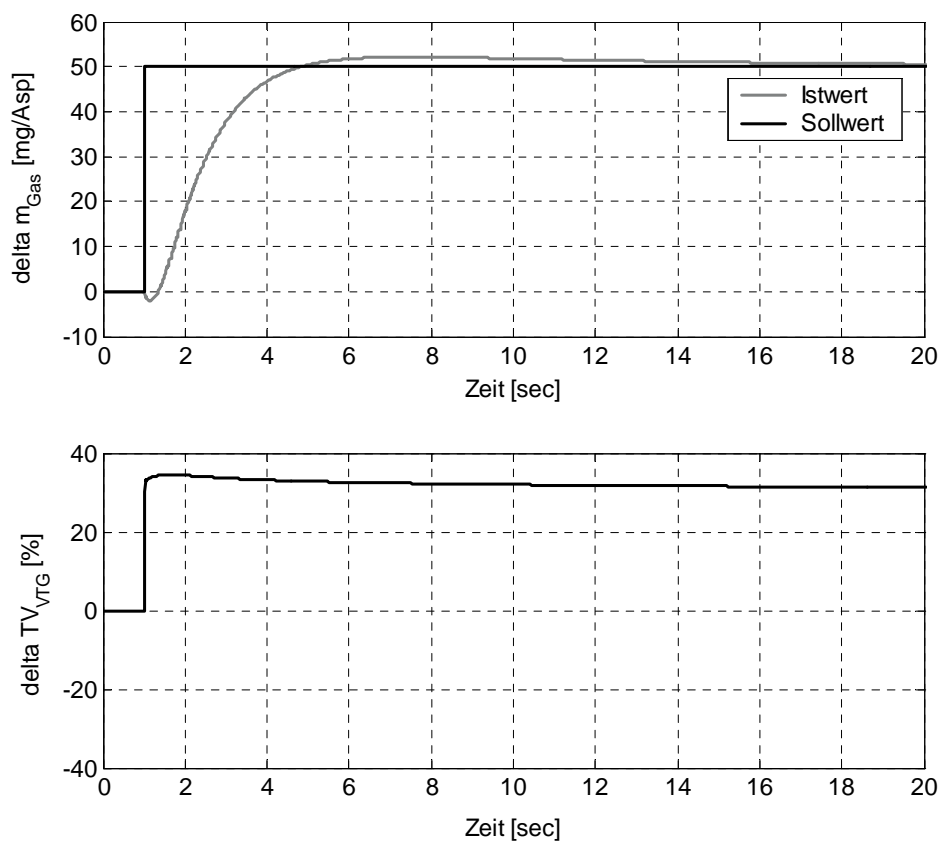


Abbildung 69: Füllungsregelung bei dem Betriebspunkt $n_{MOT} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 8 \text{ bar}$ nach einem Führungsgrößensprung

Das erzielte Regelverhalten ist für Lastpunkte innerhalb des Abgasrückführbereichs ausreichend, da schon ohne Aufladung genügend Gasmasse im Brennraum für die Gemischbildung zur Verfügung steht. Bei gleichzeitiger Regelung der Abgasrückführmasse wird trotz der trägen Füllungsregelung ein emissionsoptimaler Betrieb gewährleistet. Zudem geht ein Sollwertsprung der Zylinderfüllung im transienten Motorbetrieb immer mit einer Erhöhung der Kraftstoffeinspritzmasse einher, was den Ladedruckaufbau unterstützt.

Das schnelle Verhalten der Füllungsregelung außerhalb des Abgasrückführbereichs wird durch einen kleineren Gewichtungsfaktor ($r = 80$) erreicht. In Richtung hoher Lastpunkte nimmt die Verstärkung der Regelstrecke S_{22} stark zu und sind die absoluten Änderungen des Vorsteuerwertes gering. Mit der hysteresebehafteten Turbinenverstellung ergibt sich in diesem Bereich ein sehr großer relativer Fehler in dem Vorsteuerkennfeld. Mit einem Fehlerterm von 90% wurden folgende Regelparameter für den Betriebspunkt $n_{MOT} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 17 \text{ bar}$ ermittelt:

$$\mathbf{K}^T = [K_P \quad K_I \quad K_D] = [0.075 \quad 0.1150 \quad 0.037] \quad (4.16)$$

Abbildung 70 zeigt das Ergebnis der numerischen Parameteroptimierung für die Füllungsregelung außerhalb des Abgasrückführbereichs. Dargestellt ist der simulierte Verlauf der Regel- und Stellgröße nach einem Führungsgrößensprung.

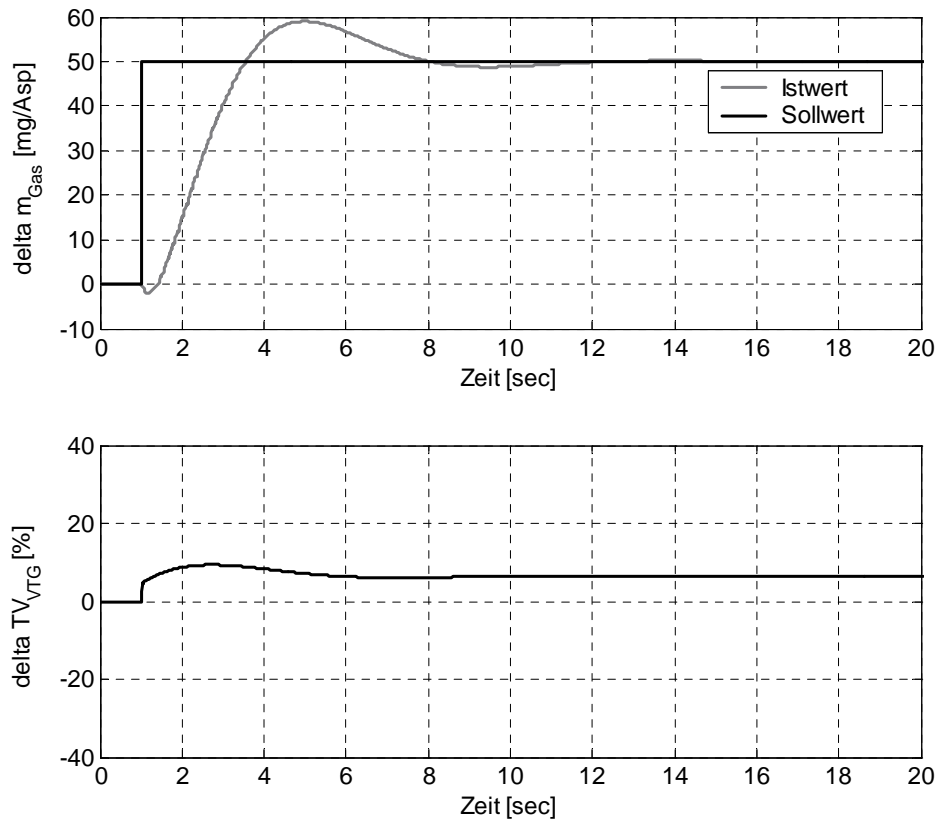


Abbildung 70: Füllungsregelung bei dem Betriebspunkt $n_{MOT} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 17 \text{ bar}$ nach einem Führungsgrößensprung

Im Vergleich zu der trägen Füllungsregelung im Abgasrückführbereich (vgl. **Abbildung 69**) überschreitet die Regelgröße hier nach kürzerer Zeit den Sollwert. Die Überschwingweite ist in Anbetracht des schnellen Füllungsaufbaus mit 20 % der Gesamtänderung angemessen.

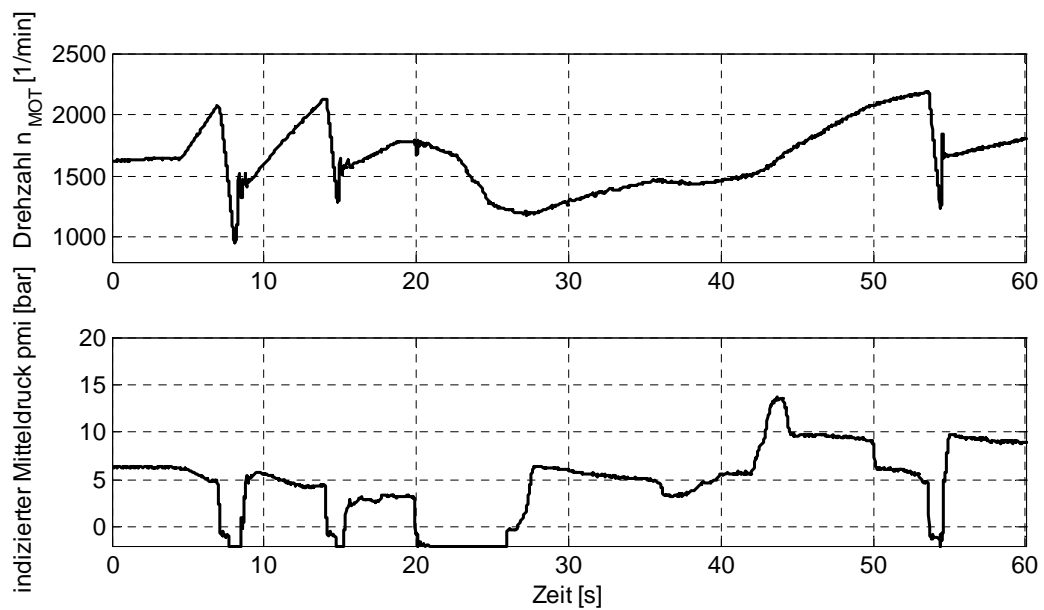
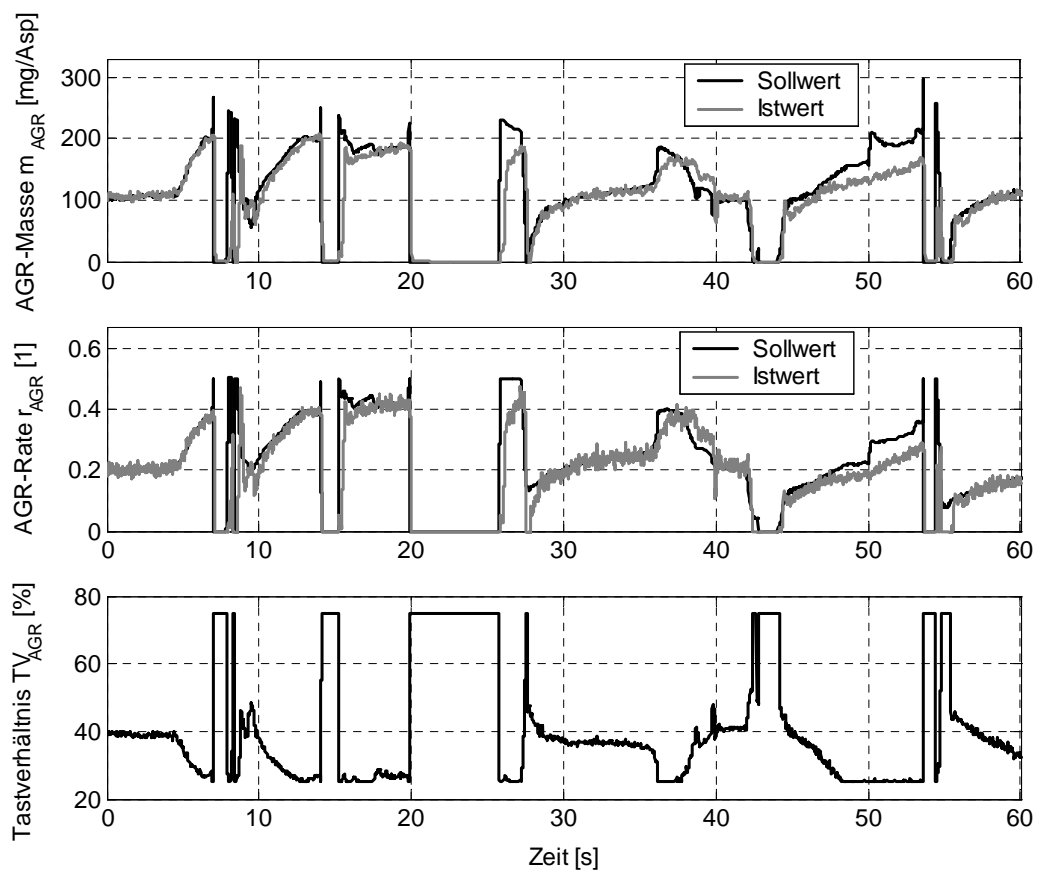
5 Erprobung der Füllungs- und Abgasrückführatenregelung

In diesem Kapitel wird über die Erprobung der entwickelten Abgasrückführ- und Füllungsregelung berichtet. Dabei wird sowohl das neue Regelkonzept als auch die herkömmliche Variante auf der Basis des Ladedrucks und der Frischluftmasse betrieben, und zwar jeweils zusammen mit der einspritzparameterbasierten Verbrennungsregelung (vgl. Abschnitt 2.3.3). Die Reglerstrukturen des zylinderdruckbasierten Motormanagements werden, wie im Abschnitt 2.2.3 dargestellt, in ASCET-SD realisiert und mit der vorgestellten Entwicklungsumgebung am Motorprüfstand und im Versuchsfahrzeug getestet. Hierbei wird neben der Überprüfung des Regelverhaltens auch das Emissionsverhalten des Motors bei Anwendung der Abgasrückführaten- und Füllungsregelung untersucht und mit den Emissionen des Falles Ladedruck- und Frischluftmassenregelung verglichen.

5.1 Untersuchung des Regelverhaltens

Das lokale Regelverhalten der Hauptregelkreise wurde bereits bei der Parameteroptimierung für ausgewählte Betriebspunkte in einer Simulation untersucht. Um auch das Regelverhalten am realen Versuchsträger im gesamten Betriebsbereich und unter anderem die Wirksamkeit der statischen Entkopplung zu beurteilen, wird ein Testzyklus im Versuchsfahrzeug nachgefahren und eine Aufzeichnung der relevanten Größen vorgenommen. Das in **Abbildung 71** gezeigte Teilprofil ist ein Ausschnitt aus dem Testzyklus zur Bewertung der Regelgüte. Es beinhaltet Betriebspunkte aus einem großen Lastbereich bei Motordrehzahlen von 1100 bis 2200 min^{-1} .

Zunächst wird das Verhalten der kaskadierten Sollwertstruktur und der Abgasrückführregelung betrachtet. **Abbildung 72** zeigt das Regelverhalten der Abgasrückführate und der Abgasrückführmasse für das in **Abbildung 71** dargestellte Teilprofil.

**Abbildung 71:** Teilprofil zur Untersuchung der Abgasrückführ- und Füllungsregelung**Abbildung 72:** Regelverhalten der Abgasrückführung im Teilprofil

Das in **Abbildung 72** gezeigte Regelverhalten der Abgasrückführmasse entspricht weitgehend den guten Ergebnissen aus der Simulation. Die Abgasrückführmasse wird in kurzer Zeit eingeregelt und folgt im Wesentlichen dem Verlauf des Sollwertes. Die stationären Abweichungen (Sekunde 15 bis 18, 26 bis 28 und 48 bis 54) sind prozessbedingt und werden nicht durch die Regelung verursacht. In diesen Phasen ist das Abgasrückführventil bereits komplett geöffnet und die Stellgröße begrenzt. Dieses Verhalten trifft besonders bei kleinen Lastpunkten und bei Rücknahme der Motorlast auf, da hierbei die Druckdifferenz über dem Abgasrückführventil unzureichend ist. Im Verlauf der Abgasrückführrate kann auch die Wirksamkeit der Sollwertstruktur beobachtet werden (Sekunde 9 bis 10 und 28 bis 29). Die dynamische Sollwertkorrektur reduziert hier den Abgasrückführmassensollwert, um einer verstärkten Rußbildung bei einem Füllungsdefizit entgegenzuwirken. Dies äußert sich durch den qualitativen Unterschied zwischen den Sollwerten der Abgasrückführrate und der Abgasrückführmasse.

Die Füllungsregelung im dynamischen Motorbetrieb wird ebenfalls am Beispiel des Teilprofils bewertet. Die **Abbildung 73** zeigt das Verhalten der Füllungsregelung und den Verlauf der Stellgröße im Testzyklus.

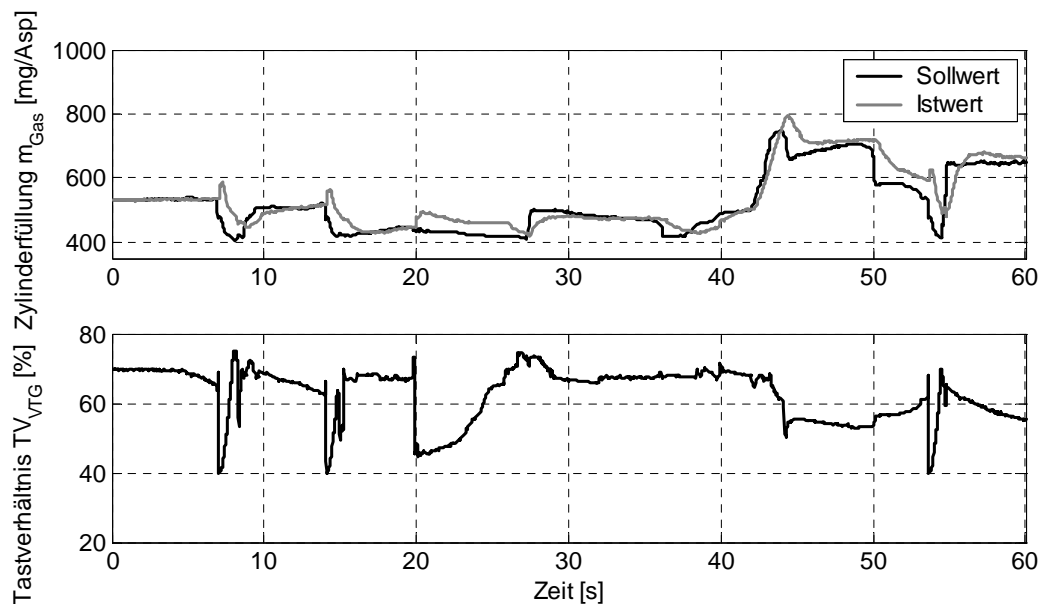


Abbildung 73: Regelverhalten der Zylinderfüllung im Teilprofil

Aus den Messdaten ist zu erkennen, dass die Sollwertvorgabe durch die Füllungsregelung ausreichend schnell erreicht wird. Das bei der numerischen Parametrierung gewünschte träge Regelverhalten im kombinierten Bereich findet sich in dem Kurvenverlauf wieder. Dennoch wird der Sollwert relativ schnell eingeregelt, und dadurch ist immer genügend Ladungsmasse im Teillastbereich vorhanden. Die stationären Abweichungen (z.B. Sekunde 20 bis 27) sind auf die Abschaltung der Füllungsregelung bei kleinen Lasten und im Schub zurückzuführen (vgl. **Abbildung 64**). Bei großen Lastanforderungen (Sekunde 42 bis 45) zeigt sich ein sehr schnelles Regelverhalten. So wird die Sollfüllung schon nach ca. 2 Sekunden erreicht, was zu einem guten Ansprechverhalten des Motors nach einer Lastforderung führt.

Zur Bewertung der Entkopplungsstruktur wird häufig eine Sollgröße sprunghaft erhöht und die Wirkung auf den anderen Regelkreis beobachtet. Da dieser Fall im konventionellen Motorbetrieb nicht vorkommt, sondern sich beide Sollwerte immer gleichzeitig ändern, soll die Entkopplung anhand des Testzyklus bewertet werden. Bei genauer Betrachtung des Regelverhaltens (**Abbildung 72** und **Abbildung 73**) zeigt sich, dass die Wirkungen der Stellgrößen auf die jeweils andere Regelgröße nicht feststellbar sind. Die Kombination der stationären Entkopplung mit dem trägen Füllungsregler im Teillastbereich ergibt eine gute Entkopplung der Mehrgrößenregelstrecke. Dieser Vorteil kann insbesondere durch eine sehr schnelle Regelung der Abgasrückführmasse zur Reduzierung der Abgasemissionen im instationären Betrieb genutzt werden. Weiterhin ermöglicht die stationäre Entkopplung eine Erhöhung des Bereichs und der Regelgeschwindigkeit der Füllungsregelung im Vergleich zur konventionellen Ladedruckregelung.

5.2 Untersuchung des Emissionsverhaltens

Nach dem detaillierten Test des neuen Regelungskonzepts wird das damit erzielte Emissionsverhalten durch Versuche am Motorprüfstand und im Versuchsfahrzeug auf dem Abgasrollenprüfstand untersucht und mit dem herkömmlichen Regelungskonzept verglichen. Den Schwerpunkt der nachfolgend beschriebenen Untersuchung bildet ein Vergleich der kritischen Partikel- und Stickoxidemissionen im MVEG-A Testzyklus. Damit die beiden Regelungsverfahren verglichen werden können, wird zunächst jeder Betriebspunkt mit der

Frischlufmassen- und Ladedruckregelung am Motorprüfstand angefahren und die sich daraus ergebenden Abgasrückführraten und Zylinderfüllungen in die Sollwertkennfelder übertragen.

5.2.1 Ergebnisse am Motorprüfstand

Das Ergebnis eines MVEG-Tests wird bei allen Abgaskomponenten in Masse pro gefahrenen Kilometer angegeben. Am Motorprüfstand werden ein kontinuierlich messender Stickoxidsensor der Firma Insulators und ein Opazimeter der Firma AVL List GmbH zur Erfassung der Abgasemissionen eingesetzt. Die Zyklusergebnisse aus dem MVEG-Test werden gemäß der in [Jes 2003] vorgestellten Methode aus dem Frischluftmassenstrom, der Stickoxidkonzentration und der Opazität durch empirische Modelle hochgerechnet.

Es werden zwei verschiedene Konzepte in Kombination mit der pmi- und der Verbrennungslageregelung untersucht:

- Frischluftmassen- und Ladedruckregelung (Serie)
- Modellbasierte Abgasrückführraten- und Füllungsregelung (MAF)

Um eine vergleichbare Aussage über das Abgasemissionsverhalten beider Regelverfahren zu erhalten, werden abwechselnd jeweils vier Versuche nacheinander am warmen Motor durchgeführt. Vor dem eigentlichen MVEG-Test wird ein fest definiertes Profil abgefahren, damit Variationen der thermischen Zustände im Versuchsträger das Ergebnis nicht verfälschen. Der Vergleich absoluter Zyklusergebnisse ist durch die Modellrechnung am Motorprüfstand nicht sinnvoll. Aus diesem Grund werden die Zyklusergebnisse mit dem Mittelwert aus allen Messungen normiert.

In **Abbildung 74** sind für beide Regelkonzepte die normierten Partikel- und Stickoxidemissionen aus den Zyklusergebnissen dargestellt. Der Vergleich der Regelkonzepte zeigt eindeutig, dass die modellbasierte Abgasrückführ- und Füllungsregelung (MAF) einen Vorteil bezüglich der Stickoxidemission aufweist.

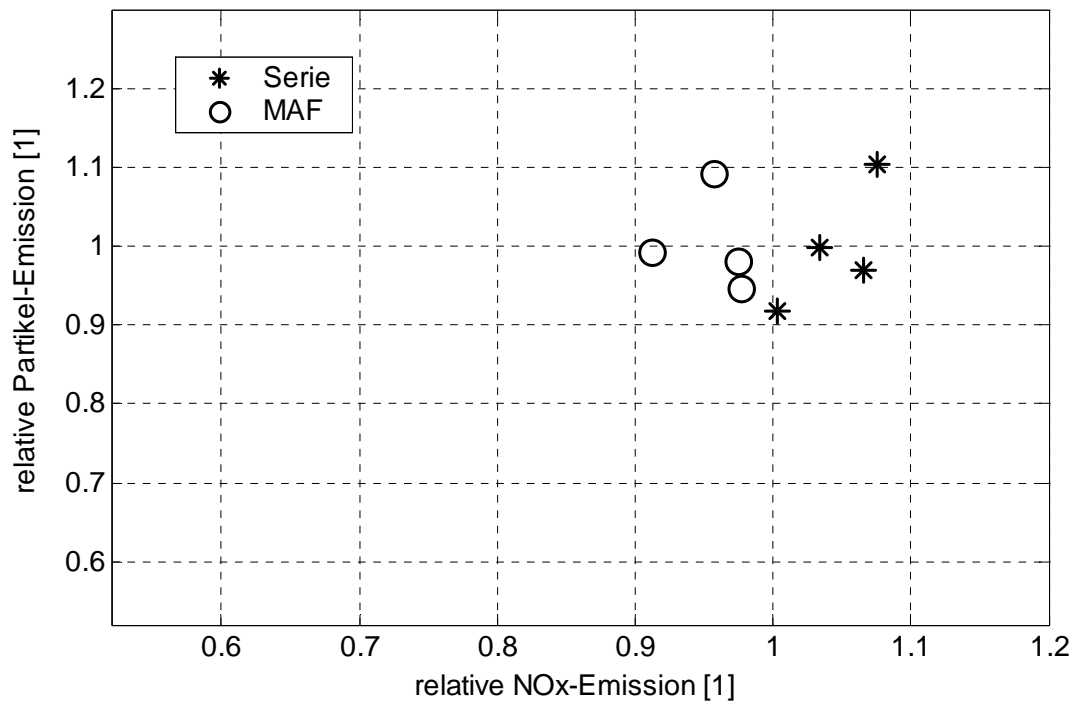


Abbildung 74: Darstellung von Abgasemissionen aus den MVEG-Tests am Motorprüfstand

Die prozentualen Werte der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauches sind in **Tabelle 7** zusammengefasst.

Tabelle 7: Prozentuale Mittelwerte der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauchs aus den MVEG-Tests am Motorprüfstand

	Serie	MAF
Stickoxidemission	100 %	91 %
Partikelemission	100 %	100 %
Verbrauch	100 %	100 %

Die Stickoxidemissionen sind bei gleichem Kraftstoffverbrauch und gleicher Partikelemission durch das neue Regelverfahren im Mittel um ca. 9% reduziert worden. Das Besondere an

diesem Ergebnis ist, dass die Verbesserung nur in den dynamischen Betriebszuständen entstanden ist, da die Sollwerte für die Abgasrückführung und die Zylinderfüllung für die gleichen Bedingungen aus dem Serienkonzept übertragen wurden.

Zur genaueren Untersuchung des Abgasverhaltens der Abgasrückführ- und Füllungsregelung im Vergleich zu dem des herkömmlichen Regelungsverfahrens wird ein Ausschnitt aus dem MVEG-Test näher betrachtet (**Abbildung 75**).

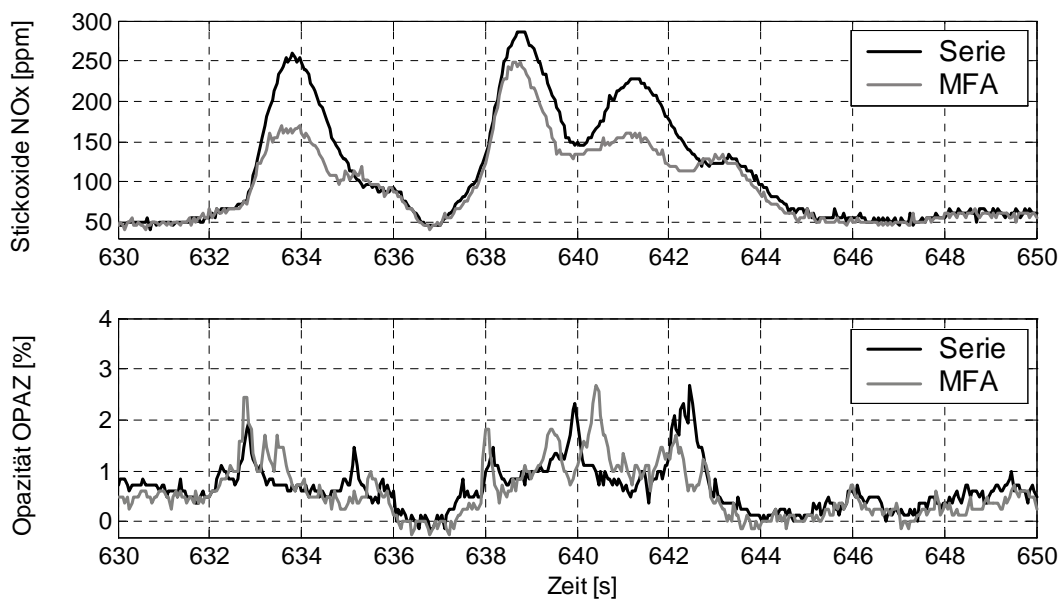


Abbildung 75: Ausschnitt aus dem MVEG-Test am Motorprüfstand

Wie dem Verlauf zu entnehmen ist, wird die Stickoxidkonzentration durch das neue Regelungskonzept zeitweise um bis zu 30% reduziert, ohne einen merklichen Anstieg in der Opazität zu verursachen. Die höhere Stickoxidkonzentration beim konventionellen Regelungskonzept weist darauf hin, dass bei dynamischen Vorgängen durch den trägen Ladedruckaufbau bei gleichzeitiger Regelung der Frischluftmasse nicht die gewünschte Abgasmasse zurückgeführt wird. Im Gegensatz hierzu ist das neue Regelungsverfahren ständig in der Lage, durch das Zusammenspiel der Abgasrückführregelung mit der Sollwertstruktur ein optimales Gasgemisch bereitzustellen. Allgemein ist die physikalisch motivierte Korrektur des Abgasrückführmassensollwertes in Abhängigkeit von der Füllungsdifferenz im Vergleich zum DT1-Glied der Frischluftmassenregelung besser geeignet, den dynamischen Motorbetrieb zu optimieren.

Sowohl die Zyklusergebnisse als auch der betrachtete Ausschnitt zeigen die Vorteile der kombinierten Abgasrückführ- und Füllungsregelung im dynamischen Motorbetrieb. In Feldversuchen sind noch größere Vorteile des neuen Regelungsverfahrens im Vergleich zum Serienkonzept zu erwarten. So können Schwankungen der Umgebungsbedingungen und Bauteilunterschiede durch die Regelung der Abgasrückführrate und der Zylinderfüllung ausgeglichen und damit Streuungen eingeengt werden.

5.2.2 Ergebnisse der Fahrzeugversuche am Abgasrollenprüfstand

Im vorangegangenen Abschnitt wurde das neue Regelungskonzept im Hinblick auf das Abgasverhalten am Motorprüfstand untersucht. Bei näherer Betrachtung der Ergebnisse zeigte sich, dass die Reduktion der Stickoxidemissionen nur in transienten Zuständen erzeugt wurde. Um das gesamte Potenzial der Abgasrückführ- und Füllungsregelung zu bewerten, wurden mit dem Versuchsfahrzeug auch MVEG-Tests auf dem Abgasrollenprüfstand durchgeführt.

Zur Gewährleistung vergleichbarer Aussagen über das Emissionsverhalten der untersuchten Regelungsverfahren wurden dabei jeweils abwechselnd vier Tests nacheinander an zwei Tagen auf dem gleichen Abgasrollenprüfstand durchgeführt. Bei den Abgasuntersuchungen sind ausschließlich Warmtests gefahren worden, um zumindest jeweils eine Messung pro Regelverfahren an einem Tag hintereinander durchzuführen. Im Gegensatz zu den MVEG-Tests mit Kaltstart, bei dem das Versuchsfahrzeug über Nacht konditioniert werden muss, können mehrere Warmtests hintereinander gefahren werden. Somit wird sichergestellt, dass Unterschiede zwischen den Einzelergebnissen nicht durch wechselnde Einflussgrößen wie z.B. der Änderung des Zustandes der Umgebungsluft (Temperatur, Druck, Feuchte) hervorgerufen werden. Vor Beginn aller MVEG-Tests wird die gleiche Kühlwassertemperatur $T_{WAS} = 85 \text{ °C}$ durch eine definierte Konstantfahrt auf dem Rollenprüfstand eingestellt.

Die Angabe von Einzelergebnissen ist durch die wechselnden Testbedingungen bei Fahrzeugmessungen am Rollenprüfstand nicht sinnvoll. Insbesondere beim Vergleich von Konzepten mit geringen Unterschieden, können die jeweils zusammengehörigen Messungen schlecht beurteilt werden. Aus diesem Grund wird für jedes Regelverfahren der Mittelwert aus den Einzelergebnissen gebildet und auf das Emissionsergebnis des Serienkonzeptes

normiert. Die so bestimmten Mittelwerte für die Stickoxid- und Partikelemissionen aus den MVEG-Tests sind in **Abbildung 76** dargestellt.

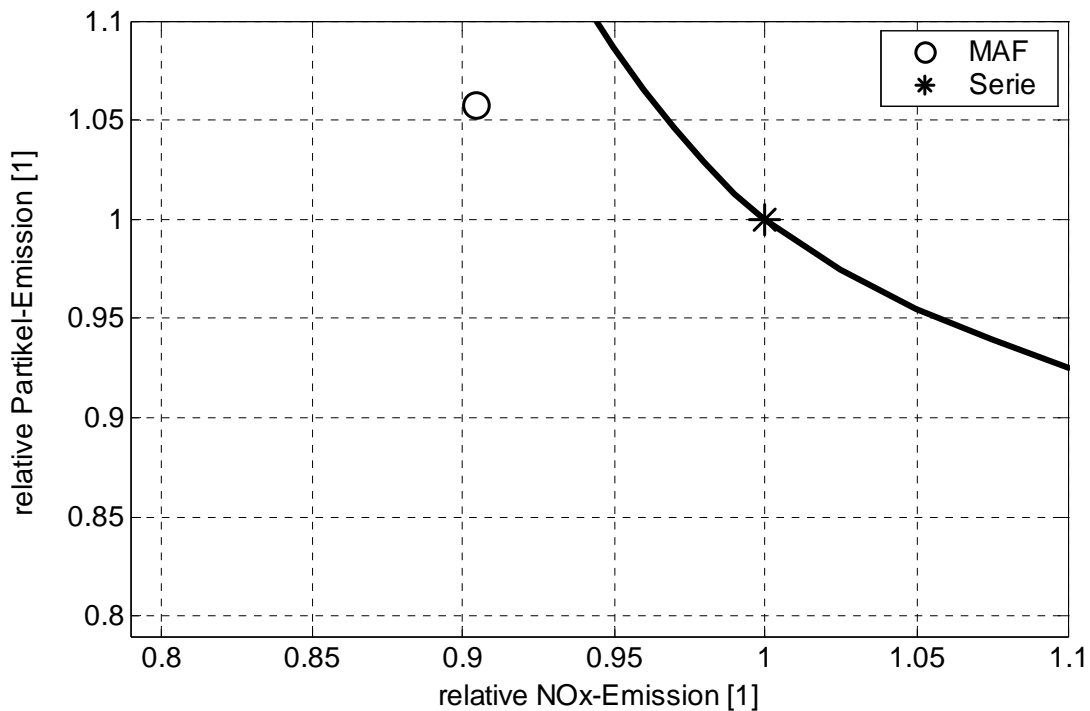


Abbildung 76: Abgasemissionen aus den MVEG-Tests am Rollenprüfstand (Basisapplikation der Abgasrückführaten und Zylinderfüllungen, Warmstart)

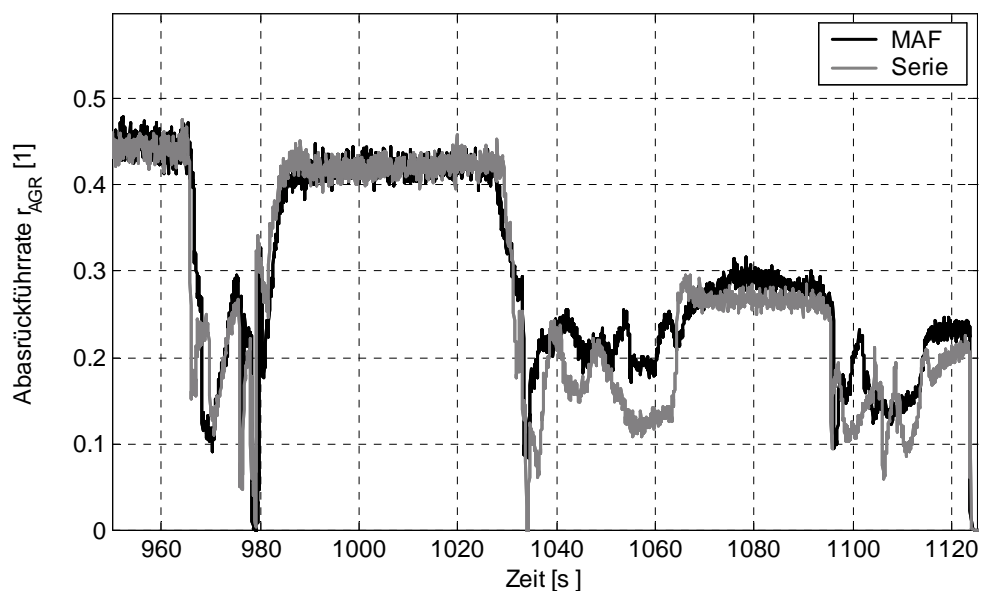
Die Messungen zeigen, dass die Abgasrückführ- und Füllungsregelung im Vergleich zum konventionellen Konzept die Stickoxidemissionen im Mittel um ca. 10% reduzieren kann. Diese Verbesserung wird allerdings mit einem Anstieg der Partikelemissionen um ca. 6% erkauft. Beim Vergleich der Emissionen mit der qualitativ angedeuteten Abstimmungshyperbel des Versuchsträgers wird jedoch deutlich, dass insgesamt eine Verbesserung vorliegt.

Tabelle 8 zeigt die durchschnittlichen, prozentualen Werte der Abgasemissionen und des Kraftstoffverbrauchs für das gegenwärtige und das neue Regelungskonzept. Die HC- und CO-Emissionen liegen beim Dieselmotor auf einem sehr geringen Niveau, insbesondere beim Warmtest. Aus diesem Grund sind die Verbesserungen dieser Emissionskomponenten nur gering zu bewerten. Auch die Änderung des Kraftstoffverbrauchs ist durch die Streuungen im Fahrprofil und der Genauigkeit des Rollenprüfstandes zu vernachlässigen.

Tabelle 8: Prozentualer Vergleich der Mittelwerte aus den MVEG-Tests am Rollenprüfstand (Basisapplikation der Abgasrückführaten und Zylinderfüllungen, Warmstart)

	Serie	MAF
Stickoxidemission	100 %	90 %
Partikelemission	100 %	106 %
HC-Emissionen	100 %	95 %
CO-Emissionen	100 %	100 %
Verbrauch	100 %	101 %

Um die erhöhten Partikelemissionen zu erklären, wird der zeitliche Verlauf der Abgasrückführate bei beiden Regelungskonzepten miteinander verglichen (vgl. **Abbildung 77**).

**Abbildung 77:** Vergleich der Abgasrückführaten der Regelungskonzepte MAF und Serie im MVEG-Test am Rollenprüfstand

Die Grafik zeigt, dass die Abgasrückführraten im zweiten Testabschnitt (Sekunde 1040 bis 1120) geringfügig voneinander abweichen, obwohl die Sollwerte am Motorprüfstand aus dem Serienkonzept übertragen worden sind. Diese Abweichungen sind unter anderem auf Unterschiede im Ladedruckaufbau und im Luftaufwand der unterschiedlichen Versuchsmotoren sowie auf Fehler der Sensoren des Luftsystems zurückzuführen. Die Frischluftmassen- und Ladedruckregelung vermag es, im Gegensatz zur modellbasierten Abgasrückführ- und Füllungsregelung, nicht, diese Unterschiede auszugleichen und verursacht damit eine Verschiebung der Abgasemissionen. Die beschriebenen Einflussfaktoren haben zunächst zwar auch eine falsche Füllungsbestimmung zur Folge, aber die im Unterkapitel 3.5 beschriebene Adaption gleicht die über den Luftmassenmesser gemessene und die aus dem Zylinderdrucksignal bestimmte Ladungsmasse kontinuierlich aufeinander ab, wodurch die Streuungen zwischen einzelnen Fahrzeugen reduziert werden.

Die am Motorprüfstand erzielten Verbesserungen bei gleicher Stationärapplikation konnten durch die Versuche am Rollenprüfstand nicht eindeutig belegt werden. So wurde zwar eine relativ große Verbesserung der Stickoxidemission erreicht, aber ebenso der Partikelaustritt geringfügig erhöht. Deshalb wird eine weitere Versuchsreihe mit einer bewusst abgeänderten Sollwertapplikation durchgeführt. Dabei wird das Sollkennfeld der Abgasrückführrate so angepasst, dass die Stationärwerte bei beiden Regelungskonzepten gleich sind. Das Sollwertkennfeld für die Zylinderfüllung bleibt hierbei unberücksichtigt, da kleine Abweichungen nur sehr geringe Unterschiede in den Abgasemissionen verursachen. Um ein statistisch abgesichertes Ergebnis zu gewährleisten, werden jeweils drei Tests in abwechselnder Reihenfolge an zwei Tagen durchgeführt.

Die normierten Mittelwerte für die Partikel- und Stickoxidemissionen sind in **Abbildung 78** dargestellt. Bei Vergleich der Abgastestergebnisse ist eine gleichzeitige Verbesserung beider Emissionskomponenten durch die modellbasierte Abgasrückführ- und Aufladeregulierung (MAF) erkennbar. Mit der abgeänderten Applikation der Abgasrückführrate ergeben sich bei beiden Regelungsverfahren gleiche Prozessgrößen in stationären Testphasen. Somit werden die erzielten Verbesserungen ausschließlich durch eine Reduzierung der Emissionen in instationären Zuständen hervorgerufen.

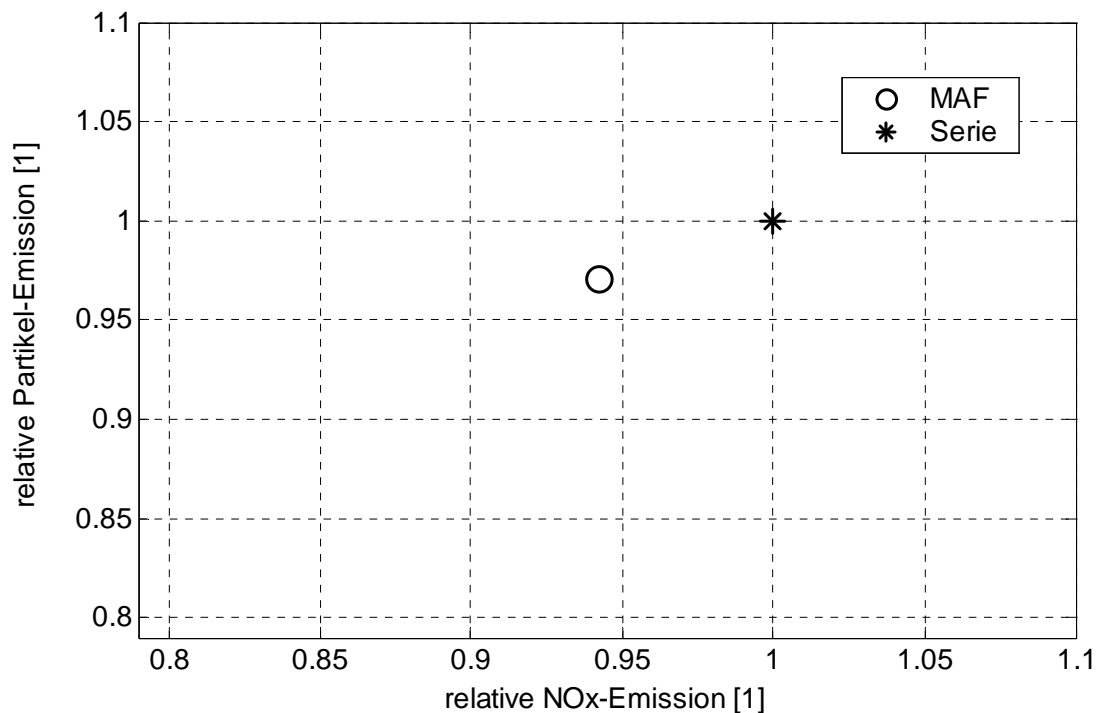


Abbildung 78: Vergleich der Abgasemissionen aus den MVEG-Tests am Rollenprüfstand (Geänderte Applikation der Abgasrückführaten und Zylinderfüllungen, Warmstart)

Die mit der modellbasierten Abgasrückführ- und Aufladeregung erzielten Änderungen in den Abgasemissionen und im Kraftstoffverbrauch gegenüber der Serienausführung sind in **Tabelle 9** zusammengefasst. Der Kraftstoffverbrauch ist bei beiden Regelungskonzepten gleich. Die großen Unterschiede der relativen CO-Emissionen lassen sich auf das sehr geringe Absolutniveau nahe der Auflösungsgrenze zurückführen. Die absoluten Unterschiede in den CO-Emissionen sind sehr gering und daher zu vernachlässigen.

Tabelle 9: Prozentualer Vergleich der Mittelwerte aus den MVEG-Tests am Rollenprüfstand (Geänderte Applikation der Abgasrückführaten und Zylinderfüllungen, Warmstart)

	Serie	MAF
Stickoxidemission	100 %	94 %
Partikelemission	100 %	97 %
HC-Emissionen	100 %	104 %
CO-Emissionen	100 %	123 %
Verbrauch	100 %	100 %

5.2.3 Zusammenfassung der Emissionsergebnisse

Die wechselnden Testbedingungen bei Fahrzeugmessungen, die durch den Rollenprüfstand, die Umgebungsbedingungen und insbesondere durch das Fahrprofil verursacht werden, erschweren allgemein den Vergleich von Konzepten bei denen nur geringe Verbesserungen zu erwarten sind. Aus diesem Grund eignen sich dynamische Versuche am Motorprüfstand besser dazu, ein Konzept zu bewerten.

Am Motorprüfstand wurde das Potenzial einer kombinierten Regelung der Abgasrückführung und Zylinderfüllung zur Emissionsverbesserung nachgewiesen. Die erzielten Verbesserungen konnten in ähnlicher Quantität am Rollenprüfstand gezeigt werden. Eine endgültige Bewertung der Abgasrückführ- und Füllungsregelung kann erst durch Versuche mit sehr vielen Fahrzeugen erfolgen. Hierbei muss untersucht werden, ob die Streuungen zwischen den Fahrzeugen, wie im Abschnitt 4.2.1 postuliert, durch die kombinierte Regelung der Abgasrückführung und Zylinderfüllung eingeengt werden können.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die Anwendung der Abgasrückführung und der Aufladung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung in Kombination mit modernen Motorsteuerungskonzepten als mechatronisches System haben wesentlich zur Reduzierung der Abgasemissionen und gleichzeitiger Leistungssteigerung beigetragen. Die Verfügbarkeit zusätzlicher Sensorinformationen und der stetige Zuwachs an Rechenleistung der Mikroprozessoren im Motorsteuergerät ermöglichen den Einsatz neuer Funktionen zur Regelung der Abgasrückführung und Aufladung.

Der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines neuen Konzeptes zur Regelung des Motorgassystems, um die kritischen Abgasemissionen im instationären Motorbetrieb zu senken und gleichzeitig die Möglichkeit zu eröffnen, die Abgasemissionsstreuungen einzuengen. Daher werden zunächst die aktuell eingesetzten separaten Regelungen auf der Basis der Regelgrößen Frischluftmasse und Ladedruck untersucht. Die Analyse ergab, dass die Regelungskonzepte bereits im stationären Motorbetrieb verfahrensbedingte Schwachpunkte durch die Prozessführung über die Regelgrößen aufweisen, die im dynamischen Betrieb durch das Massenspeicherverhalten der Frischluftstrecke und den trägen Ladedruckaufbau noch verstärkt werden.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Konzept zur Regelung des Motorgassystems besteht im Wesentlichen aus einem Füllungsmodell zur Erfassung von nichtmessbaren Zustandsgrößen und einer kombinierten Regelung der Abgasrückführrate und der Zylinderfüllung. Das modular aufgebaute Füllungsmodell nutzt im Gegensatz zu bisher bekannten Konzepten Zustandsgrößen aus dem Brennraum in Verbindung mit einer nulldimensionalen Modellierung des Ein- und Auslasstraktes. Das neue Regelungskonzept ist durch eine kaskadierte Sollwertstruktur gekennzeichnet, in der die Führungsgrößen in einer Weise angepasst werden, dass auch im dynamischen Motorbetrieb ein optimales Gasgemisch für die Verbrennung zur Verfügung steht. Um ein sehr schnelles Regelverhalten zu gewährleisten, kam ein entkoppelter PID-Regler mit einer Vorsteuerung zum Einsatz. Die

Reglersynthese erfolgte auf der Basis identifizierter Streckenmodelle mit einer numerischen Parameteroptimierung.

Das Gesamtkonzept wurde mit einem Rapid-Prototyping-System umgesetzt und detailliert am Motorprüfstand und im Versuchsfahrzeug getestet. Dabei fanden neben einer Beurteilung der Genauigkeit des Füllungsmodells und der Regelgüte auch Untersuchungen des Abgasemissionsverhaltens im MVEG-Test statt. Mit dem Regelungskonzept konnte eine Reduzierung der Stickoxidemissionen in Versuchen am Motorprüfstand und auf dem Abgasrollenprüfstand nachgewiesen werden. Weiterhin zeigten Stationärversuche am Motorprüfstand, dass mit einer kombinierten Prozessführung über die Abgasrückführrate und die Zylinderfüllung eine Streuungseinengung der Abgasemissionen verbunden ist.

Das Potenzial, die Stickoxid- und Partikelemissionen durch ein optimiertes Konzept der Luftsystemregelung gleichzeitig zu reduzieren, ist bei einem konventionellen Dieselmotor prinzipbedingt gering, da eine Variation der Abgasrückführrate in den meisten Betriebspunkten lediglich eine Verschiebung auf dem NO_x-Partikel-Trade-Off hervorruft. Dennoch sind weitere Verbesserungen durch den Einsatz präziserer Stellglieder im Luftsystem in Kombination mit der Abgasrückführaten- und Füllungsregelung möglich. Das gesamte Potenzial der vorgestellten Gassystemregelung erschließt sich aber erst bei einem so genannten homogenen Diesel-Verbrennungsverfahren. Hierbei wird eine homogene, interne Gemischbildung mit anschließender Selbstzündung durch sehr lange Zündverzögerungen erreicht. Die Abgasrückführung nimmt bei diesem Verbrennungsverfahren eine entscheidende Rolle ein, da sie nicht nur für die Stickoxidreduzierung sondern über den Zündverzug auch zur Steuerung der Gemischbildung und der Verbrennung verwendet wird. Nach dem jetzigen Kenntnisstand sind auch bei diesem Verbrennungsverfahren die Abgasrückführrate und die Gesamtfüllung die entscheidenden Prozessgrößen, die den Zündverzug und dadurch die Rußentstehung sowie die Stickoxidentstehung beeinflussen. Deshalb muss in diesem Zusammenhang untersucht werden, ob die Abgasrückführrate mit dem konventionellen Konzept, insbesondere im transienten Motorbetrieb, ausreichend genau eingestellt werden kann.

7 Literaturverzeichnis

- [AVL 1998] AVL List GmbH
Gerätehandbuch 439 Opazimeter
1998, Graz
- [AVL 2001] AVL List GmbH
Gerätehandbuch AVL 365C Winkelaufnehmer
2001, Graz
- [Bos 2002] Robert Bosch GmbH
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch
2002, Stuttgart
- [Bra 2000] Brand M.
Robuste Regelung eines nichtlinearen Resonanzprüfstands
2000, Dissertation an der TU Braunschweig
- [Düs 2001] Düsterdiek T.
Das Entwicklungspotenzial des Dieselmotors
2001, HdT-Tagung „Automobil und Umwelt“, Essen
- [Fre 2002] Fredriksson J.
Backstepping control with integral action applied to air-to-fuel ratio control
for a turbocharged diesel engine
2002, SAE technical paper series 2002-01-0195
- [Har 1999] Hart M.
Auswertung direkter Brennrauminformationen am Verbrennungsmotor mit
estimationstheoretischen Methoden
1999, Dissertation an der Universität Siegen
- [Hoh 1982] Hohenberg G.
Der Verbrennungsverlauf- ein Weg zur Beurteilung des motorischen
Prozesses
1982, 4. Wiener Motorensymposium
- [Ise 1992/1] Isermann R.
Identifikation dynamischer Systeme 1
1992, Springer-Verlag Berlin
- [Ise 1992/2] Isermann R.
Identifikation dynamischer Systeme 2
1992, Springer-Verlag Berlin

- [Ise 1988] Isermann R.
Digitale Regelsysteme Band I
1988, Springer-Verlag Berlin
- [Jes 2003] Jeschke J.
Konzeption und Entwicklung eines zylinderdruckbasierten
Motormanagements für PKW-Dieselmotoren
2003, Dissertation an der Universität Magdeburg
- [Joh 1999] Johnson W.
Potential for closed loop air-fuel ratio management of a diesel engine
1999, SAE technical paper series 1999-01-0517
- [Jos 2000] Jost O., Isermann R.
Dieselmotorenregelung mit Zylinderdruckmessung
2000, Tagung „Elektronik im Kraftfahrzeug“ in Baden-Baden
- [Kas 1997] Kasedorf J., Woisetschläger E.
Diseleinspritztechnik,
1997, Vogel Buchverlag Würzburg
- [Kim 2001] Kimmich F.
Modellgestützte präventive Diagnosemethoden für Dieselmotoren
2001, FFV Vorhaben Nr.709: Abschlussbericht, Frankfurt am Main
- [Kna 1993] Knapp T.
Parameteradaptive Regelung zeitvarianter und komplexer Prozesse
1993, Dissertation an Universität Darmstadt
- [Lac 2001] Laczynski T.
Robuste Mehrgrößenregelung für den TDI-Motor
2001, Diplomarbeit an der Universität Bremen
- [Lan 2002] Langridge S
Strategies for high EGR rates in a diesel engine
2002, SAE technical paper series 2002-01-0961
- [Lar 2001] Larink J.
Zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung von TDI-Motoren unter
Verwendung eines Rapid-Prototyping-Systems
2001, Diplomarbeit an der FH Osnabrück
- [Leo 1981] Leonhard W.
Einführung in die Regelungstechnik
1981, Vieweg-Verlag Wiesbaden

- [Mat 1996] The Math Works, Inc.
MATLAB 5 The Language of Technical Computing
1996, Natick
- [Nie 2000] Van Nieuwstadt M. J.
Coordinated EGT-VGT Control for Diesel Engines: an Experimental Comparison
2000, SAE technical paper series 2000-01-0266
- [Nit 2000] Nitzke H., Rebohl T.
Simulation und Realisierung von Abgasrückführungskonzepten für Dieselmotoren
Dissertation an der Universität Braunschweig
- [Nit 2002] Nitzke H.
Füllungserfassung für aufgeladene Dieselmotoren
2002, Fachtagung „Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren“ in Mannheim
- [Pfe 1998] Pfeiffer W.
Digitale Messtechnik
1998, Springer-Verlag Berlin
- [Pis 2000] Pischinger R., Klell M., Sams T.
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine
2002, Springer-Verlag Berlin
- [Pis 2002] Pischinger R., Rake H., Krüger M., Enning E., Fieweger K., Kinoo B., Schlosser A.
Mehrgrößenregelung beim direkt einspritzenden PKW-Dieselmotor
2000, Dieselmotorenteknik Renningen-Malmsheim
- [Raa 1993] Raab U.
Modellgestützte digitale Regelung und Überwachung von Kraftfahrzeugaktoren
1993, Dissertation Darmstadt
- [Rüc 2001] Rückert J., Kinoo B., Krüger M., Schloßer A., Rake H., Pischinger S.
Simultane Regelung von Ladedruck und AGR-Rate
2001, MTZ 11/2001
- [Rüc 2003] Rückert J., Richert F., Schloßer A., Abel D., Herrmann O. Pischinger S.
Konzepte zur Regelung von Ladedruck und AGR-Rate beim Nutzfahrzeug-Dieselmotor
2003, Automatisierungstechnische Praxis 45.2003

- [Sch 2001] Schneider R.
Untersuchung modellbasierter Abgasrückführregelverfahren am Beispiel des direkteinspritzenden aufgeladenen Dieselmotors
2001, Diplomarbeit an der Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin
- [Sch 2002] Schaffnit J.
Simulation und Control Prototyping zur Entwicklung von Steuergerätefunktionen für aufgeladene Nutzfahrzeug-Dieselmotoren
2002, Dissertation an der Technischen Universität Darmstadt
- [Sch 2000] Schlosser A.
Modellbildung und Simulation zur Ladedruck- und Abgasrückführregelung an einem Dieselmotor
2002, Dissertation an der RWTH Aachen
- [Str 1997] Streib H., Wild E.
Modellbasierte Füllungserfassung und -steuerung zur Verbindung von hoher dynamischer Aktualität und bester stationärer Genauigkeit
1997, Symposium „Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen“ in Berlin
- [Tho 2002] Thöle C.
Entwurf und Optimierung einer modellbasierten Regelstrategie für die Luftstrecke eines TDI-Motors
2002, Diplomarbeit an der Fachhochschule Osnabrück
- [Tsc 2001] Tschöke H., Hotz D.
Grundlagenuntersuchung zur direkten Messung des Abgasrückführmassenstromes am TDI 66 kW
2001, Institut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen, Universität Magdeburg
- [VW 1998] Volkswagen AG
Der 1,9 l TDI Motor mit Pumpe-Düse-Einspritzsystem
Selbststudienprogramm Nr. 209
1998, interne Unterlage der Volkswagen AG
- [VW 2002] Volkswagen AG
Der Polo Modelljahr 2002
Selbststudienprogramm Nr. 263
2002, interne Unterlage der Volkswagen AG

8 Anhang

8.1 Bestimmung der Zylinderfüllung am Motorprüfstand

Die vom Motor angesaugte Zylinderfüllung kann am Motorprüfstand nur außerhalb des Abgasrückführbereichs direkt über die Luftpumpe oder den Heißfilmluftmassenmesser gemessen werden. Zur Bestimmung der stationären Zylinderfüllung mit aktiver Abgasrückführung werden im Folgenden drei Verfahren vorgestellt.

8.1.1 Füllungsbestimmung durch den Luftaufwand

Die Füllungsbestimmung durch den Luftaufwand ist ein sehr verbreitetes Verfahren. Diese Methode setzt voraus, dass der Luftaufwand von messbaren Zuständen abhängt und unabhängig von der Abgasrückführtrate ist. Der Versuchsmotor wird zunächst an vielen Betriebspunkten stationär ohne Abgasrückführung betrieben, wobei verschiedene Zustandsgrößen gemessen werden. Anschließend wird der Luftaufwand aus dem gemessenen Gasmassenstrom berechnet und mit folgendem Funktionsansatz in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Dichte im Saugrohr approximiert:

$$\lambda_a = f(n_{MOT}, \rho_{SAUG}) . \quad (8.1)$$

Die Zylinderfüllung kann jetzt mit dem identifizierten Luftaufwand innerhalb des Abgasrückführbereichs am Motorprüfstand bestimmt werden:

$$m_{Gas} = \lambda_a \cdot \rho_{SAUG} \cdot V_h . \quad (8.2)$$

8.1.2 Füllungsbestimmung durch Messung der CO₂-Konzentration

Eine weitere Methode die Zylinderfüllung zu bestimmen basiert auf der Erfassung der Kohlendioxidkonzentration im Saugrohr r_{CO_2SAUG} und im Abgas r_{CO_2AGR} . Die grundsätzliche Idee bei diesem Konzept besteht darin, die Zylinderfüllung aus der Frischluftmasse m_{HFM} und der Mischungsbilanz im Einlasssammler zu bestimmen. Dabei wird angenommen, dass die CO₂-Konzentration der Umgebungsluft konstant 0.03 % ist. Mit diesen Annahmen ergibt sich die Zylinderfüllung wie folgt:

$$m_{Gas} = m_{HFM} \cdot \frac{(r_{CO_2AGR} - 0.0003)}{(r_{CO_2AGR} - r_{CO_2SAUG})} \quad (10.3)$$

Die Frischluftmasse m_{HFM} wird bei dieser Methode aus dem Frischluftmassenstrom \dot{m}_{HFM} und der Drehzahl berechnet.

8.1.3 Füllungsbestimmung über die Mischungstemperatur

Analog zur Bestimmung über die CO₂-Konzentration kann die Zylinderladung aus den gemessenen Temperaturen im Luftsystem bestimmt werden. Dabei wird angenommen, dass die spezifischen Wärmekapazitäten von Abgas und Frischluft gleich sind und kein Wärmeübergang zwischen der Mischungsstelle und der Temperaturmessstelle stattfindet. Bei diesem Verfahren ist wichtig, dass die Sensoren in definierten Zuständen aufeinander abgeglichen werden. Mit den genannten Voraussetzungen ergibt sich die Zylinderfüllung zu:

$$m_{Gas} = m_{HFM} \cdot \frac{(T_{NELS} - T_{LDF})}{(T_{AGR} - T_{NELS})} \quad (10.4)$$

8.2 Formelzeichen

a_i	[I]	Koeffizienten
A	[-]	Zählerpolynom einer Übertragungsfunktion
A_{AGRR}	[m ²]	Oberfläche der Abgasrückführleitung
$AQ5$	[°KW n OT]	Verbrennungsbeginn der Hauptverbrennung
$AQ5_{soll}$	[°KW n OT]	Sollwert des Verbrennungsbeginns der Hauptverbrennung
$AQ50$	[°KW n OT]	Verbrennungsschwerpunktlage
$AQ50_{soll}$	[°KW n OT]	Sollwert der Verbrennungsschwerpunktlage
A_{SAUG}	[m ²]	Oberfläche des Saugrohrs
b_i	[I]	Koeffizienten
B	[-]	Nennerpolynom einer Übertragungsfunktion
c_p	[J/(kg · K)]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_{pAGR}	[J/(kg · K)]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck der zurückgeführten Abgase
c_v	[J/(kg · K)]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
c_{vAGR}	[J/(kg · K)]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen der Abgasrückführleitung
C	[-]	Zählerpolynom einer Übertragungsfunktion

D	[-]	Nennerpolynom einer Übertragungsfunktion
e	[-]	Ausgangsfehlerterm
\mathbf{e}	[-]	Fehlermatrix
G_{ij}	[-]	Übertragungsfunktion
G_{PID}	[-]	Übertragungsfunktion des PID-Reglers
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
h_{AGRVK}	[J/kg]	spezifische Enthalpie der Gase vor dem Abgasrückführkühler
h_{ASA}	[J/kg]	spezifische Enthalpie der Gase im Abgassammler
I_{ADA}	[I]	Verstärkungsfaktor der Adaption
k	[I]	Laufvariable
K_{ADA}	[I]	Adaptionsfaktor
K_D	[I]	Verstärkungsfaktor D-Anteil
K_I	[I]	Verstärkungsfaktor I-Anteil
K_P	[I]	Verstärkungsfaktor P-Anteil
K_{12}	[I]	Entkopplungsfaktor
K_{21}	[I]	Entkopplungsfaktor
m	[mg]	Masse

m_i	[mg/Asp]	Aus dem Massenstrom abgeleitete Masse bezogen auf ein Arbeitsspiel an der Stelle i
m_{AGR}	[mg]	zurückgeführte Abgasmasse im Brennraum
m_{AGRR}	[kg]	Masse der Abgasrückführleitung
$m_{AGRsoll}$	[mg]	Sollwert der zurückgeführten Abgasmasse im Brennraum
$m_{AGRsollRoh}$	[mg]	Rohsollwert der zurückgeführten Abgasmasse im Brennraum
m_{ASA}	[mg]	Masse der Zylinderladung nach der Einspritzung
m_e	[mg]	Kraftstoffeinspritzmasse
m_{ERSV1}	[kg]	Gasmasse im 1. Ersatzvolumen
m_{ERSV2}	[kg]	Gasmasse im 2. Ersatzvolumen
m_{e_soll}	[mg]	Wunschkraftstoffeinspritzmasse
m_{Gas}	[mg]	aktuelle Zylinderfüllung
m_{GasZi}	[mg]	zylinderindividuelle Zylinderfüllung
$m_{Gassoll}$	[mg]	Sollwert der Zylinderfüllung
m_{HFM}	[mg/Asp]	gemessene Frischluftmasse am HFM bezogen auf ein Arbeitsspiel
m_{NELS}	[mg/Asp]	Luft/Abgasmasse nach dem Einlasssammler bezogen auf ein Arbeitsspiel
m_{soll}	[mg/Asp]	Frischluftmassensollwert

m_{VELS}	[mg/Asp]	Luftmasse vor dem Einlasssammler bezogen auf ein Arbeitsspiel
\dot{m}_{AGR}	[kg/s]	Abgasrückführmassenstrom
\dot{m}_{AGRELS}	[kg/s]	Abgasrückführmassenstrom im Einlasssammler
\dot{m}_{ASA}	[kg/s]	Gasmassenstrom in den Abgassammler
\dot{m}_e	[kg/s]	Kraftstoffmassenstrom
\dot{m}_j	[kg/s]	Gasmassenstrom an der Stelle j
\dot{m}_{Gas}	[kg/s]	aktueller Gasmassenstrom in den Motor
\dot{m}_{GasZi}	[kg/s]	zylinderindividueller Gasmassenstrom in den Zylinder
\dot{m}_{HFM}	[kg/s]	gemessener Frischluftmassenstrom am HFM
\dot{m}_{NELS}	[kg/s]	Luft/Abgasmassenstrom aus dem Einlasssammler
\dot{m}_{NVERD}	[kg/s]	Massenstrom durch den Verdichter
\dot{m}_{TURB}	[kg/s]	Turbinenmassenstrom
\dot{m}_{VELS}	[kg/s]	Luftmassenstrom vor dem Einlasssammler
M_e	[Nm]	effektives Motormoment
n	[I]	Polytropenexponent
n	[-]	Störsignal

n_{MOT}	[l/min]	Motordrehzahl
$n_{MOTsoll}$	[l/min]	Leerlaufsolldrehzahl
N	[l]	Anzahl der Messdaten
p	[bar]	Druck im Zylinder
p_{AMB}	[hPa]	Umgebungsdruck
p_{ASA}	[hPa]	Druck im Abgassammler
p_{LDF}	[hPa]	gemessener Druck durch Ladedruckfühler
p_{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
$p_{mi_{soll}}$	[bar]	Sollwert des indizierten Mitteldrucks
p_{NVERD}	[hPa]	Druck nach dem Verdichter
p_{SAUG}	[hPa]	Druck im Saugrohr
p_{Zyl}	[bar]	Druck im Brennraum nach dem Ladungswechsel
p_1	[bar]	Druck im Zustand 1
p_2	[bar]	Druck im Zustand 2
p_{220}	[bar]	Zylinderdruck beim Kurbelwinkel $\varphi = 220$ Grad KW (Einlassventil schließt)
p_{340}	[bar]	Zylinderdruck beim Kurbelwinkel $\varphi = 340$ Grad KW (Kompressionsphase)

p_{450}	[bar]	Zylinderdruck beim Kurbelwinkel $\varphi = 450$ Grad KW (Expansionsphase)
p_{520}	[bar]	Zylinderdruck beim Kurbelwinkel $\varphi = 520$ Grad KW (Auslassventil öffnet)
Δp_{SAUG}	[hPa]	Korrekturterm des Saugrohrdrucks
\dot{Q}_{AGRR0}	[J/s]	Wandwärmestrom zwischen der Rohrwand der Abgasrückführleitung und der Umgebungsluft
\dot{Q}_{AGRR1}	[J/s]	Wandwärmestrom zwischen dem Abgas und der Rohrwand der Abgasrückführleitung
\dot{Q}_{SAUG}	[J/s]	Wandwärmestrom im Saugrohr
r	[I]	Wichtungsfaktor
r_{AGR}	[I]	Abgasrückführrate
$r_{AGRsoll}$	[I]	Sollwert der Abgasrückführrate
r_{AGRELS}	[I]	Abgasrückführrate im Einlasssammler
r_{AGRZi}	[I]	zylinderindividuelle Abgasrückführrate
r_{FRL}	[I]	Frischlufthmassenrate
r_{O2}	[I]	externe Sauerstoffrate
R	[J/(kg · K)]	Gaskonstante
\mathbf{R}	[-]	Parametervektor

R_i	[I]	Modellparameter
R_{Luft}	[J/(kg · K)]	ideale Gaskonstante der Luft
Δr_{AGRZi}	[I]	Abweichung der zylinderselektiven Abgasrückführrate zum Mittelwert
S_{ij}	[I]	Streckenverstärkung
t	[s]	Zeit
T	[K]	Temperatur
T_{AGR}	[K]	Temperatur des zurückgeführten Abgases
T_{AGRR}	[K]	Temperatur der Abgasrückführleitung
T_{AGRVK}	[K]	Temperatur des zurückgeführten Abgases vor dem Kühler
T_{AMB}	[K]	Umgebungstemperatur
T_{ASA}	[K]	Gastemperatur im Abgassammler
T_{ASA_Th}	[K]	Gastemperatur im Abgassammler aus dem Zylinderdrucksignal berechnet
T_D	[s]	Vorhaltezeit des PID-Reglers
T_{ERSV1}	[K]	Temperatur im 1. Ersatzvolumen
T_{LDF}	[K]	gemessene Temperatur der Luft vor der AGR-Zumischung durch den kombinierten Ladedruck- und Ladetemperaturfühler
T_{NELS}	[K]	Temperatur des Gasgemisches im Einlasssammler

T_{NVERD}	[K]	Temperatur nach dem Verdichter
T_{NTURB}	[K]	Temperatur nach der Turbine
T_{SAUG}	[K]	Gastemperatur im Saugrohr
T_{SAUGW}	[K]	Temperatur der Saugrohrwand
TV_{AGR}	[%]	Tastverhältnis des Abgasrückführventils
TV_{AGRVor}	[%]	Vorsteuerwert der Frischluftmassenregelung
TV_{VTG}	[%]	Tastverhältnis der Leitschaufelverstellung
TV_{VTGVor}	[%]	Vorsteuerwert der Ladedruckregelung
T_{WAS}	[K]	Kühlwassertemperatur
T_{Zyl}	[K]	Temperatur im Brennraum nach dem Ladungswechsel
T_0	[s]	Abtastzeit
T_1	[s]	Zeitkonstante
T_{220}	[K]	Temperatur im Brennraum beim Kurbelwinkel $\varphi = 220$ Grad KW
T_{340}	[K]	Temperatur im Brennraum beim Kurbelwinkel $\varphi = 340$ Grad KW
T_{450}	[K]	Temperatur im Brennraum beim Kurbelwinkel $\varphi = 450$ Grad KW
ΔT_{AGRK}	[K]	Temperaturänderung über dem Abgasrückführkühler

ΔT_{ASA}	[K]	Korrekturterm der Abgastemperatur
ΔT_{BR}	[K]	Temperaturänderung des Gases beim Ladungswechsel
ΔT_{TURB}	[K]	Temperaturänderung über der Turbine
ΔT_{VERD}	[K]	Temperaturänderung über dem Verdichter
u	[I]	Änderung der Eingangsgröße
u	[J/kg]	spezifische innere Energie
U	[I]	Eingangsgröße
\mathbf{U}	[-]	Datenmatrix
U_{00}	[I]	Beharrungswerte der Eingangsgröße
v	[I]	weißes Rauschen
v_1	[m ³ /kg]	spezifisches Volumen
v_2	[m ³ /kg]	spezifisches Volumen
v_{220}	[m ³ /kg]	spezifisches Brennraumvolumen beim Kurbelwinkel $\varphi = 220$ Grad KW
v_{340}	[m ³ /kg]	spezifisches Brennraumvolumen beim Kurbelwinkel $\varphi = 340$ Grad KW
V	[m ³]	Volumen
V_{ERSV1}	[m ³]	Volumen des 1. Ersatzvolumens

V_{ERSV2}	$[m^3]$	Volumen des 2. Ersatzvolumens
V_h	$[m^3]$	Hubvolumen
V_{220}	$[m^3]$	Brennraumvolumen beim Kurbelwinkel $\varphi = 220$ Grad KW
V_{340}	$[m^3]$	Brennraumvolumen beim Kurbelwinkel $\varphi = 340$ Grad KW
V_{450}	$[m^3]$	Brennraumvolumen beim Kurbelwinkel $\varphi = 450$ Grad KW
V_{520}	$[m^3]$	Brennraumvolumen beim Kurbelwinkel $\varphi = 520$ Grad KW
w	$[I]$	Sollwert
X	$[I]$	Ausgangsgröße
\mathbf{X}	$[-]$	Ausgangsgrößenvektor
y	$[I]$	Änderung der Ausgangsgröße
y_u	$[I]$	Änderung des Grundsignals der Ausgangsgröße
Y	$[I]$	Ausgangsgröße
Y_u	$[I]$	Grundsignal der Ausgangsgröße
Y_{00}	$[I]$	Beharrungswerte der Ausgangsgröße
z	$[I]$	Variable der z-Transformation
z	$[I]$	Zylinderzahl
Z_i	$[I]$	Zylinder, i entspricht der Zylindernummer

ZV	$[^{\circ}KW]$	Zündverzug
ZV_{Zi}	$[^{\circ}KW]$	zylinderindividueller Zündverzug
ΔZV_{Zi}	$[^{\circ}KW]$	Abweichung des zylinderindividueller Zündverzugs zum Mittelwert
α_{SAUG}	$[W/m^2 \cdot K]$	Wärmeübergangskoeffizient des Saugrohrs
α_{AGRR0}	$[W/m^2 \cdot K]$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen der Rohrwand der Abgasrückführung und der Umgebungsluft
α_{AGRR1}	$[W/m^2 \cdot K]$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Abgas und Rohrwand der Abgasrückführung
$\hat{\theta}$	$[-]$	Parametervektor
λ_a	$[l]$	Luftaufwand, bezogen auf den Zustand des Gases im Saugrohr
λ_{ap}	$[l]$	bezogener Luftaufwand (druckabhängig)
λ_{aT}	$[l]$	bezogener Luftaufwand (temperaturabhängig)
λ_l	$[l]$	Liefergrad, bezogen auf den Zustand des Gases im Saugrohr
Π_{VERD}	$[l]$	Verdichterdruckverhältnis
Π_{TURB}	$[l]$	Turbinendruckverhältnis
ρ_{SAUG}	$[kg/m^3]$	Dichte im Saugrohr
ρ_{Zyl}	$[kg/m^3]$	Dichte im Brennraum nach dem Ladungswechsel
Ψ^T	$[-]$	Datenmatrix

φ $[^{\circ}KW]$ Kurbelwinkel (OT = 360°)

8.3 Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
ARMAX	Modellstruktur (Autoregressiver Signalprozess mit gleitendem Mittel und endogener Variablen)
ASCET-SD	Advanced Simulation and Control Engineering Tool
ASA	Auslasssammler
ATL	Abgasturbolader
CAN	Controller Area Network
CO	Kohlenmonoxid
D4	Abgasstufe für Deutschland
DPF	Diesel-Partikelfilter
DPR	Dual Ported RAM
DT1	Verzögertes Differenzierglied erster Ordnung
DSP	Digitaler Signalprozessor
DZA	Digitale Zylinderdruckanalyse
EDC	Electronic Diesel Control
ELS	Einlasssammler
EPW	Elektropneumatischer Wandler

ERSV	Ersatzvolumen
ESDL	Etas Software Description Language
ETK	Emulator Tastkopf
FB	Förderbeginn
FD	Förderdauer
HC	Kohlenwasserstoff
HFM	Heißfilmluftmassenmesser
INCA	Integrated Calibration and Application Tool
LLK	Ladeluftkühler
NOx	Stickoxide
MAF	Modellbasierte Abgasrückführaten- und Füllungsregelung
MPR	Modellgestützte prädiktive Regelung
MPST	Motorprüfstand
MVEG	Europäischer Abgastestzyklus
OBD	On Board Diagnose
OT	Oberer Totpunkt
PID-Regler	Proportional-Integral-Differenzial-Regler
PDE	Pumpe-Düse-Element
PKW	Personenkraftwagen

PWG	Pedalwertgeber
RPST	Rollenprüfstand
SGR	Saugrohr
TURB	Turbine
VERD	Verdichter
VME	Versa Module Eurocard Bus
VTG	Variable Turbinengeometrie

Lebenslauf (1)

Name: Jörg Larink
Geburtsdatum: 04.05.1975
Geburtsort: Haren Ems
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: ledig

Schulbildung:

1982 -1986	Grundschule Haren
1986 -1988	Orientierungsstufe Haren
1988 -1992	Realschule Haren Sekundarabschluss I
1995 -1996	Fachoberschule Technik BBS Meppen Fachhochschulreife

Berufsausbildung:

1992 -1993	BGJ - Metall Meppen
1993 -1995	Ausbildung zum Industriemechaniker Fachrichtung Betriebstechnik bei der Firma Nordland Papier AG, Dörpen

Berufserfahrung:

Juni 1995 - Juli 1995	Nordland Papier AG, Dörpen Befristeter Arbeitsvertrag als Industriemechaniker
Juli 1998 - Sep. 1998	Nordland Papier AG, Dörpen Urlaubsvertretung als Industriemechaniker

Lebenslauf (2)

März 2001- Dez. 2003 Volkswagen AG, Wolfsburg
Doktorand in der Konzernforschung
Seit Dez. 2003 Volkswagen AG, Wolfsburg
Projektingenieur in der Konzernforschung
Bereich Antriebe

Zivildienst:

Aug.1996 - Sep.1997 Malteser Hilfsdienst in Papenburg
Ausbildung zum Rettungshelfer

Studium:

Sep.1997- Feb.2001 Fachhochschule Osnabrück
Maschinenbau / European Mechanical Engineering
Studies
Febr. 1999 Vordiplom
Sep.1999 - Juni 2000 Sheffield Hallam University
Mechanical Engineering
Juni 2000 Bachelor of Engineering with Hons „First Class“
Aug.2000 - März 2001 Diplomarbeit bei Volkswagen in Wolfsburg Thema:
Zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung von
TDI-Motoren
Feb. 2001 Diplom „mit Auszeichnung“

Studienbegleitende Tätigkeit:

Sep.1999 - Mai 2000 Final Year Project an der Sheffield
Hallam University
Thema: Control system modelling using Working
Model and MATLAB