



# 3. ASIM Workshop Wismar - Modellierung, Regelung und Simulation in Automotive und Prozessautomation

Mai 18-19, 2006

Wismar

Zusammenfassung der Vorträge

ARGESIM Report no. 31  
ASIM-Mitteilungen AM 101



ARGESIM Report



ARGESIM Report

ISBN 3-901608-31-1









*ARGESIM Report no. 31*

**C. Deatcu (Hrsg.)**  
**P. Dünow (Hrsg.)**  
**S. Pawletta (Hrsg.)**  
**T. Pawletta (Hrsg.)**

**ASIM – Mitteilungen AM 101**

**3. ASIM Workshop Wismar –  
Modellierung, Regelung  
und Simulation  
in Automotive und Prozessautomation**

**Mai 18-19, 2006  
Wismar**

organisiert durch:



**Hochschule Wismar  
Universität Rostock  
IAV GmbH Gifhorn  
ASIM FG Simulation technischer Systeme**

Zusammenfassung der Vorträge

**ARGESIM - Verlag, Vienna, 2006  
ISBN 3-901608-31-1**

## **ARGESIM Reports**

Published by **ARGESIM** and **ASIM**, Arbeitsgemeinschaft Simulation,  
Fachausschuss 4.5 der GI

### **Series Editor:**

Felix Breitenecker (ARGESIM / ASIM)  
Div. Simulation, Vienna University of Technology  
Wiedner Hauptstrasse 8 - 10, A - 1040 Vienna  
Tel: +43-1-58801-11452, Fax: +43-1-58801-11499  
Email: Felix.Breitenecker@tuwien.ac.at

### **ARGESIM Report no. 31 ASIM – Mitteilungen AM 101**

**Titel:** 3. ASIM Workshop Wismar –  
Modellierung, Regelung und Simulation in Automotive und Prozessautomation

**Herausgeber:** C. Deatcu  
P. Dünow  
S. Pawletta  
T. Pawletta

Email: c.deatcu@mb.hs-wismar.de

### **ISBN 3-901608-31-1**

Das Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, der Entnahme von Abbildungen, der Funksendung, der Wiedergabe auf photomechanischem oder ähnlichem Weg und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwertung, vorbehalten.

© by ARGESIM / ASIM, Wien, 2006 – Hochschule Wismar

ARGE Simulation News (ARGESIM)  
c/o F. Breitenecker, Div. Simulation, Vienna Univ. of Technology  
Wiedner Hauptstrasse 8-10, A-1040 Vienna, Austria  
Tel.: +43-1-58801-11452, Fax: +43-1-58801-42098  
Email: info@argesim.org; WWW: <http://www.argesim.org>

**Druck:**  
Hochschule Wismar

## **Vorwort**

Nachdem der Schwerpunkt des vorangegangenen ASIM Workshops "Modellierung, Regelung und Simulation in Automotive und Prozessautomation" hauptsächlich im Bereich moderner Regelungsverfahren zu finden war, beschäftigen sich die meisten Fachbeiträge des 3. Workshops mit Fragen der Modellierung und Simulation. Neben neuen Modellen und Modellansätzen für ausgewählte Prozesse werden in verschiedenen Beiträgen auch Neuerungen von Modellierungs- bzw. Simulationswerkzeugen wie z.B. MODELICA oder INTECRIO behandelt.

Weitere Beiträge zum Workshop beschäftigen sich mit neuen Ergebnissen zur modellgestützten Fehlerdiagnose, mit der Regelung von Verbrennungsmotoren und mit Sensorentwicklungen.

Der vorliegende Tagungsband enthält alle Beiträge mit Ausnahme von wenigen, die nicht zur Veröffentlichung in schriftlicher Form freigegeben wurden.

Die Herausgeber bedanken sich bei Herrn Prof. Breitenecker für die Unterstützung des Workshops von Seiten der ASIM sowie bei den Mitorganisatoren B. Lampe und W. Drewelow von der Universität Rostock, M. Schultalbers und T. Jeinsch und M. Köller von der IAV-GmbH und den Mitarbeitern der Forschungsgruppe Computational Engineering und Automation der Hochschule Wismar.

Wismar, den 09.05.2006,

P. Dünow, C. Deatcu, S. Pawletta, T. Pawletta



## Inhalt

<b>N. Weinhold, S.X. Ding, S. Schneider, L. Li, T. Jeinsch, M. Schultalbers</b> Fault Diagnosis for Engine Control Systems based on Adaptive Observer Theory.....	1
<b>P.-W. Manz, K.-N. Jippa, J. Willand</b> Echtzeitfähige Ansätze zur Motor-Fahrzeugdiagnose.....	11
<b>G. Yang, N. Weinhold, S.X. Ding, T. Jeinsch, M. Schultalbers</b> Application of Control Loop Performance Monitoring Methods to Engine Control Systems.....	29
<b>K. Langeheinecke, I. Müller de Vries</b> Modellierung und Simulation von Dieselpartikelfiltern - Beiträge zur Entwicklung und Bedatung von Steuergerätekfunktionen.....	37
<b>J. Ölscher, P. Dünow, B. Lampe</b> Modell zur Bestimmung des Zylinderdruckverlaufes aus dem hoch aufgelösten Drehzahlssignal.....	57
<b>J. P. Blath</b> Modelling of Fuel Pressure Dynamics.....	67
<b>N. Chindaprasert, E. Hassel, J. Nocke, C. Janssen, M. Schultalbers, O. Magnor</b> Prediction of CO Emissions from a Gasoline Direct Injection engine using CHEMKIN® .....	79
<b>A. Schulze, E. Hassel, J. Nocke, C. Janssen, M. Schultalbers, O. Magnor, G. Hübner, P. Seemann</b> Kaltstartmodellierung eines 3-Wege-Katalysators.....	87
<b>E. Hessel, J. Haase</b> VHDL-AMS-Modellbibliotheken für Anwendungen im Automobilbau.....	97
<b>K. Pinnow</b> INTECRIO as Open Simulation and Automation Environment.....	105
<b>R. Dittmar</b> Entwicklung von Softsensoren für verfahrenstechnische Prozesse.....	109
<b>M. Degner, H. Ewald, E. Lewis</b> Fibre coupled low cost sensor for online detection of harmful diesel combustion gases.....	121
<b>P. Fedtke, A. Busch, G. Bramann, M. Fabian, M.-C. Bunescu, M. Wienecke</b> <i>Optisch schaltender Wasserstoffsensord auf der Basis von nanostrukturierten Pd-Dünnschichten.....</i>	131
<b>F. Breitenacker, A. Schifner</b> A Benchmark for Features of Simulators for Sensor Actions and Embedded Control in Continuous Systems: ARGESIM Comparison C13 - Crane and Embedded Control.....	133
<b>I. Bausch-Gall</b> <i>Neuerungen in Dymola und Modelica.....</i>	135
<b>D. Jaetzl, W. Puntigam, T. Pawletta</b> Fahrzeug-Kühlkreislaufsimulation mit Modelica/Dymola.....	159
<b>B. Alt, K.-D. Otto, F. Svaricek</b> Einführung in Sliding-Mode-Regelung und Ausblick auf die Leerlaufdrehzahlregelung von Verbrennungsmotoren.....	171
<b>H. Rockel, J. C. Fuentes, U. Konigorski, H. Müller</b> Regelung pneumatischer und hydraulischer Schwingungsprüfstände mittels Iterativ Lernender Regelung im Frequenzbereich.....	181
<b>A. Kwiatkowski, J. P. Blath, H. Werner, M. Schultalbers</b> <i>LPV Regelung der Füllung eines Ottomotors.....</i>	191
<b>D. Hameister, W. Drewelow, B. Lampe, M. Köller, M. Schultalbers</b> Anwendung von Verfahren zur Selbsteinstellung in Motorsteuerungen.....	203

(kursiv gedruckte Vorträge sind ausschließlich mit Präsentationsfolien bzw. Abstract im Tagungsband enthalten)



# Fault Diagnosis for Engine Control Systems based on Adaptive Observer Theory

N. Weinhold <sup>\*</sup>, S. X. Ding <sup>\*</sup>, S. Schneider <sup>\*</sup>, L. Li <sup>\*</sup>  
T. Jeinsch <sup>†</sup>, M. Schultalbers <sup>†</sup>

## Abstract

In this paper, an adaptive observer-based fault diagnosis scheme for Spark Ignition (SI-) Engines is presented. The scheme is applied to the Air Intake System to identify sensor and component faults. The core of the algorithm is based on a simple adaption law to cope with limited resources in Electronic Control Units (ECU) for automotive applications. Results based on simulation illustrate the capabilities of the system.

## 1 Introduction

Fault diagnosis and especially On-Board Diagnosis (OBD) for engine management systems have become of great interest during last years. This fact is strongly related to the increasing demands on reducing emissions of vehicles due to governmental restrictions especially in Europe and USA and is additionally motivated by requests of customers on efficiency, safety and reliability. Based on this development, modern engine management systems are becoming more and more complex. As a consequence in fault diagnosis, it is necessary not only to detect, but also to isolate and identify faults. Moreover, also situations with multiple faults are under consideration. At least an identification of parameter changes during life cycle can help to avoid a degradation of engine performance and therefore holds for fault tolerant system design.

Adaptive observers for linear systems have been studied extensively since the early 70th, see for instance [1, 2]. Nonlinear adaptive observers have been introduced for example in [3]. Today, adaptive observers are widely used in adaptive control schemes, where several methods such as additional filtering, "auxiliary input" and "dead-zones" are used to guarantee the stability of the system and to increase the robustness and reliability of parameter estimation [4, 5, 6, 7]. The application of adaptive observers to SI-Engine control systems can be found in [8, 9]. FDI approaches based on adaptive observers have been reported in [10, 11, 12, 13, 14].

With respect to engine management systems, several model-based FDI schemes have been proposed in recent years, which make use of a parallel running process model [15, 16, 17, 18, 19]. Our investigation is motivated by results presented in [15, 16], where the integration of FDI functional units into a model-based control structure has been discussed.

Following the idea of an integrated design of model-based control and diagnosis systems, a fault diagnosis module for SI-Engines based on an adaptive observer is presented in this paper. The paper is organized as follows. In section 2, the problem is formulated and the

---

<sup>\*</sup>Institute for Automatic Control and Complex Systems, University of Duisburg-Essen, 47048 Duisburg

<sup>†</sup>Department of Powertrain Mechatronics Development Gasoline Engines, IAV GmbH, 38518 Gifhorn

requirements on the system are stated. In section 3, an adaptive observer scheme is applied to the Air Intake System of a SI-Engine. Simulation results are presented in section 4, followed by some concluding remarks in section 5.

## 2 Problem Formulation

A SI-Engine is generally divided into three subsystems: the Air Intake System, the Fuel/Combustion System and the Exhaust System, which includes the After-Treatment System. This paper addresses the fault diagnosis problem of the Air Intake System. A system description and sensor configuration which is typically used in engine control is given in appendix A. A quick and reliable diagnosis of this subsystem is important, because of its strong influence on the vehicle emissions. In this paper we will consider the identification of following sensor and component faults:

- an offset in the ambient pressure sensor ( $\Delta p_{amb}$ ),
- an offset in the manifold temperature sensor ( $\Delta T_m$ ),
- a leakage in the manifold ( $\Delta A$ ) and
- an offset in the volumetric efficiency caused by valve coking ( $\Delta \eta_{vol}$ ).

A primary problem in developing diagnosis systems for automotive applications and especially for the engine management systems is caused by the limited resources due to cost constraints. Main problems to be solved for the diagnosis purpose can be summarised as follows:

- usage of a strong limited number of sensors,
- detection and identification of numerous possible faults,
- limited computational power and memory resources as well as
- fault isolation and identification even in multiple fault situations.

As a consequence, fault diagnosis is a challenging problem to be solved in automotive applications and especially engine management systems.

## 3 Integrated Fault Diagnosis for the Air Intake System

To deal with the above mentioned problems as well as to satisfy the outlined system requirements, an adaptive observer based fault diagnosis scheme is proposed. The influences of the faults are taken into account in the model by a time varying fault distribution matrix. The adaptive observer can provide a rather accurate fault identification, if there exists a persistent excitation. Referring to results in [15, 16], the overall system structure for the integrated control and diagnosis purpose is based on an Internal Model Control (IMC) scheme and shown in Figure 1, where diagnosis is realised based on the implemented adaptive observer.

In the following, we will describe the design of the adaptive observer and after that give some remarks on the fault diagnosis strategy incorporating the adaptive observer scheme.

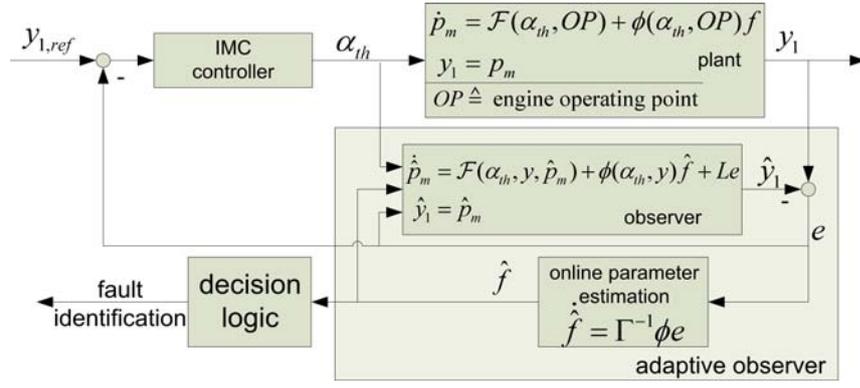


Figure 1: Integrated fault diagnosis based on IMC

### 3.1 Adaptive Observer Design

In this subsection, the adaptive observer scheme based on the process description in appendix A is developed. For the given SISO case, it is assumed that there exists a row vector  $\phi(\alpha_{th}, y) \in \mathbb{R}^{(1 \times q)}$ , which describes the influences of the  $q$  faults under consideration on the state variable  $p_m$ . For this reason the sensor faults to be detected have to be interpreted as actuator or component faults. To this end, the system description in appendix A can be extended to

$$\dot{p}_m = \frac{R_{air} T_m}{V_m} (\dot{m}_{th} - \dot{m}_{cyl}) + \phi(\alpha_{th}, y) f \quad (1)$$

where  $f \in \mathbb{R}^{(q \times 1)}$  is the fault vector. Based on system (1) an observer of the form

$$\begin{aligned} \dot{\hat{p}}_m &= -\frac{\eta_{vol}(n, p_m) V_{cyl}}{120 V_m} n \hat{p}_m \\ &+ C_d \sqrt{\frac{R_{air} T_m p_{amb}}{T_{amb} V_m}} A_{th}(\alpha_{th}) \Psi \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right) \\ &+ \phi(\alpha_{th}, y) \hat{f} + L(y_1 - \hat{y}_1) \\ \hat{y}_1 &= \hat{p}_m \end{aligned} \quad (2)$$

can be obtained easily, where  $\hat{f}$  and  $\hat{p}_m$  are the estimated fault vector and manifold pressure, respectively. To make the estimation error  $e = p_m - \hat{p}_m = y_1 - \hat{y}_1$  converge to zero, i.e.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e = \lim_{t \rightarrow \infty} (p_m - \hat{p}_m) = 0 \quad (3)$$

the following adaption law is defined:

$$\dot{\hat{f}} = \Gamma^{-1} \phi(\alpha_{th}, y) e, \quad (4)$$

where  $\Gamma^{-1}$  is an arbitrary chosen gain matrix which has influence on the speed of convergence.

**Theorem 1** *The adaptive observer described by the adaption law in (4) together with (2) guarantees that*

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (p_m - \hat{p}_m) = 0 \wedge \lim_{t \rightarrow \infty} (f - \hat{f}) = 0. \quad (5)$$

*Proof.* See appendix B.

It is worth mentioning, that with  $y_1 = p_m$  the state variable is also measured, which

plays an important role in the proof of stability of the proposed adaptive observer (see appendix B). The stability can be guaranteed by a proper selection of feedback gain  $L$ . In order to guarantee the convergence of the parameter estimation and thus get a reliable fault isolation and identification, the faults  $f_i$  are assumed to be constant. For the faults under consideration (see section 2), the fault distribution matrix  $\phi(\alpha_{th}, y)$  can be derived from (11),(12) and (14) as

$$\phi^T(\alpha_{th}, y) = \begin{bmatrix} C_d \sqrt{\frac{R_{air}}{T_{amb}}} \frac{T_m p_{amb}}{V_m} \Psi \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right) \\ -C_d \sqrt{\frac{R_{air}}{T_{amb}}} \frac{T_m p_{amb}}{V_m} A_{th}(\alpha_{th}) \left[ \Psi \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right) + p_{amb} \frac{\partial \Psi \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right)}{\partial p_{amb}} \right] \\ -C_d \sqrt{\frac{R_{air}}{T_{amb}}} \frac{p_{amb}}{V_m} A_{th}(\alpha_{th}) \Psi \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right) \\ - \frac{V_{cyl}}{120 V_m} n p_m \end{bmatrix} \quad (6)$$

and the fault vektor  $f$  is given by

$$f^T = [ \Delta A \quad \Delta p_{amb} \quad \Delta T_m \quad \Delta \eta_{vol} ]. \quad (7)$$

**Remark 1** As an offset in  $p_{amb}$  is nonlinear in (12), a Taylor approximation has been used. This leads to an bias in the parameter estimation (see the simulation results in section 4), which can be considered as caused by model uncertainties. The robustness against model uncertainties needs further attention.

### 3.2 Fault Diagnosis Scheme

In order to further reduce computational efforts, the fault diagnosis scheme is divided into

- **Detection.** The detection part consists of observer (2) without adaption, i.e. (2) is a state observer ( $\hat{f} = \mathbf{0}$ ).
- **Isolation and Estimation.** As soon as a fault is detected, the adaptive law (4) is used. The observer now becomes an adaptive observer.

A more detailed description of the parts **Detection** and **Isolation and Estimation** is given below.

**Detection** Since only the observer is active, the estimation error will be influenced by any fault that causes a change in the air intake filling dynamics. Therefore

$$r_0 = e = p_m - \hat{p}_m \quad (8)$$

is a residual signal with the ability to detect faults, i.e.

$$\begin{aligned} |r_0| \leq J_{th,0} &\implies \text{NO FAULT} \\ |r_0| > J_{th,0} &\implies \text{FAULT} \end{aligned} \quad (9)$$

**Isolation and Estimation** As soon as a fault is detected based on (9), the adaption law (4) is used, where a fault isolation is realised based on threshold checks:

$$\text{if } \hat{f}_i > J_{th,i} \implies \text{ith fault has occurred.}$$

An estimation of the fault value is automatically given by  $\hat{f}_i$ .

## 4 Simulation Results

In this section, results obtained from a simulation study are presented. The fault values specified for the simulations shown in Figure 2–6 are given by

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= 20K & \Delta p_{amb} &= 50hPa \\ \Delta A &= 7mm^2 & \Delta \eta_{vol} &= 0.1 \end{aligned}$$

To achieve a suitable parameter estimation, the gain matrix  $\Gamma^{-1}$  has been chosen as

$$\Gamma^{-1} = \text{diag} \{ 1 \quad 40 \quad 10 \quad 0.00025 \}.$$

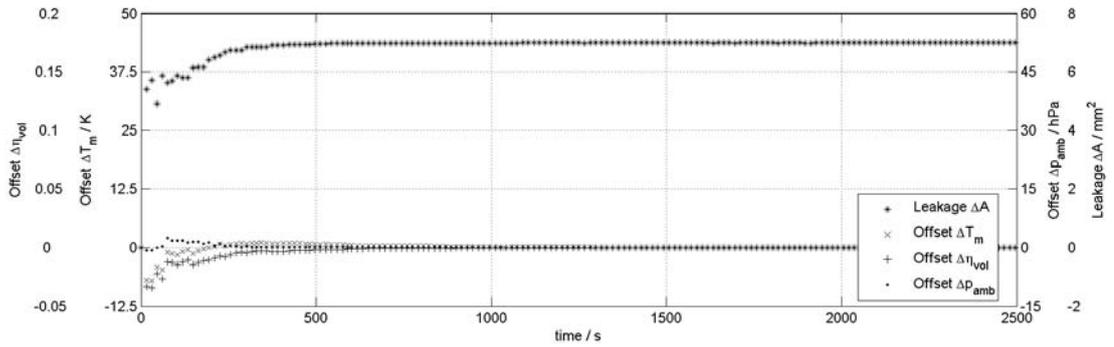


Figure 2: Identification of a leakage in the manifold ( $\hat{f}_1 = \widehat{\Delta A}$ )

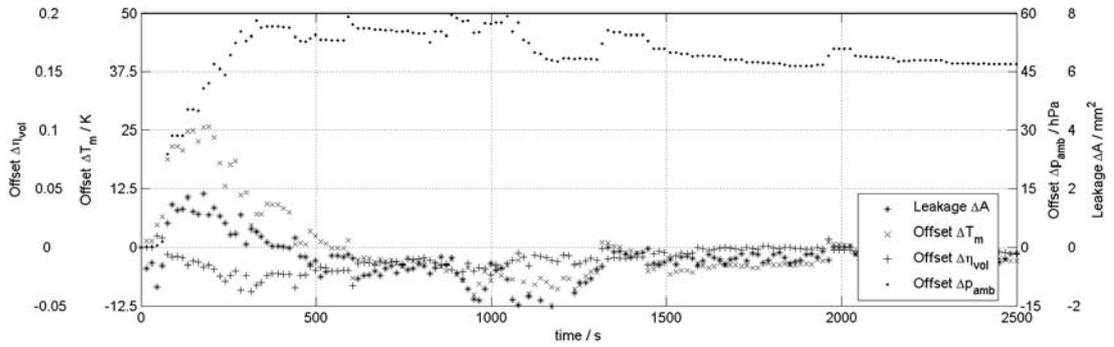


Figure 3: Identification of an offset in the ambient pressure sensor ( $\hat{f}_2 = \widehat{\Delta p_{amb}}$ )

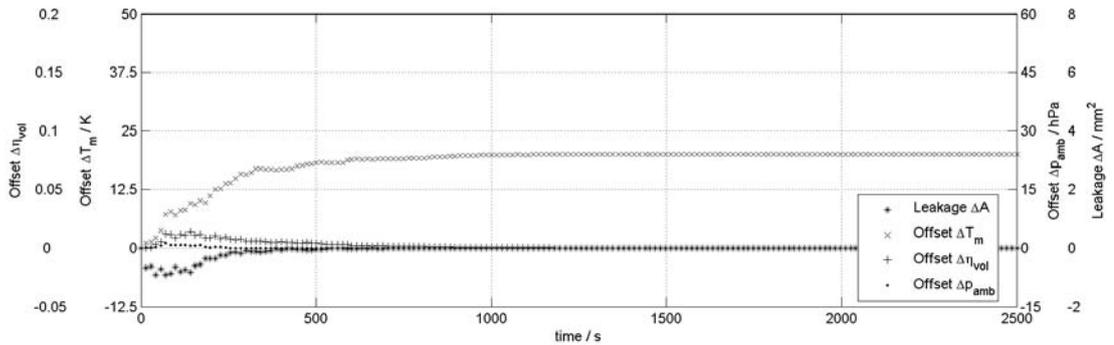


Figure 4: Identification of an offset in the manifold temperature sensor ( $\hat{f}_3 = \widehat{\Delta T_m}$ )

The Figures 2–5 give the simulation results in single fault situations. In Figure 6 the situation where all four faults were simultaneously present is shown. It can be observed, that in single fault situations a good estimation of the fault value and therefore a easy

fault identification could be obtained. In case of an offset in the ambient pressure sensor ( $\Delta p_{amb}$ ), a bias can be recognized (see Remark 1 for an explanation). In the situation of multiple faults, a performance degradation of fault estimation can be seen, which is mainly caused by the dependencies between different faults.

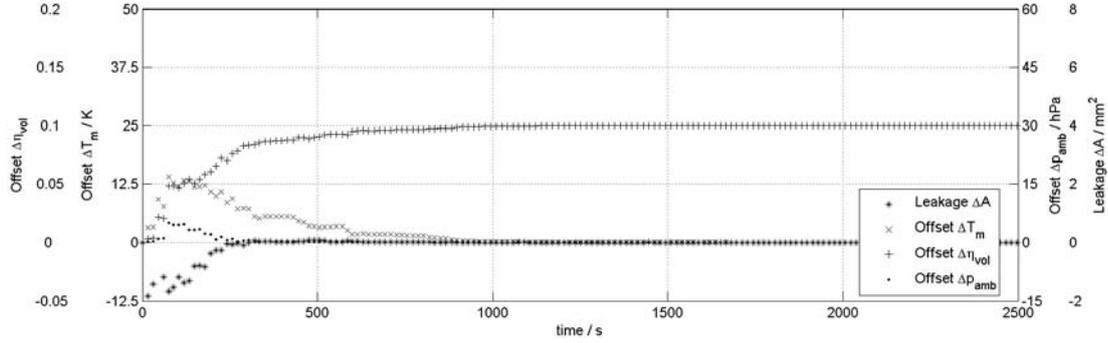


Figure 5: Identification of an offset in the volumetric efficiency ( $\hat{f}_4 = \widehat{\Delta\eta_{vol}}$ )

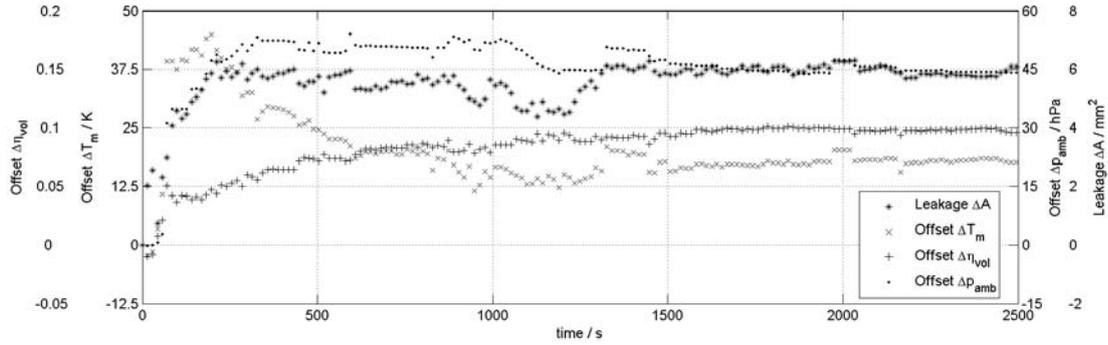


Figure 6: Fault identification in the multiple failure situation

## 5 Conclusion

In this paper, an adaptive observer based fault diagnosis system has been developed. Based on the adaptive observer, fault isolation and identification even in situations with multiple faults can be achieved, which is an important issue to be solved in diagnosis and fault tolerant control. The fault diagnosis system is well integrated in the IMC structure. Thus, the fault diagnosis strategy is characterised by a low computational effort and is suitable for an implementation in an ECU.

Due to the ideal conditions based on simulation, investigations on a suitable threshold selection have been neglected. This problem together with evaluation of robustness and stability under uncertain conditions will be part of further work in this area.

## A Air Intake Filling Dynamics Process

In this part of the appendix, the description of the air intake filling dynamics of SI-Engines is presented. Since the process of air and fuel charge is generally very complex, only a simplified model based on the well known Mean Value Engine Model (MVEM) [20, 21, 22] is shown. In MVEM the periodic fillings of the cylinders are treated as a continuous process. An explanation of the used variables is given in Table 1. The manifold system and sensor equipment of the engine under consideration are shown in Figure 7. The air

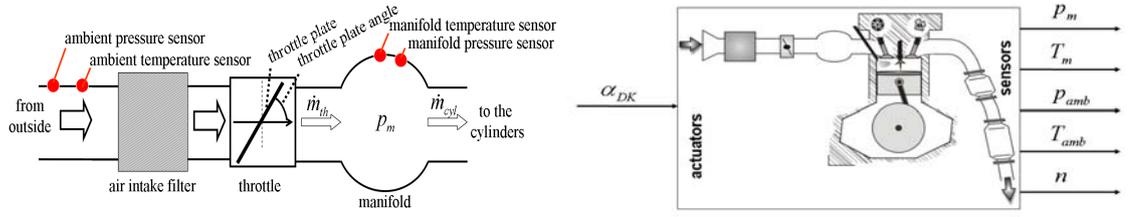


Figure 7: Process description

intake system is controlled by changing the throttle plate angle. Based on the ideal gas law

$$p_m V_m = R_{air} T_m m_m \quad (10)$$

and following [22] an isothermal model based on the assumption of mass conservation is given by

$$\dot{p}_m = \frac{R_{air} T_m}{V_m} (\dot{m}_{th} - \dot{m}_{cyl}) \quad (11)$$

where  $\dot{m}_{th}$  is the incoming and  $\dot{m}_{cyl}$  the outgoing air mass flow. The incoming air flow through the throttle can be calculated using

$$\dot{m}_{th} = C_d \frac{p_{amb}}{\sqrt{R_{air} T_{amb}}} A_{th} (\alpha_{th}) \Psi \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right) \quad (12)$$

with

$$A_{th} = A_0 (1 - \cos(\alpha_{th})) \quad (13)$$

based on the throttle plate angle  $\alpha_{th}$ .  $\Psi$  is the so called pressure ratio correction factor and can be calculated through

$$\Psi(r_p) = \begin{cases} \kappa_{air}^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2\kappa_{air}}{\kappa_{air}+1} \right)^{\frac{\kappa_{air}+1}{2(\kappa_{air}-1)}} & \text{if } \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right) \leq \left( \frac{2}{\kappa_{air}+1} \right)^{\frac{\kappa_{air}}{\kappa_{air}-1}} \\ \sqrt{\frac{2\kappa_{air}}{\kappa_{air}-1} \left[ \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right)^{\frac{2}{\kappa_{air}}} - \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right)^{\frac{\kappa_{air}+1}{\kappa_{air}}} \right]} & \text{otherwise.} \end{cases}$$

To compute the air mass flow out of the manifold into the cylinders the engine is regarded as a pump. Using again perfect gas law in combination with manifold pressure

Variable	Unit	Explanation	Variable	Unit	Explanation
$C_d$	—	discharge coefficient	$\dot{m}_{th}$	$kg/s$	incoming air mass flow
$\Psi$	—	correction factor	$R_{air}$	$J/K/kg$	ideal gas constant
$p_m$	$Pa$	manifold pressure	$A_0$	$m^2$	max. area of the throttle
$\alpha_{th}$	$rad$	throttle plate angle	$A_{th}(\alpha_{th})$	$m^2$	area of the throttle
$p_{amb}$	$Pa$	ambient pressure	$T_{amb}$	$K$	ambient temperature
$\kappa_{air}$	—	ratio of the specific heats	$\dot{m}_{cyl}$	$kg/s$	outgoing air mass flow
$V_{cyl}$	$m^3$	volume of all cylinders	$n$	$rpm$	crank shaft speed
$T_m$	$K$	manifold temperature	$\eta_{vol}(n, p_m)$	—	volumetric efficiency
$V_m$	$m^3$	volume of the manifold	$\Delta p_{amb}$	$Pa$	offset $p_{amb}$
$\Delta T_m$	$K$	offset $T_m$	$\Delta A$	$m^2$	leakage
$\Delta \eta_{vol}$	—	offset $\eta_{vol}$			

Table 1: Nomenclature

and temperature, it follows that

$$\dot{m}_{cyl} = \frac{\eta_{vol}(n, p_m) V_{cyl}}{120 R_{air} T_m} n p_m. \quad (14)$$

With respect to Figure 7, the output vector  $y$  of the system is defined by

$$y^T = [ y_1 \quad \dots \quad y_5 ] = [ p_m \quad T_m \quad p_{amb} \quad T_{amb} \quad n ]. \quad (15)$$

## B Proof of stability and convergence

The estimation error can be easily obtained from (2) and (1) by

$$\dot{e} = \left( -\frac{\eta_{vol}(n, p_m) V_{cyl}}{120 V_m} n - L \right) e + \phi(\alpha_{th}, y) \tilde{f} \quad (16)$$

To guarantee that

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e = \lim_{t \rightarrow \infty} (p_m - \hat{p}_m) = 0 \quad (17)$$

the following Lyapunov function candidate is considered [4]:

$$V(e, \tilde{f}) = \frac{1}{2} [ e^T P e + \tilde{f}^T \Gamma \tilde{f} ] \quad (18)$$

with  $P = P^T > 0$  and  $\Gamma = \Gamma^T > 0$ . By the fact, that only constant faults are considered in this paper, it follows that

$$\dot{\tilde{f}} = -\dot{\hat{f}}(t) \quad (19)$$

As well known from the Lyapunov Theory, the stability of the system has been proven, if there exists an  $\dot{V}$  satisfying  $\dot{V} < 0$ . Based on (18), (19) and (16) as well as choosing  $P = p = 1$  it follows, that

$$\begin{aligned} \dot{V}(e, \tilde{f}) = & \left[ -\frac{\eta_{vol} V_{cyl}}{120 V_m} n - L \right] e^2 \\ & + e \phi(\alpha_{th}, y) \tilde{f} - \tilde{f} \Gamma \dot{\hat{f}}(t) \end{aligned} \quad (20)$$

Hence, by selecting  $L$  in such a way, that the state observer is stable, i.e.

$$\left[ -\frac{\eta_{vol} V_{cyl}}{120 V_m} n - L \right] < 0 \quad (21)$$

a suitable choice for the updating law of the estimation of  $\hat{f}$  can be found with

$$\dot{\hat{f}}(t) = \Gamma^{-1} \phi^T(\alpha_{th}, y) e \quad (22)$$

which exactly compensates the influence of the parameter estimation on (20). Based on the results in (21) and (22) the stability of the system can be guaranteed.

In order to achieve parameter convergence, i.e.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{f} = \lim_{t \rightarrow \infty} (f - \hat{f}) = 0 \quad (23)$$

and therefore to ensure the fault isolation capability, a claim on (22) and equivalently (4) is to satisfy a so called "Persistence of Excitation (PE)" condition.

**Definition 1** "Persistence of Excitation (PE)" [4]: A piecewise continuous signal vector  $\phi : \mathbb{R}^+ \mapsto \mathbb{R}^n$  is PE in  $\mathbb{R}^n$  with a level of excitation  $\alpha_0 > 0$  if there exist constants  $\alpha_1, T_0 > 0$  such that

$$\alpha_1 I \geq \frac{1}{T_0} \int_t^{t+T_0} \phi^T(\tau) \phi(\tau) d\tau \geq \alpha_0 I \quad \forall t \geq 0 \quad (24)$$

## References

- [1] G. Lüders and K. S. Narendra. An adaptive observer and identifier for a linear system. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 18(5):496–499, October 1973.
- [2] G. Kreisselmeier. Adaptive observers with exponential rate of convergence. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 22(1):2–8, February 1977.
- [3] G. Bastin and M. R. Gevers. Stable adaptive observers for nonlinear time-varying systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 33(7):650–658, July 1988.
- [4] P. A. Ioannou and J. Sun. *Robust Adaptive Control*. Prentice Hall, 1996.
- [5] Q. Zhang. Revisiting different adaptive observers through a unified formulation. In *IEEE Conference on Decision and Control*, 2005.
- [6] M.I Demetriou. Robust adaptive techniques for sensor fault detection and diagnosis. In *IEEE Conference on Decision & Control*, 1998.
- [7] H. Wang, Z. J. Huang, and S. Daley. On the use of adaptive updating rules for actuator and sensor fault diagnosis. *Automatica*, 33:217–225, 1997.
- [8] A. Stotsky, I. Kolmanovsky, and S. Eriksson. Composite adaptive and input observer-based approaches to the cylinder flow estimation in spark ignition automotive engines. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, Vol. 18, No. 2, 2004.
- [9] O. F. Storset, A. G. Stefanopoulou, and R. Smith. Adaptive air charge estimation for turbocharged diesel engines without exhaust gas recirculation. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Volume 126, Issue 3:633–643, 2004.
- [10] X. Ding and P. M. Frank. An adaptive observer-based fault detection scheme for nonlinear dynamic systems. In *12 th IFAC World Congress*, 1993.
- [11] P. M. Frank and X. Ding. Survey of robust residual generation and evaluation methods in observer-based fault detection systems. *Journal of Process Control*, 7(6):403–424, 1997.
- [12] D. H. Zhou and P. M. Frank. Nonlinear adaptive observer based component fault diagnosis of nonlinear systems in closed-loops. In *14th IFAC World Congress*, 1999.
- [13] P. M. Frank, G. Schreier, and E. Alcorta Garcia. *New Directions in Nonlinear Observer Design*, chapter Nonlinear Observers for Fault Detection and Isolation. ISBN 1852331348. H. Nijmeijer and T.I. Fossen (ed.), Springer Verlag, Berlin, 1999.
- [14] A. Xu and Q. Zhang. Residual generation for fault detection and isolation in linear time varying systems. In *CDC 2001*, 2001.
- [15] S. X. Ding, N. Weinhold, P. Zhang, E. L. Ding, M. Schultalbers, and T. Jeinsch. Integration of fdi functional units into embedded tracking control loops and its application to fdi in engine control systems. *IEEE CCA*, 2005.
- [16] N. Weinhold, S.X. Ding, T. Jeinsch, and M. Schultalbers. Embedded model-based fault diagnosis for on-board diagnosis of engine management systems. *IEEE CCA*, 2005.
- [17] Byungho Lee, Yann G. Guezennec, and Giorgio Rizzoni. Model-based fault diagnosis of spark-ignition direct-injection engine using nonlinear estimations. In *SAE World Congress*, 2005.
- [18] F. Kimmich and R. Isermann. Model based fault detection for the injection, combustion and engine-transmission. *IFAC, 15th Triennial World Congress, Barcelona*, 2002.
- [19] M. Nyberg. Model-based diagnosis of an automotive engine using several types of fault models. *IEEE Transaction on Control Systems Technology*, 10(5), 2002.
- [20] J. B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, Inc., New York, 1988.
- [21] E. Hendricks and S.C. Sorenson. Mean value modelling of spark ignition engines. *SAE Technical Paper No. 900616*, 1990.
- [22] E. Hendricks and J. B. Luther. Model and observer based control of internal combustion engines. *International Workshop on Modelling, Emissions and Control of Automotive Engines (MECA02)*, 2002.



## **Echtzeitfähige Ansätze zur Motor-Fahrzeugdiagnose**

Dr. P.-W. Manz, Dr. K.-N. Jippa, J. Willand

### **Übersicht**

Die Entwicklung und Applikation moderner Fahrzeugmotoren erfordert ein detailliertes Wissen über den Ablauf der Verbrennung und das nicht nur bei Stationärmessungen auf Motorprüfständen, sondern insbesondere auch im Fahrzeug während instationärer Fahrzustände. Es muss also in Zukunft ein erklärtes Ziel sein, die Randbedingungen für die Verbrennungsdiagnose im Fahrbetrieb stetig zu verbessern. Deshalb sollen im folgenden Methoden zur echtzeitfähigen Verbrennungsdiagnose dargestellt und auf ihre Genauigkeit im Vergleich zu einer vollständigen thermodynamischen Analyse untersucht werden. Es soll weiterhin gezeigt werden, wie trotz begrenzter Rechenleistung die Echtzeitfähigkeit realisiert werden kann, wie die notwendigen Randbedingungen wie OT-Lagebestimmung und Nullpunktkorrektur sichergestellt werden können, wie mit Digitalisierungsrauschen und Signalstörungen zu verfahren ist und welche Ergebnisse letztendlich zu erwarten sind. Anhand von einigen ausgewählten Beispielen soll dann gezeigt werden mit welcher Qualität und Aussagekraft Fahrzeugmessungen möglich sind und welche Hilfestellung dadurch im Entwicklungsprozess gegeben ist.

### **Einleitung**

Bei der Entwicklung moderner Antriebskonzepte ist der Umfang an begleitenden Randbedingungen stetig angewachsen. Zum Einem nehmen die gesetzlichen Auflagen ständig zu, zum anderen ist der Kosten- und Zeitdruck im Entwicklungsprozess unübersehbar. Es muss deshalb ein erklärtes Ziel sein, den Entwicklungsablauf deutlich zu beschleunigen und gleichzeitig auch so zielsicher zu machen, dass alle gesetzlichen Randbedingungen problemlos erfüllt werden können. Ein wesentlicher Teil des Entwicklungsprozesses ist die Applikation von Fahrzeugmotoren, also die Bedienung von Steuergeräten damit Zündung und Einspritzung unter allen nur denkbaren Betriebsbedingungen optimal eingestellt sind. Einzuhaltende Randbedingungen sind hierbei das Applikationsniveau der Abgasgrenzwerte, best möglicher Motorwirkungsgrad um den Kraftstoffverbrauch und damit die CO<sub>2</sub>-Emissionen niedrig zu halten, aber auch Start- und Betriebsicherheit sowie guter Fahrkomfort sind ein wesentliches Entwicklungsziel. Diese Ziele sind am Besten dann zu erreichen, wenn das Motorverhalten auch im Fahrbetrieb möglichst gut analysiert werden kann und wenn Fehlverhalten mit Hilfe von geeigneten Applikationshilfen zielsicher aufgedeckt wird. Eine sehr erfolgreiche Methode zur Diagnose von Laufruhe, Wirkungsgrad, Klopfkennung, Brennverhaltensbeurteilung usw. ist die Zylinderdruckindizierung und die nachfolgende thermodynamische Analyse des Brennverhaltens. Bei Motorversuchen auf einem Motorprüfstand wird dieses Verfahren schon seit vielen Jahren eingesetzt und hat mittlerweile einen hohen Reifegrad erreicht, aber im mobilen Einsatz im Fahrzeug stellt sich die Situation deutlich schwieriger dar, da das messtechnische Umfeld in der Regel weniger detailliert ist und daher eine vollständige thermodynamische Analyse nicht möglich ist. Das heißt in der Regel werden echtzeitfähige Ansätze benötigt, die das Motorverhalten unmittelbar als einen berechneten „Messwert“ erscheinen lassen. Mit solchen Informationen ist dann eine zielsichere und schnelle Diagnose des Brennverhaltens und damit eine ebenso zielsichere und schnelle Applikation des Motors möglich. Im Folgenden soll nun dargestellt werden wie diese Methoden aussehen, wie die Echtzeitfähigkeit realisiert werden kann und welche Aussagegenauigkeit zu erwarten ist.

## Methoden der thermodynamischen Analyse

Die übliche Methode der Brennverhaltensbeurteilung besteht darin, eine thermodynamische Analyse des indizierten Zylinderdruckverlaufs auf Basis der vollständigen Energiebilanz durchzuführen (1/2/3). Die Ausgangsgleichung ist der erste Hauptsatz der Thermodynamik in der für den Verbrennungsmotor angepassten Grundform (Gl. 1). Durch entsprechende Umformung ergibt sich dann die Form in Gl. 2 die üblicherweise zur Auswertung von Messdaten benutzt wird.

$$\frac{dU_g}{d\phi} = \frac{dQ}{d\phi} + \frac{dW}{d\phi} + hg \frac{dm}{d\phi} \quad (1)$$

$$\frac{dX_v}{d\phi} = \frac{1}{Hu \cdot m_{ko}} \left\{ Fkt_{-1} - \frac{\alpha}{\omega} \cdot A \cdot (T_w - T) - (h_g - u_t + c_v \cdot T) \cdot \frac{dm}{d\phi} + m \cdot \frac{\partial u_t}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\phi} \right\} \quad (2)$$

mit

$$Fkt_{-1} = \left( 1 + \frac{c_v}{R} \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{d\phi} + \frac{c_v}{R} \cdot \left[ V \cdot \frac{dp}{d\phi} - m \cdot T \cdot \frac{dR}{d\phi} \right]$$

Diese Gleichung ist nur numerisch lösbar und benötigt für eine Lösung noch einige zusätzliche Modelle, die im Folgenden kurz aufgezählt werden sollen:

- Ein Ansatz für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  z.B. nach (4/5/6/7/8)
- Ein Ansatz zur Berechnung der mittleren Wandtemperatur z.B. nach (9/10)
- Modelle für die kalorischen Größen von Abgas, Luft und Kraftstoff z.B. nach (11/12/13/14)
- Ein Modell zur Berechnung des Restgasanteils im Brennraum, sowie ein Ansatz zur Berechnung des Anteils an rückgeführtem Abgas (15/16/17/18/19)
- Eine Mischungsrechnung für die drei Komponenten Abgas, Luft und gasförmiger Kraftstoff (1/2/3)
- Für einen Direkteinspritzmotor sowohl ein Einspritz- als auch ein Verdampfungsmodell (3)
- Ein Modell für die Kinematik des Kurbeltriebs und die daraus resultierenden geometrischen Änderungen in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel (1/3)

Diese benötigte Modellvielfalt und deren teilweise aufwändige mathematische Formulierung (Potenzen mit gebrochenen Exponenten, Winkelfunktionen, Logarithmen usw.) führt dazu, dass eine echtzeitfähige Lösung nicht möglich ist. Sehrwohl ist mit dieser Methode aber ein sehr guter Bewertungsmaßstab gegeben, um echtzeitfähige Ansätze hinsichtlich ihrer Genauigkeit und Aussagekraft zu prüfen.

## Echtzeitfähige Methoden zu Brennverlaufsbeurteilung

Den vorstehenden Ausführungen ist zu entnehmen, dass ein echtzeitfähiger Ansatz wesentliche Vereinfachungen beinhalten muss (20). Es wird zum einen eine angepasste kurze Rechenzeit erwartet, gleichzeitig soll aber das Rechenergebnis eine ausreichende Genauigkeit besitzen. Ein hierfür geeigneter Ansatz ist die Heizverlaufsrechnung, die im Folgenden kurz vorgestellt werden soll.

Die Bedingungen für den Heizverlauf:

$$\frac{dQ}{d\phi} = 0 \quad \text{Der Wandwärmeübergang wird vernachlässigt}$$

$$\frac{dm}{d\phi} = 0 \quad \text{Keine Massenänderung in der Hochdruckphase}$$

$$\frac{d\lambda}{d\phi} = 0 \quad \text{Keine Änderung des Luftverhältnisses in der Hochdruckphase}$$

Unter diesen Randbedingungen lässt sich der Heizverlauf aus der Energiebilanz ableiten

$$\frac{dQ_H}{d\phi} = \left\{ \frac{c_v}{R} \left[ p \cdot \frac{dV}{d\phi} + V \cdot \frac{dp}{d\phi} \right] + p \frac{dV}{d\phi} \right\} \quad (3)$$

Mit der folgenden, aus der Thermodynamik bekannten Beziehung

$$\frac{c_v}{R} = \frac{1}{\kappa - 1} \quad (4)$$

lässt sich die Abhängigkeit von den Stoffwerten  $c_v$  und  $R$  auf das Verhältnis der spezifischen Wärmen zurückführen. Unter Annahme eines idealen Gases ist dieses Verhältnis eine konstante Größe und vereinfacht den Rechenaufwand beträchtlich. Bei diesem Anwendungsfall ist  $\kappa=1,33$  anzunehmen.

$$\frac{dQ_H}{d\phi} = \frac{1}{\kappa - 1} \left\{ \kappa \cdot p \cdot \frac{dV}{d\phi} + V \cdot \frac{dp}{d\phi} \right\} \quad (5)$$

Diese Gleichung lautet in der Form für diskrete Stützstellen und unter Verwendung einer Zentralfdifferenz für den Druckgradienten.

$$\left( \frac{dQ_H}{d\phi} \right)_i = \frac{1}{\kappa - 1} \left\{ \kappa \cdot p_i \cdot \left( \frac{dV}{d\phi} \right)_i + V_i \cdot \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2 \cdot \Delta\phi} \right\} \quad (6)$$

Für die Echtzeitanwendung wird dann die folgende Form gewählt:

$$\left( \frac{dQ_H}{d\phi} \right)_i = \left[ \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left( \frac{dV}{d\phi} \right)_i \right] \cdot p_i + \left[ \frac{V_i}{2 \cdot \Delta\phi \cdot (\kappa - 1)} \right] \cdot (p_{i+1} - p_{i-1}) \quad (7)$$

Die Ausdrücke in den eckigen Klammern lassen sich unmittelbar nach dem Rechnerstart einmal berechnen und in Datenfeldern ablegen. Dadurch reduziert sich die Gradientenberechnung auf 2 Multiplikationen, eine Subtraktion und eine Addition, also auf 4 Grundrechenoperationen die sich sehr schnell ausführen lassen. Diese Gradienten müssen integriert werden, um den erforderlichen Summenheizverlauf zu erhalten.

$$Q_H(\phi) = \int_{\phi_{ZZP}}^{\phi_{VE}} \left( \frac{dQ_H}{d\phi} \right)_i \cdot d\phi \quad (8)$$

Wird dieser Ansatz in die Trapezregel zur numerischen Integration überführt, dann liegen auch hier nur elementare, schnell ausführbare Grundrechenoperationen vor.

$$Q_H(\phi) = Q_H(\phi)_0 + \frac{\Delta\phi}{2} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \left[ \left( \frac{dQ_H}{d\phi} \right)_{i+1} + \left( \frac{dQ_H}{d\phi} \right)_i \right] \quad (9)$$

### Nullpunktkorrektur und OT-Lagebestimmung

Prinzipbedingt können die piezoelektrischen Zylinderdrucksensoren keinen Absolutdruck messen, daher ist vor der Berechnung des Heizverlaufs unbedingt eine Nullpunktkorrektur erforderlich. Das ist ebenfalls mit Hilfe des Heizverlaufs möglich, wenn von folgenden Voraussetzungen ausgegangen wird:

- Der Wärmeübergang während der Kompression ist vernachlässigbar, was mit guter Näherung für einen Verbrennungsmotor gilt.
- Es findet keine Verbrennung während der Kompression statt, d.h. es gilt  $Q_H \equiv 0$ .

Mit  $p = p_{Mess} + \Delta p$  ist durch entsprechende Umformung ein Ausdruck für den Off-Set Druck  $\Delta p$  abzuleiten.

$$\Delta p = - \frac{\left[ \frac{1}{\kappa} \cdot \sum_i^n \left( V \cdot \frac{(p_{Mess})_{i+1} - (p_{Mess})_{i-1}}{2 \cdot \Delta\phi} \right)_i \right]}{\left[ \sum_i^n \left( p_{Mess} \cdot \frac{dV}{d\phi} \right)_i \cdot \sum_i^n \left( \frac{dV}{d\phi} \right)_i \right]} \quad (10)$$

Dieser Ausdruck ist für einen definierten Bereich der Kompressionslinie zu berechnen, z.B. für den Bereich von 265°KW – 295°KW.

Ein weiterer Punkt ist die Ermittlung der genauen Lage des OT-Punktes. Hierzu muss ein Off-Set ermittelt werden, der ständig zum ankommenden Kurbelwinkelsignal hinzugezählt wird. Auch dafür gibt es eine thermodynamische Modellvorstellung die die Off-Set Ermittlung innerhalb des Versuchsaufbaus möglich macht. Wenn ein Motor geschleppt wird, dann liegt, aufgrund der Kurbeltrieb-Kinematik, kurz vor dem oberen Totpunkt, kaum noch eine Kolbenbewegung vor, während der Wärmeübergang an die Wand sich nahezu auf seinem Maximalniveau befindet. Aufgrund dessen tritt der maximale Zylinderdruck nicht beim geometrischen OT auf, sondern kurz davor. Dieser Differenzwinkel wird thermodynamischer Verlustwinkel genannt und ist recht genau mit einer Prozessrechnung zu ermitteln. Der Sachverhalt kann also dazu benutzt werden,

um bei einem mit dem Anlasser geschleppten Motor genau die OT-Lage des Messaufbaus zu ermitteln. Das lässt sich typischerweise automatisieren, indem aus mehreren Messungen rund um die OT-Lage ein Ausgleichspolynom berechnet wird, aus dem sich dann die genaue OT-Lage berechnen lässt.

## Datenglättung

Eine Notwendigkeit zur Datenglättung ergibt sich sowohl aus dem Prinzip der Analog-Digital-Wandlung als auch aufgrund des notwendigen breiten Messbereiches von bis zu 250 bar. Zum Beispiel bei 12 Bit Wandlern, wie sie typischerweise in Indiziersystemen verbaut werden, liegt nach Abzug des Vorzeichen Bits bei einem Messbereich von 250 bar eine Digitalisierungsschrittweite von 122 mbar vor. Das ergibt zumindest im unteren Messbereich erhebliche Treppenstufen, die nur durch eine Datenglättung abgeschwächt werden können.

Gewählt wird üblicherweise eine symmetrische Glättung mit Gewichtungsfaktoren um jegliche Signalverschiebung zu vermeiden. Ein Beispiel ist der nachfolgenden Gleichung zu entnehmen (21), wobei die Echtzeitfähigkeit bei diesem Verfahren entsprechend der Glättungsordnung um  $n^{\circ}$  KW nachteilig ist.

$$P_{i,glatt} = \frac{\sum_{j=-n}^n (f_j \cdot p_{i+j})}{\sum_{j=-n}^n f_j} \quad (11)$$

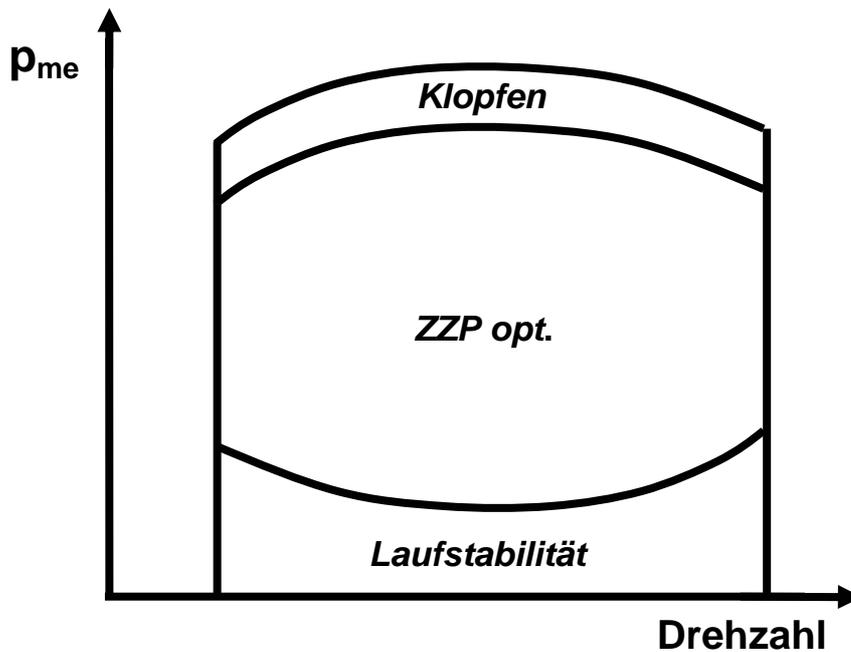
Hierbei ist  $f(j) = 2^{-|j|}$  der Wichtungsfaktor.

Der Glättungsbereich ist definiert  $j \in (-n, \dots, n)$

Um einen nennenswerten Informationsverlust z.B. im Bereich des Spitzendrucks zu vermeiden, ist es möglich diesen Bereich von der Datenglättung auszunehmen.

## Anwendung der Verfahren und Möglichkeiten der Auswertung

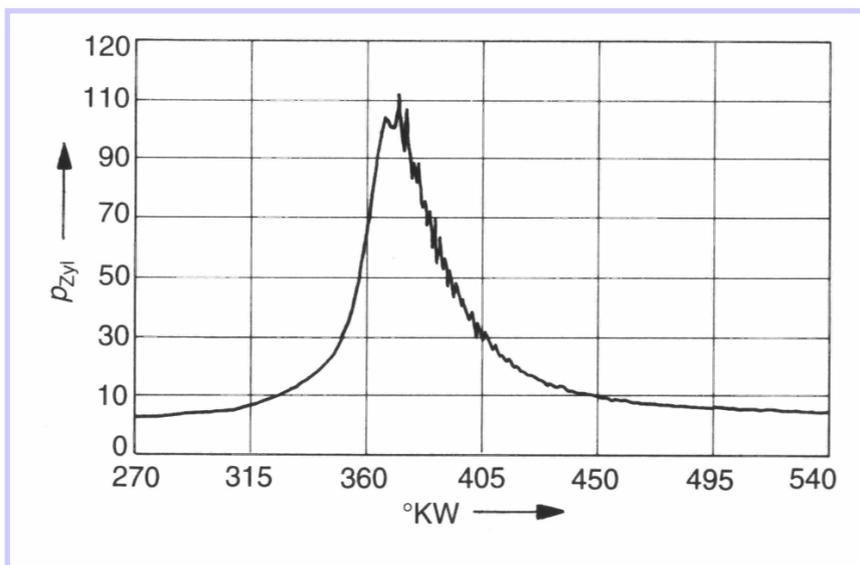
Nachdem nun gezeigt wurde, wie die richtige Zuordnung der Zylinderdruckdaten zum Kurbelwinkel zu gewährleisten ist und wie das richtige Absolutdruckniveau erreicht wird, kann im Folgenden auf die verschiedenen Arten der Auswertung eingegangen werden und auf die Genauigkeit der damit zu erzielenden Ergebnisse. Zunächst soll jedoch beispielhaft gezeigt werden, wozu diese Verfahren in der Applikation dienen können.



**Bild 1** Motorkennfeld mit charakteristischen Bereichen

Auf der **Abbildung 1** ist ein typisches Kennfeld eines Motors aufgetragen. Markiert sind darin drei charakteristische Bereiche. Bei hohen Lasten wird der Motor an der Klopfgrenze betrieben um maximale Leistung zu realisieren, während im mittleren Bereich der wirkungsgradoptimale Zündzeitpunkt eingestellt werden kann. Im unteren Bereich ist der Motor aufgrund geringerer Zylinderfüllung bei gleichzeitig höherem Restgasanteil in seinem Betrieb nicht sehr laufstabil, so dass meist die Laufstabilität das Ziel ist das es zu erreichen gilt. Die Kriterien für diese drei Kennfeldbereiche lassen sich sehr gut auf Basis der Zylinderdruckindizierung finden, mit denen eine schnelle Applikation möglich ist. Zunächst sollen die Kenngrößen behandelt werden, die sich unmittelbar aus dem gemessenen Druckverlauf ableiten lassen.

Die klopfende Verbrennung, die in Vollastnähe bevorzugt stattfindet, lässt sich unmittelbar aus dem Zylinderdrucksignal (**Bild 2**) ablesen und dient der Applikation des Zündwinkelkennfeldes in diesem Bereich.



**Bild 2** Ein Beispiel für eine klopfende Verbrennung

Eine andere Möglichkeit der Beurteilung besteht darin, die Klopfamplituden die dem Zylinderdruckverlauf überlagert sind herauszufiltern und daraus, durch eine Addition der Absolutwerte der Klopfamplituden, einen Klopfintegrator zu bilden, der als Kennzahl für die Klopfstärke dienen kann.

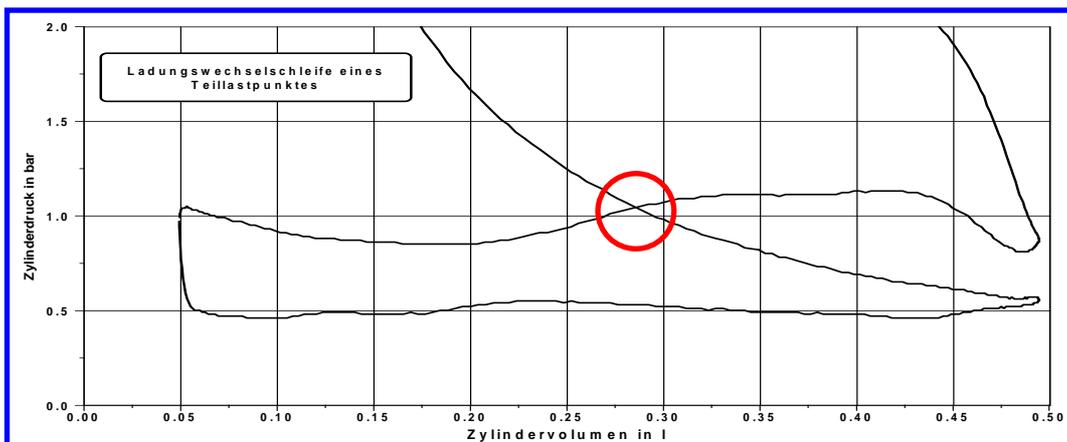
Ein weiterer Kennwert ist Niveau und Lage des maximalen Druckgradienten im Zyklus z.B. zur Beurteilung der Verbrennungsgeräusche des Motors. Als akustisch verträgliche Grenze werden derzeit 4 bar/KW angegeben.

Eine der wichtigsten Informationen ist die indizierte Arbeit aufgeteilt in Hochdruck- und Niederdruckanteil, oder aber als Gesamtarbeit. Der Hochdruckanteil dient z.B. zur Zündaussetzererkennung oder aber zur Beurteilung der Gleichlaufqualität, während der Niederdruckteil z.B. zur Ladungswechselbeurteilung herangezogen wird.

Die indizierte Arbeit des gesamten Arbeitsprozesses ist wie folgt definiert:

$$w_i = \frac{1}{V_H} \cdot \int_{0^\circ KW}^{719^\circ KW} p \cdot dV \quad (12)$$

Sinngemäß stellt diese Gleichung das Ringintegral über den gesamten Zyklus und damit die Arbeit des realen Kreisprozesses dar. Dieses Integral lässt sich, wie vorher beschrieben, in die Teilbereiche Hochdruck- und Niederdruckarbeit aufteilen, um damit die Ladungswechselverluste und den Erfolg der Verbrennung getrennt beurteilen zu können. Hierbei sind grundsätzlich zwei Wege möglich. Zum einen lässt sich eine Aufteilung im Hinblick auf den Kreuzungspunkt (**Bild 3**) im pV-Diagramm vornehmen, zum anderen ist es möglich die unteren Totpunkte (180°KW / 540°KW) als Integrationsgrenzen zu benutzen. Die numerischen Unterschiede sind vergleichsweise gering, so dass beide Betrachtungen zulässig sind. Für die Echtzeitanwendung ist jedoch die Kreuzungspunktsuche nicht möglich, deshalb sind im folgenden die Gleichungen für die Totpunktlagen angegeben.



**Bild 3** Kreuzungspunkt im pV-Diagramm

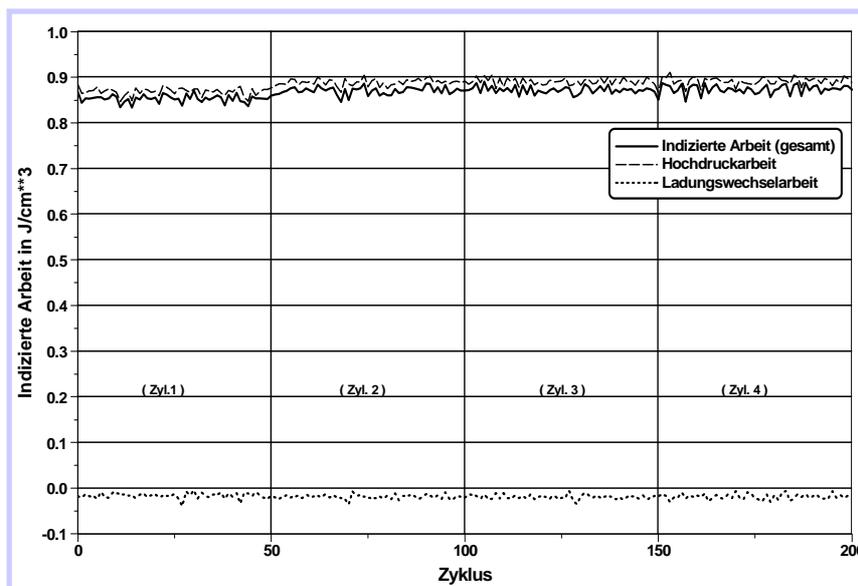
Hochdruckteil:

$$w_{iHD} = \frac{1}{V_H} \cdot \int_{180^\circ KW}^{540^\circ KW} p \cdot dV \quad (13)$$

Ladungswechselteil:

$$w_{iND} = w_i - w_{iHD} \quad (14)$$

**Bild 4** zeigt ein Beispiel für die indizierte Arbeit eines Vierzylindermotors. Es sind jeweils 50 nachfolgende Zyklen pro Zylinder aufgetragen. Diesem Bild ist zu entnehmen, dass der Zylinder 1 in der Hochdruckphase ein leichtes Problem mit der Verbrennung haben muss, denn nur dort ist ein Unterschied zu den anderen 3 Zylindern. Die Niederdruckphase ist für alle Zylinder gleich, ein Problem im Ladungswechsel lässt sich aufgrund dieses Ergebnisses klar ausschließen. Ein weiteres Bewertungskriterium ist die Standardabweichung der indizierten Arbeit um beispielsweise den unteren Kennfeldbereich nach dem Kriterium Laufstabilität zu applizieren. Hier wird ein gewünschter Kennwert vorgegeben, der dann als Applikationsgröße eingehalten werden muss. Ein typischer Wert kann z.B. 0,01 J/cm<sup>3</sup> sein.



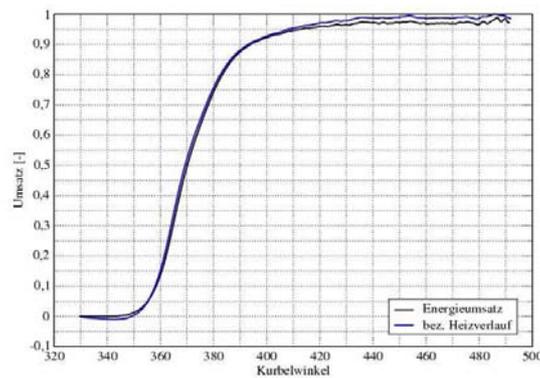
**Bild 4** Der Verlauf der indizierten Arbeit eines Vierzylindermotors, aufgeteilt nach Hochdruck-, Niederdruck- und Gesamtarbeit

### Kenngrößen die aus dem Druckverlauf und Modellrechnungen berechnet werden

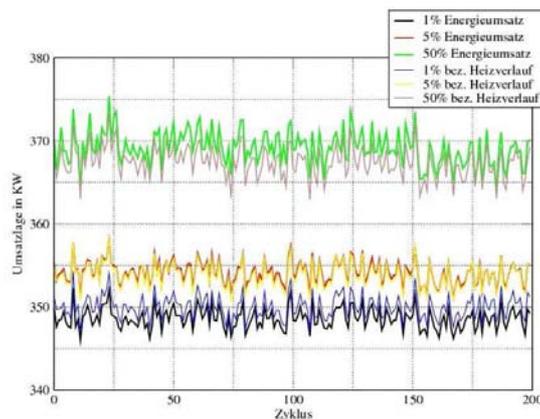
Wie zu Anfang erwähnt, ist das Ergebnis einer Berechnung mit Hilfe der vollständigen Energiebilanz der Bewertungsmaßstab für die Beurteilung der Ergebnisse der echtzeitfähigen Analysemethoden. Dieses Verfahren ist allerdings nur im Rahmen der Analyse des Stationärbetriebes zu verwenden, da einige Eingabedaten gebraucht werden, die im Instationärbetrieb nicht zur Verfügung stehen. Die für eine Applikation wesentlichen Informationen sind die Lage von 50% Energieumsatz, wenn diese Lage

bei ca. 10KW nach ZOT liegt wird der Motor wirkungsgroßoptimal betrieben, sowie die Lagen von 1% bzw. 5% Energieumsatz. Diese Lagen zeigen die Qualität der Entflammungsbedingungen an, kurze Abstände zum Zündzeitpunkt bedeuten gute Bedingungen, lange Abstände > 15KW deuten in der Regel auf Gemischbildungs-/Zündungsprobleme hin. Da der Heizverlauf, wie zuvor beschrieben, einige recht starke Vereinfachungen enthält ist es notwendig auf ein bezogene Darstellungsweise überzugehen. Hierzu wird der Heizverlauf auf sein eigenes Maximum bezogen, also gewissermaßen auf 1 normiert. Diese Betrachtungsweise hat sich bewährt, weil sie zu relativ guten Ergebnissen führt.

In **Abbildung 5** ist der Verlauf der Energieumsetzung und der normierten Heizverlaufsrechnung für einen diskreten Zyklus aufgetragen. Es ist grundsätzlich zu erkennen, dass trotz der erheblichen Vereinfachungen im normierten Heizverlauf eine recht gute Übereinstimmung zwischen beiden Kurvenverläufen erreicht wird. Zu Beginn der Rechnung taucht der Heizverlauf leicht unter dem Energieumsatz weg. Dieses Verhalten ist typisch und resultiert aus der Vernachlässigung der Wärmeverluste, insofern ist die Übereinstimmung bei der 1%-Umsatzlage nicht so genau. Bei der 5%-Umsatzlage wird dafür eine nahezu vollständige Deckung erreicht und bei der 50%-Umsatzlage ist die Übereinstimmung ebenfalls noch recht gut.



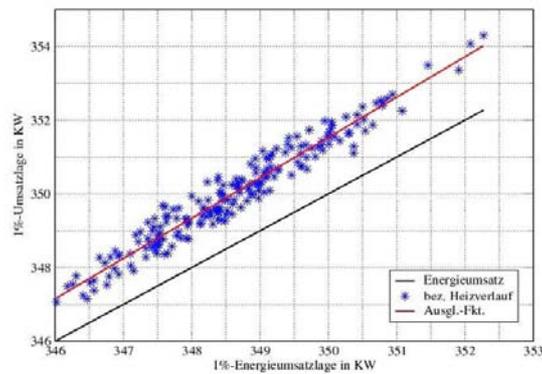
**Bild 5** Vergleich der Energieumsatzrechnung mit dem normierten Heizverlauf für ein Arbeitsspiel



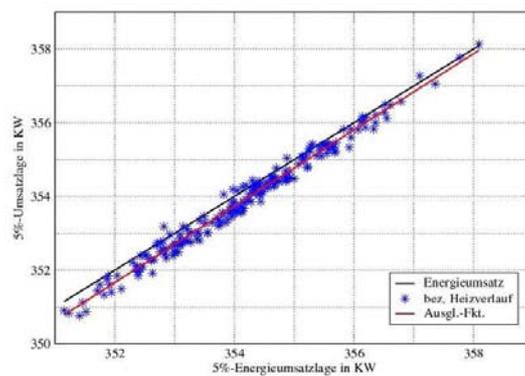
**Bild 6** Vergleich charakteristischer Energieumsatz- und Heizverlaufslagen

In **Abbildung 6** ist der Vergleich dieser charakteristischen Umsatzlagen für 200 nachfolgende Arbeitsspiele aufgetragen, um zu zeigen das diese Übereinstimmung eine gewisse Allgemeingültigkeit besitzt. Hier ist die gleiche Tendenz wie bei dem einzelnen Arbeitsspiel zu beobachten, eine relativ große

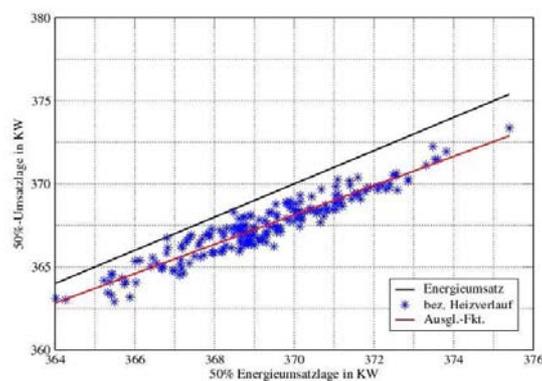
Abweichung bei der 1%-Lage, bei der 5%-Lage nahezu vollständige Deckung und bei der wichtigen 50%-Lage ebenfalls eine recht gute Übereinstimmung, die für die Applikation der wirkungsgradoptimalen Zündzeitpunkt-Lage aussagekräftig genug ist.



**Bild 7** Vergleich der 1%-Umsatzlage des normierten Heizverlaufs mit der zugehörigen Energieumsatzlage



**Bild 8** Vergleich der 5%-Umsatzlage des normierten Heizverlaufs mit der zugehörigen Energieumsatzlage

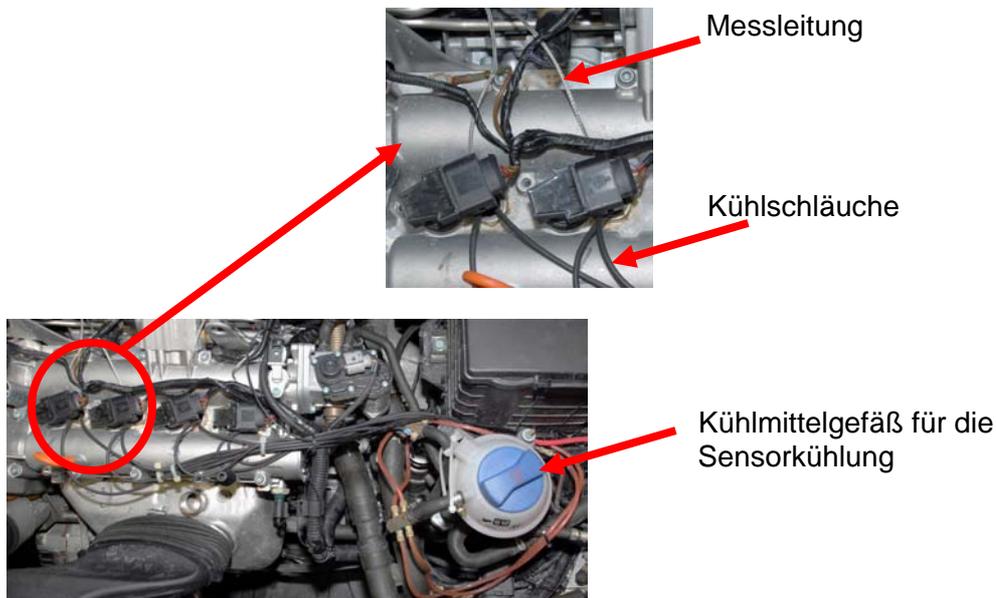


**Bild 9** Vergleich der 50%-Umsatzlage des normierten Heizverlaufs mit der zugehörigen Energieumsatzlage

In den **Abbildungen 7 bis 9** ist der direkte Vergleich zwischen der jeweiligen Umsatzlage aus Energieumsatz und normiertem Heizverlauf dargestellt. Hier ist die schwarze Gerade die Referenz aus der Energieumsetzung, die blauen Sterne die Einzelwerte einzelner Zyklen und die rote Gerade die wahrscheinlichste Regressionsgerade auf Basis der minimalen Fehlerquadrate. Der Vergleich zwischen der schwarzen und der roten Geraden ergibt demzufolge die Größenordnung des Fehlers in der Darstellung der charakteristischen Lagen berechnet mit Hilfe des Heizverlaufs. Für die 1%-Lage ist ein Fehler von 1 – 1,5 kW zu beobachten, die 5%-Lage hat eine Abweichung von ca. 0,2 – 0,3 kW und die 50%-Lage liegt etwa zwischen 1 - 2,5 kW. Eine Korrektur mit Hilfe eines konstanten Offset ist nicht sinnvoll, da aufgrund der Streuung der Messpunkte bei einzelnen Zyklen der Fehler vergrößert würde. Insgesamt liegt damit für jeden Kennfeldbereich ein Kriterium vor, mit dem unmittelbar eine Optimierung des Applikationswertes erfolgen kann. Im Folgenden soll nun ein Fahrzeugaufbau gezeigt werden, mit dem es möglich ist derartige Messungen durchzuführen und an Hand von einigen Beispielmessungen soll auch die Verwendung dargestellt werden.

### Messaufbau im Fahrzeug

Auf **Bild 10** ist beispielhaft ein Fahrzeug Messaufbau gezeigt. Es ist die Lage der Zylinderdrucksensoren im Zylinderkopf zu erkennen, ebenso wie die Führung der Messleitungen sowie die der Kühlmittelschläuche. Der Kühlkreislauf der Sensoren ist über einen Plattenwärmetauscher mit dem des Motors gekoppelt und wird mit einer separaten Kühlmittelpumpe betrieben. Verwendet werden gekühlte Sensoren von Kistler vom Typ 6061B. Der Einbau des Winkelmarkengebers ist unmittelbar an der Stirnseite des Motors mit direkter Ankopplung an die Kurbelwelle.

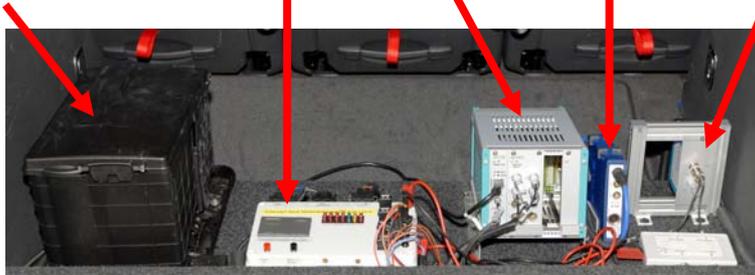


**Bild 10** Lage der Zylinderdrucksensoren im Zylinderkopf, sowie die Anordnung der Sensorkühlung

Ladungsverstärker  
im Fußraum



Messgeräte-  
Batterie    Stromversorgung    Indiziersystem    ES690    Ausgang Winkelmarkengeber



**Bild 11** Elektrischer Messaufbau im Fahrzeug

In **Abbildung 11** ist der elektrische Aufbau des Messsystems dargestellt. Die Geräte werden separat über eine Messbatterie versorgt, die von der Lichtmaschine des Fahrzeugs geladen wird. Der Sinn dieser vom Bordnetz getrennten Stromversorgung dient dem Zweck auch zum Zeitpunkt des Motorstarts eine ausreichende Spannungsversorgung sicherzustellen um diese Vorgänge zuverlässig aufzeichnen zu können. Die Ergebnisse werden auf einem normalen Notebook Rechner dargestellt bzw. bei Bedarf auch nachausgewertet.

### Ausgewählte Ergebnisse von Fahrzeugmessungen

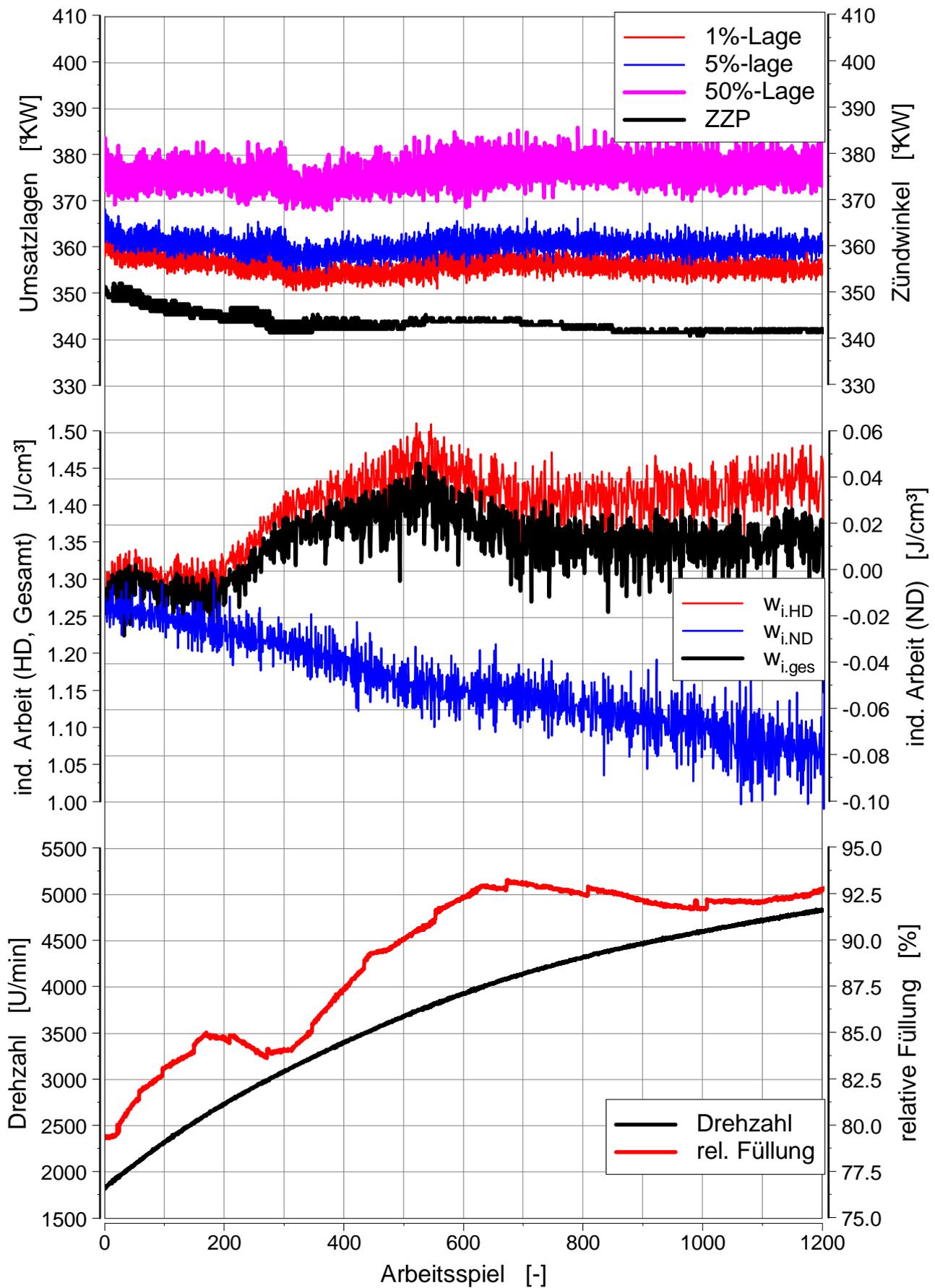
Im Folgenden soll an Hand von zwei Beispielen einer Fahrzeugmessung gezeigt werden, in welchen Umfang die zuvor beschriebenen Methoden im mobilen Einsatz verwendet werden können und welcher Zusatz an Informationsgehalt durch die Verknüpfung von Steuergeräte- und Indizierdaten gewonnen werden kann.

In **Abbildung 12** ist ein Beispiel für die Messung eines Fahrzeugbeschleunigungsvorganges dargestellt. Aufgetragen ist der Verlauf des Zündwinkels, die charakteristischen Umsatzzlagen für 1%, 5% und 50% des normierten Heizverlaufs sowie die einzelnen Anteile der indizierten Arbeit. Als Steuergerätedaten sind die Motordrehzahl und die relative Füllung aufgetragen. Nur die Steuergerätedaten für sich sind nicht unbedingt plausibel, denn trotz steigender Drehzahl ist zwischen den Zyklen 200 und 350 ein Einbruch der relativen Füllung, mit einem Maximum von ca. 2,5% bei Zyklus 300, zu beobachten. Das sollte normalerweise zu einer Abnahme der indizierten Arbeit führen, wird jedoch die 50%-Umsatzlage zum gleichen Zeitpunkt betrachtet, dann wird der Grund für Anstieg der indizierten Arbeit erkennbar. Mit der Abnahme der Füllung wird gleichzeitig die Verbrennungslage zunehmend in die optimale Position verschoben und das geht einher mit einem Anstieg der indizierten Gesamt- oder Hochdruckarbeit. In der Ladungswechselarbeit ist dieser Vorgang nicht zu erkennen, lediglich der zu erwartende Anstieg mit steigender Motordrehzahl findet statt.

In **Abbildung 13** ist ein typischer Fahrzeugkaltstartverlauf bei einer Konditionierungstemperatur von 20°C abgebildet. Die Reihenfolge der dargestellten Daten entspricht der in Bild 12. Bei dieser Messung wurde gezielt ein Zündaussetzer in Zyklus 14 produziert, um den Einfluss auf die Indizierdaten und die Steuergerätedaten zu zeigen.

Der Verlauf der Motordrehzahl liefert hierzu überhaupt keine Information und in der relativen Füllung ist nur ein kurzer Knick im Kurvenverlauf zu bemerken. Beides sind keine zuverlässigen Informationen für die Aussetzererkennung. Völlig anders ist das Verhalten der indizierten Gesamt- bzw. Hochdruckarbeit, der Aussetzer wird sofort erkennbar und auch die Umsatzzlagen verschieben sich derartig nach spät, so dass das Fehlverhalten sofort sichtbar wird.

Diese beiden Beispiele zeigen, dass der zusätzliche Einsatz der Zylinderdruckindizierung mit der entsprechenden echtzeitfähigen Auswertung ein leistungsfähiges Werkzeug ist um die Applikationsarbeit deutlich zielsicherer zu machen, dadurch zu vereinfachen und zu verkürzen.



**Bild 12** Messergebnisse eines Beschleunigungsvorganges im Fahrbetrieb

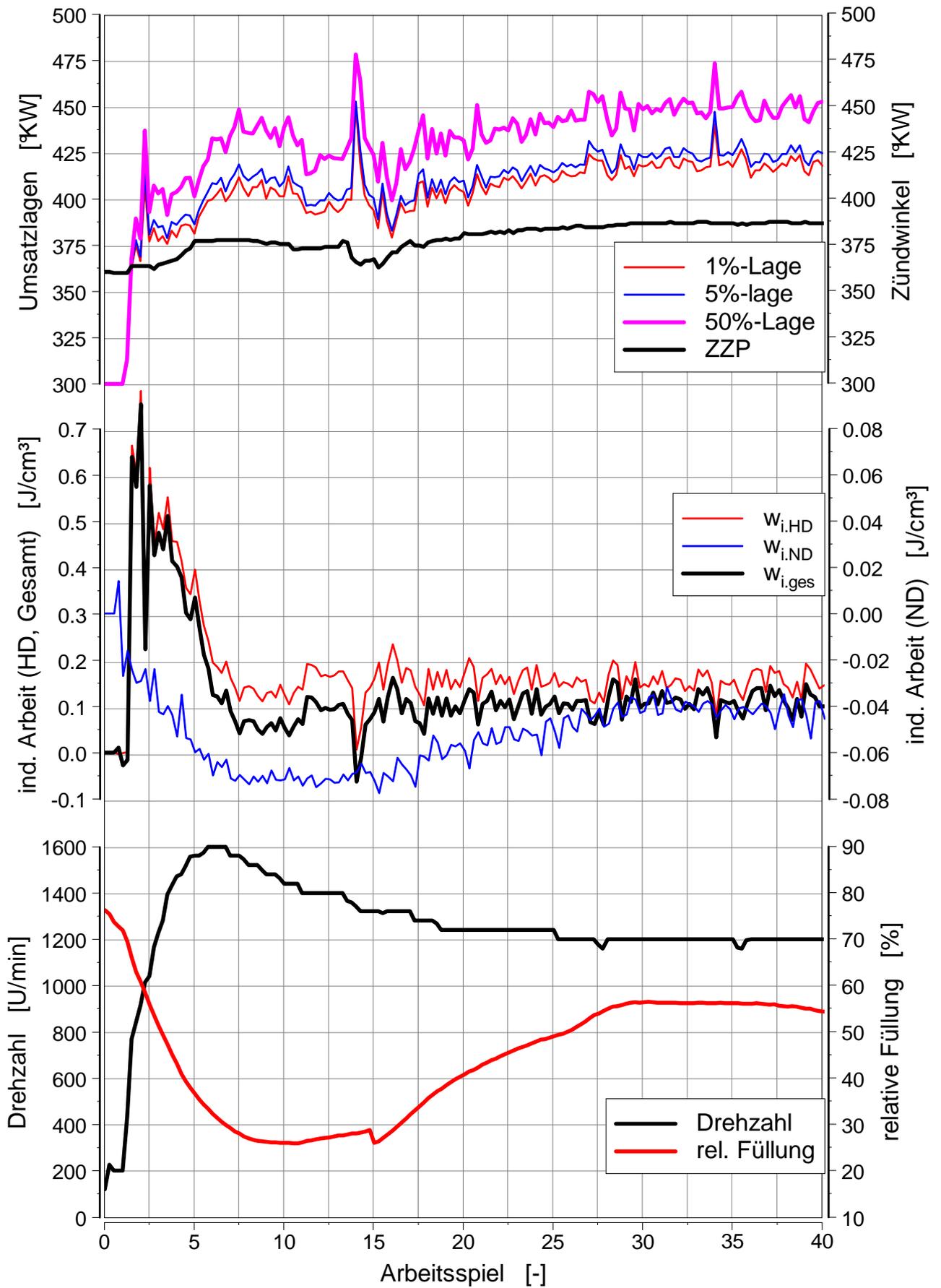


Bild 13 Fahrzeugmessergebnisse eines Kaltstarts

## Zusammenfassung

Die Entwicklung moderner Motoren erfordert ein ständig wachsendes Detailwissen über den Verbrennungsablauf sowohl während des stationären als auch des instationären Betriebes und das nicht nur auf Motorprüfstand, sondern auch im Fahrzeug zur Unterstützung von Applikationsarbeiten. Eine mögliche Lösung für dieses Problem wurde in den vorstehenden Ausführungen gezeigt. Es wurde dargestellt, mit welchen physikalischen Ansätzen eine Lösung unter Echtzeitbedingungen zu erzielen ist und wie die Qualität der Ergebnisse mit Hilfe einer vollständigen thermodynamischen Analyse verifiziert werden kann. An Hand von diversen Verifikationsbeispielen wurde die Qualität der erzielbaren Ergebnisse geprüft und es konnte gezeigt werden, dass es trotz der ungünstigeren Versuchsrandbedingungen im Vergleich zu Messungen am Motorprüfstand möglich ist, das Brennverhalten relativ genau zu analysieren. Mit Hilfe von zwei Beispielen einer realen Fahrzeugmessung konnte weiterhin gezeigt werden, wie sich mit Hilfe der Zylinderdruckindizierung, in Verbindung mit den zuvor beschriebenen echtzeitfähigen Methoden, das Motorverhalten sehr genau und schnell analysieren lässt und sich somit ein erhebliches Potenzial ergibt, die Applikationsarbeit deutlich zu verkürzen.

## Literatur

- 1)** Die Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine  
R. Pischinger, G. Kraßnig, G. Taucar, Th. Sams  
Springer Verlag Wien – New York  
1989
- 2)** Verbrennungsmotoren  
Merker, Schwarz, Stiesch, Otto  
Teubner Verlag  
2004
- 3)** Indiziertechnik an Verbrennungsmotoren  
P.-W. Manz  
Vorlesung TU Braunschweig  
[www.ivb.tu-bs.de/download/vkm8/inhalt1.pdf](http://www.ivb.tu-bs.de/download/vkm8/inhalt1.pdf)
- 4)** Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine  
W. Pflaum, K. Mollenhauer  
Springer Verlag Wien – New York  
1977
- 5)** Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor  
G. Woschni, J. Fieger  
MTZ 42 / 6 1981 S.229 - 234
- 6)** Experimentelle Untersuchungen zum Wärmeübergang bei normaler und klopfender Verbrennung im Ottomotor  
G. Woschni, J. Fieger  
MTZ 43 / 2 1982 S.63 - 67
- 7)** Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren  
M. Bargende  
Dissertation TU Darmstadt  
1991
- 8)** Der Wärmeübergang schnelllaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren  
K. Huber  
Dissertation TU München  
1990

- 9)** Rechnerische Simulation von instationären Betriebszuständen an einem Einzylinder-Ottomotor  
P.-W. Manz  
Dissertation TU Braunschweig  
1989
- 10)** Wandtemperaturmodell  
FVV Vorhaben 779  
R. Sargenti, M. Bargende  
Abschlußbericht  
2003
- 11)** Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen  
F. Zacharias  
Dissertation TU Berlin  
1966
- 12)** Das Thermodynamische Gleichgewicht von Verbrennungsgasen unter Berücksichtigung der Rußbildung  
P. De Jaegher  
Dissertation TU Graz  
1976
- 13)** Einfluss der Stoffeigenschaften der Verbrennungsgase auf die Motorprozessrechnung  
P. De Jaegher  
Habilitationsschrift TU Graz  
1984
- 14)** VDI-Wärmeatlas  
2. Auflage 1974
- 15)** Programmierte Auswertung von Druckverläufen in Ottomotoren  
H. Müller, H. Bertling  
Fortschrittsberichte der VDI Zeitschriften  
Reihe 6 Nr. 30  
1971
- 16)** Prediction of Residual Gas Fraction in IC Engines  
P. K. Senecal, J. Xin, R. D. Reitz  
SAE Paper 962052  
1996
- 17)** A Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark-Ignited Engines  
J. F. Fox, W. K. Cheng, J. B. Heywood  
SAE Paper 931025  
1993
- 18)** Entwicklung und Bewertung von Verfahren zur Online-Auswertung von Zylinder-druckdaten zur Ermittlung des Brennverlaufes, der Zylinderfüllung und des Rest-gasanteils  
K.-N. Jippa  
Diplomarbeit TU Braunschweig  
1997
- 19)** Restgasmodell  
FVV Vorhaben 740  
U. Köhler, M. Bargende, F. Schwarz, U. Spicher  
Abschlussbericht  
2003
- 20)** Onlinefähige, thermodynamikbasierte Ansätze für die Auswertung von Zylinderdruckverläufen  
K.-N. Jippa  
Expert Verlag  
Dissertation Universität Stuttgart 2004

## 21) Optimierung der Mess- und Auswerteparameter zur Analyse von Zylinderdruckverläufen

H. Harndorf, R. Klösel, A. Volkart

MTZ 53 / 3 (S.136 ff)

1992

### Formelzeichen

$U_g$	die gesamte innere Energie
$Q$	der Wärmestrom über die Systemgrenzen hinweg
$W$	die Arbeit
$W_i$	indizierte Arbeit des gesamten Zyklus
$W_{i\_HD}$	Arbeit im Hochdruckteil
$W_{i\_ND}$	Arbeit im Niederdruckteil (Ladungswechsel)
$h_g$	der Enthalpiestrom über die Systemgrenzen hinweg
$dm/d\phi$	der Massenstrom über die Systemgrenzen hinweg
$\phi$	der Kurbelwinkel
$m_{K_0}$	gesamte Kraftstoffmasse
$H_u$	unterer Heizwert des Kraftstoffes
$T_w$	mittlere Brennraumwandtemperatur
$T$	Gastemperatur im Zylinder
$A$	wärmeübertragende Brennraumfläche
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient
$\omega$	Kreisfrequenz des Motors
$c_v$	spezifische Wärmekapazität der Gasmischung
$R$	Gaskonstante der Gasmischung
$u_t$	thermische innere Energie
$m$	gesamte Masse im Zylinder
$p$	Druck im Zylinder
$V$	Volumen des Brennraumes

### Abkürzungen und Definitionen

ZOT	Oberer Totpunkt in Zündungsposition bei 360°KW
LOT	Oberer Totpunkt im Ladungswechsel bei 0°/ 720 °KW
ZZP	Zündzeitpunkt

# Application of Control Loop Performance Monitoring Methods to Engine Control Systems

G. Yang <sup>\*</sup>, N. Weinhold <sup>\*</sup>, S.X. Ding <sup>\*</sup>, T. Jeansch <sup>†</sup>, M. Schultalbers <sup>†</sup>

## Abstract

In this paper, basic ideas to on-line diagnosis and evaluation of controller performance in engine management systems by means of simple indices are presented. The suitability of indices, which are widely used for the purpose of Control Loop Performance Monitoring (CPM) in the process industry, is discussed based on results obtained from measurements of an engine control loop.

## 1 Introduction

In the last decade, growing interests in the field of Control Loop Performance Monitoring (CPM) can be observed. Rising costs for raw materials, energy and production are forcing plant operators to optimise procedures in process automation. From the economical viewpoint, it is important to find methods which can assist to interpret plant data and to continuously monitor the closed loop system performance automatically. Motivated by the fact that in modern industrial processes a typical plant might have several hundreds of controllers, the basic idea behind CPM methods is to evaluate and diagnose controller performance by means of simple indices. Thus, CPM methods are based on the evaluation of signal characteristics rather than using a detailed process model.

Practical experiences have shown that a large number of the implemented controllers, which are mostly of PI or PID structure, have some kind of performance problems. In particular, an unsatisfactory controller performance can be caused by bad tuned controllers due to design problems as well as abrupt or gradual performance deterioration during operating time. More detailed reasons can be found in (i) a rising complexity of control structures, (ii) a conservative controller design strategy, (iii) neglected influences and disturbances, (iv) process or parameter changes during plant operating time.

From the literature, the performance of controllers can be evaluated on-line and improved according to diagnosis results based on CPM indices, such as poorly adjusted PI-controllers [3]. In his work, Harris proposed the use of minimum variance controller as a lower bound on the closed loop output variance to evaluate the actual controller performance [1], where only the process time delay is used. Special indices such as Oscillation Index and Nonlinearity Index have been discussed in [7, 8]. An approach to the evaluation and optimisation of closed loop systems with PI and PID controller has been presented in [3].

Recently, a classification of CPM methods into three groups has been proposed [2]:

---

<sup>\*</sup>Institute for Automatic Control and Complex Systems, University of Duisburg-Essen, 47048 Duisburg

<sup>†</sup>Department of Powertrain Mechatronics Development Gasoline Engines, IAV GmbH, 38518 Gifhorn

- evaluation of performance level,
- detection of malfunctions as well as
- optimisation of controller performance.

Another classification of CPM methods into the two categories (i) stochastic and (ii) deterministic performance monitoring has been proposed in [4]. The stochastic performance monitoring methods are connected to the assessment of output variance due to unmeasured and stochastic disturbances (see e.g. [5, 6]) and the deterministic performance monitoring provides information based on methods such as Integrated Absolute Error (IAE), decay ratio and settling time based on step changes in setpoint or disturbance.

To introduce CPM methods to evaluate and diagnose control loops in engine management systems, several differences to the process industry have to be taken into account. As an example, the dynamics of the processes are changing from slow (time constants of a few minutes or hours in process industry) to fast (time constants in milliseconds in engine control).

In this paper some CPM methods and their application to SI-Engine control systems with respect to on-line detection of changes in the performance of control loops and diagnosis of the causes are discussed. The goals of investigations presented in this contribution are (i) to define simple on-line performance evaluation schemes based on CPM methods, (ii) to detect slowly varying changes in the SI-Engine control (e.g. caused by soiling or ageing) and (iii) to detect the deterioration of controller performance. The organisation of this paper is given as follows. Section 2 provides an introduction of Harris Index and Oscillation Indices. Section 3 gives an overview of diagnosis of controller performance based on CPM. In section 4 challenges of using CPM methods in SI-Engine control systems are discussed and illustrated by results based on measured data. Section 5 is the conclusion of this paper.

## 2 CPM Methods and Performance Diagnosis Procedure

In this section Harris Index, Forsman Index and Idle Index, which are representing basic indices in CPM, are briefly introduced.

### 2.1 Harris Index

The Harris Index is one of the basic indices of stochastic performance monitoring and has been proposed in [1]. The index is based on the minimum variance control and consists of the ratio of the theoretical lower bound of output variance to the actual process output variance. To derive the description of this index, the readers are referred to the discretised SISO process model shown in Figure 1. The controller, process and unmeasured

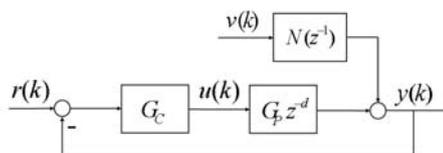


Figure 1: SISO Process Model

disturbance transfer functions are denoted by  $G_c$ ,  $G_p$  and  $N$ , respectively.  $v$  is assumed to be a white noise with variance  $\sigma_v$ . The time delay of the process is represented by  $d$

and assumed to be known. From output  $y(k)$ , the process can be described as a moving average time series model with infinite order ([9],[10]):

$$\begin{aligned} y(k) &= \frac{\alpha(z^{-1})}{\beta(z^{-1})}v(k) = F(z^{-1})v(k) \\ &= (f_0 + f_1z^{-1} + f_2z^{-2} + \dots)v(k). \end{aligned} \quad (1)$$

If the closed loop system is stable,  $y(k)$  is guaranteed to be convergent. It is assumed, that the first coefficients  $f_j$  (for  $j = 0, \dots, d - 1$ ) only depend on the disturbance transfer function and are not affected by any linear time-invariant feedback controller. The remaining coefficients are functions of the controller, process and disturbance. Under minimum variance control,  $f_j$  ( $j = d, d + 1, \dots$ ) in equation (1) are equal to 0, the process output  $y(k)$  and the minimum variance of  $y(k)$  are given by:

$$y(k) = (f_0 + f_1z^{-1} + f_2z^{-2} + \dots + f_{d-1}z^{-(d-1)})v(k), \quad (2)$$

$$\sigma_{MV}^2 = (f_0^2 + f_1^2 + f_2^2 + \dots + f_{d-1}^2)\sigma_v^2. \quad (3)$$

Thus, the Harris index can be obtained by

$$\eta_{Harris} = \frac{\sigma_{MV}^2}{\sigma_y^2} \quad (4)$$

where  $\sigma_y^2$  denotes the output variance of the current controller.

Although it may not be possible to implement a minimum variance controller in practice, which is mainly caused by excessive control actions and stability problems, the Harris Index provides valuable information of how to improve the performance of the actual controller. If the index value is close to one, a performance improvement can not be achieved by retuning the controller. Then only structural changes in the closed loop system can help to improve the performance. A low value of the Harris index indicates problems such as nonlinearities, non-minimum phase systems, a bad choice of controller type or bad tuned controller parameters.

## 2.2 Forsman Index

The Forsman Index is a very popular index in the field of oscillation detection. Oscillative behaviour is generally an undesirable phenomena in control loops as it is causing a controller performance deterioration and a higher energy consumption. Furthermore other neighbouring control loops can also be negatively affected. There are several possible reasons such as stiction in a valve or bad tuned controllers which implies oscillation in control systems.

A simple method based on the Integral of Absolute Error was proposed by Forsman for an automatic detection whether oscillation, symmetric or asymmetric, exists or not [11]. With reference to Figure 2,  $\epsilon$  and  $\delta$  are the time between zero crossings.  $A_i$  and  $B_i$  are the integrals of the absolute values of positive and negative errors  $e(t)$  between pairs of zero crossings. The Oscillation Index is defined based on

$$h(N) = \frac{h_A(N) + h_B(N)}{N} \quad (5)$$

$$h_A(N) : = \# \left\{ \alpha < \frac{A_{i+1}}{A_i} < \frac{1}{\alpha} \wedge \gamma < \frac{\delta_{i+1}}{\delta_i} < \frac{1}{\gamma} \right\} \quad (6)$$

$$h_B(N) : = \# \left\{ \alpha < \frac{B_{i+1}}{B_i} < \frac{1}{\alpha} \wedge \gamma < \frac{\epsilon_{i+1}}{\epsilon_i} < \frac{1}{\gamma} \right\}, \quad (7)$$

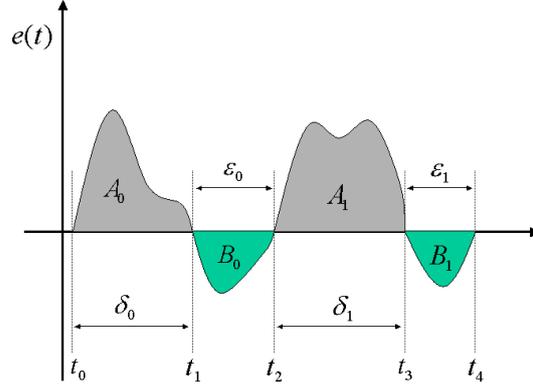


Figure 2: Asymmetric Oscillation

where  $N$  is the number of areas,  $\alpha, \gamma$  are two thresholds with bounds between 0 and 1 and  $\#S$  denotes the number of elements in the set  $S$ . The index value  $h$  can be interpreted according to Forsman in the following way:

$$\text{If } h > 0.8 \Rightarrow \text{oscillation in the signal} \quad (8)$$

$$\text{If } 0.4 \leq h \leq 0.8 \Rightarrow \text{oscillation might exist in the signal} \quad (9)$$

In practice the error signal  $e(t)$  should be first filtered with an adequate low-pass filter because the oscillation Index  $h$  is sensitive to high frequency noise. Alternatively, one can discard those areas  $A_i$  or  $B_i$  from the calculation of  $h$ , whose values are less than a predefined threshold. Thus the area caused by noise should not affect the index value.

### 2.3 Idle Index

Many controllers are designed for the "worst case" situation, which may not appear in normal plant operating. As a matter of fact, lots of installed controllers are sluggish and should be retuned with respect to the actual conditions (e.g. by adaption).

According to [15] a characteristic behaviour of sluggish controllers is that there is a long period where process output  $y$  and control signal  $u$  drift slowly in the same direction after a change has occurred in the system. Therefore, the Idle Index is defined as a measure for the sluggishness based on the correlation between the control signal and process output increments. To be more precise, it is defined based on the time periods when the correlations between the signal increments are positive and negative:

$$t_{pos} = \begin{cases} t_{pos} + T & \text{if } \Delta u \Delta y > 0, \\ t_{pos} & \text{if } \Delta u \Delta y \leq 0, \end{cases} \quad (10)$$

$$t_{neg} = \begin{cases} t_{neg} + T & \text{if } \Delta u \Delta y < 0, \\ t_{neg} & \text{if } \Delta u \Delta y \geq 0, \end{cases} \quad (11)$$

where  $T$  denotes the sampling time. The Idle index  $I_i$  is then defined as

$$I_i = \frac{t_{pos} - t_{neg}}{t_{pos} + t_{neg}} \quad (12)$$

and bounded in the interval of  $[-1, 1]$ . A positive index value close to 1 indicates that the control loop under consideration is sluggish. A negative index value close to  $-1$  describes a well-tuned control loop. Nevertheless, a negative index value close to  $-1$  can also occur, if there are oscillations present in the control loop. Hence, it is preferable to combine the Idle Index with the Oscillation Index. It is worth mentioning that the Idle Index is very sensitive to noise due to the usage of increments of both signals.

## 2.4 Performance Diagnosis

Some concepts of performance monitoring have been proposed in [12, 13]. A general performance monitoring flow chart for closed loop systems is presented in Figure 3. In this context, it is important to note that each CPM method based index contains only limited information about control loop performance due to its simplicity. Therefore, it is important to combine different CPM indices for a decision. In this context, further investigations are necessary, for example, to distinguish between oscillations caused by process characteristics, bad tuned controller or other control loops. Examples of using combinations of different CPM methods to detect bad tuned controllers or even retune PI controller parameters can be found in [3, 15].

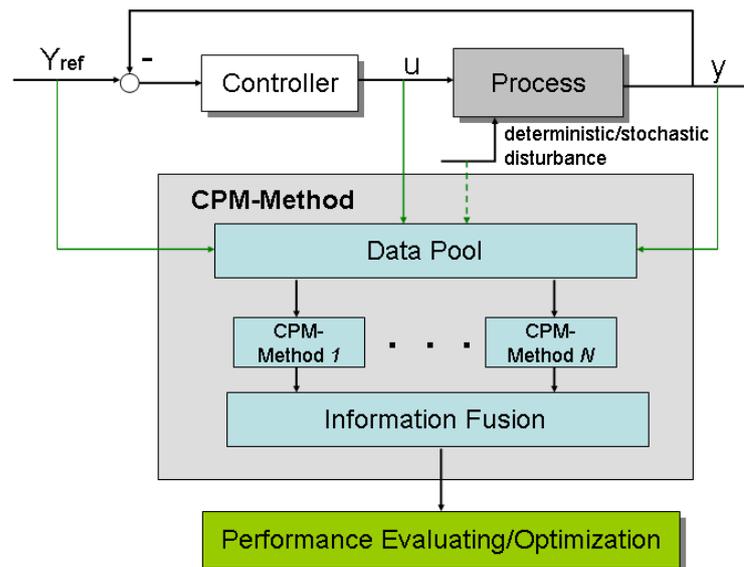


Figure 3: Performance Monitoring Flow Chart

## 3 Application of CPM Methods to SI-Engine Control System

In SI-Engine control systems, there are numerous control loops that can be monitored and diagnosed based on CPM methods. For this purpose, the following problems have to be solved:

1. The sampling time in SI-Engine control systems is much smaller than in industrial processes, which can result in a corruption of the measured data by noise with high frequency.
2. The time delay in control loops of SI-Engine systems often depends on the operating point and is therefore difficult to estimate. Hence, an implementation of Harris Index seems to be difficult.
3. A lot of CPM indices are defined under the assumption that the control loops are only subjected to deterministic or stochastic disturbances, because a proper disturbance rejection performance is often desired in process automation. However, in SI-Engine control systems especially a good setpoint tracking is a fundamental performance criterion.

4. Some CPM indices can only be estimated off-line or require high storage and computational effort, whereas on-line performance monitoring in SI-Engine control systems has to be realised based on limited resources.

In the following section, two CPM methods are used to exemplary evaluate the performance of a control loop embedded in the SI-Engine management system.

### 3.1 Oscillation Detection

In engine management systems, many signals have inevitable oscillative behaviour due to system structure and other conditions. The analysis of this oscillations can provide valuable information, for example to determine the storage ability of a pre-catalytic converter [14]. It is possible that a signal also contains more than one oscillation with different pseudo-periods. On the one hand, this characteristics are making the oscillation detection with CPM indices difficult, but on the other hand a detection of all oscillations in the signal is the first step to distinguish their sources. Figure 4 shows the measured error signal

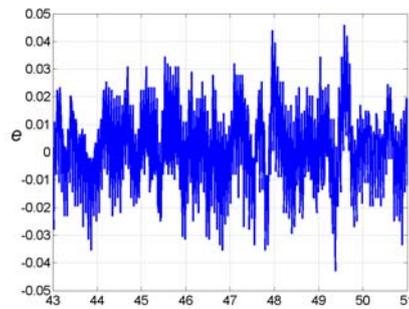


Figure 4: Measured Error Signal with Oscillations

of a control loop in a SI-Engine control system. This signal contains two oscillations at the frequency about 16.5 Hz and 1.3 Hz. To detect the oscillations the Oscillation Index discussed in section 2 is applied. It results  $h = 0.53$  and indicates that further analysis is needed to determine whether an oscillation exists or not. Using another oscillation index with adequate parameter discussed in [7], we can detect the oscillative behaviour in this signal, but we don't know there are two oscillations exist in the signal.

### 3.2 Detection of Sluggish Controllers

The detection of sluggish controllers based on several CPM indices such as Harris Index, Oscillation Index, Nonlinearity Index and Idle Index has been studied in [15]. In this contribution, only the Idle Index is under consideration.

A load disturbance response from an SI-Engine control loop obtained with a PI controller is illustrated in Figure 5. Both signals have a sampling time of  $T_1 = 20ms$  and are containing oscillations. It can clearly be seen from Figure 5 that the control loop is sluggish because the correlation between the two signal increments is negative for the first transient, but then positive for a long time.

The Idle Index value obtained from row data of both signals is equal to  $I_i = -0.77$  and therefore not suitable for the given situation. As a reason, especially the effects of noise and the presence of oscillations can be found.

In order to get reliable results from this index and to reduce the influences of noise an oscillation, a methods suggested in [16] as well as a reduction of sampling time to  $T_2 = 100ms$  is applied. The computed Idle Index then is equal to  $I_i = 0.14$ . Although

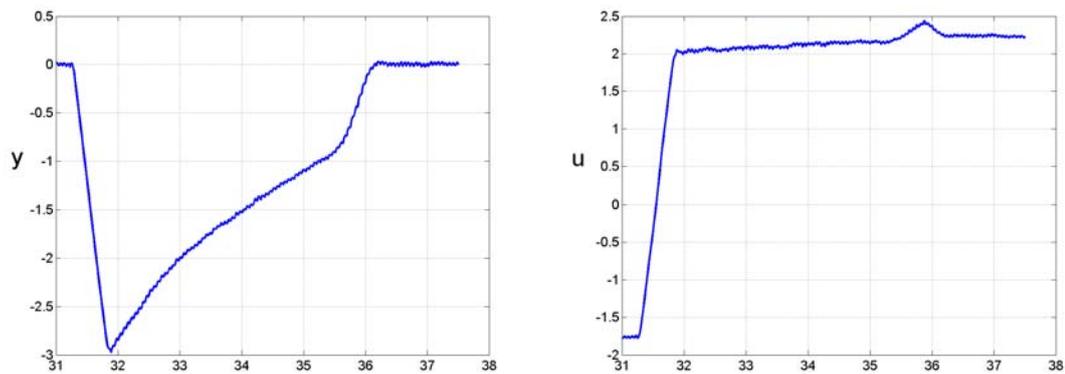


Figure 5: Load Disturbance Response

this value is more reliable than the index value from row data, it does not indicate the sluggish behaviour of the controller.

## 4 Conclusion

In this paper, an overview of CPM methods and the motivation of using CPM methods in SI-Engine control are briefly introduced. Since today CPM methods are mostly applied to industrial processes, some important differences between the process automation and SI-Engine control purposes have been discussed. It has been shown that an implementation of CPM methods in SI-Engine management systems is generally possible due to their signal based evaluation character.

The results obtained from a real SI-Engine control loop in section 4 are showing that a one to one transfer of CPM methods from industrial applications to SI-Engine control system might fail. As main problems, firstly main differences in process characteristics have to be taken into account. Furthermore, additional attention has to be paid on the operating conditions of the control and performance evaluation systems.

As a consequence, the design of a new CPM based performance evaluation module is currently under consideration. Furthermore, a modification of some indices to deal with the discussed demands on a CPM module will be part of future work.

## References

- [1] T.J. Harris, "Assessment of Control Loop Performance", The Canadian Journal of Chemical Engineering, vol. 67, pp. 856-861, October 1989
- [2] M. Jelali, "Regelkreisberwachung in der Metallindustrie-Teil 1: Klassifikation und Beschreibung der Methoden", Automatisierungstechnik Vol. 54, No. 1, pp 36-46, 2006
- [3] A. Visioli, "Assessment of tuning of PI controllers for selfregulating", Proc. IFAC World Congress, Prag, 2005
- [4] S.J. Qin, "Control performance monitoring - a review and assessment", Computers and Chemical Engineering, vol. 23, pp 173-186, 1998
- [5] L. Desborough and T. Harris, "Performance Assessment Measure for univariate Feedback control", The Canadian Journal of Chemical Engineering, vol. 70, pp 1186-1197, December, 1992

- [6] B.Hunag and S.L. Shah, "Control Loop Performance Assessment",: Theory and Applications, Springer Verlag, London 1999
- [7] T. Häggglund, "A control-loop Performance Monitor", Control Eng. Practice, vol. 3, No. 11, pp. 1543-1551, 1995
- [8] M.A.A. Shoukat Choudhury, L.S. Shah and N.F. Thornhill, "Diagnosis of poor control-loop performance using higher-order statistics", Automatica, vol. 40, pp 1719-1728, 2004
- [9] K.J. Åström, "Introduction to stochastic control Theory", Academic Press, New York, 1970
- [10] T.J. Harris, C.T. Seppala and L.D. Desborough, "A review of performance monitoring and assessment techniques for univariate and multivariate control systems", Journal of Process Control, vol. 9, pp 1-17, 1999
- [11] K. Forsman and A. Stattin, "A new criterion for detecting oscillations in control loops", European Control Conference ECC, Karlsruhe, Germany, 1999
- [12] N. Stanfelj, T. E. Marlin and J.F. MacGregor, "Monitoring and Diagnosing Process Control Performance: The Single-Loop Case", Ind. Eng. Chem. Res., vol. 32, 1993, pp 301-314
- [13] M. Jelali, "Regelkreisberwachung in der Metallindustrie-Teil 2: Anwendungskonzept und Fallstudie", Automatisierungstechnik Vol. 54, No. 2, pp 93-99, 2006
- [14] Bosch GmbH, "Ottomotormanagement", Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2. Auflage, ISBN 3-528-13877-7, 2003
- [15] T. Häggglund, "Automatic detection of sluggish control loops", Control Engineering Practice, vol. 7, pp. 1505-1511, 1999
- [16] P. Kuehl and A. Horch, "Detection of sluggish control loop experiences", Control Engineering Practice, vol. 13, pp 1019-1025, 2005

# Modellierung und Simulation von Dieselpartikelfiltern - Beiträge zur Entwicklung und Bedatung von Steuergerätefunktionen

K. Langeheinecke, IAV GmbH\*    I. Müller de Vries, IAV GmbH†

## Zusammenfassung

Eine verschärfte Abgasgesetzgebung macht den Einsatz effizienter Methoden zur Reduktion von Partikeln im Dieselabgas notwendig. Neben innermotorischen Maßnahmen, die Einfluss auf die Entstehung von Primärpartikeln nehmen, werden Filtersysteme zur Abscheidung der Partikel aus dem Abgas eingesetzt. Die zunehmende Beladung des Filters und die damit einhergehende Erhöhung des Abgasgedrucks macht ein Abbrennen (Regeneration) der abgelagerten Rußmasse unumgänglich. Der praktische Einsatz von Partikelfiltern in Kraftfahrzeugen bedingt daher aufwendige Steuerungs-, Regelungs- und Diagnosestrategien, die sich in einer Vielzahl komplexer Steuergerätefunktionen niederschlagen.

Der vorliegende Beitrag beschreibt die physikalische Modellierung von Dieselpartikelfiltern auf Grundlage der eindimensionalen, instationären Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie unter Berücksichtigung der während der Regeneration stattfindenden chemischen Reaktionsprozesse. Anhand experimenteller Regenerationsversuche wird das angegebene Modell bedatet, mit dem Ziel, einfache Regenerationsfunktionalitäten für Motorsteuergeräte abzuleiten und diese zu bedaten sowie Diagnosestrategien zu entwickeln.

## 1 Einleitung und Motivation

Die Einhaltung restriktiver Abgasgrenzwerte hinsichtlich der Emission von Partikeln und Stickoxiden bedingt den Einsatz effizienter Reduktionsverfahren. Im Falle der Reduktion von Partikelemissionen haben sich, neben innermotorischen Maßnahmen zur Reduktion von Primärpartikeln, monolithische Dieselpartikelfilter (DPF) bewährt, die Filtrationsraten bis zu 99,9 % für Feststoffpartikel erreichen (van Basshuysen und Schäfer [vBS02]). Mit zunehmender Rußbeladung steigt der Druckverlust des Filters sowie der Abgasgedruck vor dem Filter kontinuierlich an, was ein regelmäßiges Abbrennen des Rußes (Regeneration) nötig macht. Zu große Beladungen beeinflussen aufgrund der hohen Abgasgedrücke die innermotorischen Prozesse und können zu hohen Spitzentemperaturen während der Regeneration und damit zu thermischen Schädigungen der Filter führen.

---

\*Abteilung MD-D3, D-38518 Gifhorn, Germany, kay-jochen.langeheinecke@iav.de

†Abteilung MD-D3, D-38518 Gifhorn, Germany, immo.mueller.de.vries@iav.de

Zur Einleitung der Regeneration existieren, in Abhängigkeit der eingesetzten Filtersysteme, verschiedene Regenerationsstrategien. Neben einer Anhebung der Abgastemperatur vor Filter (beispielsweise in einem vorgeschalteten Oxidationskatalysator oder durch externe Nacheinspritzung, siehe Heimlich et al. [HMF05]), können katalytisch wirkende Substanzen wie Cer dem Kraftstoff zugemischt werden, die sich im Verlauf der innermotorischen Partikelentstehung in den Partikeln einlagern und die spätere thermische Rußoxidation im Filter katalysieren. Andere Filtersysteme (sogenannte katalytische Rußfilter oder CDPF, „Coated“ DPF) weisen eine katalytische Beschichtung der Monolithoberfläche auf, welche die Oxidation nacheingespritzter Kraftstoffmasse aber auch Produkte unvollständiger Verbrennung (ähnlich eines Oxidationskatalysators) katalysiert. Die dabei freigesetzte Reaktionswärme dient der Temperaturerhöhung im Filter, wodurch die zur Rußoxidation notwendige Zündtemperatur erreicht wird.

Zur Koordination der Regeneration während des Fahrzeugbetriebs ist eine zeitaufgelöste Bestimmung der aktuellen Filterbeladung notwendig. Aus einer Messung des Differenzdrucks zwischen Filterein- und -austritt kann auf die Beladung des Filters geschlossen werden. Der Differenzdruck hängt dabei wesentlich von der Morphologie der abgelagerten Rußschicht ab, die einem steten Wandel unterworfen und nur unzureichend beschreibbar ist. Eine weitere Möglichkeit stellt die Simulation der Filterbeladung dar. Hierzu wird aus einer Bilanz des vom Motor emittierten Rußmassenstroms (abgelegt in Emissionskennfeldern) und des regenerierten Rußmassenstroms (Regenerationsrate oder Rußabbrandrate) die aktuelle Rußmasse ermittelt. Die Regenerationsrate setzt sich aus einer thermischen Oxidationsrate des Rußes mit Sauerstoff und einer sogenannten kontinuierlichen Oxidationsrate mit Stickstoffdioxid (entsprechende Systeme werden als CRT-Systeme, „Continuous Regeneration Trap“, bezeichnet) zusammen.

Da die Rechenkapazität aktueller Motorsteuergeräte zur Berechnung komplexer numerischer Algorithmen nicht ausreicht, kommen relativ einfache, zumeist auf Kennfeldern basierende Funktionen zur Beschreibung der physikalischen Vorgänge zum Einsatz. Gegenstand der folgenden Darstellung ist, am Beispiel des Dieselpartikelfilters Wege aufzuzeigen, wie komplexe numerische Simulationen die Entwicklung und Bedatung von Steuergerätekfunktionen sowie den Aufbau von Diagnosestrategien unterstützen können. Hierzu werden zunächst die physikalischen Grundlagen sowie die numerische Umsetzung eines eindimensionalen, instationären Partikelfiltermodells beschrieben. Möglichkeiten zur Bedatung physikalischer, nichtlinearer Modelle anhand experimenteller Untersuchungen werden anschließend aufgezeigt. Dabei wird auf Optimierungsverfahren wie konjugierte Gradientenverfahren und genetische Algorithmen zugegriffen. Abschließend wird von dem komplexen Dieselpartikelfiltermodell eine kennfeldbasierte, steuergerätegerechte Funktionsstruktur zur Berechnung der thermischen Regenerationsrate abgeleitet und in Matlab/Simulink umgesetzt.

## 2 Modellbildung

Ein Großteil der heute eingesetzten Dieselpartikelfilter sind monolithische Wandstromfilter, deren Ein- und Auslasskanäle wechselseitig durch Stopfen verschlossen sind (siehe Bild 1). Das Abgas durchströmt die poröse Monolithwand, wobei sich die Partikel

durch Oberflächen- und Tiefenfiltration ablagern. Zur Simulation der Beladung und Regeneration von Partikelfiltern wird im Folgenden ein eindimensionales, instationäres Modell hergeleitet (siehe auch Bisset [Bis84], Bisset und Shadman [BS85]). Dabei wird repräsentativ für den aus vielen Kanälen bestehenden Monolithen ein Ein- und Auslasskanal als sogenanntes Referenzkanalmodell (Referenzsystem) berücksichtigt. Radiale Geschwindigkeits-, Temperatur- oder Konzentrationsgradienten sowie Verlustwärmeströme am Wabenkörpermantel finden keine Berücksichtigung. Die Möglichkeit der Einbindung des Referenzkanalmodells in ein dreidimensionales Simulationsmodell ist gegeben (Pontikakis et al. [PSBA02]).

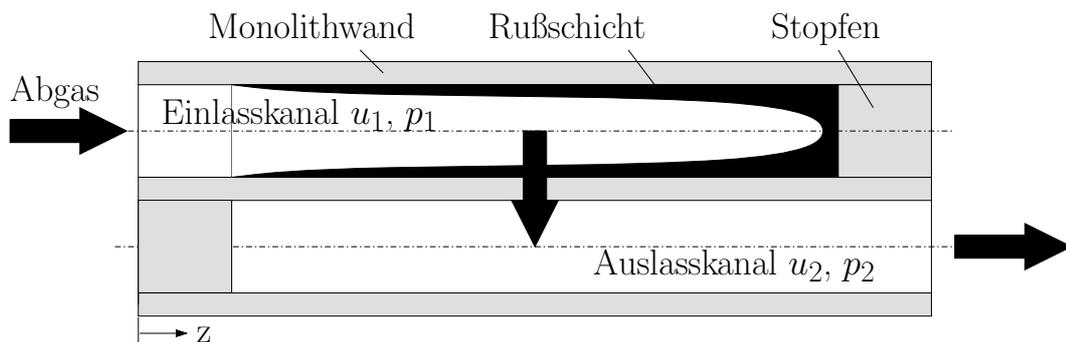


Bild 1: Strömung durch monolithische Wabenfilter

## 2.1 Erhaltungsgleichungen

Zur Bestimmung des Geschwindigkeits- und Druckfelds im Referenzsystem wird die entsprechend der Stromfadentheorie vereinfachte Impulserhaltungsgleichung in Ein- und Auslasskanal gelöst. Dabei wird die Kanalströmung als ausgebildete Rohrströmung mit Absaugung und Einblasung modelliert. Die Durchströmung der Wand und der Rußschicht dominiert den Druckabfall bei üblichen Wabenabmessungen. Diese erfolgt im Wesentlichen wandnormal und wird nach dem Darcyschen Gesetz modelliert. Nach Spurk [Spu96] erhält man ausgehend von den Navier-Stokesschen Gleichungen unter Vernachlässigung von Reibung die Eulerschen Gleichungen, die sich auf einen Stromfaden mit über den Strömungsquerschnitt gemittelten Größen in der Form

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial z} \quad (1)$$

anwenden lassen<sup>1</sup>. Im Rahmen der Stromfadentheorie lassen sich Reibungseffekte ausschließlich phänomenologisch als zusätzliche Druckverluste in der Form

$$\Delta p_v = \rho \frac{u^2}{2} \lambda \frac{1}{d_h} = \zeta \rho \frac{u^2}{2} \quad (2)$$

<sup>1</sup>Da alle strömungsmechanischen und thermodynamischen Größen in Ein- und Auslasskanal im Rahmen der Stromfadentheorie behandelt werden, wird auf eine explizite Kennzeichnung der über den Querschnitt gemittelten Größen verzichtet.

mit der Widerstandszahl  $\lambda$  und der Verlustziffer  $\zeta = \frac{64}{Re_h} \frac{l}{d_h} f(c/b)$  darstellen. Nach Spurk ergibt sich  $f(c/b) = 0,89$  für die hier betrachteten Kanäle mit Rechteckquerschnitt. Mit der auf den hydraulischen Durchmesser  $d_h$  bezogenen Reynoldszahl  $Re_h$  und dem Druckverlust nach Gleichung (2) erhält man für die Impulsbilanz

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho u^2}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - 0,89 \frac{\rho}{2} u \frac{64\nu}{d_h^2}. \quad (3)$$

Die Strömung durch Monolithwand und Rußschicht beeinflusst die Strömungsgrenzschicht und damit die Geschwindigkeitsprofile in Ein- und Auslasskanal. Zur Korrektur der durch Absaugung und Einblasung beeinflussten Grenzschichten werden in Gleichung (3) zusätzliche Korrekturen eingeführt, welche die vom Poiseuille-Profil abweichenden Geschwindigkeitsprofile der Gasströmung berücksichtigen. Zur Korrektur des Impulsstromes wird der Faktor  $\xi$  eingeführt (siehe Müschen [Mü98]). Einflüsse der wandnormalen Strömung auf den Strömungswiderstand werden in Abhängigkeit der mit der lokalen wandnormalen Geschwindigkeit gebildeten Reynoldszahl berücksichtigt. Damit kann die Impulsbilanz

$$\frac{\partial \rho_i u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\xi \rho_i u_i u_i)}{\partial z} = -\frac{\partial p_i}{\partial z} - 0,89 \frac{\rho_i}{2} u_i \frac{64\nu}{d_h^2} f(Re_w), \quad (4)$$

für Einlasskanal ( $i = 1$ ) und Auslasskanal ( $i = 2$ ) angegeben werden. Eine Abschätzung der modellimmanenten charakteristischen Zeiten zeigt, dass der instationäre Term in Gleichung (4) vernachlässigbar ist und somit zu jedem Zeitpunkt eine quasistationäre<sup>2</sup> Lösung der Impulsbilanz angegeben werden kann. Zusammen mit der Kontinuitätsgleichung (Konstandopoulos und Kostoglou [KK99])

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho_i u_i) = (-1)^i \left( \frac{4}{d_k} \right) \dot{m}_w \quad (5)$$

ist das Strömungs- und Druckfeld in Ein- und Auslasskanal bei Kenntnis der wandnormalen Massenstromdichte  $\dot{m}_w$  bestimmt. Dabei wird von einer Symmetrie der Rußablagerung an den vier Kanalwänden ausgegangen. Die berücksichtigten Symmetrieebenen sind als strichpunktierte Linien in Bild 2 angegeben.

Die Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslasskanal ergibt sich aus einer Reihenschaltung der Druckverluste

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_w \quad (6)$$

von Rußschicht  $\Delta p_s$  und Monolithwand  $\Delta p_w$ . Nach dem Darcyschen Gesetz

$$dp = \frac{\eta}{\kappa_s} u(x) dx \quad (7)$$

---

<sup>2</sup>Quasistationäre Betrachtungen sind möglich, wenn parallel ablaufende Vorgänge mit stark unterschiedlichen Zeitskalen ablaufen. Über hinreichend kurze Zeitabschnitte kann dann von stationären Bedingungen ausgegangen werden, ohne die transienten Eigenschaften des Gesamtvorgangs zu vernachlässigen.

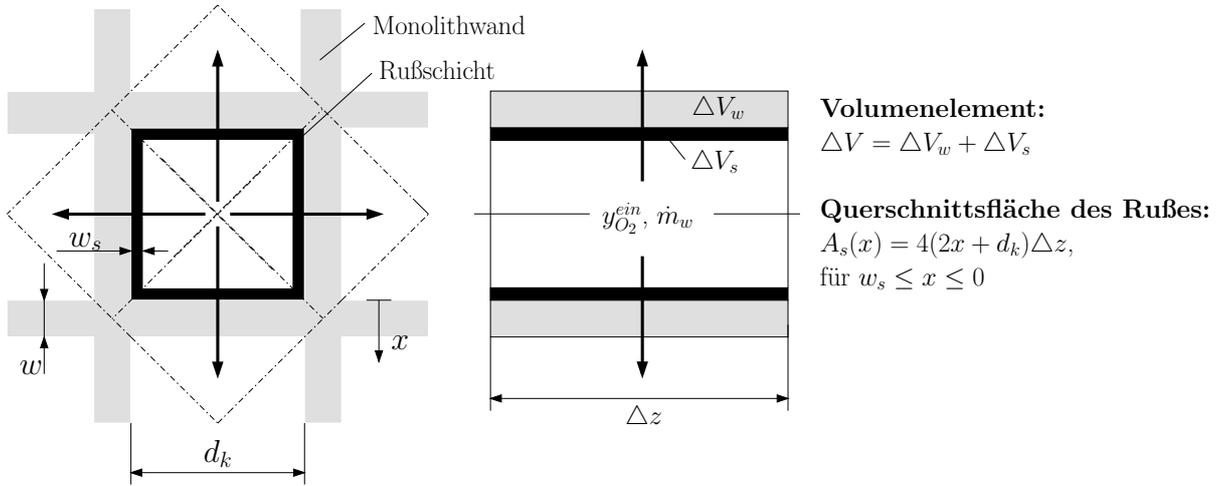


Bild 2: Symmetrieebenen des Referenzkanalmodells und Darstellung eines Volumenelements des Einlasskanals

erhält man nach Integration über die Rußschichtdicke<sup>3</sup> den Differenzdruck

$$\Delta p_s = \frac{\nu}{2\kappa_s} \rho_w u_w d_k \ln \frac{d_k}{d_k - 2w_s}. \quad (8)$$

Dabei bezeichnet  $\kappa_s$  die Permeabilität der Rußschicht und  $\nu$  die dynamische Viskosität des Abgasmassenstroms. Entsprechend kann der Druckverlust für die Monolithwand berechnet werden, so dass für den gesamten Differenzdruck unter Berücksichtigung des Forschheimer-Effekts<sup>4</sup> im Ruß der Zusammenhang

$$\Delta p = \frac{\nu}{2\kappa_s} d_k \ln \left( \frac{d_k}{d_k - 2w_s} \right) \dot{m}_w + \beta \frac{d_k w_s}{d_k - 2w_s} \dot{m}_w + \frac{\nu}{\kappa_w} w \dot{m}_w, \quad (9)$$

mit  $\dot{m}_w = \rho_w u_w$  angegeben werden kann.

Entsprechend Pontikakis [Pon03] kann die Temperaturverteilung im Ein- und Auslasskanal durch Lösung der Energieerhaltungsgleichungen

$$c_{p,g} \frac{\partial}{\partial z} (\rho_1 u_1 T_1) = -\frac{4}{d_h} \rho_w u_w c_{p,g} T_1 + \alpha_1 \frac{4}{d_h} (T_w - T_1) \quad (10)$$

und

$$c_{p,g} \frac{\partial}{\partial z} (\rho_2 u_2 T_2) = -\frac{4}{d_h} \rho_w u_w c_{p,g} T_w + \alpha_2 \frac{4}{d_h} (T_w - T_2) \quad (11)$$

berechnet werden. Die Bestimmung der Wärmeübergangszahlen  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  erfolgt nach den im VDI-Wärmeatlas [VW97] aufgeführten Nusselt-Beziehungen für thermisch aus-

<sup>3</sup>Entsprechend der in Bild 2 dargestellten Symmetrie wird von einer trapezförmigen Querschnittsfläche der Rußschicht ausgegangen.

<sup>4</sup>Zusätzlicher Strömungswiderstand poröser Medien, der bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten aufgrund der Trägheitseigenschaften des Fluids auftritt (Masoudi [Mas02]). Nach Haralampous et al. [HKS03] kann dieser Beitrag für die poröse Monolithwand vernachlässigt werden.

gebildete, laminare Strömungen<sup>5</sup>. Unter Annahme des thermischen Gleichgewichts zwischen Rußschicht und Monolithwand ( $T_w \approx T_s$ ) und der Annahme rein axialer Wärmeleitvorgänge ergibt sich für die Energieerhaltung in Monolithwand und Rußschicht (Huynh et al. [HJY03])

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_s c_{p,s} T_w + \rho_w c_{p,w} T_w) = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_s \frac{\partial T_w}{\partial z} \right) + \frac{4}{d_h} \alpha_1 (T_1 - T_w) + \frac{4}{d_h} \alpha_2 (T_2 - T_w) + \dot{q}_{reak}, \quad (12)$$

wobei  $\dot{q}_{reak}$  Wärmequellen infolge der Rußoxidationsvorgänge bezeichnet, deren Berechnung abhängig von der Rußumsatzrate im nächsten Kapitel beschrieben wird.

Zur numerischen Berechnung der dargestellten Erhaltungsgleichungen wird das Verfahren der Finiten Volumen herangezogen. Hierzu werden entsprechend Bild 2 der Ein- und Auslasskanal sowie Rußschicht und Monolithwand in finite Volumenelemente unterteilt und die Erhaltungsgleichungen in integraler Form gelöst (siehe Ferziger und Peric [FP96]).

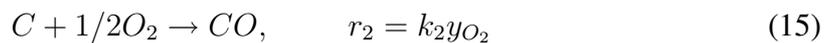
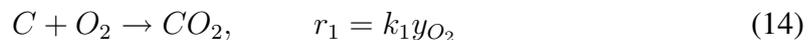
Die axiale Verteilung der Rußbelastung ergibt sich aus Partikelbilanzen in den einzelnen Volumenelementen  $\Delta V$

$$\frac{dm_s^e}{dt} = \dot{M}_w^e \xi_P \eta_{Filter} - \left. \frac{dm_s^e}{dt} \right|_{reg}, \quad (13)$$

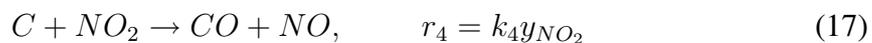
mit  $\dot{M}_w^e = 4\Delta z(d_k - w_s)\dot{m}_w^e$ .  $\left. \frac{dm_s^e}{dt} \right|_{reg}$  bezeichnet die Rußabbrandrate in einem Volumenelement,  $\eta_F$  den Filterwirkungsgrad und  $\xi_P$  die Partikelbelastung des Abgasmassenstroms.

## 2.2 Reaktionsmechanismus

Zur Lösung der Partikelbilanz nach Gleichung (13) und zur Bestimmung der exothermen Reaktionswärmequelle  $\dot{q}_{reak}$  ist die Rußabbrandrate innerhalb der einzelnen Volumenelemente zu berechnen<sup>6</sup>. Als Reaktionen werden die thermische Oxidation des Rußes zu  $CO_2$  und  $CO$



sowie die mit  $NO_2$  oxidierte Rußmenge entsprechend den Reaktionen



<sup>5</sup>Da die Kanallänge sehr viel größer als die thermische Einlaufänge ist, kann von einer thermisch ausgebildeten Strömung ausgegangen werden.

<sup>6</sup>Die Darstellungen dieses Abschnitts orientieren sich an den Ausführungen von Pontikakis [Pon03].

berücksichtigt. Die Berechnung der Reaktionsraten  $r_i$  erfolgt nach Arrhenius-Ansätzen mit den Geschwindigkeitskonstanten  $k_i = A_i e^{-\frac{E_i}{RT}}$  für  $i = 1 \dots 4$ .

Die Bestimmung der Rußabbrandrate innerhalb eines Volumenelements (siehe Bild 2) erfolgt anhand der Kohlenstoffbilanz

$$\frac{1}{M_C} \frac{dm_s^e}{dt} \Big|_{reg} = - \int_{-w_s}^0 [(k_1 + k_2)y_{O_2} + (k_3 + k_4)y_{NO_2}] A_s(x) dx. \quad (18)$$

Zur Integration von Gleichung (18) müssen die Konzentrationsverteilung von Sauerstoff und Stickstoffdioxid über die Rußschichtdicke bekannt sein. Diese ergeben sich aus den differentiellen Bilanzen des Sauerstoffs

$$\dot{m}_w^e \frac{dy_{O_2}}{dx} = -M_g(k_1 + 1/2k_2)y_{O_2} \quad (19)$$

und des Stickstoffdioxids

$$\dot{m}_w^e \frac{dy_{NO_2}}{dx} = -M_g(2k_3y_{NO_2} + k_4y_{NO_2}) \quad (20)$$

in der Rußschicht. Nach Integration von Gleichungen (19) und (20) kann der Sauerstoffumsatz

$$\Delta y_{O_2}^e = y_{O_2}^{ein} \left( 1 - e^{-\frac{M_g(k_1 + 1/2k_2)\Delta z}{\dot{m}_w^e}} \right) \quad (21)$$

und der Stickstoffdioxidumsatz

$$\Delta y_{NO_2}^e = y_{NO_2}^{ein} \left( 1 - e^{-\frac{M_g(2k_3 + k_4)\Delta z}{\dot{m}_w^e}} \right) \quad (22)$$

in der Rußschicht der einzelnen Volumenelemente ermittelt werden<sup>7</sup>. Damit erhält man für die Kohlenstoffbilanz nach Gleichung (18) für ein Volumenelement  $\Delta V$

$$\frac{dm_s^e}{dt} \Big|_{reg} = -\frac{M_C}{M_g} \dot{M}_w^e \frac{k_1 + k_2}{k_1 + 1/2k_2} \Delta y_{O_2}^e - \frac{M_C}{M_g} \dot{M}_w^e \frac{k_3 + k_4}{2k_3 + k_4} \Delta y_{NO_2}^e. \quad (23)$$

Die während der Regeneration freigesetzte Reaktionswärmestromdichte (Wärmequelle) kann aus der Energiebilanz

$$\dot{q}_{reak}(x) = \sum_i r_i \Delta H_i \quad (24)$$

unter Berücksichtigung der Bildungsenthalpien  $\Delta H_i$  der Reaktionen nach Gleichungen (14) bis (17) berechnet werden. Integration der Reaktionswärmestromquelle über die Rußschichtdicke

$$\int_{-w_s}^0 \dot{q}_{reak}(x) A(x) dx = \int_{-w_s}^0 (r_1 \Delta H_1 + r_2 \Delta H_2) A(x) dx + \int_{-w_s}^0 (r_3 \Delta H_3 + r_4 \Delta H_4) A(x) dx \quad (25)$$

<sup>7</sup>Stofftransportvorgänge durch Diffusion werden nicht berücksichtigt, so dass von konstanten Konzentrationen  $y_{O_2}^{ein}$  und  $y_{NO_2}^{ein}$  im Einlasskanal ausgegangen werden kann.

ergibt für den exothermen Reaktionswärmestrom innerhalb eines Volumenelements:

$$\dot{Q}_{reak}^e = \frac{k_1 \Delta H_1 + k_2 \Delta H_2}{k_1 + 1/2k_2} \frac{\dot{M}_w^e}{M_g} \Delta y_{O_2}^e + \frac{k_3 \Delta H_3 + k_4 \Delta H_4}{2k_3 + k_4} \frac{\dot{M}_w^e}{M_g} \Delta y_{NO_2}^e. \quad (26)$$

Das beschriebene Modell steht als numerisches Simulationsmodell (DPFsim) sowie als Matlab/S-Funktion zur Verfügung. Es besteht die Möglichkeit, kennfeldbasierte Funktionsstrukturen in Matlab/Simulink zu entwickeln und unter Einbindung der S-Funktion vergleichende Berechnungen durchzuführen, Kennfeldstrukturen zu bedaten sowie Diagnosefunktionen zu entwickeln.

### 3 Bestimmung der Systemparameter

Der Bedatung des oben angegebenen Modells und der Identifikation ausgewählter Modellparameter kommt eine besondere Bedeutung zu, da sie die Modellgüte entscheidend beeinflussen. Geometrische Daten und Stoffwerte des Monoliths sowie spezifische Wärmekapazitäten und Wärmeleitzahlen der Rußschicht können in Abhängigkeit der Rußdichte der Literatur<sup>8</sup> entnommen werden. Permeabilität und Rußdichte sind maßgeblich von der Morphologie des Rußkuchens abhängig. Beide können anhand von Strukturmodellen (Dullien [Dul92], Konstandopoulos et al. [KSM03]) bestimmt werden oder sind an gegebene experimentelle Daten anzupassen.

Die zur Bestimmung der Rußabbrandrate nach Gleichung (23) notwendigen reaktionskinetischen Parameter (Aktivierungsenergien  $E_i$  und Frequenzfaktoren  $A_i$ ) können ebenfalls der Literatur entnommen werden, weisen jedoch, abhängig von den jeweiligen Versuchsbedingungen, große Streuungen auf. Im Folgenden werden Algorithmen zur Identifikation der genannten reaktionskinetischen Parameter dargestellt. Dabei wird auf experimentelle Daten aus Regenerationsuntersuchungen mit einem unbeschichteten DPF (5,66"×6", 170 cpsi, Material SiC) zurückgegriffen. Die eingesetzten Filter werden in einem definierten Fahrzyklus beladen, die Rußmasse durch Wägung ermittelt und anschließend bei konstantem Motorbetriebspunkt regeneriert. Eine Aufstellung der Versuche, Beladungen und Regenerationsbetriebspunkte ist der Tabelle 1 zu entnehmen.

Neben der Wägung der Filter vor und nach der Regeneration werden die Abgaszusammensetzungen vor und nach dem Filter messtechnisch erfasst. Anhand der Wägeregebnisse und Bilanzen des Kohlenstoffs können die in Bild 3 dargestellten Rußabbrandraten und Rußbeladungen während der Regeneration ermittelt werden. Darüber hinaus wird der Differenzdruck über den Filter messtechnisch erfasst.

Für die durchgeführten Regenerationsversuche überwiegt der Anteil der thermischen Rußoxidation mit Sauerstoff gegenüber der Rußoxidation mit Stickstoffdioxid, so dass sich aus Gleichung (23) für die gesamte Rußabbrandrate des Filters vereinfachend

$$\left. \frac{dm_s}{dt} \right|_{reg} = - \frac{M_C}{M_g} \dot{M}_g \frac{k_1 + k_2}{k_1 + 1/2k_2} y_{O_2}^{in} \left( 1 - e^{-\frac{M_g(k_1 + 1/2k_2)m_s}{M_g \rho_s}} \right), \quad (27)$$

<sup>8</sup>Einige geometrische Daten und Stoffwerte sind im Internet bei [www.dieselnet.com](http://www.dieselnet.com) (Wall-flow Monoliths) verfügbar. Eine Gegenüberstellung der häufig verwendeten Cordierit- und SiC-Monolithen ist bei Hashimoto et al. [HMH02] dargestellt.

Nr.	Regenerationsbetriebspunkt		
	Drehzahl [1/min]	Einspritzmenge [mg/Hub]	Beladung [g/l]
05	1500	10	4,4
06	1200	14	2,3
07	1200	14	5,5
08	1500	10	3,3
11	1500	23	5,1

Tabelle 1: Aufstellung der Regenerationsversuche

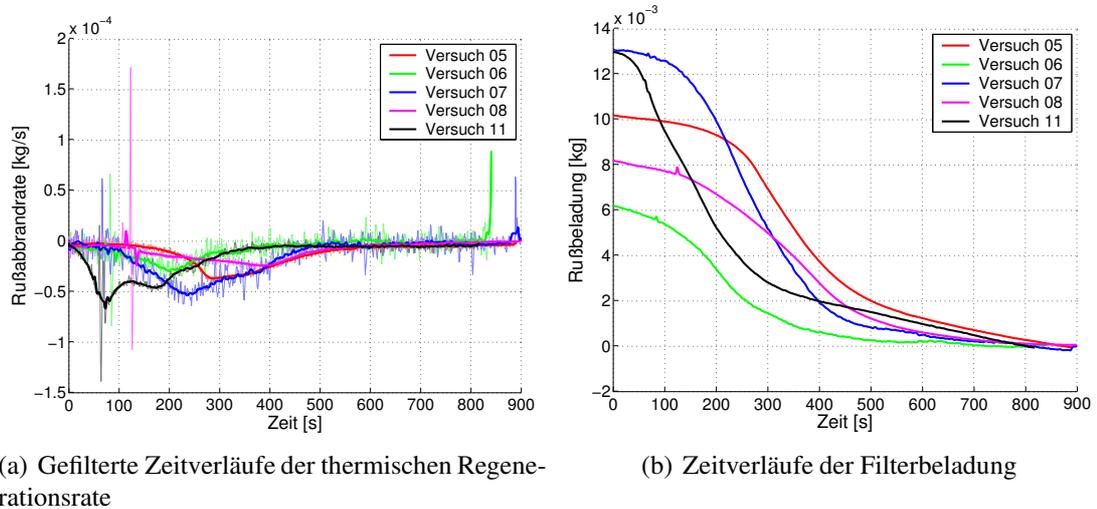


Bild 3: Experimentelle Auswertung der Regenerationsversuche

mit den Geschwindigkeitskonstanten  $k_1 = A_1 e^{-\frac{E_1}{RT}}$  und  $k_2 = A_2 e^{-\frac{E_2}{RT}}$ , ableiten lässt<sup>9</sup>. Zur Identifikation der noch unbekannt kinetischen Parameter  $A_1$ ,  $E_1$  und  $A_2$ ,  $E_2$  sind der Abgasmassenstrom  $\dot{M}_g$ , der Molenbruch des Sauerstoffs im Abgas  $y_{O_2}^{in}$  sowie die mittlere Temperatur im Partikelfilter<sup>10</sup> heranzuziehen.

Mit der nach Gleichung (27) berechneten Rußabbrandrate und den entsprechenden experimentellen Werten kann ein Residuum definiert werden. Durch Optimierung des als Zielfunktion bezeichneten Residuums können die gesuchten reaktionskinetischen Parameter ermittelt werden. Da die zu optimierende Zielfunktion stark nichtlinear in den gesuchten Parametern ist, besteht bei Verwendung von Optimierungsverfahren wie z.B. dem Newton-Verfahren oder dem konjugierten Gradientenverfahren die Gefahr, in Abhängigkeit der Startparameter lokale Optima statt des gesuchten globalen Optimums der Ziel-

<sup>9</sup>Bei der Berechnung der Rußabbrandrate nach Gleichung (27) wird von einer konstanten Verteilung der Rußmasse im Filter und einer konstanten Rußdichte  $\rho_s = 100 \text{ kg/m}^3$  ausgegangen. Die gesamte Rußabbrandrate des Filters kann direkt aus Gleichung (27) berechnet werden, was einem nulldimensionalen Modellansatz zur Berechnung des Rußabbrands entspricht.

<sup>10</sup>Zur Messung der Filtertemperatur während der Regeneration sind einige Thermoelemente im Inneren des Monolithen angebracht, deren Mittelwert in die Berechnung der Rußabbrandrate eingeht.

funktion zu finden. Daher wird, gemäß den Ausführungen von Pontikakis [Pon03], ein sogenanntes Hybridverfahren (eine Kombination aus genetischem Algorithmus und konjugiertem Gradientenverfahren) verwendet.

Der genetische Algorithmus (siehe auch Goldberg [Gol89], Falkenauer [Fal98] und Davis [Dav91]) arbeitet mit vielen Parametersätzen und bewertet mit Hilfe des konjugierten Gradientenverfahrens deren Güte. Die besten Parametersätze vererben ihre Parameter an „Kinder“, wobei sowohl Rekombinationen als auch Mutationen der Parameter stattfinden. Mit dieser neuen Generation werden wiederum die besten Parametersätze ermittelt, bis ein Abbruchkriterium erfüllt ist.

Im Detail werden zunächst  $n$  Parametersätze  $P^{(i)}$  mit  $i = 1 \dots n$  erstellt. Diese bestehen aus den Parametern  $p_j^{(i)}$  ( $j = 1 \dots 4$  für die Parameter  $A_1, E_1, A_2, E_2$  im vorliegenden Fall), welche auf zufällige Werte aus einem vorgegebenden Intervall gesetzt werden. Von jedem dieser Parametersätze wird als Residuum der nach Optimierung mit dem konjugierten Gradientenverfahren verbleibende mittlere quadratische Fehler als ein Maß für die sogenannte Fitness abgelegt. Im Anschluss werden „Turniere“ durchgeführt. Hierbei wird eine zufällige Anzahl stochastisch ausgewählter Parametersätze herausgegriffen und diese paarweise verglichen. Jeweils der Parametersatz mit der besseren Fitness gewinnt den Vergleich und darf sich fortpflanzen. Turniere werden solange durchgeführt, bis  $n$  Parametersätze (die auch mehrfach vorkommen können) für die „Fortpflanzung“ zur Verfügung stehen. Mit dem Verfahren der simulierten binären Kreuzung (siehe Deb und Agrawal [DA95] sowie Deb und Beyer [DB99]) werden nun aus zwei Elternparametersätzen  $P^{(1)}, P^{(2)}$  zwei Kinderparametersätze  $P^{(1)'}, P^{(2)'}$  entsprechend den Gleichungen

$$p_j^{(1)'} = \frac{1}{2} \left( (1 + \beta) \cdot p_j^{(1)} + (1 - \beta) \cdot p_j^{(2)} \right) \quad (28)$$

$$p_j^{(2)'} = \frac{1}{2} \left( (1 - \beta) \cdot p_j^{(1)} + (1 + \beta) \cdot p_j^{(2)} \right) \quad (29)$$

für die einzelnen Parameter  $p_j^{(i)}$  erzeugt. Der Gewichtungsfaktor  $\beta$  („spread factor“) wird hierbei für jeden Vererbungsvorgang nach

$$\beta = \begin{cases} (2\mu)^{\frac{1}{\eta+1}} & , \quad 0 \leq \mu \leq 0,5 \\ \left( \frac{1}{2(1-\mu)} \right)^{\frac{1}{\eta+1}} & , \quad 0,5 < \mu < 1 \end{cases} \quad (30)$$

berechnet, wobei  $\mu$  einer Zufallszahl zwischen 0 und 1 entspricht und  $\eta$  einen Verteilungsindex darstellt. Pontikakis setzt für den Parameter  $\eta = 2$ . Je größer  $\eta$  ist, umso näher liegen die Werte für  $\beta$  bei eins, d.h. umso näher liegt der Wert  $p_j^{(i)'}$  bei  $p_j^{(i)}$ . Dabei ist jedoch darauf zu achten, dass die neu entstandenen Parameter innerhalb des vorgegebenen Intervalls liegen. Bei der Vererbung kann zusätzlich mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit eine Mutation auftreten. Ist dies der Fall, wird ein zufälliger Parameter des betreffenden Parametersatzes auf einen zufälligen Wert innerhalb des vorgegebenen Intervalls gesetzt. Nach abgeschlossener Vererbung treten die Kinderparametersätze an die Stelle der Elternparametersätze und ein neuer Durchlauf beginnt.

Um bei der Parametersuche ein optimales Ergebnis zu erzielen, muss entschieden werden, wann der genetische Algorithmus beendet werden kann. Als Kriterium wird hierbei über

eine begrenzte Anzahl vergangener Identifikationsdurchläufe die Fitness einer definierten Anzahl der jeweils besten Parametersätze eines jeden Durchlaufs betrachtet. Wenn keiner dieser Fitnesswerte stark von ihrem gemeinsamen Mittelwert abweicht, kann davon ausgegangen werden, dass keine weiteren Verbesserungen zu erwarten sind. Die Parametersuche kann beendet werden.

Über die Darstellungen von Pontikakis hinausgehend wird die Bildung einer „Elite“ eingeführt. Dabei wird die Elterngeneration nicht mit Bildung der Kindergeneration verworfen, sondern eine definierte Menge der besten Elternparametersätze, eine Elite, herausgegriffen. Diese nimmt wie die Elternparametersätze an den Tunieren und der Vererbung teil und wird nach jedem Durchlauf aus der vorhandenen Elite und den Eltern neu bestimmt. Die Elite-Parametersätze bewahren damit bereits gefundene gute Lösungen und vererben diese, so dass einmal erreichte gute Ergebnisse nicht wieder verloren gehen können.

Der genetische Algorithmus lässt sich gut parallelisieren, indem mehrere Rechner die Optimierung für jeweils unterschiedliche Parametersätze durchführen. Ein „Masterrechner“ führt nach Abschluss aller Optimierungen Turnier, Vererbungen und Mutationen durch und stellt die neu berechneten Parametersätze den anderen Rechnern zur Bearbeitung zur Verfügung.

Anhand des Regenerationsversuchs 07 (Tabelle 1) ergibt das beschriebene Identifikationsverfahren die in Tabelle 2 angegebenen Werte für die gesuchten reaktionskinetischen Parameter.

	<b>Reaktion</b>	<b>Frequenzfaktor <math>A_i</math></b> [mol/m <sup>3</sup> s]	<b>Aktivierungsenergie <math>E_i</math></b> [mol/J]
1	$C + O_2 \rightarrow CO_2$	$3,6180 \cdot 10^{12}$	$1,7985 \cdot 10^5$
2	$C + 1/2O_2 \rightarrow CO$	$1,8183 \cdot 10^{07}$	$7,7625 \cdot 10^4$

Tabelle 2: Anhand von Regenerationsversuch 07 identifizierte reaktionskinetische Parameter

Berechnungsergebnisse für Rußabbrandrate und Rußmasse nach Gleichung (27) sind unter Verwendung der identifizierten Parameter in Bild 4 angegeben. Da anhand des Regenerationsversuchs 07 die reaktionskinetischen Parameter ermittelt wurden, stimmen die simulierten Werte mit den Messwerten erwartungsgemäß sehr gut überein. Zur Abschätzung der Übertragbarkeit der gefundenen Parameter sind darüber hinaus Berechnungsergebnisse für weitere Regenerationversuche dargestellt, die ebenfalls eine zufriedenstellende Übereinstimmung aufweisen.

Das vorgestellte Verfahren zur nichtlinearen Parameteroptimierung kann auch zur Optimierung des in Kapitel 2 beschriebenen eindimensionalen, instationären Partikelfiltermodells herangezogen werden. Die Einbindung des numerischen Simulationsprogramms DPFsim in den beschriebenen Optimierungsalgorithmus ist möglich, jedoch ist die Parametersuche mit einem höheren Rechen- und damit Zeitaufwand verbunden als die beschriebene Optimierung der nichtlinearen Gleichung (27).

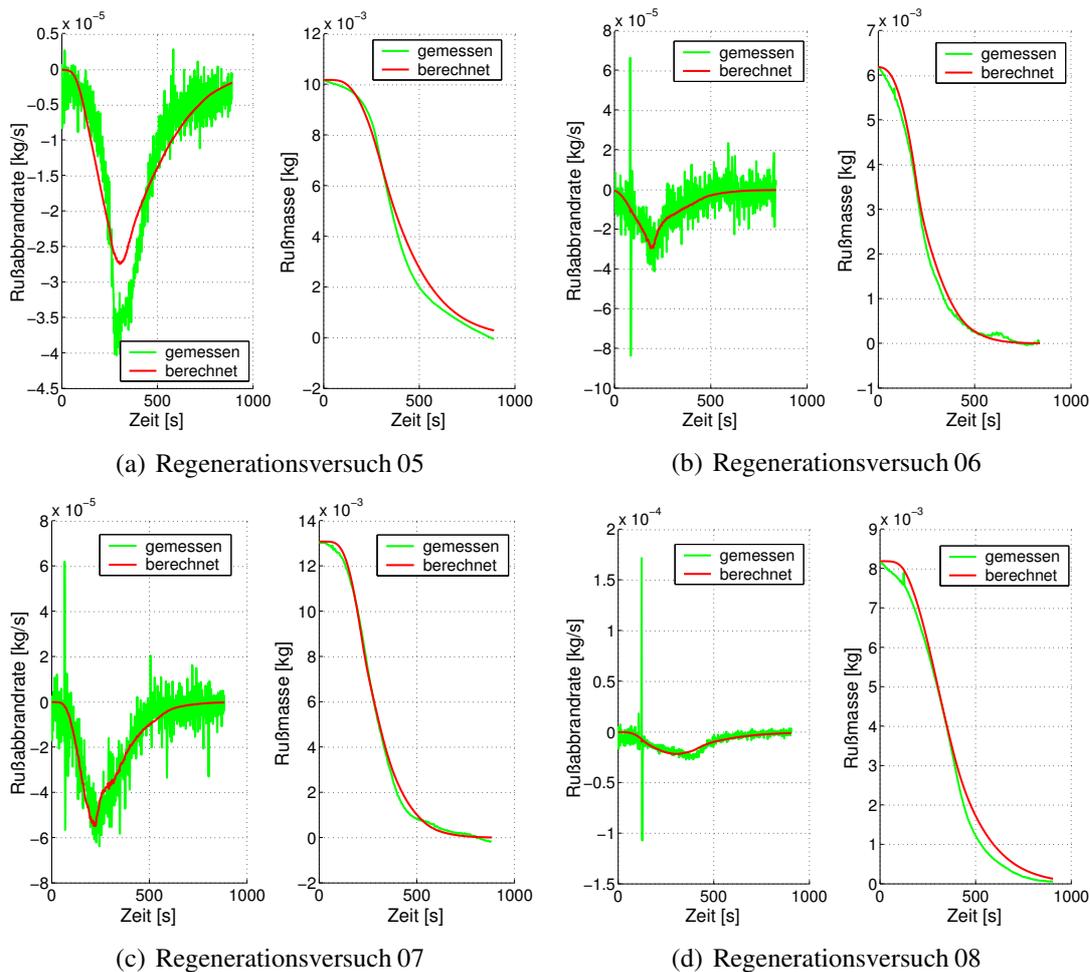
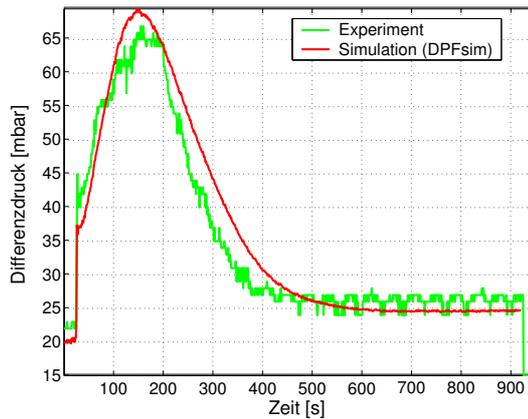


Bild 4: Darstellung des Identifikationsergebnisses und Überprüfung der Parameter

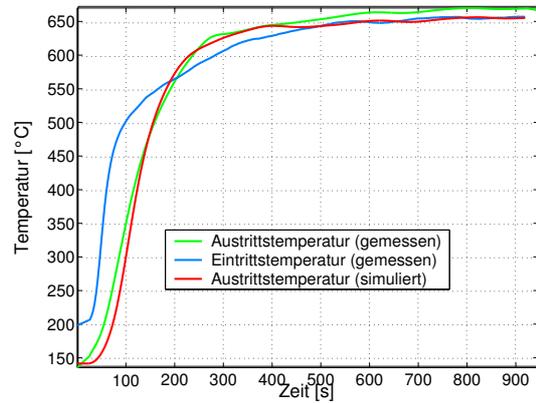
## 4 Numerische Simulation und Ableitung einer kennfeldbasierten Funktionsstruktur

Die Berechnung zeitaufgelöster Rußbelastungen während des Fahrzeugbetriebs ist zur Koordination definierter Regenerationsphasen wichtig. Neben der Bestimmung der Filterbelastung aus dem Differenzdrucksignal kann die Rußbelastung aus einer Bilanz des vom Motor emittierten Rußmassenstroms und der Rußabbrandrate ermittelt werden. Bevor eine kennfeldbasierte Funktionsstruktur zur Berechnung der thermischen Rußabbrandrate für das Motorsteuergerät abgeleitet wird, werden numerische Simulationen mit DPFsim durchgeführt. Sie dienen der theoretischen Untersuchung des Regenerationsverhaltens. Die Lösungen werden mit experimentellen Ergebnissen der bereits beschriebenen Regenerationsversuche verglichen.

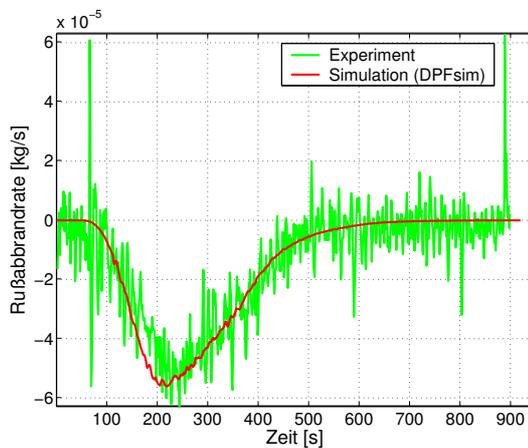
In Bild 5 sind numerische Simulationsergebnisse und Messwerte aus Regenerationsversuch 07 einander gegenübergestellt. Zu Beginn der Regeneration wird der Versuchsmotor aus dem Leerlaufbetrieb in den konstanten Regenerationsbetriebspunkt gefahren, erkennbar an dem initialen Sprung im Differenzdruckverlauf (Bild 5 (a)). Mit der Erhöhung



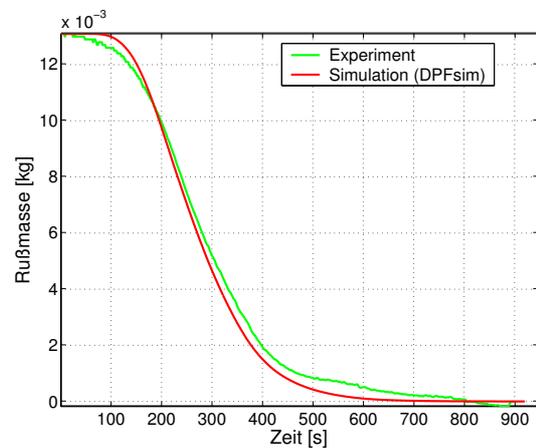
(a) Zeitverläufe des Differenzdrucks



(b) Zeitverläufe der Abgastemperaturen vor DPF und der Monolithtemperatur am Austritt



(c) Zeitverläufe der gesamten Rußabbrandrate



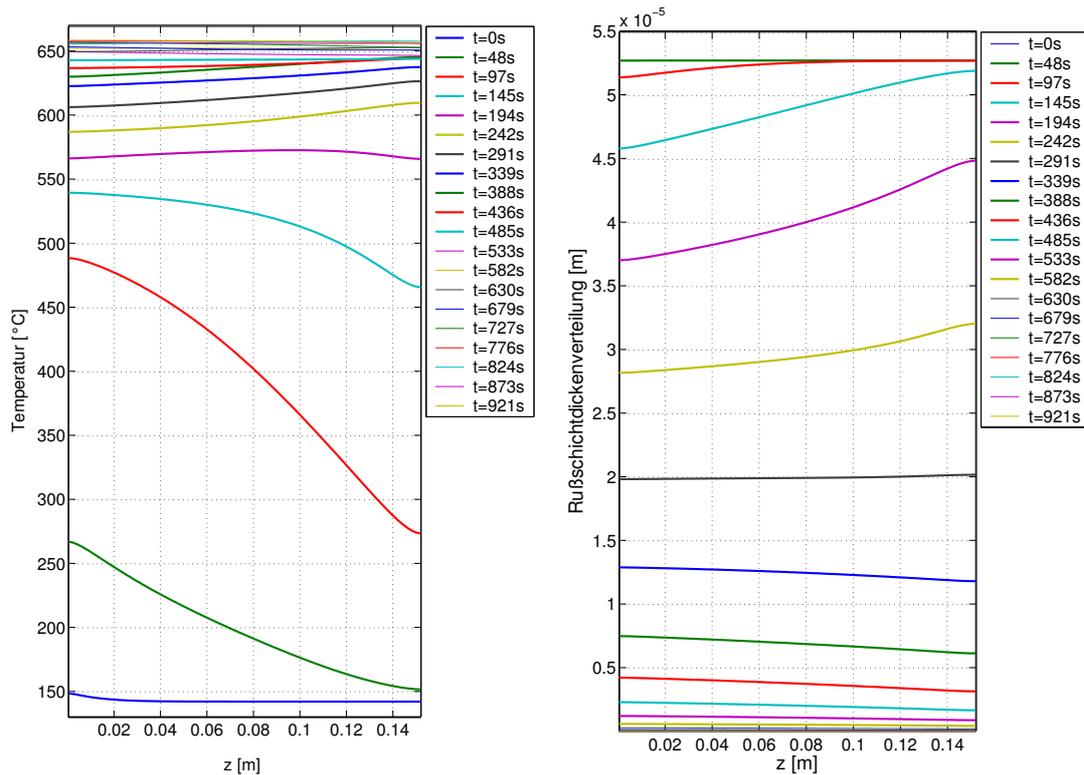
(d) Zeitverläufe der gesamten Rußmasse im DPF

Bild 5: Simulations- und Messergebnisse zu Regenerationsversuch 07

der Eintrittstemperatur (Bild 5 (b)) steigt der Differenzdruck weiter kontinuierlich an, da mit zunehmender Temperatur die Dichte des Abgasmassenstroms ab- und damit die Strömungsgeschwindigkeit im Filter zunimmt. Darüber hinaus erhöht sich die kinematische Viskosität des Abgases mit zunehmender Temperatur. Damit einhergehend nimmt der Betrag der Rußabbrandrate ((Bild 5 (c))) und die intern freigesetzte Reaktionswärme zu, was mit einer zusätzlichen Temperaturerhöhung verbunden ist. Die daraus resultierende Überhöhung der Austrittstemperatur<sup>11</sup> gegenüber der Eintrittstemperatur ist deutlich erkennbar. Mit abnehmender Rußmasse verringert sich der Betrag der Rußabbrandrate und damit die Steigung im zeitlichen Verlauf der Gesamtrußmasse im DPF entsprechend Bild 5 (d). Mit sinkendem Strömungswiderstand der Rußschicht fällt der Differenzdruck asymptotisch gegen den Differenzdruck des leeren DPFs und die simulierte Austrittstemperatur strebt für den zur Umgebung hin als adiabat angenommenen Filter gegen die Eintrittstemperatur.

<sup>11</sup>Die Austrittstemperatur bezeichnet hier nicht die Abgastemperatur hinter dem DPF, sondern eine Temperatur im Monolithen sehr dicht am Austritt.

Neben Gesamtrußmasse, Rußabbrandrate, Differenzdruck und Temperaturen nach DPF können mit Hilfe des numerischen Modells axiale Geschwindigkeits-, Druck- und Temperaturverteilungen im DPF ermittelt werden. Des Weiteren sind axiale Rußschichtdickenverteilungen während der Regeneration berechenbar. In Bild 6 (a) ist die axiale Temperaturverteilung in der Monolithwand und der Rußschicht zu verschiedenen Versuchszeiten angegeben.



(a) Axiale Verteilung der Temperatur in Monolithwand und Rußschicht

(b) Axiale Verteilung der Rußschichtdicke

Bild 6: Simulationsergebnisse zu Regenerationsversuch 07

Ausgehend von einer konstanten initialen Filtertemperatur steigt zunächst im vorderen Teil des Monolithen die Temperatur und damit die lokale Rußabbrandrate an. Infolgedessen reduziert sich dort zunächst die in Bild 6 (b) dargestellte lokale Rußschichtdicke am stärksten. Durch Wärmetransportvorgänge in axialer Richtung vergleichmäßigt sich die axiale Temperaturverteilung und erreicht schließlich am Ende des Monolithen ein Temperaturmaximum und damit höhere lokale Rußabbrandraten als im vorderen Bereich. Sowohl axiale Temperatur- als auch Rußmassenverteilung sind während der Regeneration inhomogen verteilt, was auf das globale Abbrandverhalten des Filters einen deutlichen Einfluss hat.

Zur Berechnung der thermischen Rußabbrandrate in einem Motorsteuergerät wird nun eine kennfeldbasierte Funktion abgeleitet und mit den identifizierten kinetischen Parametern (Tabelle 2) bedatet. Axiale Variationen der Rußverteilungen sollen nicht berücksichtigt werden. Grundlage der Funktion bildet Gleichung (23), die jedoch nicht auf ein

einzelnes Volumenelement, sondern entsprechend eines Modells nulldimensionaler Ordnung auf die gesamte, als konstant verteilt angenommene Rußmasse im Filter angewendet wird. Da der Beitrag der Rußoxidation mit Stickstoffdioxid unberücksichtigt bleibt, wird Gleichung (27) der neuen Funktion zugrundegelegt und in Matlab/Simulink umgesetzt (siehe Blockschaltbild 7). Diese enthält Exponentialfunktionen, deren Berechnungen besonders zeitintensiv sind. Sie werden daher zur Anwendung im Steuergerät durch Kennlinien<sup>12</sup> angenähert. Entsprechend Bild 7 werden die Exponentialausdrücke in den Termen  $(k_1 + k_2)/(k_1 + 1/2k_2)$  und  $(k_1 + 1/2k_2)$  jeweils in gemeinsamen Kennlinien zusammengefasst. Der hierbei entstehende Fehler beträgt bei Verwendung von 20 Stützstellen weniger als 2 %.

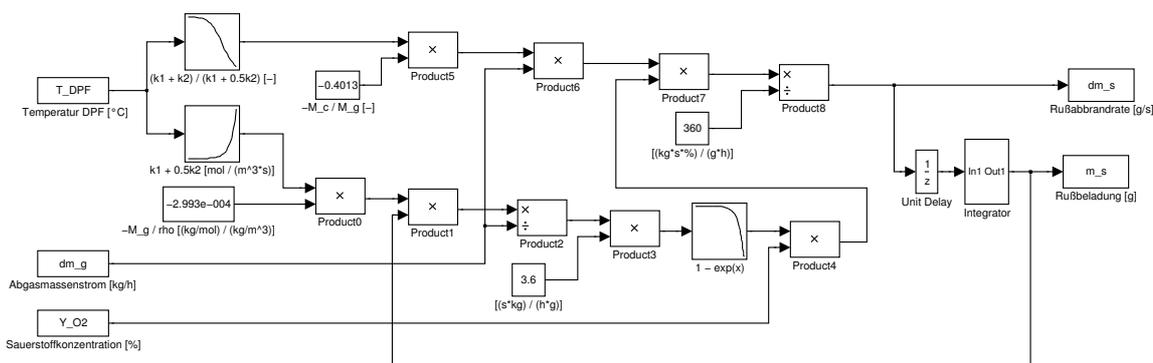


Bild 7: Blockschaltbild zur Berechnung der thermischen Rußabbrandrate in Motorsteuergeräten

Messwerte für die Temperatur im Inneren des DPFs, die zur Identifikation der reaktionskinetischen Parameter herangezogen werden, stehen in Serienfahrzeugen normalerweise nicht zur Verfügung. Stattdessen kann (konzeptabhängig) auf Temperaturmesswerte des Abgases vor und nach DPF zurückgegriffen werden. In Bild 8 sind Berechnungen der Rußabbrandrate unter Verwendung der Abgastemperaturmesswerte vor DPF dargestellt. Zum Vergleich sind die numerischen Simulationsergebnisse mit angegeben. Die simulierte Rußabbrandrate weist eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten auf, wohingegen die mit der Steuererätesfunktion berechnete Rußabbrandrate deutlich abweicht. Begründet werden kann dies mit der Verwendung der Abgastemperatur vor DPF zur Berechnung der Rußabbrandrate, die sich von der Temperatur im Filterinneren<sup>13</sup> unterscheidet (siehe auch Bild 5 (b)). Mit dem Beginn der Regeneration steigt die Eintrittstemperatur schneller an als die Temperatur im Filter, was zunächst zu höheren berechneten Rußabbrandraten führt. Mit steigender Rußabbrandrate und zunehmender exothermer Wärmefreisetzung übersteigt die Filtertemperatur die Eintrittstemperatur und bedingt damit eine Erhöhung der Rußabbrandrate. Die experimentelle Rußabbrandrate wird somit unterschätzt.

<sup>12</sup>Eine Kennlinie besteht aus mehreren Stützstellen für die Eingangswerte und ihnen zugeordneten Ausgangswerten. Zwischen den Stützstellen wird linear interpoliert. Außerhalb des durch die Stützstellen abgedeckten Bereichs wird der letzte Ausgangswert beibehalten.

<sup>13</sup>Zur Identifikation der reaktionskinetischen Parameter wurde eine mittlere Filtertemperatur herangezogen. Eine Verwendung der Abgastemperatur vor DPF zur Ermittlung der Parameter ist nicht zweckmäßig, da die beschriebene Temperaturerhöhung aufgrund exothermer Wärmeumsetzung nicht berücksichtigt ist.

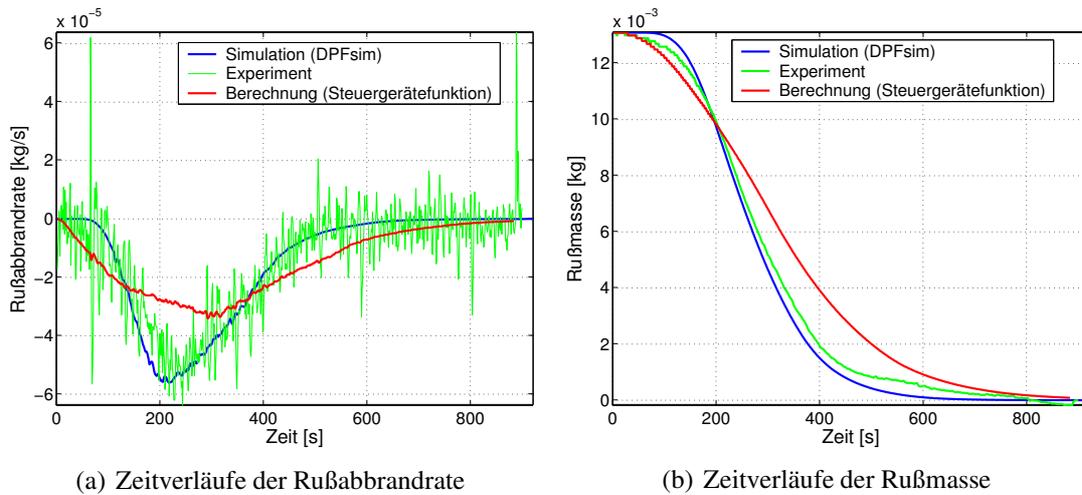


Bild 8: Vergleich von Berechnungsergebnissen (Steuergerätefunktion) und Simulationsergebnissen (DPFsim) mit experimentellen Werten aus Regenerationsversuch 07

Entsprechend Bild 8 (b) unterschätzt die berechnete Rußbelastung des Filters zu Beginn der Regeneration die experimentellen Werte und überschätzt diese jedoch zu späteren Zeiten. Zur Erhöhung der Genauigkeit bei der Berechnung der Rußabbrandrate ist eine möglichst exakte Bestimmung der Temperatur im DPF notwendig, welche die charakteristische Temperaturüberhöhung aufgrund der internen Rußoxidationsreaktionen berücksichtigt. Hierzu besteht die Möglichkeit, ein Temperaturmodell unter Berücksichtigung der exothermen Wärmeströme herzuleiten. Möglicherweise lässt sich auch aus Messwerten der Abgastemperatur vor und nach DPF eine Approximation für die mittlere Filtertemperatur ableiten. Diese sollte das Zeitverhalten der Temperatur im Inneren des Filters möglichst gut nachbilden und die Auswirkungen der exothermen Rußoxidationsreaktionen berücksichtigen.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Zur numerischen Simulation der physikalischen Vorgänge in Dieselpartikelfiltern wurde ein eindimensionales, instationäres Modell hergeleitet. Besondere Aufmerksamkeit wurde dabei den chemischen Oxidationsreaktionen des Rußes entgegengebracht, die zur Beschreibung der Regeneration notwendig sind. Die numerische Umsetzung des Modells im Simulationsprogramm DPFsim erfolgte nach dem Verfahren der Finiten Volumen.

Mittels nichtlinearer Optimierungsverfahren konnten die benötigten reaktionskinetischen Parameter anhand experimenteller Regenerationsversuche ermittelt sowie deren Übertragbarkeit auf andere Regenerationsversuche nachgewiesen werden.

Numerische Simulationen des Regenerationsvorgangs mit DPFsim ergaben inhomogene axiale Verteilungen der Temperatur und der Rußschichtdicke im DPF zu Beginn der Regeneration, die sich mit zunehmender Zeit ausglich. Darüber hinaus überstieg die Temperatur im DPF die Abgastemperatur vor DPF aufgrund exothermer Reaktionswärme während der Rußoxidation.

Eine auf Kennfeldern basierende Funktionalität zur Berechnung der thermischen Rußoxi-  
dationsrate wurde auf Grundlage des komplexen numerischen Simulationsmodells und  
der dargestellten Simulationsergebnisse hergeleitet und mit den identifizierten reaktions-  
kinetischen Parametern bedatet. Die Berechnungen zeigten jedoch deutliche Abweichun-  
gen zu den experimentellen Daten und den Simulationsergebnissen mit DPFsim. Be-  
gründet wurde dies mit der Verwendung der Abgastemperatur vor DPF zur Berechnung  
der Rußabbrandrate, die sich von der Temperatur im Filterinneren, die zur Identifikation  
der Parameter herangezogen wurde, unterschied. Im Rahmen der numerischen Simulation  
mit DPFsim wurde hingegen zunächst die axiale Temperaturverteilung im DPF berechnet  
und damit die lokale Rußabbrandrate ermittelt. Daher ist zur Erhöhung der Genauigkeit  
bei der Berechnung der Rußabbrandrate eine möglichst exakte Bestimmung der Tempe-  
ratur im DPF notwendig.

Zur verbesserten Beschreibung der Temperatur im DPF bietet sich eine Erweiterung der  
kennfeldbasierten Funktion an. Beispielsweise könnte eine Energiebilanz unter Berück-  
sichtigung der exothermen Reaktionswärme entwickelt werden. Darüber hinaus können  
weitere Funktionen, z.B. zur Berechnung der mit Stickstoffdioxid oxidierten Rußmasse  
sowie des Differenzdrucks, abgeleitet werden.

# Nomenklatur

## Lateinische Buchstaben

$A$	Querschnittsfläche [m <sup>2</sup> ]
$A$	Frequenzfaktor [mol/m <sup>3</sup> s]
$c_p$	isobare, spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
$d$	Durchmesser [m]
$E$	Aktivierungsenergie [mol/J]
$\Delta H$	Bildungsenthalpie [J/mol]
$k$	Geschwindigkeitskonstante [mol/m <sup>3</sup> s]
$m$	Masse [kg]
$\dot{m}$	Massenstromdichte [kg/m <sup>2</sup> s]
$M$	Molmasse [kg/mol]
$\dot{M}$	Massenstrom [kg/s]
$p$	Druck [bar]
$\Delta p$	Druckverlust [bar]
$p$	Parameter
$P$	Parametersatz
$\dot{q}$	Wärmequelle [W/m <sup>3</sup> ]
$\dot{Q}$	Wärmestrom [W]
$r$	Reaktionsrate [mol/m <sup>3</sup> s]
$\bar{R}$	allgemeine Gaskonstante [J/molK]
$Re$	Reynoldszahl
$t$	Zeit [s]
$T$	Temperatur [K]
$u$	Geschwindigkeit [m/s]
$V$	Volumen [m <sup>3</sup> ]
$w$	Dicke [m]
$x$	Koordinate [m]
$y$	Molenbruch
$z$	Axialkoordinate [m]

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	Wärmeübergangszahl [W/m <sup>2</sup> K]
$\beta$	Forchheimerkoeffizient [1/m]
$\beta$	Gewichtsfaktor
$\zeta$	Verlustziffer
$\eta$	dynamische Viskosität [kg/ms]
$\eta$	Wirkungsgrad
$\eta$	Verteilungsindex
$\kappa$	Permeabilität [1/m <sup>2</sup> ]
$\lambda$	Widerstandszahl [m]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
$\xi$	Beladung
$\mu$	Zufallszahl
$\nu$	kinematische Viskosität [m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]

## Indizes

$e$	Volumenelement
$ein$	Eintritt
$F$	Filter
$g$	Gasphase, Abgas
$h$	hydraulisch
$i$	allgemeiner Index
$k$	Kanal
$P$	Partikel
$reak$	Reaktion
$s$	Ruß („soot“)
$v$	Verlust
$w$	Wand, Monolithwand

# Literatur

- [Bis84] E. J. Bissett. Mathematical model of the thermal regeneration of a wall-flow monolith diesel particulate filter. *Chemical Engineering Science*, 1984.
- [BS85] E. J. Bissett und F. Shadman. Thermal regeneration of diesel particulate monolithic filters. *AIChE Journal*, 1985.
- [DA95] K. Deb und R. B. Agrawal. Simulated binary crossover for continuous search space. *Complex Systems*, 1995.

- [Dav91] L. Davis. *Handbook of Genetic Algorithms*. Van Nostrand Reinhold, 1991.
- [DB99] K. Deb und H. Beyer. Self-adaptive genetic algorithms with simulated binary crossover. *Technical report No. CI-61/99, Universität Dortmund*, 1999.
- [Dul92] F. A. L. Dullien. *Porous Media*. Academic Press, Inc., 1992.
- [Fal98] E. Falkenauer. *Genetic Algorithms and Grouping Problems*. John Wiley and Sons, 1998.
- [FP96] J. Ferziger und M. Peric. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, Berlin, 1996.
- [Gol89] D. E. Goldberg. *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*. Addison-Wesley Publishing Company, 1989.
- [HJY03] C. T. Huynh, J. H. Johnson, S. L. Yang, S. T. Bagley, J. R. Warner. A one-dimensional computational model for studying the filtration and regeneration characteristics of a catalyzed wall-flow diesel particulate filter. *SAE, 2003-01-0841*, 2003.
- [HKS03] O. C. Haralampous, G. C. Koltsakis, Z. C. Samaras. Partial regenerations in diesel particulate filters. *SAE, 2003-01-1881*, 2003.
- [HMF05] F. Heimlich, J. Maaß, M. Frambourg, T. Rölle, K. Behnk. Externe Nacheinspritzung zur Regeneration von Dieselpartikelfiltern. *MTZ, 5/2005*.
- [HMH02] S. Hashimoto, Y. Miyairi, T. Hamanaka, R. Matsubara, T. Harada, S. Miwa. SiC and cordierite particulate filters designed for low pressure drop and catalyzed, uncatalyzed systems. *SAE, 2002-01-0322*, 2002.
- [KK99] A. G. Konstandopoulos und M. Kostoglou. Periodically reversed flow regeneration of diesel particulate traps. *SAE, 1999-01-0469*, 1999.
- [KSM03] A. G. Konstandopoulos, E. Skaperdas, M. Masoudi. Microstructural properties of soot deposits in diesel particulate traps. *SAE, 2002-01-1015*, 2003.
- [Mas02] M. Masoudi. Hydrodynamics of diesel particulate filters. *SAE, 2002-01-1016*, 2002.
- [Mü98] A. Müschen. *Modellierung des Regenerationsverhaltens monolithischer Wabenfilter mittels dimensionsloser Kennzahlen*. Dissertation, RWTH Aachen, 1998.
- [Pon03] G. N. Pontikakis. *Modeling, Reaction Schemes and Kinetic Parameter Estimation in Automotive Catalytic Converters and Diesel Particulate Filters*. PhD thesis, University of Thessaly, 2003.
- [PSBA02] G. Pontikakis, A. Stamatelos, K. Bakasis, N. Aravas. 3-d catalytic regeneration and stress modeling of diesel particulate filters by ABAQUS FEM software. *SAE, 2002-01-1017*, 2002.

- [Spu96] J. Spurk. *Strömungslehre*. Springer, Berlin, 1996.
- [vBS02] R. van Basshuysen und F. Schäfer. *Handbuch Verbrennungsmotor*. Vieweg Verlag, 2002.
- [VW97] VDI-Wärmeatlas. *Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. VDI-Verlag, 1997.

# Modell zur Bestimmung des Zylinderdruckverlaufes aus dem hoch aufgelösten Drehzahlsignal

J. Ölscher, Hochschule Wismar\*    P. Dünow, Hochschule Wismar†  
B. Lampe, Universität Rostock‡

## Zusammenfassung

Das in dieser Arbeit hergeleitete Modell zur Bestimmung des Zylinderdruckverlaufes basiert auf der Lösung eines überbestimmten Gleichungssystems, gebildet durch die Erhaltungsgleichungen für Energie und Drehimpuls. Es wird auf theoretischem Wege eine neue Möglichkeit aufgezeigt, durch Auswertung des hoch aufgelösten Drehzahlverlaufes einen Teilbereich des Druckverlaufes im feuernenden Zylinder und das vom Motor abgegebene Nutzmoment zu bestimmen.

## 1 Einleitung und Motivation

Die Anforderungen bezüglich Verbrauch und Emission von Verbrennungsmotoren werden seitens des Gesetzgebers zunehmend verschärft. Um zeitgleich auch die entgegengesetzten gerichteten Kundenwünsche nach gesteigerter Motorleistung zu erfüllen, sind die Fahrzeughersteller gezwungen neben den Abgasnachbehandlungsstrategien auch die verwendeten Brennverfahren zu optimieren bzw. durch bessere zu ersetzen. Die Umsetzung moderner Brennverfahren erfordert jedoch die Erfassung von thermodynamischen Zustandsgrößen des Arbeitsgases, auch während der Verbrennung. Infolge des großen Informationsgehaltes und der guten Interpretierbarkeit stellt das Zylinderdrucksignal das gebräuchlichste Messsignal zur Analyse der Verbrennung dar.

Die Verwendung der Indiziermesstechnik ist zum gegenwärtigen Zeitpunkt, abgesehen von wenigen Ausnahmen, jedoch der rein wissenschaftlichen Motorenuntersuchung vorbehalten. Faktoren wie z.B. die unzureichende Langzeitstabilität der Drucksensoren, die zusätzlich erforderliche Indizierbohrung und die hohen Sensorkosten sprechen derzeit gegen einen Einsatz von Zylinderdrucksensoren in Serienmotoren. Der Ionenstrom konnte sich als alternatives Messsignal für eine ausschließlich qualitative Bewertung der Verbrennung teilweise etablieren. Entsprechende Ansätze zur Bewertung der Verbrennungsqualität unter Nutzung des Ionenstromsignals sind z.B. in [Wil02],[Kub04],[EN97]

---

\*Fachbereich MVU, D-23952 Wismar, Germany, j.oelscher@web.de

†Fachbereich EuI, D-23952 Wismar, Germany, p.duenow@et.hs-wismar.de

‡Inst. f. Automatisierungstechnik, D-18051 Rostock, Germany, bernhard.lampe@uni-rostock.de

zu finden. Jedoch muss berücksichtigt werden, dass dieses Signal vorwiegend die Eigenschaften eines lokal begrenzten Raumes innerhalb des Zylinders widerspiegelt und dadurch starken Fluktuationen unterworfen ist. Die Frage nach der Interpretierung des Signalverlaufes ist auch heute noch nicht befriedigend geklärt. Es sind keine Ansätze bekannt, die es erlauben aus dem Ionenstromsignal z.B. die indizierte Arbeit zu bestimmen. Dies wäre jedoch wichtig, um eine momentenbasierte Struktur im Steuergerät zu unterstützen. Optische Verfahren, welche die emittierte Strahlung bei der Verbrennung analysieren, erlauben z.B. präzise Rückschlüsse auf die Verbrennungstemperatur, sind aber zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch im Versuchsstadium.

Da in naher Zukunft keine direkte messtechnische Erfassung von thermodynamischen Zustandsgrößen durch zusätzliche Sensorik in Serienmotoren zu erwarten ist, wurden vermehrt Untersuchungen vorgenommen, mit dem Ziel der modell- oder signalbasierten Gewinnung von Zylinder internen Zustandsgrößen, unter ausschließlicher Verwendung bereits vorhandener Sensoren [WBF00],[ZA04],[Hen95].

Eriksson beschreibt in [EA02] einen Ansatz der thermodynamischen Zylinderdruckmodellierung für einen 4-Zylinder-Motor unter Verwendung von Saugrohrdruck und Saugrohrtemperatur sowie dem Zündwinkel. Die thermodynamische Modellierung geht jedoch immer einher mit einer großen Anzahl freier Parameter und erlaubt keine Bewertung der tatsächlich erfolgten Verbrennung, da die erzielte Wirkung in Form des Druck- und Temperaturanstiegs im Zylinder nicht durch entsprechende Sensorsignale erfasst und berücksichtigt wird. Um die Wirkungen der Verbrennung zu ermitteln, eignen sich zwei serienmäßig verbaute Sensoren. Neben dem Schwingbeschleunigungssensor (Klopfsensor) ist hier der Drehzahlsensor mit dem 60-2-Rad in Verbindung mit dem Phasengeber zur absoluten Positionsbestimmung zu nennen. Rizzoni zeigt in [RCP99] durch Untersuchungen der Kohärenz, dass das Drehzahlsignal bis zu einer wesentlich höheren Ordnung mit dem Drucksignal korreliert als das Schwingbeschleunigungssignal.

Fehrenbach liefert in [Feh91] ein inverses Modell für einen 1-Zylinder Motor zur Rekonstruktion des Zylinderdruckverlaufes unter Verwendung der hoch aufgelösten Motordrehzahl. Dieses Modell wurde aus der Leistungsbilanz an der Kurbelwelle hergeleitet und resultiert in einer Momentenbilanz, zu deren Lösung die Kenntnis des mittleren indizierten Momentes erforderlich ist. Ein als kritisch zu bewertender Aspekt in seinem Modell entsteht durch die Verwendung der Kurbelwinkelbeschleunigung, welche praktisch ohne einen erhöhten Aufwand nicht angemessen bestimmt werden kann. Weiterhin verliert das Modell in den Totpunktlagen an Aussagekraft, da dort Unstetigkeitsstellen vorliegen. Da die Kenntnis des mittleren indizierten Momentes erst nach einer Auswertung des Zylinderdruckverlaufes oder durch Messungen des Momentes am Abtrieb des Motors erlangt wird, ist das von Fehrenbach vorgestellte Modell nicht ohne einen zusätzlichen Momentensensor umsetzbar. In der Literatur werden jedoch verschiedene, auf der Motordrehzahl basierende, empirische [SKI02] und Beobachter-Ansätze [RWD95], [RZ93] zur Modellierung des mittleren indizierten Momentes vorgestellt.

Der in dieser Arbeit vorgestellte Ansatz zur Modellierung des Zylinderdrucks basiert ebenfalls auf der Auswertung der hoch aufgelösten Kurbelwinkelgeschwindigkeit, liefert jedoch zusätzlich implizit das mittlere indizierte Moment. Zudem sind die nicht erforderliche Differenzierung der Kurbelwinkelgeschwindigkeit sowie die nicht enthaltenen Unstetigkeitsstellen als Neuerungen zu nennen.



Gleichungen anschreiben zu:

$$\Delta E_{kin,1 \rightarrow 2} + \Delta U_{1 \rightarrow 2} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_B dt - \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_W dt - W_{t,1 \rightarrow 2} \quad (1)$$

$$\Delta L_{1 \rightarrow 2} = \int_{t_1}^{t_2} M_1 + M_2 + M_3 + M_4 - M_5 dt \quad (2)$$

Das für die Druckmodellierung verwendete Drehzahlssignal liegt in äquidistanten Winkelschritten von  $6^\circ \text{KW}$  vor. Dadurch ergeben sich gleichfalls die Stützstellen für den modellierten Druckverlauf. Abbildung 2 zeigt exemplarisch einen Druckverlauf in dem entsprechenden Raster. Die Position  $0^\circ \text{KW}$  markiert den oberen Totpunkt des Kolbens. Es zeigt sich, dass in dem hervorgehobenen Bereich rechts vom Druckmaximum mit hinreichender Genauigkeit ein quasi linearer Druckverlauf zwischen jeweils zwei benachbarten Stützstellen angenommen werden kann. So ergibt sich z.B. der Druckverlauf zwischen  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  gemäß (3).

$$p_v(\varphi) \approx p_{v,1} + \frac{p_{v,2} - p_{v,1}}{\varphi_2 - \varphi_1} (\varphi - \varphi_1) \quad ; \quad p_{v,x} = p_v(\varphi_x) \quad ; \quad \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2 \quad (3)$$

Für die praktische Rechnung ist es vorteilhaft, die Zeitintegrale in den Bilanzgleichungen

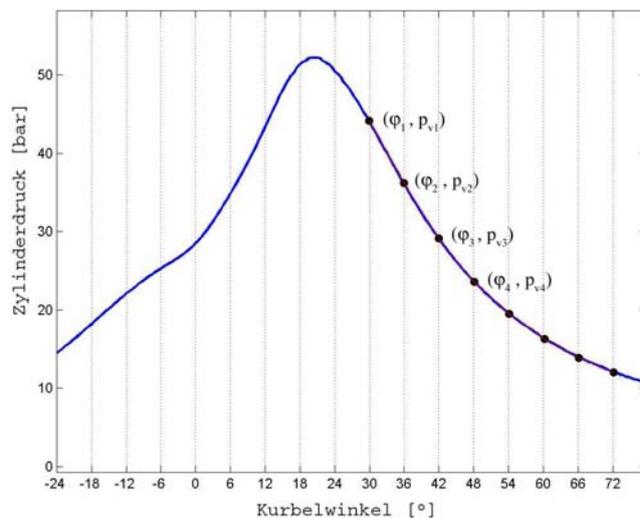


Abbildung 2: exemplarischer Druckverlauf

(1) und (2) in äquivalente Wegintegrale umzuformen, da die Messung der Kurbelwinkelschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  in einem definierten Kurbelwinkelraster erfolgt. Die Transformation kann nach folgendem Schema durchgeführt werden.

$$\int_{t_1}^{t_2} X dt = \int_{t_1}^{t_2} X dt \frac{d\varphi}{d\varphi} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{X}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad ; \quad \dot{\varphi} \neq 0 \quad (4)$$

Im weiteren Verlauf ist es notwendig, die einzelnen Terme der aufgestellten Bilanzgleichungen näher zu analysieren. Die Differenz in der kinetischen Energie ist beschrieben durch Gleichung (5). Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass das Massenträgheitsmoment des Motors, gedanklich vereinigt in der Schwungscheibe, eine Funktion des Kurbelwinkels darstellt.

$$\Delta E_{kin,1 \rightarrow 2} = 0.5 (J_2 \dot{\varphi}_2^2 - J_1 \dot{\varphi}_1^2) \quad ; \quad J_x = J(\varphi_x) \quad ; \quad \dot{\varphi}_x = \dot{\varphi}(\varphi_x) \quad (5)$$

Für die Bestimmung der Differenz in der inneren Energie wird eine umgestellte Bestimmungsgleichung für die Enthalpie  $H$  herangezogen. Die Enthalpiedifferenz kann gedeutet werden als die zu- oder abgeführte Wärme bei konstantem Druck.

$$U = H - p_v V \quad (6)$$

$$\Delta U_{1 \rightarrow 2} = \Delta H + p_{v,1} V_1 - p_{v,2} V_2 \quad ; \quad V_x = V(\varphi_x) \quad (7)$$

Kann davon ausgegangen werden, dass die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_p$  und die Gasmasse  $m$  annähernd konstant sind, ist der vereinfachte Ansatz (8) zu Bestimmung der Enthalpiedifferenz anwendbar. Unter Verwendung der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase (9) kann die Temperaturdifferenz  $\Delta T_{1 \rightarrow 2}$  mit Beachtung der speziellen Gaskonstanten  $R$  durch einen äquivalenten Ausdruck ersetzt werden. Durch Kombination der Gleichungen (9), (8) und (7) entsteht die Bestimmungsgleichung für die Differenz der inneren Energie in Form von Gleichung (10).

$$\Delta H_{1 \rightarrow 2} = m c_p \Delta T_{1 \rightarrow 2} \quad (8)$$

$$p_v V = m R T \quad (9)$$

$$\Delta U_{1 \rightarrow 2} = p_{v,1} V_1 \left(1 - \frac{c_p}{R}\right) + p_{v,2} V_2 \left(\frac{c_p}{R} - 1\right) \quad (10)$$

Zur Beschreibung des differentiellen Brennverlaufes  $\dot{Q}_B$ , d.h. des zugeführten Wärmestromes infolge des Kraftstoffmassenumsatzes, sind in der Literatur mehrere Ansätze dokumentiert. Die am häufigsten verwendeten sind der Vibe- und der Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf. Sie zeichnen sich durch eine große Anzahl freier Parameter sowie einen fehlenden physikalischen Bezug aus. Eine physikalisch basierte Art der Brennverlaufmodellierung wird mit sog. fraktalen Brennmodellen erreicht. Innerhalb des hier vorgestellten Ansatzes soll zunächst der Kurbelwinkelbereich, in dem die Verbrennung stattfindet, ausgeblendet werden. D.h. es gilt die Bedingung  $\dot{Q}_B = 0$ .

Die vom System geleistete technische Arbeit ergibt sich aus der Volumenänderungsarbeit von Zylinder 1. Das differentielle Volumenelement  $dV$  wird über das Bewegungsgesetz des Kurbeltriebes hergeleitet vgl. [Feh91].

$$W_{t,1 \rightarrow 2} = \int_{V_1}^{V_2} p_v dV \quad (11)$$

Unter Verwendung des sog. Kolbengeschwindigkeitskennwertes  $x'(\varphi)$ , des Kurbelradiuses  $R_k$  und der Kolbenquerschnittsfläche  $A_k$  kann die technische Arbeit durch Gleichung

(12) beschrieben werden .

$$W_{t,1 \rightarrow 2} = A_k R_k \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_v(\varphi) x'(\varphi) d\varphi \quad (12)$$

Wird weiterhin der Ansatz des quasi linearen Druckverlaufes zwischen den Stützstellen (3) berücksichtigt, ergibt sich die Bestimmungsgleichung für die technische Arbeit gemäß Gleichung (13).

$$W_{t,1 \rightarrow 2} = p_{v,1} [{}_1^2 I_{E1}] + p_{v,2} [{}_1^2 I_{E2}] \quad (13)$$

$$[{}_x^y I_{E1}] = A_k R_k \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} x'(\varphi) d\varphi - \frac{A_k R_k}{\varphi_y - \varphi_x} \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} x'(\varphi) \cdot (\varphi - \varphi_x) d\varphi \quad (14)$$

$$[{}_x^y I_{E2}] = \frac{A_k R_k}{\varphi_y - \varphi_x} \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} x'(\varphi) \cdot (\varphi - \varphi_x) d\varphi \quad (15)$$

Zur Beschreibung des Wandwärmestromes  $\dot{Q}_W$  wird ein vereinfachter Newtonscher Ansatz herangezogen. Dieser liefert den über die Systemgrenze fließenden Wärmestrom in Abhängigkeit vom Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ , von der für den Wärmeübergang zu Verfügung stehenden Fläche  $A_Q$  und von der Differenz zwischen der Temperatur der Zylinderwand  $T_W$  und der Gastemperatur  $T$ .

$$\dot{Q}_W = \alpha A_Q (T - T_W) \quad (16)$$

Die Charakterisierung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  ist nicht trivial, kann aber durch halbempirische Ansätze wie z.B. von Woschni in Abhängigkeit von der Kolbengeschwindigkeit näherungsweise erfolgen. Die freie Fläche  $A_Q$  setzt sich zusammen aus einem statischen und einem dynamischen Anteil. Der statische Anteil  $A_0$  ist bestimmt durch die Kolbenoberfläche sowie die Fläche des Zylinderdomes. Der dynamische Anteil entspricht der vom Kolben freigegebenen Mantelfläche der Zylinderlaufbuchse mit dem Durchmesser  $d_k$ . Das Produkt aus Kolbenhubkennwert  $x$  und Kurbelradius  $R_k$  liefert die Entfernung der Kolbenoberkante vom oberen Totpunkt.

$$A_Q = A_0 + \pi d_k R_k x(\varphi) \quad (17)$$

Bei der Bestimmung der mittleren Temperatur der Zylinderladung wird analog zum Druck von einem quasi linearen Temperaturverlauf zwischen den Stützstellen gemäß (18) ausgegangen. Die Temperatur der Zylinderwand kann evtl. über die Kühlwassertemperatur, Drehzahl und Last abgeschätzt werden.

$$T = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\varphi_2 - \varphi_1} (\varphi - \varphi_1) \quad ; \quad T_x = T(\varphi_x) \quad ; \quad \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2 \quad (18)$$

Bei Verwendung der Transformationsregel (4), des vereinfachten Newtonschen- (16) und des quasi linearen Temperaturansatzes (18) kann die zwischen den Stützstellen  $\varphi_1$  und

$\varphi_2$  über die Zylinderwand in Richtung Umwelt transportierte Wärme durch folgenden Ausdruck dargestellt werden.

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\dot{Q}_W}{\dot{\varphi}} d\varphi = p_{v,1} [{}_1^2 I_{Q1}] + p_{v,2} [{}_1^2 I_{Q2}] - T_W [{}_1^2 I_{Q3}] \quad (19)$$

$$[{}_x^y I_{Q1}] = \frac{\alpha \cdot V(\varphi_x)}{m R} \left( \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} \frac{A_Q(\varphi)}{\dot{\varphi}} d\varphi - \frac{1}{\varphi_y - \varphi_x} \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} \frac{A_Q(\varphi) \cdot (\varphi - \varphi_x)}{\dot{\varphi}} d\varphi \right) \quad (20)$$

$$[{}_x^y I_{Q2}] = \frac{\alpha \cdot V(\varphi_y)}{m \cdot R \cdot (\varphi_y - \varphi_x)} \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} \frac{A_Q(\varphi) \cdot (\varphi - \varphi_x)}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad (21)$$

$$[{}_x^y I_{Q3}] = \alpha \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} \frac{A_Q(\varphi)}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad (22)$$

Die Änderung des Drehimpulses zwischen den Zuständen 1 und 2 ist durch Gleichung (23) gegeben. Sie wird hervorgerufen durch einen Momentenstoß, welcher durch das Zeitintegral des frei wirkenden Momentes beschrieben ist. Kennzeichnend für den Impuls ist der vektorielle Charakter, somit enthält er einen Betrag und eine Richtung. Es wird hiermit festgelegt, dass eine Impulswirkung in Drehrichtung des Motors positiv und eine entgegengesetzt gerichtete Wirkung als negativ zu kennzeichnen ist.

$$\Delta L_{1 \rightarrow 2} = J_2 \dot{\varphi}_2 - J_1 \dot{\varphi}_1 \quad (23)$$

Die in (2) aufgeführten Momente  $M_1..M_4$  werden durch die jeweiligen Zylinderdrücke unter Beachtung der Kurbelwinkellage innerhalb des Kolbengeschwindigkeitskennwertes  $x'$  hervorgerufen und dadurch häufig als Gasmomente bezeichnet. Nach Anwendung der Transformationsregel (4) gelten folgende Zusammenhänge in den Gleichungen (24)-(27):

$$\int_{t_1}^{t_2} M_1 dt = A_k R_k \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{p_v x'(\varphi)}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad (24)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} M_2 dt = A_k R_k \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{p_a x'(\varphi + \frac{\pi}{2})}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad (25)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} M_3 dt = A_k R_k \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{p_c x'(\varphi + \frac{3\pi}{2})}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad (26)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} M_4 dt = A_k R_k \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{p_s x'(\varphi + \pi)}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad (27)$$

Die Drücke  $p_v, p_a, p_c, p_s$  sind als Über- bzw. Unterdrücke bezüglich des Atmosphärendrucks einzusetzen. Laut Modellannahme können die Druckverläufe  $p_a, p_c, p_s$  als bekannt vorausgesetzt werden. Der Druckverlauf infolge der Verbrennung  $p_v$  kann, basierend auf

der Abstraktion (3), als stückweise linear betrachtet werden. Durch entsprechendes Einsetzen und Umformen erlangt Gleichung (24) die Form von (28).

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{M_1}{\dot{\varphi}} d\varphi = p_{v,1} [{}^2_1 I_{L1}] + p_{v,2} [{}^2_1 I_{L2}] \quad (28)$$

$$[{}^y_x I_{L1}] = A_k R_k \left( \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} \frac{x'(\varphi)}{\dot{\varphi}} d\varphi - \frac{1}{\varphi_y - \varphi_x} \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} \frac{(\varphi - \varphi_x) x'(\varphi)}{\dot{\varphi}} d\varphi \right) \quad (29)$$

$$[{}^y_x I_{L2}] = \frac{A_k R_k}{\varphi_y - \varphi_x} \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} \frac{(\varphi - \varphi_x) x'(\varphi)}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad (30)$$

In erster Näherung wird das Summenmoment  $M_5$  auf die als gleichförmig angesehene Summe aus Nutz- und Reibmoment des Motors reduziert.

$$\int_{t_1}^{t_2} M_5 dt = \overline{M_5} [{}^2_1 I_{L3}] \quad (31)$$

$$[{}^y_x I_{L3}] = \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} \frac{1}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad (32)$$

Bis zu diesem Punkt wurden exemplarisch nur die Bilanzgleichungen zur Beschreibung der Systemzustandsänderung zwischen den Stützstellen  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  analysiert. Um einen qualitativen Druckverlauf gemäß Abbildung 2 zu erhalten, ist es erforderlich zusätzliche Stützstellen in der Bilanzierung zu berücksichtigen. Bei einer Auswahl von z.B. 6 benachbarten Druckstützstellen erhält man jeweils 5 linear unabhängige Bilanzgleichungen für Energie und Drehimpuls. Somit ist das aufgestellte Gleichungssystem infolge der 7 unbekanntenen Größen (6 Drücke +  $\overline{M_5}$ ) dreifach überbestimmt. Mit Hilfe von geeigneten Substitutionen (33)..(36) kann das entstehende lineare Gleichungssystem übersichtlich in der Matrixnotation dargestellt werden. Die Lösung des Gleichungssystems  $\underline{A} \underline{x} = \underline{b}$  kann durch Anwendung von (38) unter Minimierung der quadratischen Abweichungen gefunden werden. Um den Einfluss numerischer Ungenauigkeiten infolge einer evtl. schlecht konditionierten Matrix  $\underline{A}$  zu verringern wurden zusätzlich die Verstärkungsfaktoren  $C$ ,  $D$  und  $E$  eingeführt. Diese werden in Abhängigkeit von den Elementen in  $\underline{A}$  bestimmt.

$${}^y_x a_{E1} = \left[ V_x \left( 1 - \frac{C_p}{R} \right) + [{}^y_x I_{E1}] + [{}^y_x I_{Q1}] \right] \quad (33)$$

$${}^y_x a_{E2} = \left[ V_y \left( \frac{C_p}{R} - 1 \right) + [{}^y_x I_{E2}] + [{}^y_x I_{Q2}] \right] \quad (34)$$

$${}^y_x b_E = T_W [{}^y_x I_{Q3}] - \Delta E_{kin,x \rightarrow y} \quad (35)$$

$${}^y_x b_L = \Delta L_{x \rightarrow y} - \int_{\varphi_x}^{\varphi_y} \frac{M_2 + M_3 + M_4}{\dot{\varphi}} d\varphi \quad (36)$$

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} E_1^2 a_{E1} & E_1^2 a_{E2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & E_2^3 a_{E1} & E_2^3 a_{E2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & E_3^4 a_{E1} & E_3^4 a_{E2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E_4^5 a_{E1} & E_4^5 a_{E2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & E_5^6 a_{E1} & E_5^6 a_{E2} & 0 \\ C_1^2 I_{L1} & C_1^2 I_{L2} & 0 & 0 & 0 & 0 & -C D \frac{2}{1} I_{L3} \\ 0 & C_2^3 I_{L1} & C_2^3 I_{L2} & 0 & 0 & 0 & -C D \frac{3}{2} I_{L3} \\ 0 & 0 & C_3^4 I_{L1} & C_3^4 I_{L2} & 0 & 0 & -C D \frac{4}{3} I_{L3} \\ 0 & 0 & 0 & C_4^5 I_{L1} & C_4^5 I_{L2} & 0 & -C D \frac{5}{4} I_{L3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_5^6 I_{L1} & C_5^6 I_{L2} & -C D \frac{6}{5} I_{L3} \end{bmatrix}$$

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} p_{v,1} \\ p_{v,2} \\ p_{v,3} \\ p_{v,4} \\ p_{v,5} \\ p_{v,6} \\ \frac{1}{D} \overline{M}_5 \end{bmatrix} ; \quad \underline{b} = \begin{bmatrix} E_1^2 b_E \\ E_2^3 b_E \\ E_3^4 b_E \\ E_4^5 b_E \\ E_5^6 b_E \\ C_1^2 b_L \\ C_2^3 b_L \\ C_3^4 b_L \\ C_4^5 b_L \\ C_5^6 b_L \end{bmatrix} \quad (37)$$

$$\underline{x} = (\underline{A}^T \underline{A})^{-1} \underline{A}^T \underline{b} \quad (38)$$

### 3 Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb dieser Arbeit wurde auf theoretischem Wege eine neue Möglichkeit aufgezeigt, durch Auswertung des hoch aufgelösten Drehzahlverlaufes eine Modellierung des Zylinderinnendruckes im momentan arbeitenden Zylinder zu ermöglichen. Die aufgestellten Modellgleichungen ergeben sich aus der Bilanzierung bezüglich Energie und Drehimpuls. Das Modell ist zunächst theoretischer Natur und muss erst durch eine Validierung mit realen Messdaten auf seine Anwendbarkeit überprüft werden. Positive Aspekte im Vergleich zu bekannten Modellen sind die fehlenden Unstetigkeitsstellen, die nicht erforderliche Differenzierung der Drehzahl und die implizite Erfassung des gleichförmigen Nutzmomentes. Einer evtl. auftretenden numerischen Ungenauigkeit infolge einer schlechten Konditionierung der Matrix  $\underline{A}$  wurde durch Hinzufügen von Verstärkungsfaktoren  $C$ ,  $D$ , und  $E$  entgegengewirkt. Eine Ausweitung der Einsatzgrenzen des Modells, hinein in den Bereich der Verbrennung, erscheint zunächst ausgeschlossen, da in diesem Regime der quasi lineare Druck- und Temperaturverlauf zwischen den Stützstellen nicht gewährleistet ist. Zudem ändert sich infolge der Verbrennung ständig die Gaszusammensetzung und dadurch auch  $R$  und  $cp$ .

## Literatur

- [EA02] L. Eriksson and Ingemar Andersson. An analytic model for cylinder pressure in a four stroke si engine. SAE-Paper 2002-01-0371, Vehicular Systems, Linköping University and Mecel AB, 2002.
- [EN97] L. Eriksson and L. Nielsen. Ionization current interpretation for ignition control in internal combustion engines. *Control Engineering Practice*, Vol. 5, No. 8:1107–1113, 1997.
- [Feh91] H. Fehrenbach. *Berechnung des Brennraumdruckverlaufes aus der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit von Verbrennungsmotoren*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991.
- [Hen95] M. Henn. *On-Board Diagnose der Verbrennung von Ottomotoren*. Dissertation, Universität-Fridericiana Karlsruhe, 07 1995.
- [Kub04] H. Kubach. *Ionenstrom als Sensorsignal der dieselmotorischen Verbrennung*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 02 2004.
- [MK81] H. Maass and H. Klier. *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer-Verlag, 1981.
- [RCP99] G. Rizzoni, N. Cavina, and F. Ponti. Fast algorithm for on-board torque estimation. SAE-Paper 1999-01-0541, University of Bologna and The Ohio State University, 1999.
- [RWD95] G. Rizzoni, Y.Y. Wang, and S. Drakunov. Estimation of engine torque using nonlinear observers in the crank angle domain. *Advanced Automotive Technologies ASME*, DSC-Vol. 56:189–193, 1995.
- [RZ93] G. Rizzoni and Y. Zhang. Identification of a nonlinear ic engine dynamic model with application to on-line indicated torque estimation. *Advanced Automotive Technologies ASME*, DSC-Vol. 52:199–209, 1993.
- [SKI02] A. Schwarte, F. Kimmrich, and R. Isermann. Diagnosemethoden dieselmotor 2. Forschungsbericht Vorhaben 768, TU Darmstadt Institut für Automatisierungstechnik, 2002.
- [WBF00] M. Wagner, J. F Böhme, and J. Förster. In cylinder pressure estimation from structure-borne sound. SAE-Paper 2000-01-0930, Ruhr University Bochum and Robert Bosch GmbH, 2000.
- [Wil02] M. Willimowski. *Verbrennungsdiagnose von Ottomotoren mittels Abgasdruck und Ionenstrom*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 06 2002.
- [ZA04] P. Zeng and D.N. Assanis. Cylinder pressure reconstruction and its application to heat transfer analysis. SAE-Paper 2004-01-0922, Automotive Research Center, University of Michigan, 2004.

# Modelling of Fuel Pressure Dynamics

Jan P. Blath, IAV GmbH \*

## Abstract

Subject of this contribution is the derivation of a physically based model which describes the fuel pressure dynamics of a gasoline direct injection (GDI) engine. The proposed model captures the most relevant dynamics for controller design purposes and it is simple enough to serve as a basis for the derivation of new control laws based on theoretically founded nonlinear control methods. The model is fitted to 2.0 litre GDI engine.

## 1 Introduction

In order to reduce engine load and thus fuel consumption the pressure of the fuel stored within the rail follows a reference trajectory which takes small values of about 5 MPa when the engine is idling and large values up to 12 MPa when engine load is increased. If the rail pressure is kept unnecessarily high, engine power and hence fuel is wasted since the high pressure fuel pump is driven by the engine. Otherwise, if the rail pressure is too low, the required amount of fuel may be insufficient and thus lean lambda deviations or misfire possibly occur.

For the purpose of synthesizing a meaningful controller structure a model of the fuel pressure dynamics is necessary. It is the aim of this contribution to derive such a model on the basis of fundamental physical relationships. Of course, comparable work has been done in the literature before. In [4] a model is used which reflects the effect of pressure pulsations due to the periodic fuel injection. The model consists of three types of hydraulic lines: rigid lines, semi-rigid lines and flexible lines. No details can be found about the high pressure fuel pump. The injectors are modelled as orifices with variable opening area and with linear first order dynamics. Unfortunately, no further mathematical details about the model are revealed. A hybrid modelling approach of a common rail diesel injection system is proposed in [1]. It consists of hybrid models of the high pressure pump and the fuel injectors. The main dynamics are given by the differential equation which describes the rail pressure evolution as a function of the volumetric flow rates of high pressure pump and fuel injectors.

This paper is structured as follows. Section two contains the detailed derivation of the fuel pressure model. The model is validated in section three and conclusions are drawn in section four.

---

\*D-38518 Gifhorn, Germany, jan.peter.blath@iav.de

## 2 GDI Engine Fuel Supply System

Figure 1 shows the structure of the fuel supply system considered in this contribution. A high pressure fuel pump, driven by the camshaft, delivers fuel into the rail which serves as a storage volume. Fuel leaves the rail either through the fuel injectors or the pressure limitation valve, which is assumed to be closed in the forthcoming model derivation.

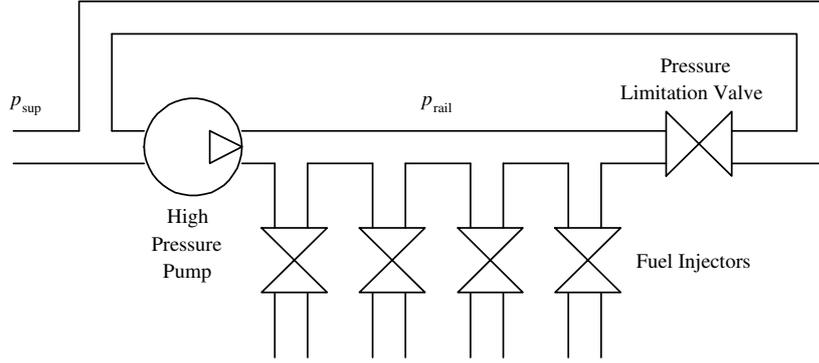


Figure 1: High-Pressure Part of an Automotive Fuel Supply System

### 2.1 Rail Volume Mass Balance

The mass balance for the amount of fuel stored within the rail is given by

$$\frac{dm_f}{dt} = \dot{m}_{\text{hpp}} - \dot{m}_{\text{inj}}, \quad (1)$$

where  $m_f$  denotes fuel mass,  $\dot{m}_{\text{hpp}}$  is the mass flow rate delivered by the high pressure fuel pump and  $\dot{m}_{\text{inj}}$  denotes the mass flow rate through the injectors. Introducing

$$m_f = \rho_f(p_{\text{rail}}, T_{\text{rail}})V_{\text{rail}} \quad (2)$$

into equation (1) with the assumptions of constant temperature and constant rail volume yields

$$V_{\text{rail}} \frac{\partial \rho_f}{\partial p_{\text{rail}}} \frac{dp_{\text{rail}}}{dt} = \dot{m}_{\text{hpp}} - \dot{m}_{\text{inj}}. \quad (3)$$

Here  $V_{\text{rail}}$  is the rail volume,  $\rho_f$  denotes fuel mass density,  $p_{\text{rail}}$  represents rail pressure and  $T_{\text{rail}}$  represents rail temperature. Defining the gain

$$K_{\text{rail}} := \frac{1}{V_{\text{rail}} \frac{\partial \rho_f}{\partial p_{\text{rail}}}} \quad (4)$$

equation (3) can be rewritten as

$$\frac{dp_{\text{rail}}}{dt} = K_{\text{rail}} (\dot{m}_{\text{hpp}} - \dot{m}_{\text{inj}}). \quad (5)$$

The relationship

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \kappa(p - p_0)} \quad (6)$$

for the mass density of a hydraulic fluid can be found in [3]. It is valid for constant temperature. Here  $\kappa$  denotes the fluid's compressibility and  $\rho_0$  denotes the reference mass density at reference pressure  $p_0$ . Hence, the partial derivative of the fuel mass density with respect to pressure is given by

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial p_{\text{rail}}} = \frac{\rho_0 \left( \frac{d\kappa_f}{dp_{\text{rail}}} (p_{\text{rail}} - p_0) + \kappa_f \right)}{(1 - \kappa_f (p_{\text{rail}} - p_0))^2}. \quad (7)$$

The fuel compressibility is taken from a pressure and temperature dependent map which is part of the engine ECU software. For a fixed temperature of about 360 K the compressibility varies between approximately  $1.5 \cdot 10^{-3}$  and  $1.2 \cdot 10^{-3}$  1/MPa over a pressure range of 0.5 to 11 MPa. The reference pressure  $p_0$  takes a value of 1013 hPa and the fuel mass density at reference conditions takes a value of  $\rho_0 = 7.65 \cdot 10^{-4}$  g/mm<sup>3</sup>.

*Remark:* In general, the mass flow rate  $\dot{m}$  and the volumetric flow rate  $q$  of a fluid are correlated via

$$\dot{m} = \rho q. \quad (8)$$

Furthermore, the bulk modulus  $E$  is defined by

$$\frac{1}{E} := \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial p}. \quad (9)$$

Thus, the mass balance (5) can be brought into a form which is more common in hydraulic system modelling, see e.g. [3, 5]:

$$\frac{dp_{\text{rail}}}{dt} = \frac{E_f}{V_{\text{rail}}} (q_{\text{hpp}} - q_{\text{inj}}). \quad (10)$$

Here  $E_f$  denotes the bulk modulus of fuel and  $q_{\text{hpp}}$  and  $q_{\text{inj}}$  represent the volumetric flow rates through the high pressure pump and the injectors, respectively. Effects of mechanical compliance and entrained gas bubbles can be lumped into the bulk modulus which is then called *effective* bulk modulus.

## 2.2 High Pressure Fuel Pump

The working period of the fuel pump consists of an intake stroke and a deliver stroke. During intake stroke the piston moves down from top dead center (TDC) to bottom dead center (BDC). The control valve is open and thus fuel is inducted into the pump chamber. When the piston moves up again from BDC and the control valve is closed, the fuel trapped within the pump chamber is compressed until the chamber pressure rises above the rail pressure. If this is the case, the fuel is delivered into the rail through a check valve. If the control valve is not closed during the deliver stroke, the fuel flows back to the low-pressure side through the open control valve.

The fuel mass flow rate into the rail can be expressed as

$$\dot{m}_{\text{hpp}} = -\eta(n, p_{\text{rail}})\rho_f \dot{V}_{\text{pc}}(s), \quad (11)$$

where  $\eta$  denotes the volumetric efficiency of the pump,  $V_{\text{pc}}$  denotes pump chamber volume and  $s$  represents piston stroke. The pump chamber volume is given by

$$V_{\text{pc}}(s) = \pi r^2 s (\alpha_{\text{cam}}), \quad (12)$$

where  $\alpha_{\text{cam}}$  denotes camshaft angle and  $r$  represents piston radius. Hence, using the chain rule, equation (11) can be reformulated as

$$\dot{m}_{\text{hpp}} = -\eta\rho_f\pi r^2 \frac{ds}{d\alpha_{\text{cam}}} \dot{\alpha}_{\text{cam}}. \quad (13)$$

The amount of fuel delivered by a perfect pump during one stroke is

$$\begin{aligned} m_{f,s} &= \rho_f (V_{\text{pc}}(\alpha_{\text{cl}}) - V_{\text{pc}}(\alpha_{\text{op}})) \\ &= \rho_f \pi r^2 (s(\alpha_{\text{cl}}) - s(\alpha_{\text{op}})). \end{aligned} \quad (14)$$

Here  $\alpha_{\text{cl}}$  and  $\alpha_{\text{op}}$  denote closing and opening angle, respectively. Let  $N$  denote the number of deliver strokes per camshaft revolution. Then the duration of one pump cycle consisting of induction and deliver stroke is given by

$$t_{\text{pc}} = \frac{120}{n \cdot N}. \quad (15)$$

Thus, an *effective* fuel mass flow rate can be defined as

$$\dot{m}_{\text{hpp}}^{\text{eff}} = \frac{\eta \cdot n \cdot N \cdot m_{f,s}}{120}. \quad (16)$$

The opening and closing angles are related to their respective commanded values by

$$\alpha_{\text{op}} = \alpha_{\text{op}}^*(t - t_{\text{pc}}) + \alpha_{\text{op}}^0(n, p_{\text{rail}}), \quad (17)$$

$$\alpha_{\text{cl}} = \alpha_{\text{cl}}^*(t - t_{\text{pc}}) + \alpha_{\text{cl}}^0(n, p_{\text{rail}}). \quad (18)$$

The commanded angles are  $\alpha_{\text{op}}^*$  and  $\alpha_{\text{cl}}^*$ . The quantities  $\alpha_{\text{op}}^0(n, p_{\text{rail}})$  and  $\alpha_{\text{cl}}^0(n, p_{\text{rail}})$  denote some arbitrary phase lags.

It shall be pointed out at this place that equation (13) describes the mass flow rate into the rail if the control valve is closed. If the control valve is open no fuel is delivered into the rail and thus the mass flow rate is zero. Hence, the pulsating instantaneous mass flow rate is

$$\dot{m}_{\text{hpp}} = \begin{cases} -\eta\rho_f\pi r^2 \frac{ds}{d\alpha_{\text{cam}}} \dot{\alpha}_{\text{cam}} & , \alpha_{\text{cl}} \leq \alpha_{\text{cam}} \leq \alpha_{\text{op}} \\ 0 & , \text{otherwise} \end{cases}. \quad (19)$$

The expressions (16), (17) and (18) were fitted to the fuel mass flow rate calculated by the engine ECU. In the succeeding sections this quantity shall be called the *measured* mass flow rate. The fuel mass density was set to its nominal value of  $\rho_0 = 7.65 \cdot 10^{-4}$  g/mm<sup>3</sup>. The measurements were recorded on a dynamometer by variation of the injected

fuel mass for constant engine speed and constant rail pressure in closed loop operation of the rail pressure controller. Figure 2 depicts the mean relative error versus engine speed. It was computed by taking the mean value of the relative error for each operating point. Except for the outlier at 1400 rpm an acceptable fit with an error of less than 5 percent for engine speeds of 3000 rpm and above has been achieved. The Figures 3 and 4 show the resulting phase lags of closing and opening angle, respectively, versus engine speed and rail pressure. Figure 5 depicts the calculated volumetric efficiency.

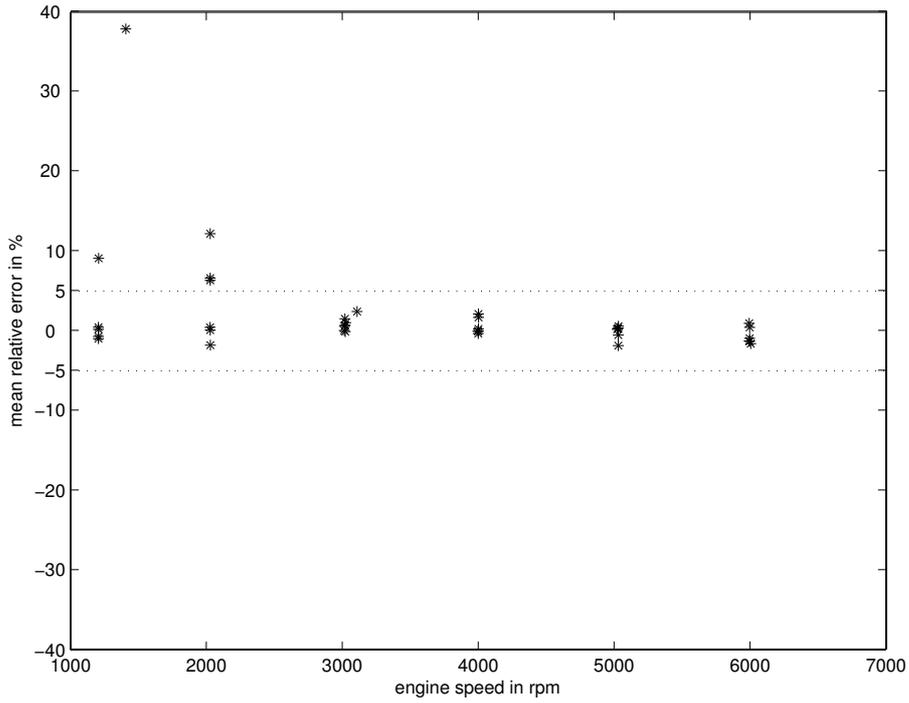


Figure 2: Mean Relative Error of Modelled Pump Mass Flow Rate

### 2.3 Fuel Injectors

According to [2], the fuel mass flow rate through an injection valve can be described by Bernoulli's law:

$$\dot{m}_{inj} = C_{inj} A_{inj} \sqrt{2\rho_f (p_{rail} - p_{cyl})}. \quad (20)$$

Here  $C_{inj}$  is the discharge coefficient,  $A_{inj}$  denotes the valve opening area and  $p_{cyl}$  represents the cylinder pressure. If the pressure drop and the valve opening area are assumed to be constant during injection, an effective mass flow rate may be defined as

$$\begin{aligned} \dot{m}_{inj}^{eff} &:= \frac{t_i}{t_{seg}} \dot{m}_{inj} \\ &:= \frac{1}{120} C_{inj} A_{inj} n N_{cyl} t_i \sqrt{2\rho_f (p_{rail} - p_{cyl})}, \end{aligned} \quad (21)$$

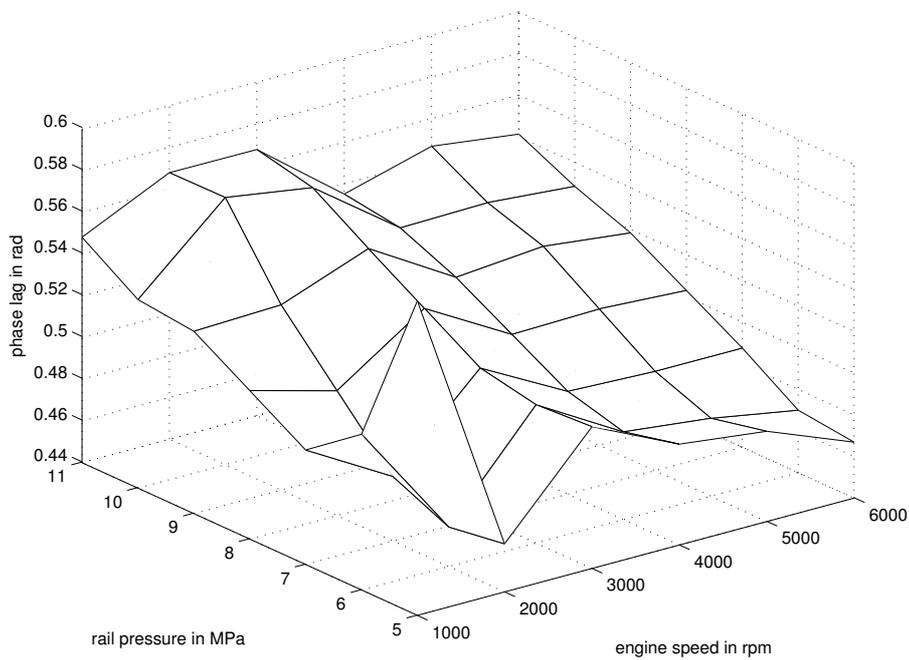


Figure 3: Phase Lag  $\alpha_{op}^0$

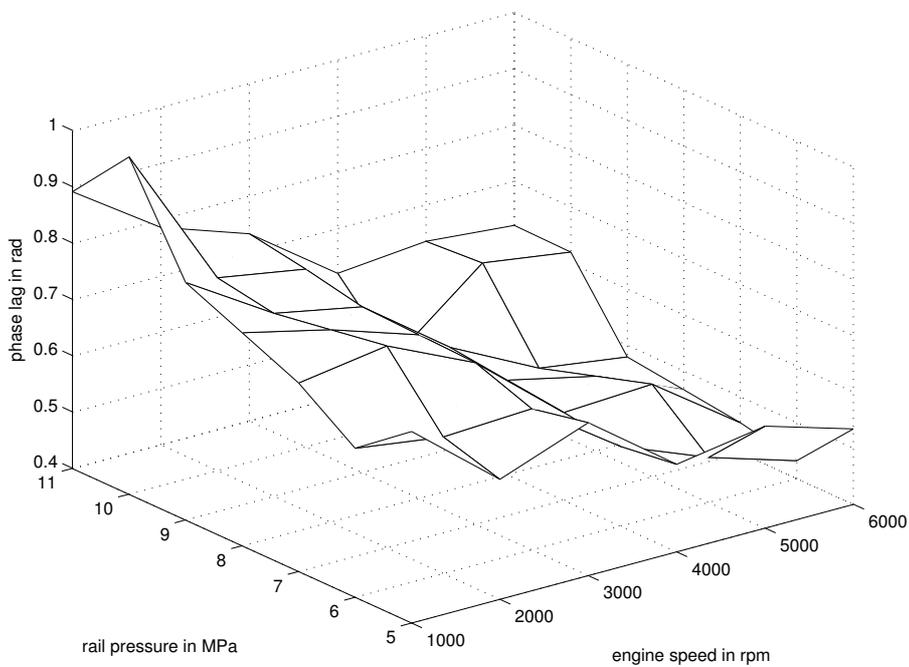


Figure 4: Phase Lag  $\alpha_{cl}^0$

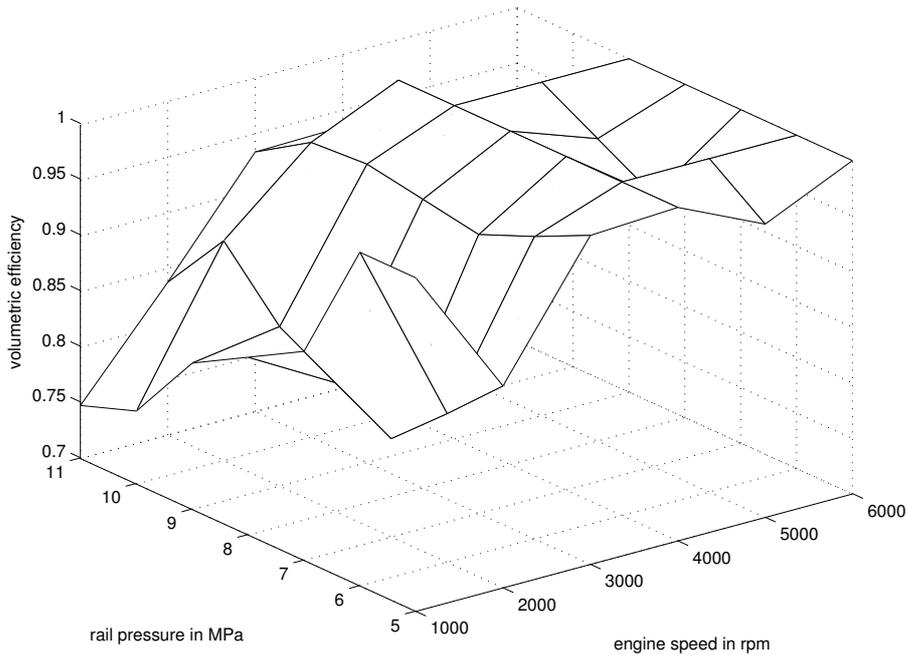


Figure 5: Volumetric Efficiency

where  $t_i$  denotes injection duration and  $t_{seg} = 120/(n \cdot N_{cyl})$  denotes segment duration with  $N_{cyl}$  representing the number of cylinders.

The relationship (21) was fitted to the fuel mass flow rate calculated by the engine ECU. The manifold pressure was used instead of the cylinder pressure which has not been measured. Even though this is a rather crude approximation, the results obtained so far justify it to a certain degree. Figure 6 shows the mean relative error versus the measured mass flow rate. It can be seen that mass flow rates of 150 g/min and above are modelled with an accuracy of approximately 5% or better. The Accuracy decreases with the mass flow rate and low values are modelled with an error of up to 20%.

### 3 Model Validation

The rail pressure model derived in the preceding sections was validated using measure data of a 2.0 litre GDI engine on a dynamometer. For constant engine speeds and fuel mass flows the rail pressure reference value was modulated by 0.5 MPa. The experiments were performed in closed loop, i.e. the pressure controller was active. Consequently, in order to get comparable simulation results, the pressure model was extended by the ECU controller and fed with the measured reference values and engine speeds. The sensor filter used in the ECU software, a first order lag, was included, too.

Figures 7 and 8 show step responses for  $n = 1150$  rpm. It can be seen from these pictures that the pressure pulsation due to the periodic working behaviour of the high pressure pump is captured rather well. The figures 9 and 10 show step responses for  $n = 3000$  rpm and the figures 11 and 12 show step responses for  $n = 5000$  rpm.

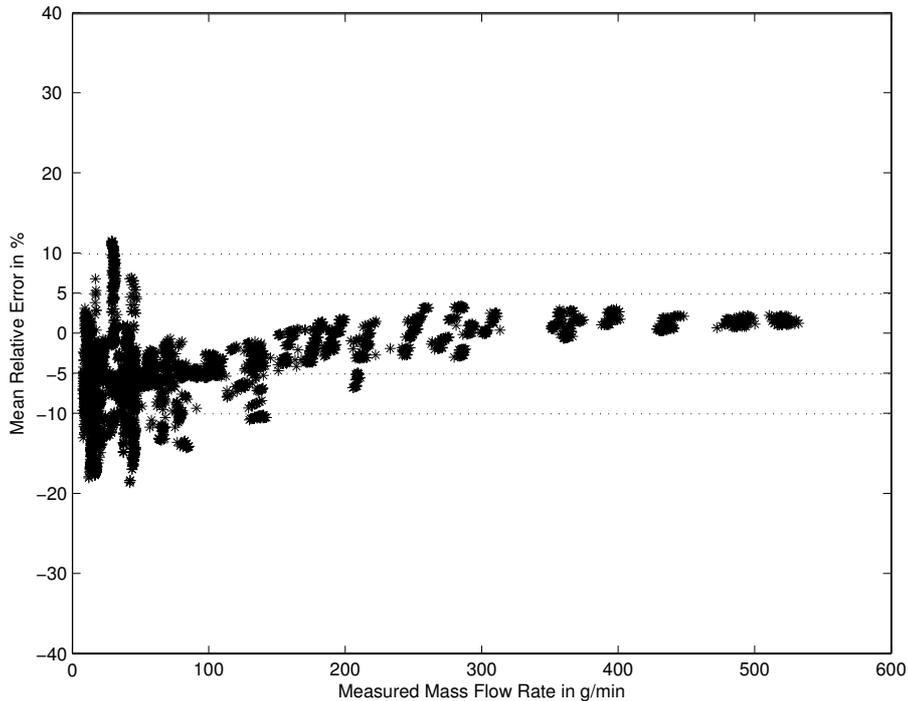


Figure 6: Mean Relative Error of Injector Mass Flow Rate

All these figures reveal that simulations and measurements match to a certain degree, but there is still potential for improvements.

## 4 Conclusions

A simple model of the fuel pressure dynamics of an automotive engine was derived, parameterized and validated. The comparison of simulation and experiment shows that the basic dynamics are captured but further improvement is necessary. In order to develop the model further, the following steps seem to be promising:

- The model should be extended by a meaningful computation of the cylinder pressure.
- Instead of using the potentially unreliable compressibility table from the ECU the gain  $K_{\text{rail}}$  should be identified from measure data.
- The fuel stored within the rail is not necessarily liquid. Depending on pressure and temperature it is very likely that there exists a gaseous phase.
- The low pressure subsystem should be included in order to study the design of multivariable controllers which simultaneously control low and high fuel pressure.
- The dynamics of the control valve should be analyzed further.

- The identification should be founded on real *measured* mass flow rates and not on quantities computed by the engine ECU.

## References

- [1] A. Balluchi et al.: *Hybrid Modelling and Control of the Common Rail Injection System*, from *Hybrid Systems: Computation and Control*, edited by J. Hespanha and A. Tiwari, Springer-Verlag; 2006
- [2] J.B. Heywood: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill; 1988
- [3] M. Jelali and A. Kroll: *Hydraulic Servo-systems*, Springer-Verlag; 2003
- [4] J.Z. Li et al.: *Simulation of Pressure Pulsations in a Gasoline Injection System and Development of an Effective Damping Technology*, SAE Paper 2005-01-1149; 2005
- [5] N.D. Manring: *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons; 2005

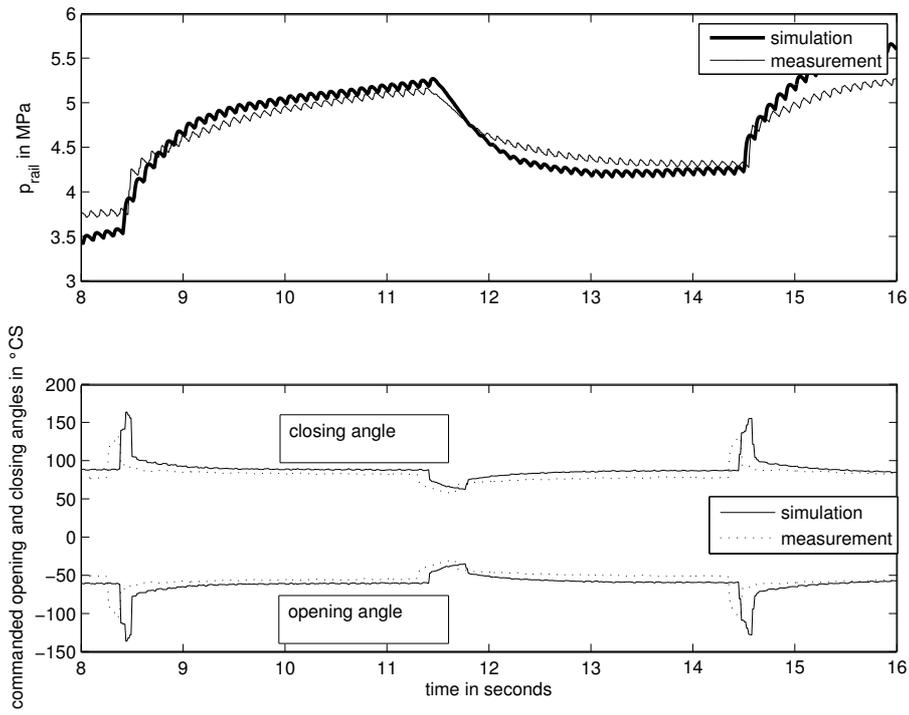


Figure 7: Validation,  $n = 1150$  rpm

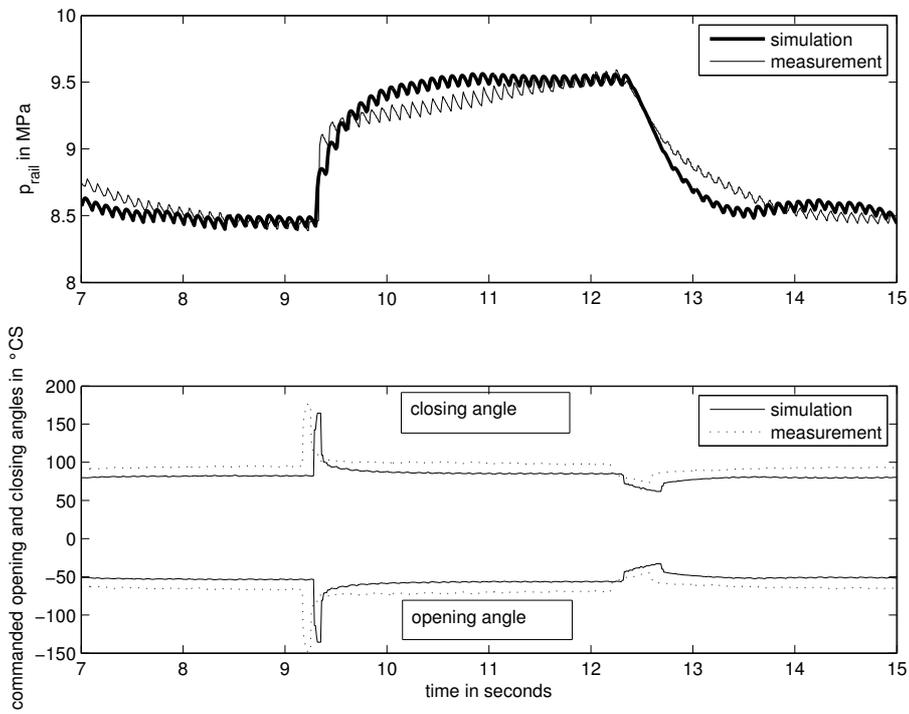


Figure 8: Validation,  $n = 1150$  rpm

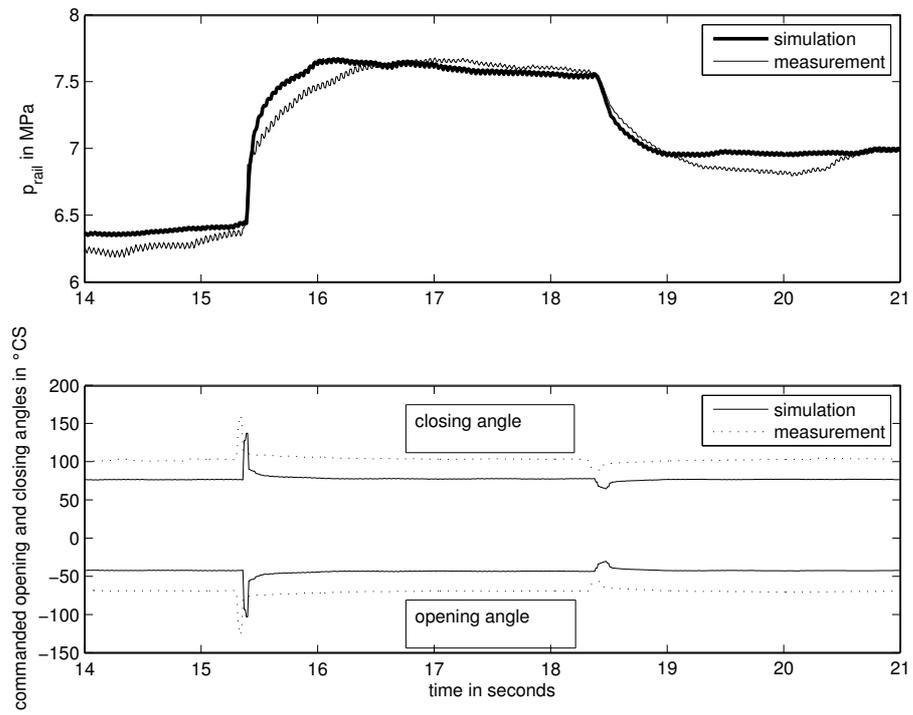


Figure 9: Validation,  $n = 3000$  rpm

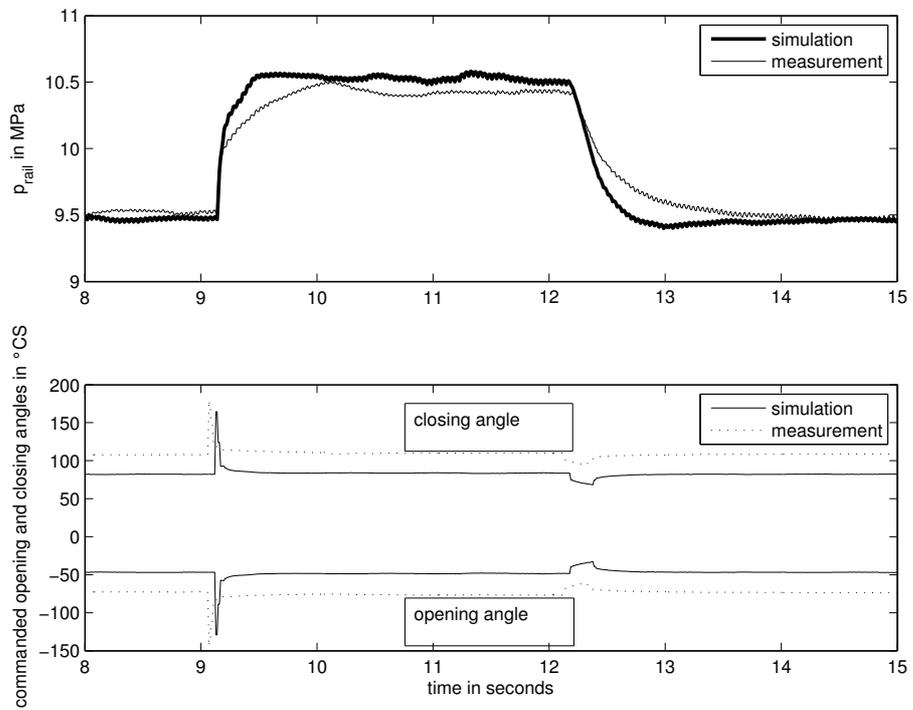


Figure 10: Validation,  $n = 3000$  rpm

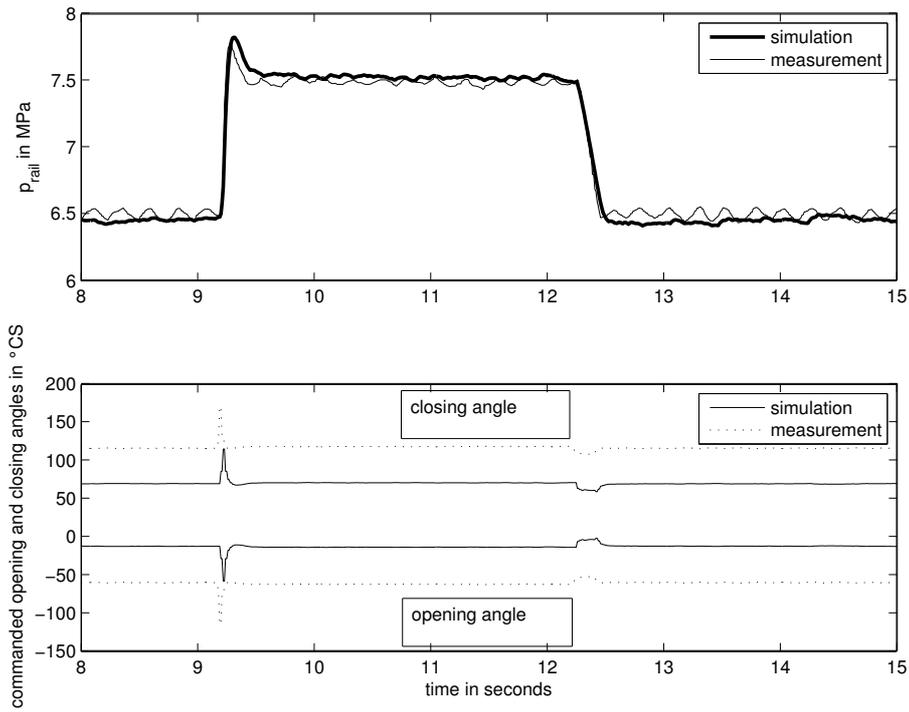


Figure 11: Validation,  $n = 5000$  rpm

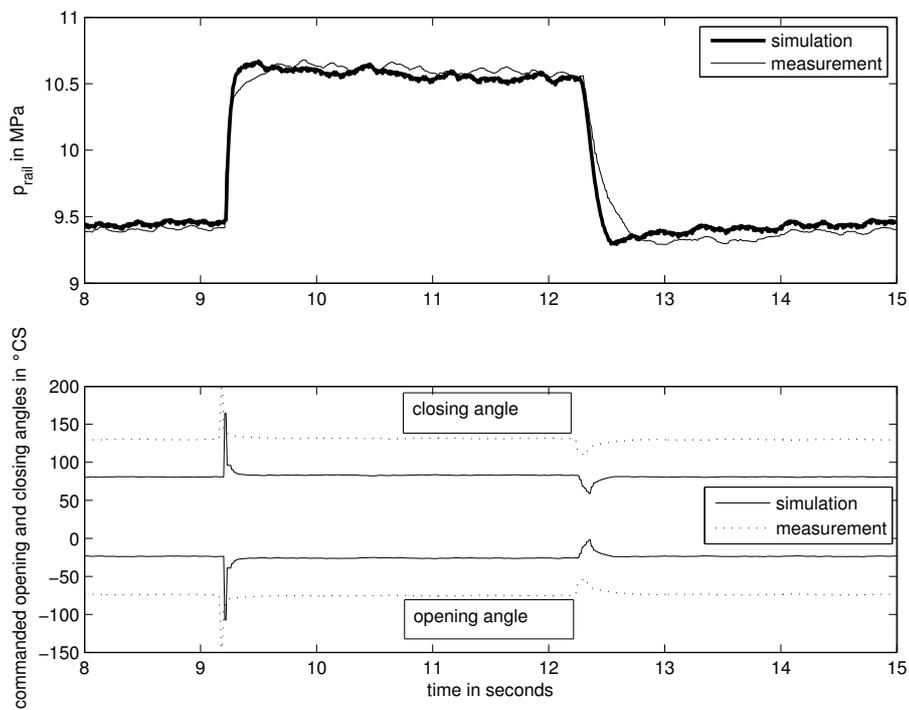


Figure 12: Validation,  $n = 5000$  rpm

## Prediction of CO Emissions from a Gasoline Direct Injection engine using CHEMKIN<sup>®</sup>

N. Chindaprasert, E. Hassel, J. Nocke, C. Janssen, Universität Rostock\*  
M. Schultalbers, O. Magnor, IAV GmbH Gifhorn<sup>†</sup>

### Abstract

Due to legislations and market competitions, lots of newly advanced technologies for internal combustion engine are invented. Modern engines are supposed to work at a high rate of efficiency by producing low emissions. Since modern engines are operating at lambda 1 to reduce nitrogen oxides, one of the most critical emission is carbon monoxide and its prediction is therefore essential for today's engine design. The concept of the model is to combine the two-zone thermodynamic model and CHEMKIN software to predict the carbon monoxide emissions from a gasoline direct injection engine with low calculating time. The two-zone model uses the pressure-time data from the engine to predict the combustion characteristics and combustion products. Two-zone model is employed due to its simplicity and low calculating time. However, it still achieves results with good accuracy compared to CFD methods. The two-zone model is based on the first law of thermodynamics and divides the combustion chamber into two-zones, burned zone and unburned zone. The gas mixture in each zone is undergoing a different series of continuously varying polytropic process. The temperature of the gas mixture in each zone is calculated by the polytropic index which includes the heat transfer between the two zones and the engine wall. Combustion products are calculated by using chemical equilibrium, which is calculated for 10 species of combustion products. CHEMKIN software received temperature from two-zone model and started the calculation shortly before expansion process. Firstly, chemical equilibrium model is used to get the initial combustion products. After that, kinetics model will take place until end of expansion process. The reaction mechanism is a composite mechanism for small hydrocarbon and hydrogen oxidation, considering 86 species. The model validation was done by the experiment on a gasoline direct injection 1.6L engine. Measurements and calculations were done at operating conditions in range of 1000-4500 rpm and from low to high engine loads. The results show a satisfactory CO-prediction for low, medium and high engine loads.

---

\* Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, D-18051 Rostock, Germany, nataporn.chindaprasert@uni-rostock.de

<sup>†</sup> IAV GmbH, Nordhoffstraße 5, 38518 Gifhorn, Germany

<sup>®</sup> CHEMKIN<sup>®</sup> is a registered trademark of Reaction Design.

## 1. Introduction

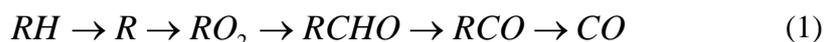
Concerning to the Atmospheric pollutions, one of the major sources comes from automotive vehicles. Now we use the Euro 4 emissions standard and will go to Euro 5 within few years with lower level of exhausted gas emissions. Car manufactures are forced to produce their vehicles and pass these levels. Lots of high technologies are used to get the better engines. Carbon monoxide (CO), oxides of nitrogen (NO<sub>x</sub>), and hydrocarbons (HC) are main emissions from the gasoline engine. Modern engines operated by nearly stoichiometric mixtures to minimize NO<sub>x</sub>, but they produce higher CO than lean mixtures. Many models for internal combustion engines have been made for the improvement and better knowledge of the engine. The comprehensive CFD model, which is high efficiency but it is hard to use, need lots of parameters on the complex fluid-dynamics, chemical reactions, and long calculating time. Thermodynamic model is smaller, faster and its results are very satisfactory.

The goal of this model is to predict the CO from a direct injection engine with low calculating time. The 2-zone thermodynamic model and CHEMKIN are chosen to achieve this demand because they are fast, highly efficient and capable of solving complex kinetic problems.

## 2. CO formation

Carbon monoxide emissions from S.I. engine depend primary on the fuel-air mixture equivalent ratio. For richer mixtures, the level of CO in exhaust gas is increased, due to lacks of oxygen causing incomplete combustion. The CO concentrations in exhaust gas are lower than maximum in-chamber measured CO but lower than equilibrium values for the exhaust conditions. Then, the CO formation is considered kinetically controlled. [1]

The carbon monoxide formation process is written in the following way [1, 2]



where R is a hydrocarbon radical

At typical combustion temperatures, the reaction of the RCO radical to produce CO occurs via thermal decomposition  $RCO \rightarrow CO + R$ .

The CO formed in the combustion process is oxidized to CO<sub>2</sub> at a rate which is relatively slow compare to the CO formation rate.

The formation and decomposition of carbon oxide is mainly controlled by the following chemical reactions [3]



### 3. Description of the model

The model can be divided into two parts, two zone thermodynamic model and kinetic model which calculated by CHEMKIN. The two-zone thermodynamic model calculates burned gas temperature in cylinder and sends it to CHEMKIN for calculating emissions.

#### TWO ZONE THERMODYNAMIC MODEL

The model approach described by Al-Himyary and Karim[4] has been selected for the thermodynamic calculation due to its simple formulation, good computational efficiency and low calculating time. The main function of this model is to use pressure-time data from the experiment as input to calculate the gas temperatures in the cylinder and send the results to emission model.

Two-zone model uses the first law of thermodynamics, mass balance, energy balance and also chemical equilibrium. The system is considered to be closed and therefore mass loss due to blowby will be ignored.

The temperature of the charge is calculated by using the gross polytropic index  $n$ , which can be calculated from the observed instantaneous cylinder pressure and the corresponding cylinder volume, as follows

$$n = -(dP / dV) \cdot (V / P) \quad (4)$$

The temperature of the charge can be calculated by the polytropic process relations, equation (5), where  $i$  define the next step of calculation

$$(P_i / P_{i+1})^{n-1} = (T_i / T_{i+1})^n \quad (5)$$

During the combustion process, the cylinder is divided into two zones, an unburned zone and a burned zone. Both zones are separated by an infinitely thin flame front and each zone represents a control volume. The heat transfers take place only between zones and wall. The ideal gas equation can be written as

$$P \cdot V = m \cdot R_u \cdot T_u + m_b \cdot (R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u) \quad (6)$$

It's assumed, that for small interval of time each of the two control volumes is undergoing a polytropic process with a distinct variable polytropic index that includes the work and heat exchanged between that control volume and its surroundings. For a constant mass closed system in equilibrium undergoing a reversible polytropic process, the following applies

$$dQ = m \cdot C_n \cdot dT \quad (7)$$

where 
$$C_n = C_v \cdot (\gamma - n) / (1 - n) \quad (8)$$

If the heat transfer is assumed to be exchanged through the boundary of the system, with an area  $A$  and instantaneous heat transfer coefficient  $h_q$ , then

$$dQ = h_q \cdot A \cdot (T - T_w) \cdot dt \quad (9)$$

Combination equations (7) and (9) yields the following

$$h_q \cdot A \cdot (T - T_w) \cdot dt = m \cdot C_n \cdot dT \quad (10)$$

The equation (10) can be integrated by the trapezoidal rule. Furthermore, for a very short time, we can assumed that the wall temperature is constant and the change of surface and heat transfer coefficient are relatively small, in relation to the change of the temperature. Then, results the following simplified equation

$$(T_{z,i+1} - T_w) / (T_{z,i} - T_w) = C_{n_{z,i+1}} / C_{n_{z,i}} \quad (11)$$

The relationship to link temperature of the zone  $T_z$  and its corresponding polytropic index  $n_z$  is derived from the assumption that each of the two zones is undergoing a series of a distinct polytropic processes; hence, for any of these zones across the interval of time for which equation (11) applies

$$(P_i / P_{i+1})^{n_z - 1} = (T_{z,i} / T_{z,i+1})^{n_z} \quad (12)$$

The combustion products of the burned zone are calculated based on chemical equilibrium which considers 10 gas species  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{O}$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{OH}$  and  $\text{NO}$  [5].

## KINETIC MODEL

CHEMKIN software has been chosen to use as kinetic model due to its high efficiency to solve the complex kinetics problems. The Internal Combustion Engine model is the extension of homogeneous zero dimensional model. It can simulate a combustion cylinder in an internal combustion engine under auto-ignition conditions and homogeneous charge compression ignition engines. However, because of homogeneous, this model can simulate only one zone. Then, the kinetic model is started a short time before combustion end to assume that there is only one zone left, burned zone. Moreover, in that time, the burned gas still has high temperature which the concentration of  $\text{CO}$  can be calculated by using chemical equilibrium. Inputs of the kinetic model are pressure, temperature, equilibrium combustion products, heat transfer coefficient and engine geometry. The temperatures from CHEMKIN are compared with 2-zone model to verify the heat transfer coefficient of kinetic model.

The reaction mechanisms [6] consider 83 species and 516 elementary reactions. These contain 11 sets of the high temperature oxidation of various fuels, increasing in complexity from hydrogen to ethane.

1. H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>
2. CO/ H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>
3. CH<sub>2</sub>O/ CO/ H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>
4. CH<sub>3</sub>OH/ CH<sub>2</sub>O/ CO/ H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>
5. CH<sub>4</sub>/ CH<sub>3</sub>OH/ CH<sub>2</sub>O/ CO/ H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>
6. C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>/ CH<sub>4</sub>/ CH<sub>3</sub>OH/ CH<sub>2</sub>O/ CO/ H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>

The mechanisms 7 describes more complex oxidation of propane.

7. C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>

The mechanisms 8-11 describe the post combustion gases including nitrogen oxides, hydrogen chloride, ozone and sulfur oxides.

8. N<sub>x</sub>O<sub>y</sub>/ CO/ H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>
9. HCl/ N<sub>x</sub>O<sub>y</sub>/ CO/ H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>
10. O<sub>3</sub>/ N<sub>x</sub>O<sub>y</sub>/ CO/ H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>
11. SO<sub>x</sub>/ N<sub>x</sub>O<sub>y</sub>/ CO/ H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub>

#### 4. Model validation

The validation of the CO prediction was done by made an experiment on a gasoline direct injection engine. Pressure time data from cylinders are sent into the model to predict CO. The lambda was set to 1 for minimized NO<sub>x</sub> and CO.

#### EXPERIMENTAL ENGINE

A 1.6 liter gasoline direct injection engine was used for the validation of the model. The rotational engine speeds are from 1000-4500 rev/min. Engine loads are also varies from low to high load. Ignition timings are set for best torque. The engine operated with homogeneous charge and lambda 1.

Number of cylinder	4
Bore	76 mm.
Stroke	86 mm.
Compression ratio	12

Table 1. Engine Characteristics

#### RESULTS AND DISCUSSIONS

Figure (1) shows the results of the model, the absolute error of CO prediction in percent compare to the measurement value. The CO predictions for medium to high loads are about 29 percents and have relative flat error in this area. For the medium to low loads, the results are error about 16 percent with higher amplitude of error between the operating points. This may be because of incomplete combustion due to slow flame speed in low load area. The overview of the results shows that the kinetic model predicted CO underestimating the real CO composition in exhaust gas and the average error is about 23.4 percents. These values are much more closed to the CO from the measurement than using the CO concentration from chemical

equilibrium. This is the advantage of kinetic model over the chemical equilibrium prediction from 2 zone model.

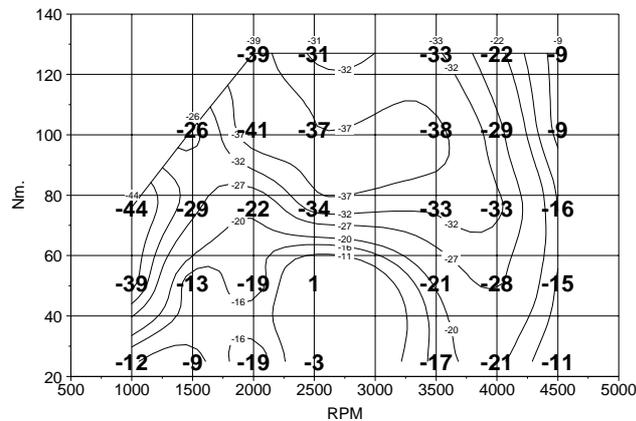


Figure 1: Error of CO prediction in percent compare to the measurement value

## 5. Conclusions

The combination of the simple 2-zone model and CHEMKIN kinetic model to predict the CO in the exhaust gas from the gasoline direct injection engine is the satisfactory way to get the CO prediction with good accuracy and low calculating time. The results obtained from the kinetic model were closed to experimental results.

## References

1. J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, 1988.
2. C.T. Bowman, Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion. Prog. Energy Combust. Sci. vol. 1: 33-45, 1975.
3. I. Arsie, C. Pianese and G. Rizzo, Models for the Prediction of Performance and Emissions in a Spark Ignition Engine – A Sequentially Structured Approach, SAE paper 980779, 1998.
4. T.J. Al-Himyary and G.A. Karim, A diagnostic two-zone combustion model for spark-ignition engines based on pressure-time data, SAE paper 880199, 1988.
5. C.R. Ferguson, Internal Combustion Engines, John Wiley and Sons Ltd, 1986.
6. I. Glassman, Combustion, 3rd Edition, Academic Press, 1996.
7. C. R. Ferguson, A. T. Kirkpatrick, Internal Combustion Engines, 2nd Edition, Wiley Text Books, 2001.
8. C. Olikara and G. Borman, A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with some Application to I.C. Engines, SAE paper 750468, 1975.

9. J. Warnatz, U. Maas and R.W. Dibble, Combustion: physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996.
10. H.K. Newhall, Kinetics of engine-generated nitrogen oxides and carbon monoxide, Proceedings of Twelfth International Symposium on Combustion: 603-613, 1968.
11. M. Lapuerta, J. J. Hernández and O. Armas, Kinetic modeling of gaseous emissions in a diesel engine, SAE paper 2000-01-2939, 2000.
12. G. D'Errico, G. Ferrari, A. Onorati and T. Cerri, Modeling the pollutant emissions from a S.I. engine, SAE paper 2002-01-0006, 2002.
13. M. K. Raggi and J. R. Sodr , Model for Kinetic Formation of CO Emissions in Internal Combustion Engines, SAE paper 2003-01-3138, 2003.

### Nomenclature

A	Area across which heat transfer occurs, m <sup>2</sup> .
C <sub>n</sub>	Specific heat, kJ/kg K.
C <sub>p</sub>	Specific heat capacity at constant pressure, kJ/kg K.
C <sub>v</sub>	Specific heat capacity at constant volume, kJ/kg K.
h <sub>q</sub>	Heat transfer coefficient, kW/m <sup>2</sup> K.
m	Mass of the system, kg.
n	Polytropic index of the process.
P	Pressure of the charge, Pa.
Q	Heat transferred, kJ.
R	Gas constant, kJ/kg K.
t	time, sec.
T	Temperature, K.
V	Volume, m <sup>3</sup> .
γ	Ratio of specific heat capacities (C <sub>p</sub> /C <sub>v</sub> )

### Subscripts

b	Indicates properties or value for the burnt products zone
i	Indicates the i <sup>th</sup> data point
u	Indicates properties or value for the unburnt products zone
z	Indicates values applicable to the zone under consideration



# Kaltstartmodellierung eines 3-Wege-Katalysators

A. Schulze, E. Hassel, J. Nocke, C. Janssen \*  
M. Schultalbers, O. Magnor, G. Hübner, P. Seemann †

4. Mai 2006

## Zusammenfassung

Für eine verbesserte Modellierung des Kaltstarts von 3-Wege-Katalysatoren ist es notwendig die Adsorptionsphänomene in den ersten wenigen Sekunden korrekt darzustellen. Dies ist mit den bisher verwendeten vereinfachten 1D-Modellen, die auf Brutto-Reaktionen basieren, nicht möglich. Daher wurde ein phänomenologisches Modell der Adsorptionsvorgänge entwickelt. Im eingereichten Beitrag wird zunächst das verwendete Katalysatormodell kurz vorgestellt und anschließend das Adsorptionsmodell erläutert. Danach werden anhand eines FTP-Fahrzyklus die Möglichkeiten des verbesserten Modellansatzes aufgezeigt. Die Ergebnisse zeigen eine wesentliche Verbesserung in der Genauigkeit der Vorhersage von Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxid-Emissionen im Kaltstart.

## 1 Einleitung

Durch die immer strenger werdenden Richtlinien hinsichtlich der Schadstoff-Emission von Kraftfahrzeug-Abgasen ist es notwendig, dass System Motorsteuerung-Abgasnachbehandlung zu optimieren. Insbesondere spielt der Kaltstart die entscheidende Rolle zur Optimierung der Abgasanlage. Seit einigen Jahren haben sich ein-dimensionale Katalysatormodelle etabliert. Mit ihnen ist es möglich, basierend auf Brutto-Reaktions-Mechanismen, das komplexe Verhalten eines 3-Wege-Katalysators zu simulieren. Die Vorteile dieser Modelle bestehen unter anderem darin, dass zum einen detaillierte Kenntnisse der Washcoat-Eigenschaften nicht zwingend erforderlich sind und zum anderen die Rechendauer im Vergleich zu 3D-CFD Simulationen gering ist. Dies ermöglicht, in kurzer Zeit viele numerische Experimente durchzuführen. Viele der auf Brutto-Reaktionen basierenden Katalysatormodelle zeigen sehr gute Ergebnisse in der Simulation von 3-Wege-Katalysatoren unter verschiedensten instationären Randbedingungen, wobei zum Teil Fahrzyklen inklusive des Kaltstarts simuliert werden. Es hat sich gezeigt, dass die Modelle aufgrund der implementierten Vereinfachungen, nicht in der Lage sind, Adsorptionseffekte in den ersten wenigen Sekunden eines Kaltstart darzustellen (siehe u.a. [1],[6],[3]).

---

\*Lehrstuhl f. Technische Thermodynamik, Universität Rostock, D-18051 Rostock, Germany

†IAV GmbH D-38517 Gifhorn, Germany

## 2 Das verwendete Katalysatormodell

Das verwendete Katalysatormodell soll im Folgenden kurz vorgestellt werden. Prinzipiell werden an einer Zelle des Monolithen die Bilanzgleichungen für Masse und Energie aufgestellt. Folgende Annahmen werden für eine Vereinfachung des Gleichungssystems gemacht:

- Der Monolith wird homogen an- und abgeströmt.
- Die Temperaturverteilung in radialer Richtung ist homogen.
- Die Strömung ist reibungsfrei und laminar. Es wird die Entwicklung einer Grenzschicht im Einströmbereich berücksichtigt.
- Der Druckabfall entlang einer Zelle ist vernachlässigbar gering.
- Die axiale Stoffdiffusion und Wärmeleitung in der Gasphase ist vernachlässigbar gering.
- Der Festkörper leitet Wärme in axialer Richtung und gibt Wärme in Form von Strahlung an die Umwelt ab. Die Frontenden sind adiabat.
- Durch die gemäßigten Temperaturen können chemische Reaktionen in der Gasphase vernachlässigt werden.

Aufgrund der oben aufgezählten Annahmen können die chemisch-thermodynamischen Prozesse mittels vereinfachter Modelle beschrieben werden. Durch die laminare Strömung in den Zellen, die Reynoldszahlen liegen weit unter 500 [4], kommt es nur zu einem diffusiven Stofftransport zur reaktiven Oberfläche. Die dort auftretenden chemischen Reaktionen führen zu einem Abbau der Schadstoffe. Auf der katalytischen Oberfläche herrscht ein Gleichgewicht zwischen an- und abtransportierten Stoffen und deren Abbau bzw. Bildung durch die chemischen Reaktionen. In dem vorgestellten Modell wird der *lumped parameter* Ansatz verwendet, welche die Effekte, wie Poren-Diffusion, Adsorption, katalytische Reaktion und Desorption, zusammengefasst. Dies hat den Vorteil, dass genauere Kenntnisse des Washcoats, z.B. Porengröße, nicht benötigt werden.

In Abbildung 1 sind die in den Bilanzgleichungen berücksichtigten Vorgänge an der Kontaktfläche zwischen Gasphase und Oberfläche dargestellt. In der Gasphase tritt ein konvektiver Massentransport in axialer Richtung auf. Durch Diffusion senkrecht zur Strömungsrichtung werden die Stoffe auf die Oberfläche transportiert. Demnach lässt sich die Massenbilanzgleichung für den Stoff  $k$  für die Gasphase wie folgt aufstellen:

$$\frac{\dot{m}}{A_f} \frac{\partial Y_{g,k}}{\partial z} - \beta_k \bar{M} c G S A (Y_{g,k} - Y_{s,k}) = 0 \quad (1)$$

und für die Oberfläche

$$\beta_k \bar{M} c (Y_{g,k} - Y_{s,k}) = M_k w_{wc} \sum_{l=1}^R \nu_{kl} \dot{r}_l \quad (2)$$

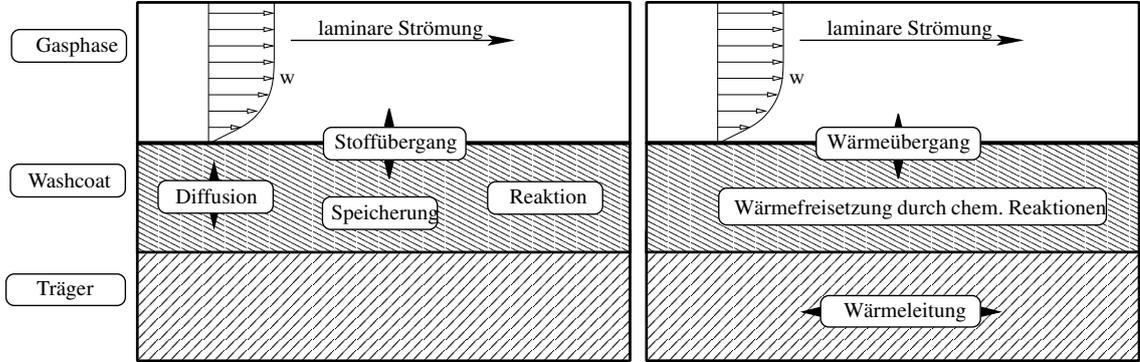


Abbildung 1: Skizze der Kontaktfläche zwischen Gasphase und Festkörper. Links: Darstellung der berücksichtigten Teileffekte in den Speziesbilanzen. Rechts: in den Energiebilanzen

Der Quellterm  $M_k w_{wc} \sum_{l=1}^R \nu_{kl} \dot{r}_l$  beschreibt die pro Zeiteinheit und benetzter Fläche produzierte Masse des Stoffes  $k$ .

Die Energiebilanz für Gasphase lautet

$$\frac{\dot{m} c_{p,g}}{A_f} \frac{\partial T_g}{\partial z} - \alpha G S A (T_g - T_s) = 0 \quad (3)$$

und für den Festkörper

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} - \alpha G S A (T_g - T_s) - (1 - \varepsilon) \lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} = \sum_{l=1}^R \dot{r}_l (-\Delta H_l) + \dot{Q}_U \quad (4)$$

Auch hier werden in der Gasphase nur Konvektion und Wärmeübergang berücksichtigt. Dagegen werden die Aufheizung des Katalysators, die axiale Wärmeleitung, der Wärmeübergang, die Wärmeabgabe an die Umgebung und die Wärmefreisetzung durch die chemischen Reaktionen im Festkörper modelliert. Der im Anhang A vorgestellte Reaktionsmechanismus berücksichtigt die Oxidationsreaktionen von  $CO$  (i),  $H_x C_y$  (iv und v) und  $H_2$  (ii), die Reduktionsreaktion von  $NO$  mit  $CO$  (iii), sowie die Dampfreformierung (vi) und das Wasser-Gas-Gleichgewicht (vii). Anstelle aller Kohlenwasserstoffe werden zwei repräsentative definiert, die zum einen schnell und zum anderen langsam reagierend sind.

Der Vorgang der Sauerstoffeinspeicherung kann durch Gleichung 2 nicht dargestellt werden, da dieser zeitlich abhängig ist. Daher hat [5] ein Untermodell vorgestellt, in welchem der dimensionslose Füllungsgrad  $\psi$  definiert wird. Die zeitliche Änderung des Füllungsgrad lässt sich durch

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} = \frac{\dot{r}_{ox}}{OSC} - \frac{\dot{r}_{red}}{OSC} \quad (5)$$

beschreiben. Die Füllung des Speichers erfolgt durch die chemischen Reaktionen (viii und ix); mit den Reduktionsreaktionen (x bis xiii) wird er geleert. Die Reaktionsraten der ein-

zelenen Reaktionen werden wie im Anhang dargestellt berechnet. Die Sauerstoffspeicherungsfähigkeit OSC ist temperaturabhängig und wird, basierend auf den Messungen von Brinkmeier [1] und Beck et. al. [2], polynomisch approximiert.

$$OSC = (a \cdot T^4 + b \cdot T^3 + c \cdot T^2 + d \cdot T + e) \cdot OSC_{max} \quad (6)$$

mit  $a = 9.6 \cdot 10^{-11}$ ,  $b = -1.8 \cdot 10^{-7}$ ,  $c = 1.2 \cdot 10^{-4}$ ,  $d = -3.5 \cdot 10^{-2}$  und  $e = 3.8$ .

### 3 Adsorptionsmodell

In der Abbildung 2 sind die CO und HC Emissionen in den ersten 25 Sekunden eines FTP-Fahrzyklus dargestellt. Obwohl die Light-Off Temperatur, welche bei ca. 250-300°C liegt, noch nicht erreicht wurde, kommt es anscheinend zu einem Umsatz von CO und HC. Dieser Vorgang lässt sich durch die Adsorption, d.h. die Belegung der freien Zwischenräume (Absorption) und Oberflächen (Adsorption) zu Beginn des Kaltstarts erklären. Dieses Verhalten wird durch die poröse Eigenschaft des Washcoats hervorgerufen, welches zum Beispiel bei Kohlenwasserstoff-Speicher-Katalysatoren durch die Beimischung von Zeolithen im Washcoat verstärkt wird [7]. Da im Kaltstart der Motor zumeist unterstöchiometrisch betrieben wird und die Temperaturen im Brennraum verhältnismäßig gering sind, sind die Emissionen von Stickoxiden relativ gering. Daher kann keine Adsorption von NO beobachtet werden. Unter folgenden Annahmen kann dieser Vorgang modelliert werden:

- Die Adsorptionsgeschwindigkeit ist vom Partialdruck der Spezies abhängig.
- Die Adsorptionsgeschwindigkeit ist proportional zu der Anzahl der freien Stellen bzw. Poren.
- Die Geschwindigkeit der Desorption ist von der Washcoattemperatur abhängig.
- Die Desorptionsgeschwindigkeit ist umgekehrt proportional zur Anzahl der freien Stellen.

Sobald eine bestimmte Temperatur des Washcoats erreicht wird, nimmt der Adsorptionsvorgang ab und Desorption setzt ein bis sich das Gleichgewicht zwischen Diffusion und Reaktion, Gleichung 2, wieder einstellt. Abbildung 3 skizziert den Adsorptionsvorgang. Stromaufwärts werden die Plätze zuerst belegt, sodass dort der Füllungsgrad die obere Grenze  $\xi = 1$  erreicht. Erst bei nahezu vollständig gefülltem Speicher werden die freien Plätze weiter stromabwärts belegt.

Analog zum Sauerstoff-Einspeicherungs-Modell nach Koltsakis [5] wird kann dieser instationäre Vorgang durch

$$\frac{d\xi^k}{dt} = \frac{\dot{r}_{ads}^k}{ADC^k} - \frac{\dot{r}_{des}^k}{ADC^k}, k = CO, C_xH_y \quad (7)$$

dargestellt werden. Dabei wird jeweils für den Stoff CO und  $C_xH_y$  ein Füllungsgrad definiert, der zwischen 0 und 1, also leere bzw. volle Oberflächenplätze, liegt. Die zeitliche

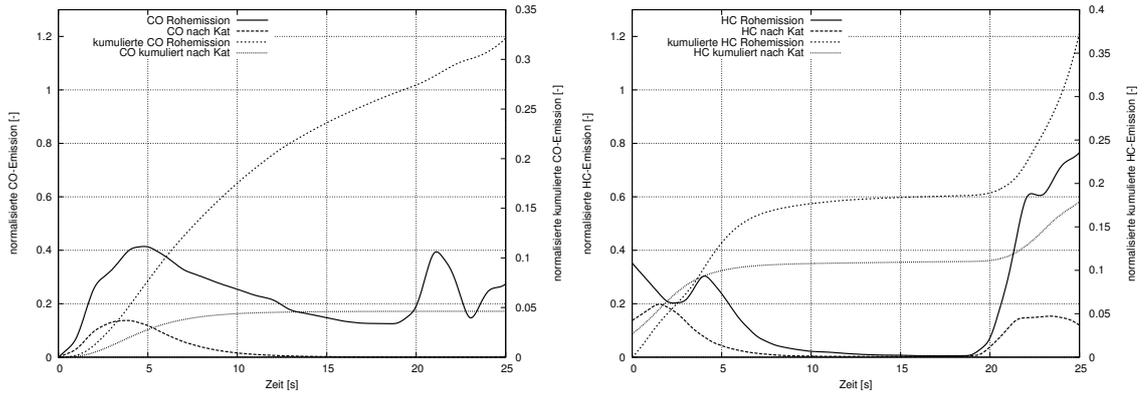


Abbildung 2: gemessene CO-Emissionen (links) und HC-Emissionen (rechts) im Kaltstart eines FTP-75 Fahrzyklus. Man kann sehr gut die Adsorption von Kohlenmonoxid und der unverbrannten Kohlenwasserstoffe in ersten 10-15 Sekunden erkennen.

Änderung von  $\xi$  erfolgt durch Adsorptions- bzw. Desorptionsvorgänge. In Folge der oben aufgelisteten Annahmen kann die Adsorptionsgeschwindigkeit durch

$$\dot{r}_{ads}^k = k_{ads}^k [k] (1 - \xi^k), \quad k = CO, C_xH_y \quad (8)$$

und die Desorptionsgeschwindigkeit durch

$$\dot{r}_{des}^k = k_{des}^k e^{-E/RT} \xi^k, \quad k = CO, C_xH_y. \quad (9)$$

ausgedrückt werden. Aufgrund des phänomenologischen Charakters dieses Modells werden zwei zusätzliche Parameter  $k_{ads}^k$  und  $k_{des}^k$  eingeführt, die für den jeweilig zu simulierenden Katalysator anzupassen sind.

## 4 Ergebnisse

Im Folgenden werden die ersten erzielten Ergebnisse des verbesserten Katalysatormodells vorgestellt. Hierfür wurde ein Hauptkatalysator mit den Spezifikationen aus Tabelle 1 verwendet. In Abbildung 4 sind die CO Emissionen dargestellt. Neben den Rohemissionen sind die gemessenen und simulierten Emissionen nach dem Katalysator abgebildet. Im Fall ohne Adsorptionsmodell ist zu sehen, dass die simulierten Nach-Kat-Emissionen, den Rohemissionen folgen. Aufgrund der geringen Temperaturen im Katalysator finden keine chemischen Umsätze statt. Erst nach ca. 10s ist der Katalysator soweit erwärmt, dass die Light-off Temperatur erreicht wird und somit die Reaktionen stattfinden können. Nur ein erheblicher CO-Peak, bei etwa 30s, führt noch zu einem Durchbruch von CO-Emissionen, da der Katalysator zu diesem Zeitpunkt noch nicht komplett durchgewärmt ist. Die Einführung des Adsorptionsmodells führt zu einer wesentlichen Verbesserung der Modellierung der ersten 10s im Kaltstart. Vor allem bei der Berücksichtigung der aufsummierten Emissionen ist ein deutlicher Unterschied zu erkennen. Die am Ende der 100s auftretende Abweichung von 80% zur Messung erfolgt bei Modell ohne Adsorption in den ersten 10s. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei den Kohlenwasserstoffemissionen (Ab-

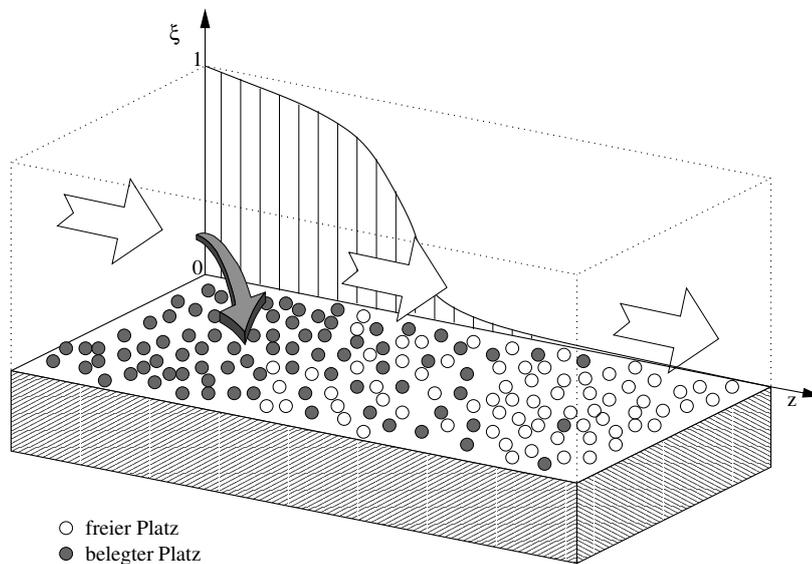


Abbildung 3: Skizze des Adsorptionsvorganges von CO/HC auf der Oberfläche. Zunächst werden die freien Oberflächenplätze am Katalysatoreingang belegt, danach weiter stromabwärts. Im Hintergrund ist der lokale Füllungsgrad  $\xi$  aufgetragen.

bildung 5), wobei die Rohemission im Vergleich zu CO wesentlich geringer ist. Dies führt dazu, dass der Partialdruck des repräsentativen Kohlenwasserstoffs, der für die Adsorption maßgeblich ist, geringer ausfällt und somit weniger adsorbiert wird. Die Abweichung des Modells ohne Adsorption beträgt am Ende des Testzeitraums 10%.

## 5 Zusammenfassung

Bisherige 3-Wege-Katalysatormodelle waren nicht in der Lage, die Adsorption von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Kaltstart zu simulieren. Dies führte dazu, dass insbesondere die kumulierten Ergebnisse bereits in den ersten wenigen Sekunden große Abweichungen aufzeigten.

Die Einführung eines phänomenologischen Adsorptionsmodells führt zu einer wesentlichen Verbesserung, sowohl bei der Simulation von Kohlenwasserstoff als auch Kohlenmonoxidemissionen.

In Zukunft soll das vorgestellte Modell auf andere Katalysatorsimulationen angewendet werden. Des Weiteren ist die Energiefreisetzung, die bei der Desorption auftritt noch nicht berücksichtigt. Die Implementierung könnte dazu führen, dass der Einfluss der Adsorption auf den Light-Off Punkt untersucht werden kann.

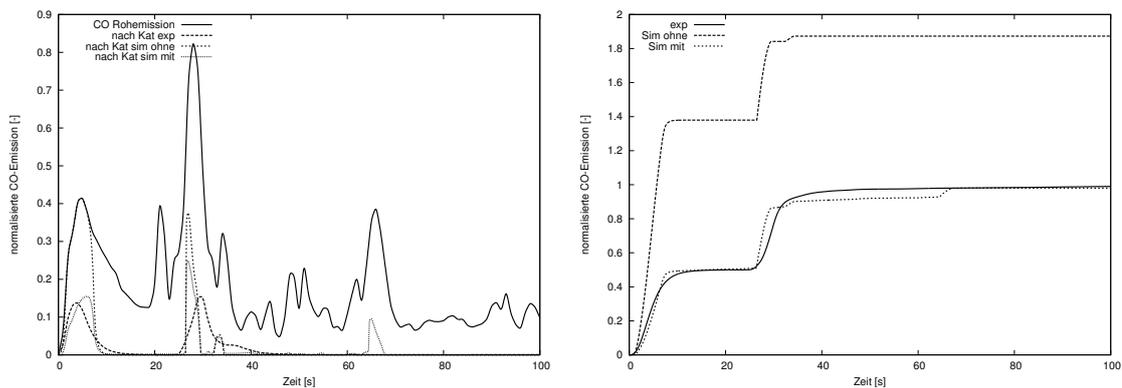


Abbildung 4: CO-Ergebnisse im Vergleich zur Messung. Ohne das Adsorptionsmodell ist eine starke Abweichung von den Messergebnissen zu erkennen. Der Fehler der kumulierten Ergebnisse liegt am Ende der ersten 100s des FTP-Fahrzyklus bei 80%.

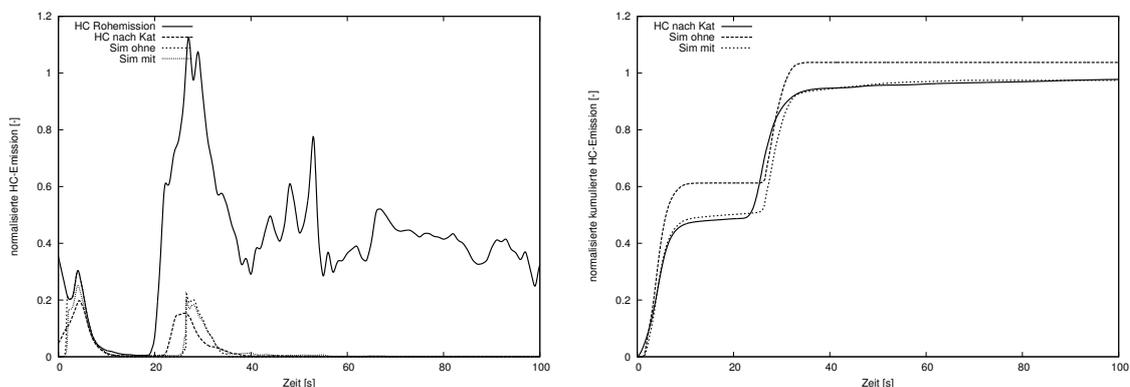


Abbildung 5: Vergleich der gemessenen und der simulierten HC-Emissionen am Katalysatorausgang. Das Modell mit Adsorptionuntermodell

## 6 Nomenklatur

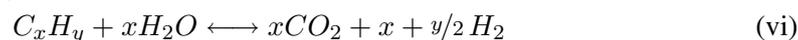
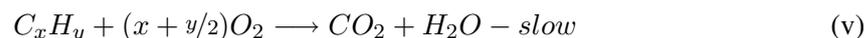
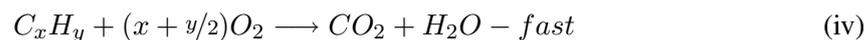
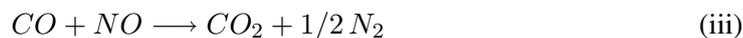
Symbol	Bedeutung	Symbol	Bedeutung
$\dot{m}$	Massenstrom [kg/s]	$A_f$	Monolith-Frontfläche [m]
$Y$	Massenbruch [-]	$w_{wc}$	Washcoatdicke [ $\mu\text{m}$ ]
$z$	Raumkoordinate [m]	$R$	Anzahl der Reaktionen
$\beta$	Stoffübergangskoeffizient [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]	$\nu$	stoech. Koeffizient
$\bar{M}$	mittlere molare Masse [kg/mol]	$\dot{r}$	Reaktionsrate [ $\text{mol}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$ ]
$M$	molare Masse [kg/mol]	$c_p$	spez. Wärmekapazität [ $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ]
$c$	Konzentration [ $\text{mol}/\text{m}^3$ ]	$\rho$	Dichte [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$GSA$	geometric surface area [ $\mu\text{m}$ ]	$\varepsilon$	void volume fraction [-]
$\alpha$	Wärmeübergangskoeff. [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]	$T$	Temperatur [K]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit [ $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ]	$\Delta H$	Reaktionsenthalpie [ $\text{J}/\text{mol}$ ]
$\dot{Q}_u$	Wärmestrom [ $\text{W}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$ ]	$OSC$	Größe des $O_2$ -speichers [kg]
$\psi$	dimensionsloser $O_2$ -Speicher	$ADC$	Größe des Ad.-speichers [kg]
$\xi$	dimensionsloser Ad.-speicher		

## Literatur

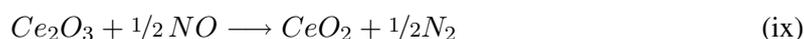
- [1] C. BRINKMEIER, G. EIGENBERGER, S. BÜCHNER und A. DONNERSTAG: *Transient Emission of a SULEV Catalytic Converter System Dynamic Simulation vs. Dynamometer Measurements*. SAE Technical Papers, 2003-01-1001, 2003.
- [2] D.D. BECK, J.W. SOMMERS und C.L. DIMAGGIO: *Axial characterization of oxygen storage capacity in close-coupled lightoff and underfloor catalytic converters and impact of sulfur*. Applied Catalysis B: Environmental, 11:273–290, 1997.
- [3] J. HALBEI und R. JEBASINSKI (Herausgeber): *Berechnung des Umsatzverhaltens von 3-Wege-Katalysatoren*. Haus der Technik, 2005.
- [4] J.H.B.J. HOEBINK und G.B. MARIN: *Modeling of Monolithic Reactors for Automotive Exhaust Gas Treatment*. In: A. CYBULSKI und A.J. MOULIJN (Herausgeber): *Structured Catalysts and Reactors*, 1998.
- [5] KOLTSAKIS, G. C., P. A. KONSTANTINIDIS und A. M. STAMATELOS: *Development and application range of mathematical models for 3-way catalytic converters*. Applied Catalysis B: Environmental, 12:161–191, 1997.
- [6] L. GLIELMO, M. MILANO und S. SANTINI: *A Machine Learning Approach to Modeling and Identification of Automotive Three-Way Catalytic Converters*. ASME Transactions on Mechatronics, 5(2):132–141, 2000.
- [7] T.H. BALLINGER, W.A. MANNING und D.S. LAFYATIS: *Hydrocarbon Trap Technology for the Reduction of Cold-Start Hydrocarbon Emissions*. SAE 970741, 1997.

## A Anhang

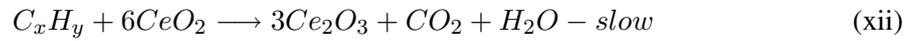
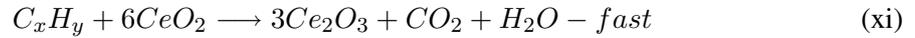
Oxidations- und Reduktionsreaktionen:



Sauerstoff-Einspeicherungsreaktionen:



Sauerstoff-Freisetzungsreaktionen:



Die Reaktionsraten

$$\begin{array}{l} \dot{r}_i = k_1 e^{-E_1/RT} [CO][O_2]G^{-1} \\ \dot{r}_{ii} = k_2 e^{-E_2/RT} [H_2][O_2]G^{-1} \\ \dot{r}_{iii} = k_3 e^{-E_3/RT} [CO][NO]G'^{-1} \\ \dot{r}_{iv} = k_4 e^{-E_4/RT} [C_xH_y][O_2]G^{-1} \\ \dot{r}_{viii} = k_8 e^{-E_8/RT} [O_2](1 - \psi) \\ \dot{r}_{ix} = k_9 e^{-E_9/RT} [NO](1 - \psi) \\ \dot{r}_x = k_{10} e^{-E_{10}/RT} [CO]\psi \end{array} \left| \begin{array}{l} \dot{r}_v = k_5 e^{-E_5/RT} [C_xH_y][O_2]G^{-1} \\ \dot{r}_{vi} = k_6 e^{-E_6/RT} [C_xH_y][H_2O]G^{-1}E_{q1} \\ \dot{r}_{vii} = k_7 e^{-E_7/RT} [CO][H_2O]G^{-1}E_{q2} \\ \dot{r}_{xi} = k_{11} e^{-E_{11}/RT} [C_xH_y]\psi \\ \dot{r}_{xii} = k_{12} e^{-E_{12}/RT} [C_xH_y]\psi \\ \dot{r}_{xiii} = k_{13} e^{-E_{13}/RT} [H_2]\psi \end{array} \right.$$

Inhibitionsterm

$$G = T(1 + k_{a,1}[CO] + k_{a,2}[C_xH_y])^2(1 + k_{a,3}[CO]^2[C_xH_y]^2)(1 + k_{a,4}[NO]^{0.7})$$

$$G' = T^{-0.17}(T + k_{a,5}[CO]^2)$$

$$E_{q1} = 1 - \frac{[CO]^x [H_2]^{x+y/2}}{[C_xH_y][H_2O]^x K_{p,1}}$$

und

$$E_{q2} = 1 - \frac{[CO_2][H_2]^2}{[CO][H_2O]K_{p,2}},$$

mit den Gleichgewichtskonstanten  $K_{p,1}$  und  $K_{p,2}$ .

Durchmesser	4.66 inch
Länge	6 inch
Monolithmaterial	Keramik
Zelldichte	600 cpsi
Wandstärke	4 mil
Pt/Pd/Rh	0:14:1
Beladung	100 g/cft

Tabelle 1: verwendete Katalysatorparameter



# VHDL-AMS-Modellbibliotheken für Anwendungen im Automobilbau

Ewald Hessel, Hella KGaA & Co. Lippstadt <sup>1</sup>  
Joachim Haase, Fraunhofer-Institut IIS/EAS Dresden <sup>2</sup>

## Zusammenfassung

Im Arbeitskreis VDA/FAT-AK 30 „Modellierung gemischter Systeme mit VHDL-AMS“ der Forschungsvereinigung Automobiltechnik im Verband der Automobilindustrie wird an der Entwicklung von Modellbibliotheken unter Verwendung der Verhaltensbeschreibungssprache VHDL-AMS für die Simulation gemischt elektrisch-nichtelektrischer Systeme im Automobilbau gearbeitet. Durch diese Bibliotheken soll der Modellaustausch zwischen Automobilherstellern, Zulieferern und Halbleiterherstellern unterstützt werden. Im Beitrag wird über den aktuellen Stand und weitere geplante Arbeiten berichtet.

## 1 Einleitung

Ziel des Arbeitskreises „Modellierung gemischter Systeme mit VHDL-AMS“ der Forschungsvereinigung Automobiltechnik im VDA ist die Förderung der Beziehungen zwischen Automobilherstellern und ihren Zulieferern in Hinblick auf die Simulation elektrisch-nichtelektrischer Systeme und den Modellaustausch. Als Modellierungssprache wird die Verhaltensbeschreibungssprache VHDL-AMS [1] verwendet. Mitglieder im Arbeitskreis sind Vertreter deutscher Automobilhersteller, von Zulieferern, Halbleiterherstellern, Forschungsinstituten, Ingenieur-Büros und der Tool-Hersteller.

VHDL-AMS ist eine vom IEEE standardisierte Modellierungssprache zur Beschreibung digitaler, analoger und gemischt analog-digitaler Systeme, die aus analogen, digitalen, analog-digitalen und gemischt elektrisch-nichtelektrischen Komponenten aufgebaut sein können. Sie wird gegenwärtig von einer Reihe kommerzieller Simulatoren unterstützt. Der erfolgreiche Einsatz der Sprache hängt dabei wesentlich von der Verfügbarkeit geeigneter Modelle ab. Im Arbeitskreis

---

<sup>1</sup> Beckumer Str. 130, 59522 Lippstadt, E-Mail: Ewald.Hessel@hella.com

<sup>2</sup> Zeunerstr. 38, 01069 Dresden, E-Mail: Joachim.Haase@eas.iis.fraunhofer.de

VDA/FAT-AK 30 wird aus diesem Grund an der Konzeption von Modellbibliotheken für Anwendungen im Automobilbau und ihrer Umsetzung gearbeitet.

Zielsetzungen bei der Erstellung der Modellbibliotheken waren u. a. die Bereitstellung wiederverwendbarer, aufeinander abgestimmter und erprobter Grundmodelle und die Sicherung eines einfachen Modellaustausches. Der Modellierungsaufwand beim Anwender soll auf diese Weise reduziert werden. Die Modelle sollen in unterschiedlichen VHDL-AMS-Simulatoren genutzt werden können. Eine Erprobung erfolgt durch Bereitstellung einfacher Testanordnungen und unter Verwendung komplexer Beispiele.

Voraussetzung für das Zusammenwirken der Modelle war die Einigung auf Modellierungsrichtlinien. Diese betreffen u. a. Festlegungen zu den Maßeinheiten in den Modellen, Zählrichtungen in nichtelektrischen Netzwerken und Anforderungen an die Kommentierung der Modelle, die eine automatisierte Erstellung von Dokumentationen erleichtern. Außerdem sind Vereinbarungen für eine gleichzeitige und abgestimmte Modellentwicklung bei unterschiedlichen Partnern getroffen worden. Gegenwärtig erfolgt die Arbeit an den Teilbibliotheken [2]:

- **FUNDAMENTALS\_VDA**  
Bestandteile dieser Bibliothek sind grundlegende Modelle zur Beschreibung von Signalquellen, zur Konvertierung zwischen physikalischen Bereichen, nichtelektrische Grundelemente und ähnliche Modelle.
- **SPICE2VHD**  
VHDL-AMS-Modelle mit einem weitgehend ähnlichem Verhalten wie Spice-Modelle für elektrische Grundelemente wie Widerstand, Kapazität, Induktivität und Level-1-Halbleitermodelle sind in dieser Bibliothek zusammengefasst.

Auf die Modelle dieser Bibliotheken kann über das Internet zugegriffen werden [4]. Modelle typischer kraftfahrzeugspezifischer Systembestandteile wie Leitungen, Sicherungen, Generatoren, Batterien, typische Lasten im Bordnetz, Sensoren und Aktoren werden in die Bibliothek AUTOMOTIVE\_VDA aufgenommen. Diese Bibliothek enthält auch generische und typabhängig parametrisierte Modelle. Das Niveau dieser Modelle liegt im Rahmen der SAE-Klassifikation auf mittlerer Abstraktionsebene [3]. In der Bibliothek MEGMA sind überwiegend Modelle zeitdiskreter Funktionsblöcke zur Beschreibung von Steuer- und Regelfunktionen zusammengefasst. Die Modelle dieser Bibliothek wurden in Anlehnung an die Arbeiten im ehemaligen MSR-Arbeitskreises (Manufacturer Supplier Relationship [5]) definiert. Für ausgewählte Halbleiter wurden parametrisierte VHDL-AMS-Modelle auf der Basis der Spice-Modellkarten erstellt und in die Bibliothek SPICE2VHD\_DEVICES aufgenommen.

Im Folgenden sollen das allgemeine Vorgehen bei der Bibliothekserstellung und die dabei gesammelten Erfahrungen vorgestellt werden. Allgemeine Regeln, die das Zusammenwirken von Modellen unterschiedlicher Herkunft garantieren sollen, werden diskutiert. Diese sind nicht nur in dem skizzierten Umfeld von Interesse. Sie können auch bei ähnlich gelagerten Aufgaben Berücksichtigung finden.

## 2 Bibliothekserstellung und Modellaustausch

### 2.1 Modellierungsrichtlinien

In VHDL-AMS sind die Grundkonzepte von VHDL weiterhin gültig. Die Beschreibung von Blöcken wird in die Beschreibung des Modellrandes (entity) und die Beschreibung des Verhaltens (architecture) unterteilt. VHDL-AMS unterstützt die Modellierung konservativen und nichtkonservativen Verhaltens [1]. Typische Beispiele sind Modelle für elektrische Netzwerke bzw. regelungstechnische Blockbeschreibungen. An konservativen Klemmen sind dabei zeitkontinuierliche Fluss- und Differenzgrößen zu berücksichtigen, an nichtkonservativen nur zeitkontinuierliche Signalverläufe. Beide Modellierungsansätze führen, ähnlich wie bei Spice-Simulatoren, auf die Forderung, ein DAE-System zu lösen. Das Verhalten zeitdiskreter Signale wird wie in VHDL mit einem ereignisgesteuerten Simulationsalgorithmus ermittelt. Wie auch in anderen Simulationsumgebungen werden in VHDL-AMS nur dimensionslose Größen auf einfache Weise, sowohl für Parameter als auch für Zeitverläufe, unterstützt. Um die Austauschbarkeit und gemeinsame Verwendbarkeit von Modellen zu sichern, sind Festlegungen zu treffen, die bei der Modellierung einzuhalten sind. Das betrifft insbesondere die Verwendung von Zählrichtungen in konservativen Systemen (siehe dazu auch [5]). Folgende Vereinbarungen werden verwendet [6]:

- Positive Verschiebungen (Differenzgrößen im Netzwerkmodell) sind wie die entsprechende Koordinatenachse ausgerichtet. Positive (externe) Kräfte in Richtung der Koordinatenachse werden durch eine Flussquelle, die zum entsprechenden Knoten gerichtet ist, im translatorischen Netzwerkmodell beschrieben.
- Im rotatorischen Netzwerkmodell wird analog verfahren. Drehungen entgegen dem Uhrzeigersinn werden positiv gezählt. Externe Drehmomente werden durch Flussquellen, die zum entsprechenden rotatorischen Knoten gerichtet sind, modelliert.
- Im thermischen Netzwerk werden externe Wärmeströme durch eine Flussquelle, die zum entsprechenden thermischen Knoten gerichtet ist, beschrieben. Die Temperaturangaben erfolgen in Grad Kelvin.

Bei Parameterangaben wird auf die Verwendung physikalischer Typen, die in VHDL(-AMS) möglich sind, verzichtet. Parameter werden nur durch ihren Zahlenwert beschrieben. Als Maßeinheiten sind in der Regel SI-Einheiten zu verwenden. Allerdings kann von dieser Regel abgewichen werden, wenn dadurch untypische Angaben erwartet werden. So ist es sicherlich sinnvoll, die Angabe von Leitungsquerschnitten in  $\text{mm}^2$  und nicht in  $\text{m}^2$  vorzunehmen. Die Konsequenz ist aber, dass die zu verwendenden Einheiten von Parametern im Modell sauber dokumentiert werden müssen.

## 2.2 Dokumentationsgenerierung

Eine Reihe von Festlegungen zur Gestaltung der Modelle soll ein einheitliches Äußeres gewährleisten und die Dokumentationsgenerierung gestatten. Um einen möglichst unkomplizierten Online-Zugriff auf die Dokumentation zu ermöglichen, erfolgte die Erstellung von HTML-Dokumenten. Zu diesem Zweck werden aus dem VHDL-AMS-Code eines Modells alle wesentlichen Informationen in ein XML-Zwischenformat überführt, dessen Struktur durch ein projektspezifisches DTD definiert ist. Aus den XML-Beschreibungen wird dann die Dokumentation generiert. In die Dokumentation wird die Beschreibung des Modellrandes, ergänzt um Informationen zur Funktion, aufgenommen:

- Entity- und Architecture-Bezeichnung,
- Parameterinformationen aus der VHDL-AMS-Beschreibung (Name, Typ, Default-Wert), ergänzt um verbale Erläuterungen und die Angabe von Einheiten, die aus den Kommentaren abgeleitet werden,
- Klemmenbezeichnungen mit näherer Charakterisierung auf Grund des VHDL-AMS-Quelltextes (Name, Typ, Nature, Richtung) und aus Kommentaren abgeleiteten Beschreibungen,
- Informationen zur Funktion und zur Modellnutzung, die sich aus einem speziell formatierten Kommentarkopf ergeben.

Außerdem wird in den Modelldokumentationen auf eine Testschaltung mit zugehörigen Simulationsergebnissen verwiesen.

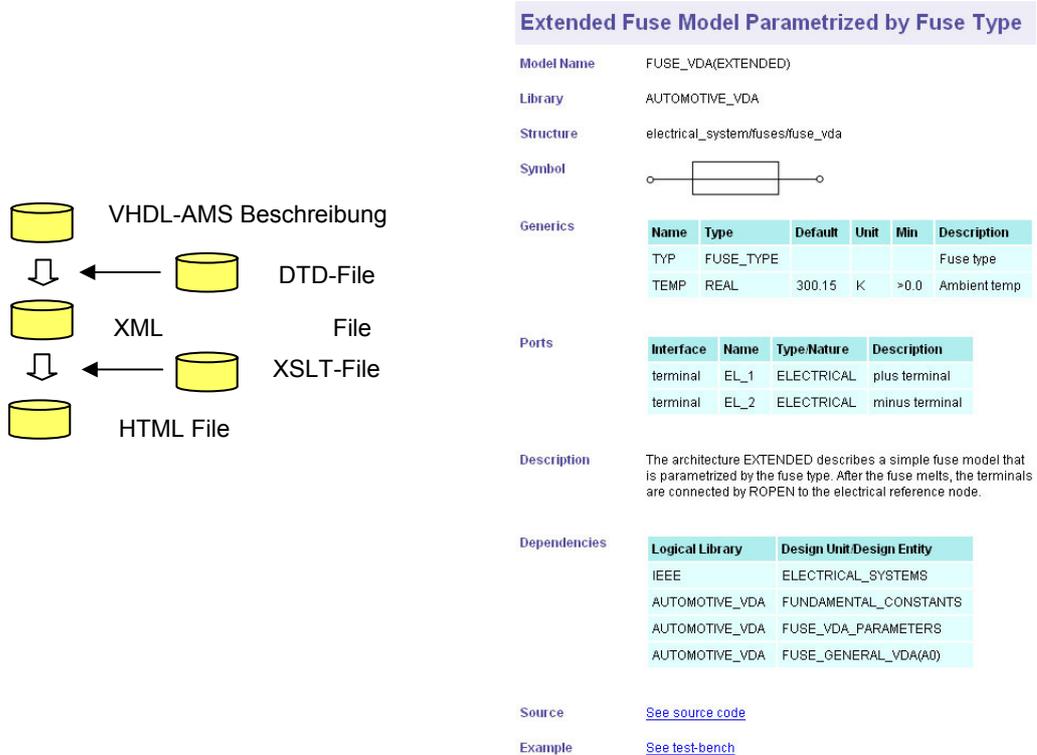


Bild 1: Dokumentationsgenerierung – Allgemeiner Ablauf und Beispiel

## 2.3 Bibliotheksverwaltung

Die erstellten Modelle werden in einer vorgegebenen Verzeichnisstruktur im Dateisystem abgelegt. Aus dieser Verzeichnisstruktur werden dann für die unterschiedlichen VHDL-AMS-Simulatoren die Bibliotheken generiert.

Tabelle 1: Unterverzeichnisse für ein einzelnes Modell

Unterverzeichnis	Inhalt
src	VHDL-AMS-Beschreibung ( <i>source.vhd</i> )
tb	Testbench <i>bench.vhd</i> und Ergebnisdarstellung in <i>bench.jpg</i>
symbol	Symboldarstellung <i>source.png</i>
doc	Generierte Dokumentationsdateien <i>source.xml</i> und <i>source.html</i>

Für die verteilte Modellentwicklung wurde ein zentraler SVN-Server [7, 8] eingerichtet. Durch die Datenübertragung im Internet über ein geschütztes Protokoll (HTTPS) kann den Sicherheitsanforderungen der beteiligten Modellentwickler unkompliziert Rechnung getragen werden. Als Oberfläche für die Nutzung in einer Windows-Umgebung kann TortoiseSVN verwendet werden [9].

SVN unterstützt ein einfaches Löschen und Umbenennen von Dateien und Verzeichnissen. Es verfügt über eine leistungsfähige Verwaltung von Binärdaten.

Für den nur lesenden Zugriff auf die öffentlichen Bibliotheken wird das HTTP-Protokoll genutzt. Noch nicht abgeschlossen sind die Absprachen für ein einheitliches Datenformat, das die Generierung von Symbolen für unterschiedliche Schaltplaneingabewerkzeuge ermöglicht.

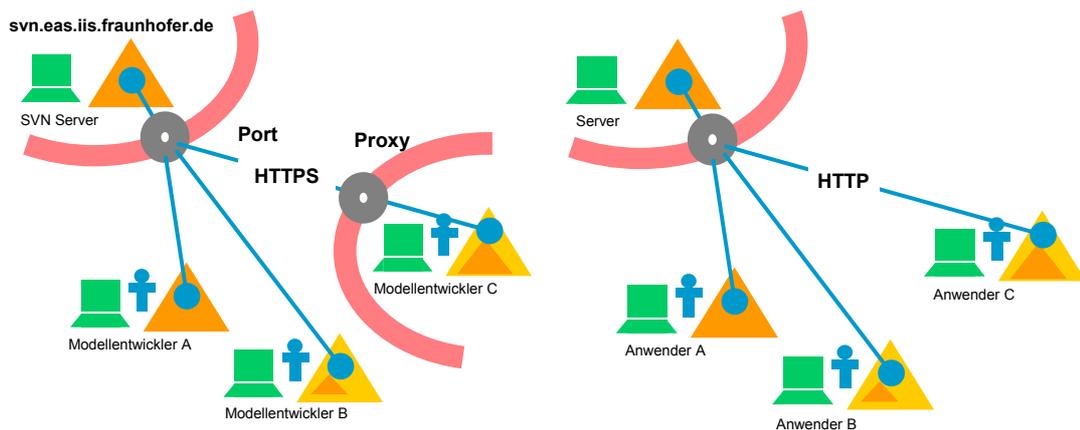


Bild 2: Modellentwicklung über das Internet und Zugriff auf die Modelle

### 3 Beispiele

#### 3.1 Referenzbeispiele

Die gemeinsame Nutzbarkeit der Modelle ist an Hand einer Reihe von Referenzbeispielen erprobt worden. Als ein typisches Beispiel wurde ein EPS-System (Electrical Power Steering) modelliert und simuliert. Das Gesamtmodell setzt sich aus Modellen auf unterschiedlichem Abstraktionsniveau, die verschiedenen physikalischen Bereichen zuzuordnen sind, zusammen. Bild 3 zeigt das EPS-System mit einer Doppelritzel-Lösung. Das an der Lenkspindel aufgebraachte Drehmoment wird mit einem Sensor gemessen. Ein Steuergerät bestimmt das vom Servo-Motor aufzubringende unterstützende Drehmoment in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lenkwinkel. Dadurch wird eine Erhöhung des Fahrkomforts erreicht (siehe auch [10]).

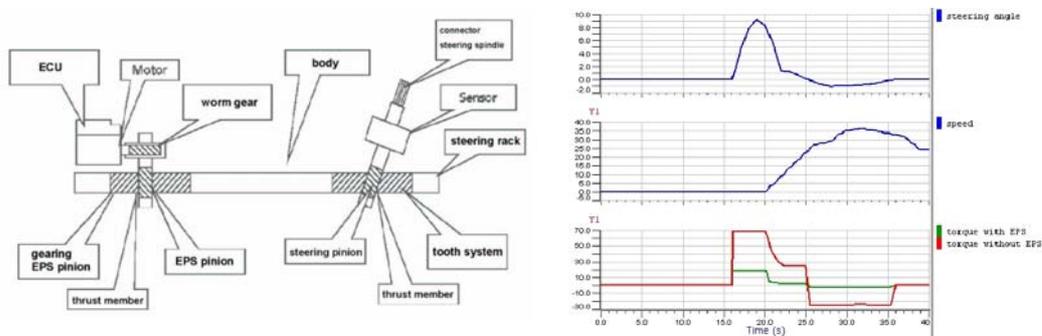


Bild 3: EPS-System und Simulationsergebnisse (Lenkwinkel, Geschwindigkeit und vom Fahrer aufzubringendes Drehmoment ohne und mit EPS)

Das Beispiel ist auf verschiedenen Simulatoren getestet worden. Es demonstriert die Lauffähigkeit der Modelle in unterschiedlichen Simulationsumgebungen. Die Einsatzfähigkeit der Simulationssprache konnte an Hand eines aktuellen Beispiels bestätigt werden.

Weitere Referenzbeispiele demonstrieren andere typische Anwendungsfälle:

- Fahrzeugleitungen  
Die Dimensionierung, Absicherung und Funktion eines elektrischen Stromkreises im Fahrzeug in Abhängigkeit seiner Last, Umgebungstemperatur und Lage im Fahrzeug (Motorraum, Fahrerinnenraum, Gepäckraum) unter Berücksichtigung verschiedener Betriebszustände wurden untersucht.
- Energiebordnetz  
Für verschiedene Fahrzyklen wurde die Energiebilanz in einem Bordnetz bestehend aus Batterie, Generator, Kontrolleinheit, DC/DC-Wandler und unterschiedlichen Lasten betrachtet.

Die Beispiele bestätigen die Eignung der Modelle der Modellbibliotheken für typische Anwendungsfälle. Fehlende Modelle für bestimmte Fragestellungen konnten einfach ergänzt werden.

### 3.2 Toleranzuntersuchungen

VHDL-AMS-Simulatoren unterstützen üblicherweise eine Simulation im Zeitbereich und eine Kleinsignalfrequenzganganalyse. Der VHDL-AMS-Standard erlaubt auch die Modellerstellung für die Kleinsignalrauschenanalyse.

Neben der Analyse des Verhaltens mit Nominalwerten können durch Simulation auch die Auswirkungen der Schwankungen von Parameterwerten für komplexere Systeme untersucht werden. VHDL-AMS bietet hier sehr flexible Möglichkeiten zur Beschreibung von Verteilungsfunktionen und Korrelationen zwischen zufälligen Veränderlichen für die Monte-Carlo-Simulation [11].

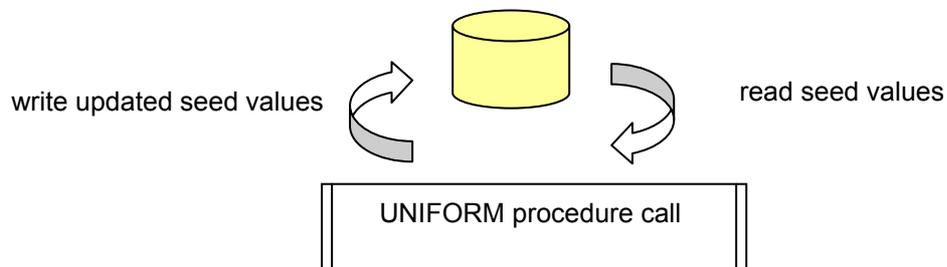


Bild 4: Auslosen (0,1)-verteilter Zufallsgrößen für die Monte-Carlo-Simulation

Durch die Verwaltung der Initialisierungsgrößen für die Zufallszahlengeneratoren über eine Datei können auf einfache Weise (0,1)-gleichverteilte Zufallsgrößen und über entsprechende Transformationen auch anders verteilte Zufallsgrößen für die Initialisierung von Konstanten und Parameterwerten von Modellen ausgelost werden.

Gegenwärtig befindet sich ein SAE-Standard in der Abstimmungsphase, der Empfehlungen für die Nutzung von VHDL-AMS in diesem Zusammenhang gibt [12] und eine Referenzimplementierung zum Auslosen von Zufallsgrößen mit verschiedenen Verteilungsfunktionen beschreibt.

## 4 Zusammenfassung

VHDL-AMS hat sich als eine geeignete Sprache zur Modellierung elektrisch-nichtelektrischer Systeme im Automobilbau erwiesen. Durch die Entwicklung von aufeinander abgestimmten Modellen und deren Zusammenfassung in Bibliotheken sind Voraussetzung für einen breiteren Einsatz geschaffen worden. Die rechen-technischen Rahmenbedingung für die Erweiterung der vorhandenen Bibliotheken und die Erstellung neuer Bibliotheken sind geschaffen worden.

Aufgaben im Weiteren sind u. a.

- Herstellung von Schnittstellen zu anderen Modellierungsumgebungen, (Modelica/Dymola, Matlab/Simulink, SystemC und C),
- Entwicklung eines einheitlichen Symbolformats,
- Definition eines Subsets für Echtzeitanwendungen,
- Definition und Implementierung weiterer Bibliotheken,
- Einflussnahme auf und Beteiligung an Standardisierungsaktivitäten der IEEE 1076.1 WG und des SAE EDA Komitees.

## Literatur

- [1] IEEE Standard VHDL Analog and Mixed Signal Extensions (IEEE Std 1076.1-1999). IEEE-SA Standards Board, 18 March 1999.
- [2] Hessel, E.; Panreck, K.; Haase, J.; Schneider, A.; Scholz, S.: Entwicklung von VHDL-AMS-Modellbibliotheken für Anwendungen im Automobilbau. Berlin-Offenbach: VDE Verlag GmbH GMM-Fachbericht 46 (ANALOG '05), 2005, S. 223-228.
- [3] SAE-Standard J2546 - Model Specification Process Standard. SAE Technical Standards Boards, February 2002.
- [5] VDA/FAT-AK30 "Simulation gemischter System emit VHDL-AMS"  
Online: <http://fat-ak30.eas.iis.fraunhofer.de>
- [4] Manufacturer Supplier Relationship.  
Online: <http://www.wg-msr.de>
- [5] Fedder, G. K.: Issues in MEMS Macromodeling. Proc. BMAS 2003, San Jose (CA), October 7-8, 2003, pp. 64-69.
- [6] Guidelines for the Development of a VHDL-AMS Model Library.  
Online: <http://fat-ak30.eas.iis.fraunhofer.de>
- [7] Version Control with Subversion.  
Online: <http://subversion.tigris.org/>
- [8] Subversion Book.  
Online: <http://svnbook.red-bean.com/>
- [9] TortoiseSVN.  
Online: <http://tortoisesvn.tigris.org/>
- [10] Hessel, E.; Grassmann, A.; Haase, J.; Schäfer, J.: Model Exchange Process in Automotive Industry with VHDL-AMS. 2. Aachen Electronics Symposium 2004 (ohne Seitenangabe).
- [11] Wagner, E.-P.; Haase, J.: Monte Carlo Simulation Using VHDL-AMS. In Boulet, P. (Ed.): Advances in Design and Specification Languages for SoCs. Dordrecht: Springer-Verlag, 2005, pp. 41-54.
- [12] SAE-Standard J2748 – VHDL-AMS Statistical Analysis Packages. SAE Electronic Design Automation Standards Committee (Ballot).

# INTECRIO as Open Simulation and Automation Environment

K. Pinnow, ETAS GmbH <sup>\*)</sup>

## Abstract

The demand for co-simulation of different plant and control engineering models in the development and validation of embedded automotive software is ever increasing. With INTECRIO a new open environment is available to resolve the situation. Co-simulation of ASCET and Matlab®/Simulink® as well as legacy C-code is already supported. An open interface covers the integration of other simulation tools. Several other open interfaces allow for different customization options e.g. for experimentation, simulation control, and documentation. Moreover, another open interface has been incorporated for automation purposes. Simulation can be performed in real-time with the corresponding computing platform and operating system to support rapid prototyping with hardware in the loop.

## 1 Introduction and Motivation

The development process for automotive software today is largely based on simulation, as detailed,

e. g., in [ASE05] and [AutoReg06]. There are models in use for the control algorithms as well as for the plant, i.e. combustion, vehicle dynamics and the like. Unfortunately, the different physical areas are supported by different simulation tools. These tools allow for various types of modelling like physical equations, graphical notations, and legacy C-code. Despite the tremendous success of UML for the modelling of general purpose software, other graphical notations like the ones for multi-body systems differ widely.

Such a situation can be resolved by two principally different approaches. If the semantics of these models is equivalent, i.e. they describe the same objects in the real world, one may define and implement a model conversion that brings all the information to the same platform [KR06]. For the different application areas of the automotive drive train, however, a co-simulation approach seems more appropriate.

INTECRIO implements the co-simulation approach in an extendable way, i.e. it enables third parties to provide connectors to integrate their modelling and simulation tool with other such tools. Off the shelf, INTECRIO already supports Matlab®/Simulink® and ASCET as well as legacy C-code. The co-simulation connector interface is described in the next chapter.

In the development process, simulation is often used for validation of the control algorithms. Since many different variants are needed in the automotive industry and the software development has to be performed in parallel with other development activities, a high degree of automation in the validation is absolutely necessary. INTECRIO provides also a solution for this requirement as detailed in chapter 3.

Chapter 4 finally gives an outlook to the future of virtual prototyping that is enabled with INTECRIO.

---

<sup>\*)</sup> Global Marketing, Borsigstrasse 14, D-70469 Stuttgart, Germany, kai.pinnow@etas.de

## 2 Co-Simulation

ETAS have defined a unique interface for the co-simulation of different behaviour models. This C-code interface supports the following requirements:

- Link between model elements and code.
- Indication of measurement and calibration data.
- Mapping between physical and implementation data representations by means of conversion formulas.
- Grouping information for characteristic values (lookup tables).

The concept to collect all the necessary information and make it available, is referred to as SCOOP (Source Code, Objects, and Physics). SCOOP is similar to well known approaches for general purposes like COM or CORBA but specific to the intended application in the area of automotive embedded software development.

Based on SCOOP an Interface eXchange language SCOOP-IX has been derived as a XML notation with sections covering:

- Supported tools and environments.
- Files origin of the C elements.
- Name, type and magnitude of C interface variables including model origin and usage.
- Name, return value and signature of C functions including model origin.

In addition to the C-code and SCOOP-IX file, a standard ASAM-MCD 2MC file [ASAM06] is necessary for the mapping between physical and implementation data as well as the assignment of measurement and calibration data. More detailed information can be found in [INT06].

A further simplification – especially for the integration of legacy C-code from in-house developments – will be available soon as a third party solution called INCODIO™ [INC06]. With INCODIO™ the detailed SCOOP-IX interface specification will be derived almost automatically. Hence, the integration of specific simulation environments will become very easy for the user.

ASCET and Matlab®/Simulink® connectors are already available for INTECRIO, proving the usefulness and wide range applicability of the SCOOP interface approach.

## 3 Documentation and Automation

In order to support the increasing demand for document and automation, INTECRIO supports two interfaces. The documentation of the data model can be arranged freely starting from an XML representation. A Crystal Reports connector allows generation of PDF, HTML, or RTF format documentation based on user specific templates.

On the other hand, a new interface based on COM enables the user to use a scripting language like Visual Basic Script, JavaScript, Perl, Python, etc. The scripting interface covers almost all objects and actions accessible via the graphical front end. Objects are organized in the usual hierarchical way such that they can be accessed easily, e.g. as

```
module = Intecrio.Workspace.Module
```

for a module called “Module” inside a folder Workspace. Actions are intended to be organized also in a way similar to other tools’ scripting support.

```
Intecrio.Workspace.Create(“...”)
```

will be used, e. g., for the creation of a new object in the “Workspace” folder.

Due to the employed standards and the simple nature of the interface, users may combine an automation of INTECRIO with the automation of other tools in the environment.

## 4 Virtual prototyping

For the integration of real components INTECRIO supports dedicated hardware devices.

However, co-simulation and open interfaces are also two major steps towards virtual prototyping. They aid in a flexible model integration and test automation. With a virtual embedded operating system (Virtual RTA), which will be available from 2007, a very realistic prototyping will be enabled on the PC platform.

Simulation software vendors are invited to step in and use the open interfaces of INTECRIO.

## Literature

[ASAM06] see [http://www.asam.net/03\\_standards\\_06.php](http://www.asam.net/03_standards_06.php)

[ASE05] J. Schäuffele and Th. Zurawka. Automotive Software Engineering. Principles, Processes, Methods, and Tools. SAE International, 2005.

[AutoReg06] Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren – AUTOREG 2006, Proceedings, VDI Conference: 1931, 2006.

[INC06] INCODIO™ V1.0, Systemcs GmbH, 2006.

[INT06] INTECRIO V1.1 User’s Guide, ETAS GmbH, 2006.

[KR06] M. Kühl, C. Reichmann. Entwurfsbegleitende Modelltransformation.

Automatisierung des Werkzeugübergangs von MATLAB®/Simulink® nach ASCET sowie des Methodenübergangs UML nach ASCET. ETAS RealTimes Magazine 1.2006.



# Entwicklung von Softsensoren für verfahrenstechnische Prozesse

Rainer Dittmar, Fachhochschule Westküste Heide\*

## Zusammenfassung

Für die Führung verfahrenstechnischer Prozesse interessante Qualitätskenngrößen sind häufig nur im Labor oder mit Online-Analysatoren zu bestimmen. Eine Alternative ist der Einsatz von modellgestützten Messverfahren oder Softsensoren. Der Aufsatz stellt die dafür existierenden alternativen Konzepte gegenüber und beschreibt eine systematische Vorgehensweise zur Softsensor-Entwicklung auf der Grundlage künstlicher neuronaler Netze. Als Beispiel wird die modellgestützte Messung der mittleren Kettenlänge eines Wachstumsprodukts beschrieben..

Keywords: softsensor, inferential control, neural networks, polymerization control

## 1 Einleitung

In verfahrenstechnischen Anlagen stehen oftmals nur Sensoren für physikalische Messgrößen wie Temperatur, Druck, Durchfluss usw. zur Verfügung. Für die Prozessführung interessant sind jedoch auch Prozessgrößen und Qualitätsparameter, für die derzeit keine kontinuierlich arbeitenden, preiswerten und zuverlässigen Messeinrichtungen zur Verfügung stehen. Der Einsatz diskontinuierlich arbeitender Online-Analysatoren oder die Durchführung von Laboranalysen sind aufwändige Alternativen, die Messergebnisse mit einer Totzeit von einigen Minuten bis zu einigen Stunden bereitstellen. Dann ist es jedoch häufig zu spät, um die Prozesse kurzfristig mit dem Ziel zu beeinflussen, die angestrebten Produktqualitäten zu erreichen.

Eine Möglichkeit zur Lösung dieses Problems ist der Einsatz modellgestützter Messverfahren, bei denen ein mathematisches Prozessmodell genutzt wird, um die schwer messbaren Qualitätsgrößen mit Hilfe fortlaufend gemessener, „einfacher“ Prozessgrößen wie Temperaturen, Drücken usw. zeitgerecht vorherzusagen oder zu schätzen. Für diese Vorgehensweise wurden auch die Begriffe Softsensor, virtueller Online-Analysator (VOA) oder „inferential measurement“ geprägt.

Die Voraussetzungen zur Entwicklung und Anwendung von Softsensoren haben sich in den letzten Jahren durch den zunehmenden Einsatz von Prozessleitsystemen, Prozessdaten-Informations- und Management-Systemen (PIMS), Labor-Informationssystemen (LIMS) sowie durch die Bereitstellung von geeigneten Entwicklungsumgebungen (Software-Werkzeugen) erheblich verbessert. Trotz einer wachsenden Zahl erfolgreicher Einsatzfälle ist die Entwicklung von Softsensoren allerdings keineswegs eine Routineangelegenheit [1 bis 5]. Sie verlangt neben guten Prozesskenntnissen auch Kenntnisse der angewandten Statistik, die Fähigkeit zur Handhabung der verwendeten Softsensor-Entwicklungsumgebung sowie zur Online-Implementierung in der leittechnischen Infrastruktur.

Im vorliegenden Beitrag werden zunächst die in der Verfahrenstechnik gebräuchlichen alternativen Softsensor-Konzepte gegenübergestellt. Im Mittelpunkt steht die Vorgehensweise bei der Entwicklung von Softsensoren unter Nutzung künstlicher neuronaler Netze (KNN). Abschließend wird die industrielle Anwendung auf die modellgestützte Messung der mittleren Kettenlänge eines Wachstumsprodukts in einem Polymerisationsprozess beschrieben.

---

\* Studiengang E/I, Fritz-Thiedemann-Ring 20, D-25746 Heide, Germany, dittmar@fh-westkueste.de

## 2 Alternative Softsensor-Konzepte

Bild 1 zeigt eine Übersicht über die in der Verfahrenstechnik gebräuchlichen modellgestützten Messverfahren.

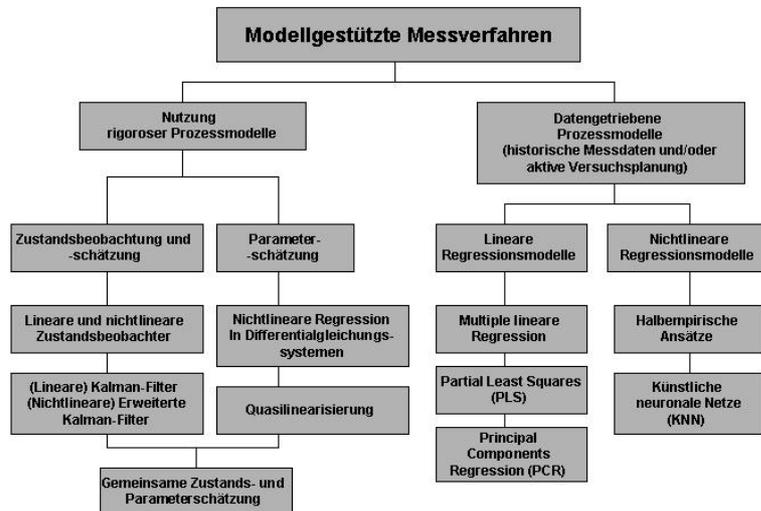


Bild 1: Modellgestützte Messverfahren in der Verfahrenstechnik

Eine erste Möglichkeit besteht in der Entwicklung physikalisch begründeter rigoroser Prozessmodelle des dynamischen Verhaltens, die bei Prozessen mit konzentrierten Parametern die Form nichtlinearer Systeme von Differential- und algebraischen Gleichungen (DAE-Systemen) annehmen:

$$\begin{aligned}
 \dot{\underline{x}} &= \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, \underline{\theta}) \\
 \underline{y} &= \underline{h}(\underline{x}, \underline{u}, \underline{\theta}) \\
 \underline{g}(\underline{x}, \underline{u}, \underline{\theta}) &= \underline{0}
 \end{aligned}
 \quad (1)$$

Darin bedeuten  $\underline{u}$ ,  $\underline{x}$ ,  $\underline{y}$  und  $\underline{\theta}$  die Vektoren der Eingangs-, Zustands-, Ausgangsgrößen und Modellparameter. Nicht messbare Zustandsgrößen lassen sich, die Beobachtbarkeit des Systems vorausgesetzt, durch den Einsatz nichtlinearer Zustandsbeobachter bzw. erweiterter Kalman-Filter aus den gemessenen Ein- und Ausgangsgrößen des Prozesses rekonstruieren. Wird der Prozess nur in einer engen Umgebung eines Arbeitspunktes betrieben, lässt sich das o.a. Differentialgleichungssystem linearisieren und ein Luenberger-Beobachter bzw. (linearer) Kalman-Filter entwerfen und anwenden. Treten unbekannte bzw. zeitveränderliche Parameter im Prozessmodell auf, müssen diese evtl. mit geschätzt werden. Obwohl die Entwicklung von Softsensoren über den Weg der theoretischen Modellbildung erhebliche Vorteile hinsichtlich Genauigkeit, Extrapolationsfähigkeit und Robustheit gegenüber Prozessänderungen aufweist, sind industrielle Anwendungen in der Prozessindustrie nach wie vor rar. Die Ursachen dafür liegen im hohen Aufwand und den Qualifikationsanforderungen für die Modellbildung und die fortlaufende Betreuung der Anwendung im Online-Betrieb, sowie in der Tatsache, dass es für diesen Zugang keine einfach zu handhabenden, kommerziell verfügbaren, mehrfach verwendbaren Entwicklungswerkzeuge gibt.

Relativ weit verbreitet und erfolgreich in der Anwendung sind Softsensoren, die auf semiempirischen Ansätzen beruhen. Das Vorgehen sei an zwei Beispielen verdeutlicht. Das erste bezieht sich auf die Berechnung der Sumpfkonzentrationen von Mehrstoffgemischen bei häufig in der Praxis vorkommenden, einfachen Rektifikationsprozessen unter Verwendung der Messgrößen

Bodentemperatur, Kolonnendruck und innerer Rücklauf – letzterer kann seinerseits in der Regel aus vorhandenen Messungen an einer Kolonne bestimmt werden [6]. Das Modell beruht auf

a) der Clausius-Clapeyron-Gleichung für den Zusammenhang zwischen Dampfdruck und Temperatur

$$VP_i = \exp(a_i - b_i / T) \quad (2)$$

mit VP...Dampfdruck, a und b bekannte Stoffkonstanten, T...Bodentemperatur und i...Komponente;

b) dem Raoult'schen Gesetz

$$K_i = VP_i / P \quad (3)$$

mit K...Flüchtigkeit und P...Druck

c) den so genannten Colburn-Verhältnissen

$$\frac{YN_i}{XB_i} = (Z_i - 1) * \frac{(K_i - 1)}{(U_i - 1)} + 1$$

$$U_i = K_i * (V / L) \quad (4)$$

$$Z_i = U_i^N$$

$$\sum XB_i = 1$$

mit YN...Molfraktion im Dampf über Boden N, XB...Molfraktion im Sumpfprodukt, N...Zahl der theoretischen Böden bis zum Boden, auf dem die Temperatur gemessen wird, V/L...Molverhältnis Dampf/Flüssigkeit auf diesem Boden.

Aus diesem Gleichungssystem lassen sich die Sumpfkonzentrationen  $XB_i$  bestimmen. N kann durch Ausgleichsrechnung bestimmt werden, wenn wenige Messwertsätze (T, P, L/V,  $XB_i$ ) bekannt ist.

Ein weiteres Beispiel ist ein Softsensor für den Schmelzindex bei Extrusionsprozessen [7]. Primäre Messgrößen sind hier der Druck am Extruderauslass P, die Betriebstemperatur T und die Drehzahl S. Der aus theoretischen Überlegungen und Betriebserfahrungen ermittelte Zusammenhang dieser Größen mit dem Schmelzindex SI hat die Form

$$SI = \frac{\exp\left(a + b \cdot S + c \cdot \frac{S}{P^\alpha} + d \cdot P^\alpha\right)}{T^2} \quad (5)$$

Die Koeffizienten a, b, c, d und  $\alpha$  müssen durch nichtlineare Regression geschätzt werden.

Semiempirisch begründete Softsensoren der beschriebenen Art stellen geringere Anforderungen an die Modellbildung und arbeiten vielfach ausreichend genau und robust. Im Bedarfsfall kann eine Kalibrierung durch Anpassung an Analysenmessungen erfolgen.

Leider lassen sich Softsensoren dieser Art nicht für alle interessierenden Prozesse und Qualitätsvariablen in so einfacher Weise entwickeln. Es bleibt dann nur der Weg übrig, ausschließlich datengetriebene Modelle zu verwenden. Sind die Zusammenhänge zwischen den leicht messbaren Prozessgrößen und den zu berechnenden Qualitätsgrößen linear oder lässt sich ein parameterlinearer Zusammenhang der Form  $y = \sum a_i \cdot f_i(x)$  mit bekannten Funktionen f angeben, dann hat sich die Schätzung der Modellparameter mit Hilfe von PLS- oder PCR-Methoden (PLS...Projection to Latent Structures oder Partial Least Squares, PCR...Principal Components Regression) bewährt [8]. Das gilt besonders dann, wenn die unabhängigen Variablen x korreliert sind, wovon in der Regel bei verfahrenstechnischen Anwendungen auszugehen ist.

In vielen anderen Fällen können Nichtlinearitäten zwischen den Ein- und Ausgangsgrößen nicht vernachlässigt werden. Neben den bereits diskutierten halbempirischen, i.A. nichtlinearen Ansätzen, deren Parameter durch nichtlineare Regression bestimmt werden, bieten sich dann auch künstliche neuronale Netze (KNN) als Modellform für Softsensoren an. KNN haben den Vorteil, dass sie sich

„beliebig“ komplizierten, nichtlinearen Beziehungen zwischen den Ein- und Ausgangsgrößen anpassen können, ohne dass der Anwender die konkrete Form der Nichtlinearität vorgeben muss. Diesem Vorteil steht wie bei allen empirischen Modellen der Nachteil der begrenzten Extrapolationsfähigkeit und geringer ausgeprägter Robustheit gegenüber Prozessänderungen gegenüber. Trotz dieser Nachteile ist in den vergangenen Jahren über viele KNN-basierte Softsensor-Anwendungen berichtet worden, u.a. bei Polymerisationsprozessen, in der Abwassertechnik und immer wieder bei Rektifikationsprozessen.

### 3 Vorgehensweise bei der Entwicklung KNN-basierter Softsensoren

Die Entwicklung KNN-basierter Softsensoren ist ein mehrstufiger, i.A. iterativer Prozess, dessen Schritte in Bild 2 dargestellt sind.

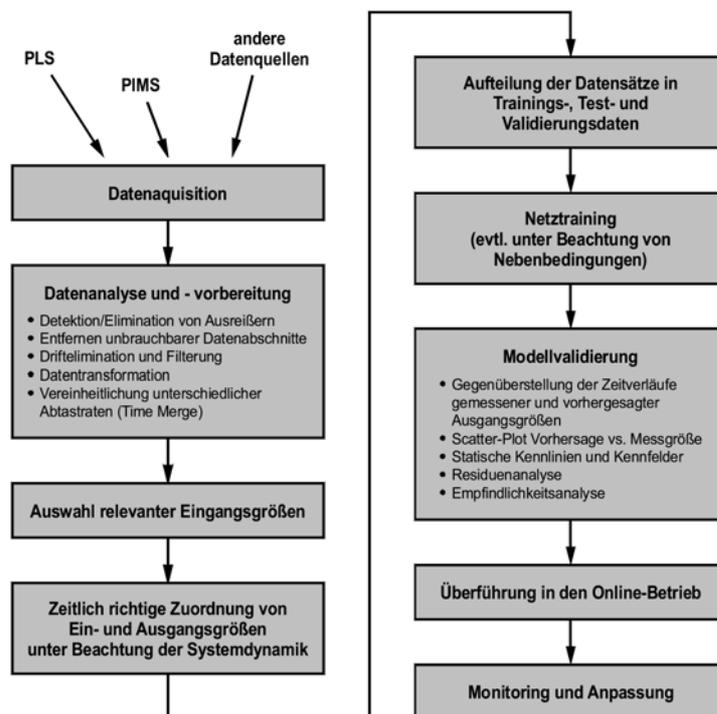


Bild 2: Vorgehensweise bei der Entwicklung KNN-basierter Softsensoren

Im Folgenden wird kurz auf die einzelnen Schritte eingegangen.

#### 1) Datenaquisition

Die für eine Softsensorentwicklung in Frage kommenden Prozessdaten stammen aus unterschiedlichen Quellen und weisen unterschiedliche Merkmale auf:

a) Einfach messbare Prozessgrößen wie Drücke, Durchflüsse, Temperaturen usw. werden mit vergleichsweise hoher Abstrakte (z.B. Minutenschnappschüsse) in PIMS erfasst und gespeichert. Problematisch ist dabei die aus Gründen der Speicherplatzersparnis oftmals durchgeführte Datenkompression, die u.U. keine genügend genaue Rekonstruktion historischer Daten erlaubt. Die Preisdegression bei Speichermedien erlaubt es heute, wesentlich kleinere Schwellwerte für die Kompressionsverfahren einzustellen. Ein anderes Problem (insbesondere bei kontinuierlich betriebenen Anlagen) besteht darin, dass ein großer Teil der Datensätze in der Umgebung eines oder weniger Arbeitspunkte gesammelt wird, die Verteilung der Datensätze über den gesamten interessierenden Arbeitsbereich also nicht gleichmäßig ist. Daher sind Messreihen über längere Zeiträume erforderlich, in denen die Anlage selbst Änderungen unterworfen sein kann. Im Einzelfall ist zu prüfen, ob eine Modellbildung allein auf der Grundlage historischer Prozessdaten überhaupt möglich ist, oder ob zusätzlich aktive Anlagentests durchgeführt werden müssen.

b) Ausgewählte Prozessgrößen werden durch Online-Analysatoren (z.B. Gaschromatografen) erfasst. Die Abtastzeiten liegen dabei oft zwischen 5 und 30 min. Diese Kategorie von Prozessdaten ist gekennzeichnet durch häufiger auftretende Ausreißer, „eingefrorene“ Werte und fehlende Messungen infolge von Wartungsmaßnahmen an den Geräten. Die Abtastraten sind überdies zeitveränderlich.

c) Wichtige Qualitätskenngrößen können nach wie vor nur durch Laboranalysen bestimmt werden, typische Abtastraten liegen hier zwischen einmal pro Stunde und einmal pro Tag. Problematisch ist hier, inwieweit die vorgeschriebenen Abläufe bei der Probenahme und – aufbereitung eingehalten werden, welche Veränderungen die Probe zwischen Probenahme und Analyse erfährt, welche Genauigkeit der Zeitstempel der Probenahme aufweist und wie hoch Genauigkeit und Reproduzierbarkeit der Laboranalyse sind. Diese Fragen sollten vor Beginn einer Softsensorentwicklung geklärt werden.

Mitunter wird die Frage gestellt, wieviel Datensätze für die Entwicklung eines Softsensors erforderlich sind. Die Erfahrung zeigt, dass nicht die Zahl, sondern der Informationsgehalt der Messdaten entscheidend ist. Dazu gehört, dass alle relevanten Einflussgrößen in den Datensätzen vorhanden sind, dass sie eine genügend große Variabilität aufweisen, und dass der Arbeitsbereich des Prozesses möglichst gleichmäßig abgedeckt wird. Von großer Bedeutung ist, dass die Messdaten möglichst unter den gleichen Bedingungen gesammelt werden, unter denen der Softsensor eingesetzt werden soll. Ist beispielsweise daran gedacht, den Softsensor später innerhalb eines Regelkreises zu verwenden, sollten die für die Modellbildung verwendeten Datensätze auch aus dem geschlossenen Regelungssystem (und nicht etwa dem unregulierten Betrieb) entstammen. Es erhebt sich natürlich die Frage, was getan werden soll, wenn eine Qualitätsregelung unter Nutzung eines Softsensors erst entwickelt werden soll, also noch gar kein Regelkreis existiert, dem Daten entnommen werden können. In [8] wird dazu eine iterative Vorgehensweise vorgeschlagen. Im umgekehrten Fall kann eine unvorsichtige Verwendung von Daten aus einem geschlossenen Regelkreis zu Fehlern bei der Modellbildung führen, wenn später eine Prädiktion im unregulierten Betrieb erfolgen soll. Das gilt auch für häufige Operatoreingriffe mit dem Ziel der Einhaltung einer Spezifikation, wodurch ebenfalls ein Regelkreis entsteht. Unter bestimmten Bedingungen ist das Ergebnis der Modellbildung in diesem Fall ein Modell des inversen Reglers statt das gewünschte Modell des Prozesses! Es ist dann zu sichern, dass für den Zeitraum der Datenakquisition der betreffende Regelkreis geöffnet wird. Die Güte des Softsensor-Modells und der Erfolg der Applikation sind davon abhängig, dass die Korrelationsstruktur zwischen den Prozessvariablen in der Phase der Datensammlung weitgehend der in der Phase der Nutzung entspricht. Welche Fehler bei Verletzung dieser Regel auftreten können, wird sehr anschaulich ebenfalls in [8] gezeigt.

## 2) Datenanalyse und -vorverarbeitung

Die gesammelten Rohdaten sind im Regelfall einer aufwändigen Analyse und Vorverarbeitung zu unterwerfen, bevor ein Softsensor-Modell gebildet werden kann. Zur Datenvorverarbeitung gehören folgende Teilaufgaben:

### a) Auffinden und Entfernen von Ausreißern

Der erste Schritt ist gewöhnlich das Auffinden und Entfernen von Ausreißern in den Messdatensätzen. Ausreißer sind Messwerte, deren Amplituden von den benachbarten stark abweichen. Sie werden durch Ausfälle oder Fehler der Messeinrichtungen oder der Informationsübertragung, Fehleingaben usw. verursacht. Trotz ihres vergleichsweise seltenen Auftretens haben sie einen großen Einfluss auf das Ergebnis der Modellbildung, wenn sie nicht vorher erkannt und beseitigt werden [9]. Offensichtliche Ausreißer können meist durch visuelle Inspektion der Messdaten und Vergleich mit Sinnfälligkeitsgrenzen ermittelt werden. Leider gibt es darüber hinaus auch Ausreißer, die nicht so leicht zu erkennen sind. Das ist z.B. der Fall, wenn Messwerte für sich genommen innerhalb der Sinnfälligkeitsgrenzen liegen, jedoch physikalische Korrelationsbeziehungen zwischen Prozessgrößen verletzt werden. Zur Bestimmung solcher Ausreißer können spezielle statistische Verfahren eingesetzt werden, z.B. die Hauptkomponentenanalyse (Principal Components Analysis) [10]. Erkannte Ausreißer sollten nach Möglichkeit vollständig aus den Datensätzen entfernt werden. Bei einer sehr

geringen Zahl von Messdaten ist es alternativ sinnvoll, sie durch den letzten guten oder den Mittelwert zweier benachbarter guter Messwerte zu ersetzen.

#### b) Variablentransformation

Prozesswissen lässt sich in manchen Fällen dadurch einbringen, dass vor der Modellbildung neue, zusammengesetzte Eingangsgrößen für das Softsensor-Modell durch Variablentransformation aus gemessenen Einflussgrößen berechnet werden. So erhält man mitunter bessere Ergebnisse, wenn statt einzelner Temperatur- oder Druckmesswerte deren Differenzen verwendet werden, wenn Durchflussverhältnisse gebildet oder wenn komplexe Größen wie z.B. Enthalpieströme berechnet und weiter verarbeitet werden. Zu den Datentransformationen gehören auch solche Operationen wie das Entfernen höherfrequenter Störsignale durch digitale Filterung.

#### c) Vereinheitlichung der Abtastzeit

Wie oben beschrieben, weisen die verschiedenen Kategorien von Messdaten im Allgemeinen unterschiedliche Abtastraten auf. Vor einer Modellbildung muss jedoch eine Vereinheitlichung erfolgen, da die Anzahl der Messdaten für alle Ein- und Ausgangsgrößen gleich groß sein muss. Typisch ist, dass wesentlich mehr, d.h. häufiger abgetastete, Werte der „einfachen“ Messgrößen zur Verfügung stehen als Analysen- oder gar Labormessungen. Wenn das Ziel zum Beispiel darin besteht, einen Softsensor zu entwickeln, der jede Minute einen virtuellen Messwert berechnet und damit eine kürzere Abtastzeit ermöglicht als ein existierender Online-Analysator (Abtastzeit 15...20min), dann müssen auch die Trainingsdaten für das KNN mit einer Abtastzeit von einer Minute bereitgestellt werden. Die „fehlenden“ Datensätze für die Qualität können dann durch eine geeignete Interpolation zwischen den Analysenmesswerten gewonnen werden. Soll hingegen ein im Normalfall im Labor bestimmter Wert durch einen Softsensor ermittelt werden, macht eine Interpolation zwischen in großen Zeitabständen durchgeführten Laboranalysen oft keinen Sinn. Stattdessen ist die Abtastrate der einfach messbaren Eingangsgrößen zu reduzieren. Programmpakete für die Entwicklung von Softsensoren bieten verschiedene Methoden zur Vereinheitlichung der Abtastraten der Ein- und Ausgangsgrößen an.

#### 3) Auswahl relevanter Eingangsgrößen

Auf der Grundlage von Prozesswissen und praktischer Erfahrung wird oftmals zunächst eine größere Zahl von Eingangsgrößen- „Kandidaten“  $x_1...x_n$  ausgewählt, für die ein Einfluss auf die vorherzusagende Prozessgröße  $y$  vermutet wird. Aus der multivariaten Statistik ist jedoch bekannt, dass eine große Zahl von Einflussgrößen nicht zwangsläufig die Modellgenauigkeit erhöht, die Hinzunahme einer Eingangsgröße erhöht im Gegenteil i.A. die Varianz der Ausgangsgröße. Sinnvoll ist daher die Reduktion der Zahl der Eingangsgrößen auf diejenigen mit der größten Relevanz für das Vorhersagemodell. Zur Lösung dieses Problems greift man auf Methoden zurück, die für lineare multiple Regressionsaufgaben entwickelt worden sind [11]. Dazu gehören u.a.:

- Scatterplot-Darstellung
- Korrelationsanalyse
- Empfindlichkeitsanalyse
- „Backward-elimination-“ oder „Forward selection“-Techniken
- Einsatz genetischer Suchverfahren.

#### 4) Berücksichtigung der Prozessdynamik

In die Phase der Auswahl relevanter Eingangsgrößen gehört auch die Entscheidung, ob ein statisches oder ein dynamisches Softsensor-Modell gebildet werden soll. Während ein statisches Modell die Form  $y = KNN(x_1...x_p)$  aufweist, die Ausgangsgröße  $y$  zum Zeitpunkt  $k$  also auf der Grundlage von Messungen der Eingangsgrößen  $x_1...x_p$  zum gleichen Zeitpunkt vorhergesagt wird, treten in einem dynamischen Modell mehrere zeitverzögerte Werte pro Eingangsgrößen auf:

$y(k) = KNN(x_1(k-1), x_1(k-2)...x_1(k-n_1), x_2(k-1), x_2(k-2)...x_2(k-n_2)...)$  Die Bildung dynamischer Modelle setzt allerdings voraus, dass in den Messdaten repräsentative Übergangsvorgänge enthalten sind, und dass die Abtastzeit der verfügbaren Analysen- oder Labormessungen in einem angemessenen Verhältnis zur Prozessdynamik steht. Daten für die Ermittlung dynamischer Modelle lassen sich i.A. nur durch aktive Generierung von Testsignalen für die einzelnen Eingangsgrößen und spezielle Messprogramme für die Qualitätsgrößen erhalten. Die Bildung solcher Modelle unter ausschließlicher Verwendung historischer Messdatensätze scheidet daher meist von vornherein aus. In der Praxis verbreitet sind jedoch quasistatische Softsensor-Modelle der Form  $y(k) = KNN(x_1(k-d_1), x_2(k-d_2)...)$ , d.h. es wird ein statisches Modell gebildet, bei dem die im Prozess vorhandenen Verzögerungs- und Totzeiten zwischen den Eingangsgrößen und der vorherzusagenden Ausgangsgröße in der Weise Berücksichtigung finden, dass pro Eingangsgröße  $x_i$  eine charakteristische Zeitverschiebung  $d_i$  ermittelt wird. Neben der Auswahl von  $p$  Eingangsgrößen aus  $n$  Kandidaten ist also auch die Aufgabe zu lösen, die Werte von  $d_i$  so zu bestimmen, dass ein Modell hoher Vorhersagegenauigkeit entsteht.

## 5) Netztraining

Als „Netztraining“ wird in der KNN-Literatur die Bestimmung der im KNN auftretenden Gewichtungsfaktoren  $w_{ij}^{(k)}$  (und evtl. zusätzlich der Biaswerte  $b_i^{(k)}$ ) in den  $k$  Schichten des KNN durch Minimierung eines geeigneten Gütefunktions bezeichnet. Im Allgemeinen wird die Fehlerquadratsumme zwischen den gemessenen und über das KNN berechneten Ausgangsgrößen als Gütefunktional verwendet, die Minimierungsaufgabe lautet dann im Fall einer KNN-Ausgangsgröße  $y$

$$\min_{w_{ij}^{(k)}, b_i^{(k)}} \sum_{l=1}^N (y_l - \hat{y}_l)^2 \quad (6)$$

Mathematisch handelt es sich also wieder um die Lösung eines nichtlinearen Regressionsproblems. Die Besonderheit besteht darin, dass die Ausgangsgröße nicht über einen durch den Anwender vorgegebenen Funktionsansatz, sondern über ein KNN ermittelt wird. Zur Lösung des Problems können unterschiedliche iterative Suchverfahren eingesetzt werden, deren Art und Zahl allerdings meistens durch das für die Softsensor-Entwicklung eingesetzte Werkzeug vorbestimmt ist.

Beim Netztraining ist zu beachten, dass das so genannte „Overfitting“ vermieden wird. Darunter versteht man die (unerwünschte) Eigenschaft des KNN, einerseits eine sehr gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und vorhergesagten Werten für die Trainingsdaten zu erreichen, andererseits aber schlechte Vorhersagen für Datensätze zu liefern, die nicht Bestandteil des Netztrainings waren. Das KNN ist dann nicht genügend verallgemeinerungsfähig. Die Gefahr des Overfitting besteht nicht nur bei KNN, sondern zum Beispiel auch bei der Polynomapproximation, wenn eine zu hohe Polynomordnung im Vergleich zur Zahl der Messwerte verwendet wird. Sie ist aber bei KNN besonders hoch, besonders bei komplizierter Netztopologie und einer geringen Zahl von Datensätzen.

Neuere Entwicklungen bei KNN-Entwicklungswerkzeugen erlauben es, vorhandenes Prozesswissen in das Netztraining einzubringen. Wenn zum Beispiel aus physikalischen Überlegungen bekannt ist, dass ein monotoner Zusammenhang zwischen einer Eingangs- und der Ausgangsgröße bekannt ist, dann kann dies als Nebenbedingung formuliert und das Netztraining als beschränktes Optimierungsproblem formuliert werden. Neben Vorgaben für die Verstärkungen können auch Vorgaben für die zweiten Ableitungen (Konvexität/Konkavität) berücksichtigt werden. Garantien für eine Begrenzung der ersten partiellen Ableitungen des funktionalen Zusammenhangs zwischen den Netzeingängen  $x_1...x_n$  und der Ausgangsgröße  $y$ , die für die KNN-Anwendungen bei regelungstechnischen Aufgaben von großer Bedeutung sind, können schließlich auch durch neuartige Netztopologien eingebracht werden.

## 6) Modellvalidierung

Nach Abschluss des Netztrainings muss sich der Anwender zunächst davon überzeugen, ob das Modell die Erwartungen hinsichtlich Genauigkeit und Verallgemeinerungsfähigkeit erfüllt. Der erste

Schritt Modellvalidierung besteht oft darin, die Original-Messdaten mit den Vorhersagen zu vergleichen, die das KNN-Modell für gleiche Eingangsdatensätze liefert und die Zeitreihen in einer Grafik gegenüberzustellen. Dieser Gegenüberstellung sollten unbedingt die Validierungs- und nicht etwa die Trainingsdaten zugrunde gelegt werden! Die Interpretation der Ergebnisse sollte sehr sorgfältig erfolgen. Es reicht i.A. nicht aus, dass die KNN-Vorhersagen dem Trend der Messgrößen im Mittel gut folgen, zu beachten sind u.a. die erwartete Vorhersagegenauigkeit in Bezug zur Messunsicherheit, die Analyse von Ausreißern und von Bereichen niedriger Vorhersagegenauigkeit. Weitere Möglichkeiten sind die Darstellung im Scatterplot, die Berechnung und Visualisierung der statischen Kennlinien bzw. Kennfelder und deren Überprüfung anhand physikalischer Vorkenntnisse und eine Residuenanalyse.

Kommerziell verfügbare Softsensor-Entwicklungswerkzeuge bestehen aus

- Offline-Komponenten für die oben beschriebenen Funktionen des Datenimports, der Datenanalyse und –vorverarbeitung, der Modellbildung und –analyse und
- Online-Komponenten, darunter eine Schnittstelle zum Prozessleitsystem und/oder Prozessinformationssystem (PIMS) und das Programm zur Berechnung der Qualitätskenngrößen selbst.

Tabelle 1 gibt - ohne Anspruch auf Vollständigkeit - eine Übersicht über solche Werkzeuge, die für Anwendungen in der Prozessindustrie konzipiert sind.

Tabelle 1: Auswahl von Softsensor-Entwicklungswerkzeugen

Anbieter	Produkt
Pavilion Technologies	Pavilion8 Property Predictor
Honeywell	Profit Sensor
Aspen Technology	Aspen IQ/Aspen IQ Powertools
Gensym	NeurOnline Studio
Shell Global Solutions	RQE <sup>pro</sup> Robust Quality Estimator)
IPCOS	Presto
ABB	Inferential Modeling Platform

## 4 Anwendung auf einen Polymerisationsprozess

Das Anwendungsbeispiel bezieht sich auf einen Teilprozess der Herstellung von synthetischen Fettalkoholen nach dem Ziegler-Verfahren. Dabei wird zunächst Aluminiumpulver unter Hinzufügen von Wasserstoff und Ethen zu Aluminiumtriethyl (ATE) umgesetzt. In einem nachfolgenden „Wachstumsreaktor“ entstehen durch weitere Zugabe von Ethen lineare, langkettige Aluminiumtrialkyle mit Kettenlängen zwischen zwei und mehr als 26 C-Atomen („Wachstumsprodukt“). Die anschließende Oxidation mit Luft führt zur Bildung von Alkoxiden, die durch Hydrolyse in ein Alkoholgemisch und in einen „Slurry“, eine Suspension aus Wasser und Tonerdehydrat (Al-Hydroxid) umgesetzt werden. Während der Slurry zu hochreinen Tonerdehydraten und Tonerden (Al-Oxid) weiterverarbeitet wird, wird das Rohalkoholgemisch destillativ zu hochreinen, definierten Fettalkoholmischungen und –einzelschnitten aufgetrennt. Die Prozessanlage ist mit einem digitalen Prozessleitsystem (PLS) und einem Prozessdaten-Informations- und Managementsystem (PIMS) ausgerüstet. Die Archivierung der Laboranalysergebnisse erfolgt in einem Labordaten-Informations- und Managementsystem (LIMS).

Von besonderer Bedeutung für die Prozessführung ist die Einstellung einer gewünschten Kettenlängenverteilung des Wachstumsprodukts. Die mittlere Kettenlänge des Wachstumsprodukts wird durch einen so genannten ‚m‘-Wert charakterisiert, der beschreibt, wieviel Mole Ethen im statistischen Mittel pro Valenz angelagert werden. Er wird traditionell durch manuelle Probenahme und –aufbereitung sowie anschließende gaschromatografische Laboranalyse einmal täglich ermittelt. Die Zeit vom Beginn der Probenahme bis zum Vorliegen des Analyseergebnisses liegt zwischen 2 und

4 Stunden. Für diese Größe lagen archivierte Datensätze über einen Zeitraum von ca. 36 Monaten vor, das entspricht etwa 1.000 Laboranalysen des ,m'-Werts.

Die betrachtete Teilanlage ist mit etwa 160 Messstellen ausgerüstet. Von mehr als 25 fortlaufend gemessenen Prozessgrößen ist aus theoretischen Überlegungen und Erfahrungen der Prozessführung bekannt, dass sie Einfluss auf die Kettenlängenverteilung und damit auf den ,m'-Wert besitzen. Durch Kombination von Prozesswissen, Expertenbefragung, statistischen Analysen (Korrelations- und Hauptkomponentenanalyse) und Sensitivitätsuntersuchungen gelang es, diese auf neun relevante Eingangsgrößen zu reduzieren, die in Tabelle 1 in der Reihenfolge ihrer Bedeutung angegeben sind. Die Relevanz wird dabei durch die normierten mittleren Empfindlichkeiten angegeben, die nach der Beziehung

$$S_i = \frac{\sum_{k=1}^N \frac{\partial y_k}{\partial x_{k,i}}}{N} \quad (7)$$

bestimmt wurden. Aus der Tabelle ist auch ersichtlich, dass ein Teil der Eingangsgrößen des Softsensor-Modells nicht die gemessenen Prozessgrößen der Anlage, sondern zusammengesetzte Größen sind, die durch Variablen-Transformationen aus den primären Messgrößen gewonnen wurden. So wurden z.B. aus einer größeren Zahl von Temperaturmessungen in den Rohrreaktoren Mittelwerte gebildet, weil die mittlere Temperatur einen größeren Einfluss auf den ,m'-Wert hat als das detaillierte Temperaturprofil. Für die Prozessgrößen lagen historische Messwerte im PIMS vor. Bedingt durch die für die Datenkompression eingestellten Schwellwerte wiesen diese aber keine einheitlichen Zeitstempel auf.

Durch Kombination der theoretischen Berechnung der Verweilzeiten in den Rohrleitungen und Behältern und der statistische Korrelationsanalyse auf der Basis von Messdaten wurden die zeitlichen Zusammenhänge zwischen diesen Eingangsgrößen und dem ,m'-Wert ermittelt. Die gefundenen Zeitverzüge sind ebenfalls in Tabelle 1 gezeigt.

Tabelle 1: Eingangsgrößen des Softsensors für den ,m'-Wert

Nr.	Beschreibung	Zeitverzug [min]	Empfindlichkeit
1	Einsatz-Mengenstrom	170	- 0.93
2	Mittlere Reaktionstemperatur Reaktor A	100	+0.92
3	Offgas-Mengenstrom	20	- 0.34
4	Differenzdruck Reaktor B	50	+ 0.28
5	Konzentration Einsatzprodukt	140	- 0.25
6	Ethen-Mengenstrom Reaktor A (vorderer Teil)	140	- 0.19
7	Differenz der mittleren Reaktionstemperaturen der Reaktoren	60	- 0.17
8	Ethen/Einsatz-Verhältnis Reaktor B	40	+ 0.14
9	Ethen-Mengenstrom Reaktor A (hinterer Teil)	100	+ 0.12

Da für den Online-Betrieb des Softsensors eine Abtastzeit von 10min angestrebt wurde, musste die Gesamtheit der Rohdatensätze so vorverarbeitet werden, dass dem Netztraining Datensätze mit einem vereinheitlichten Zeitabstand von 10min zur Verfügung gestellt werden konnten. Auf der Seite der KNN-Ausgangsgröße ,m'-Wert wurde zwischen den Messwerten interpoliert. Auf Grund der großen Zeitabstände zwischen den Laboranalysen wurden jedoch nur interpolierte Werte in einem kleinen Zeitfenster um die Messung verwendet, und zwar mit einer Wichtung, die um so kleiner ist, je größer der Abstand zum Probenahmezeitpunkt ist. Das geschah im vorliegenden Fall durch Einführung eines „Glaubwürdigkeitsfaktors“  $0 < \lambda < 1$  in die Fehlerquadratsumme.

Die Modellvalidierung wurde mit den oben beschriebenen Methoden durchgeführt. Anschließend wurde der Softsensor in den Online-Betrieb überführt. Das Softsensor-Programm läuft auf einem Rechner, auf dem weitere Advanced-Control-Applikationen installiert sind. Es liest aktuelle Werte der Eingangsgröße über eine OPC-Schnittstelle aus dem PIMS und schreibt den berechneten ,m'-Wert

dahin zurück. Die Anlagenfahrer können den berechneten Wert einerseits über das PIMS abrufen, er wird aber auch direkt im PLS angezeigt. Neben dem Status der Eingangsgrößenmessungen wird auch überwacht, ob diese Größen in dem Bereich liegen, für den das KNN trainiert wurde. Bereichsverletzungen, Statusfehler und zweifelhafte Ergebnisse werden gekennzeichnet. Der Informationsfluss ist schematisch in Bild 8 dargestellt. Als Entwicklungsplattform wurde das Programmsystem „Property Predictor“ der Fa. Pavilion Technologies verwendet.

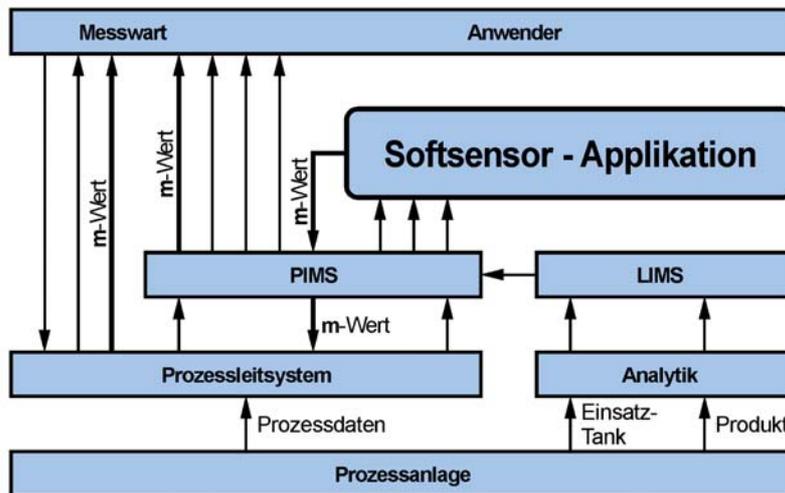


Bild 8: Informationsfluss bei der Online-Implementierung des Softsensors

Seit ca. 2 Jahren ist die modellgestützte Messung erfolgreich im Einsatz. Obwohl in der Zwischenzeit deutlich mehr und qualitativ bessere Messwerte vorliegen, erwies sich ein Nachtraining noch nicht als erforderlich. Die Übereinstimmung zwischen ‚m‘-Wert-Berechnung und Laboranalyse ist besser als zunächst erwartet, die Differenz zwischen beiden ist im Mittel kleiner als die Standardabweichung der gemessenen Werte. Bild 9 zeigt für einen Zeitraum von einem Monat den Verlauf der ‚m‘-Wert-Vorhersage des Softsensors im Vergleich zu den Laboranalysen. Die Akzeptanz bei Anlagenfahrern und Betriebsleitung ist sehr hoch. Die Zahl der Laboranalysen konnte nach Einführung des Softsensors halbiert werden. Vorteilhaft für die Prozessführung ist insbesondere eine frühzeitige Erkennung von Trends der ‚m‘-Wert-Entwicklung, was insgesamt zu einer gleichmäßigeren Anlagenfahrweise geführt hat, sowie die Verkürzung des Zeitraums, in dem nach einer Anlagenabstellung die gewünschte Spezifikation wieder erreicht wird.

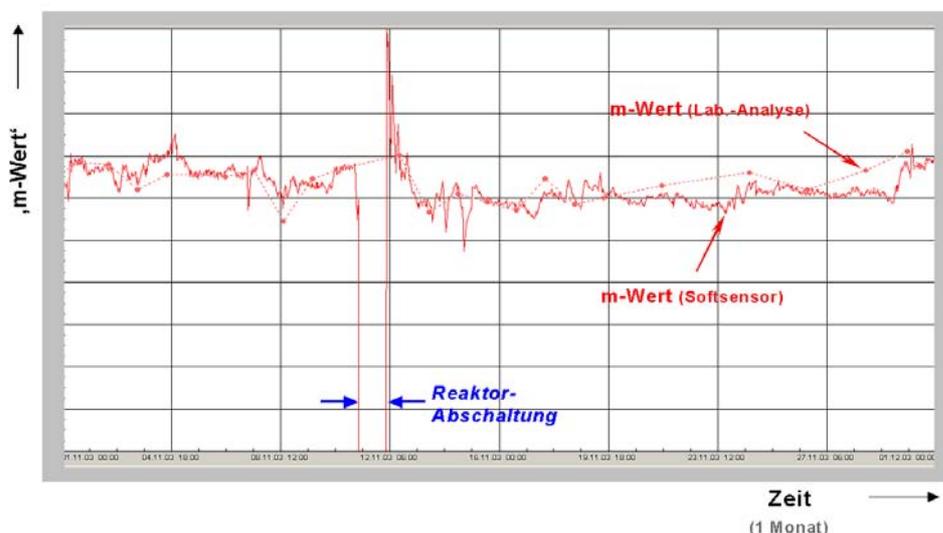


Bild 9: Gegenüberstellung von Laboranalysen und ‚m‘-Wert-Vorhersagen durch den Softsensor

## 5 Literatur

- [1] Blevins, T.L. u.a.: Advanced control unleashed. Kap. 8 (Properties estimation). ISA Research Triangle Park 2003
- [2] Bhartiya, S., Whiteley, J.R.: Development of inferential measurements using neural networks. ISA Transactions 40(2000) S. 307 – 323.
- [3] Neelakantan, R., Guiver, J.: Applying neural networks. Hydrocarbon Processing. September 1998, S. 91 – 96.
- [4] Freeman, J.: Neural network development and deployment rules-of-thumb. Hydrocarbon Processing. October 1999, S. 101 – 107.
- [5] King, M.J.: How to lose money with inferential properties. Hydrocarbon Processing, October 2004, S. 47 – 52.
- [6] Friedman, Y.Z.: First-principles distillation inference models for product quality prediction. Hydrocarbon processing. February 2002, S. 53 – 58.
- [7] Alleyne, I.R. u.a.: Development of an extruder based melt index softsensor. Preprints of the IFAC Symposium ADCHEM 2006, Gramado (Brazil) vol. 1, S. 463 – 468.
- [8] Kresta, J.V., Marlin, T.E., MacGregor, J.F.: Development of inferential process models using PLS. Computers and Chemical Engineering 18(1994) H. 7, S. 597 -611.
- [9] Roussueuw, P.J., Leroy, A.M.: Robust regression and outlier detection. Wiley, New York 1987
- [10] Jolliffe, I.: Principal components analysis. Springer-Verlag New York 2002.
- [11] Sun, H.: Ranking importance of input parameters of neural networks. Expert Systems with Applications 15(1999) S. 405 – 411.



# Fibre coupled low cost sensor for online detection of harmful diesel combustion gases

Martin Degner, Hartmut Ewald<sup>1</sup>  
Elfed Lewis<sup>2</sup>

## Abstract

The online measurement of harmful exhaust gases is needful for optimal engine control to reduce the polluting emissions of diesel cars. Optical detection methods in the UV-VIS range enable the simultaneous characterisation of various gases such as NO, NO<sub>2</sub> and SO<sub>2</sub>. Additionally this technique has fast response, wide dynamic range and cross-sensitivity to other exhaust components. First results show advantages for the optical approach compared with standard electrochemical gas sensors.

## 1. Introduction

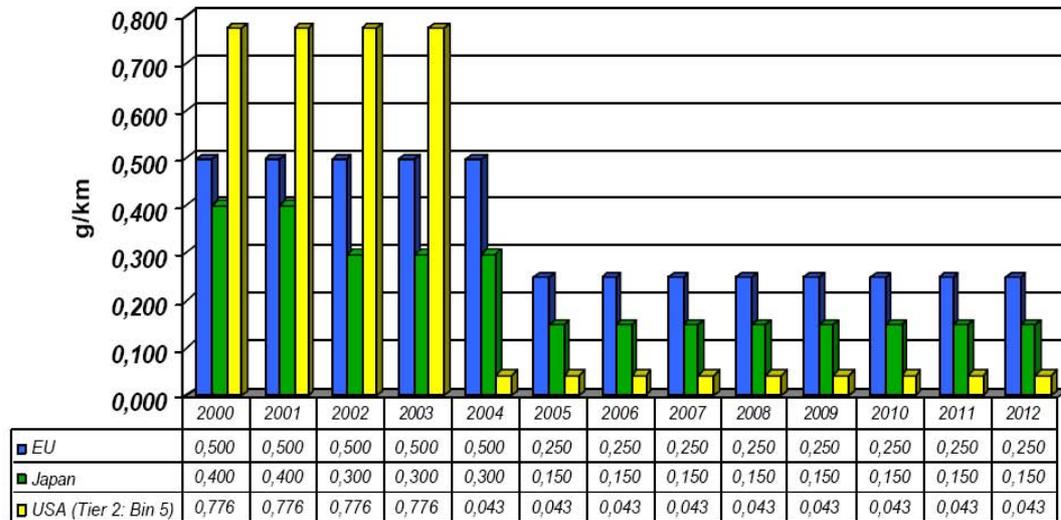
The awareness of the human influence on the environment and of the negative effects of harmful gas emissions on it has been increasing around the world in recent years. This has led to a desire to find effective ways of decreasing the levels of pollutants produced by human sources of emission. Diesel combustion engines are one such major source of harmful emissions. The relative number of diesel road vehicles has increased significantly in recent years. For instance, in Germany the market quota in 1980 was below 5% and increased to above 45% in beginning of 2006 [1]. A strong incremental trend is mainly caused by the introduction of common rail technologies in the end of 1990s. Compared with gasoline cars with their well-established catalyser, the disadvantage of diesel cars is their higher pollution with harmful gases and particles. The emission of modern diesel cars is much higher than from gasoline, e.g. the level of NO<sub>x</sub> emitted is 8 to 10 times more [2].

---

<sup>1</sup> University Rostock, Institute of General Electrical Engineering, Albert-Einstein-Str. 2, D-18059 Rostock, GERMANY, martin.degner@uni-rostock.de

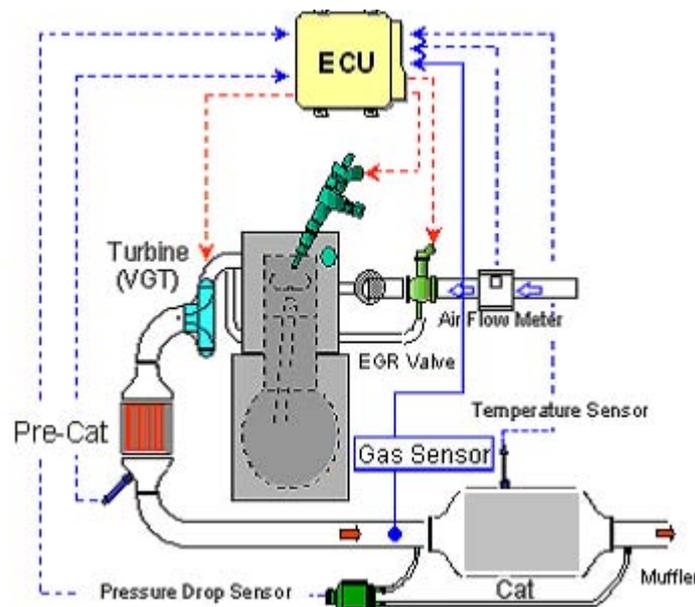
<sup>2</sup> University of Limerick, Dept. of Electronic and Computer Engineering, IRELAND

To protect the environment from these emissions of diesel engine cars and light good vehicles (LGV), tougher globally legislative limits such as *EURO V* or *Tier 2 BIN 5* have been adapted, as shown in figure 1.



**Figure 1:** NO<sub>x</sub>-limits for diesel passenger cars in Europe, USA and Japan [1]

A well directed control of modern diesel engines in combination with suitable catalyst technologies such as Selective Catalytic Reduction (SCR) or Adsorber catalyst systems are able to greatly reduce pollutants [3]. Thus methods suitable for accurate monitoring of the pollutant gas species found in diesel engine emissions are required. Hazardous gases such as NO, NO<sub>2</sub> and SO<sub>2</sub> must be detected in a wide range of concentrations from 20 to 2000 ppm. A sensor enables a closed loop control according exhaust conditions for an optimal catalytic function, as shown in figure 2.



**Figure 2:** Engine control with additional gas sensor

The separated measurement of NO and NO<sub>2</sub> is here an especially important task. Most commercial NO<sub>x</sub> detectors used for this application are electrochemical ones, based on Ytria stabilized Zirconia (YSZ) [4, 5]. These electrochemical sensors, developed and adapted for the car exhaust environment, demonstrate good sensitivity, robustness, long term stability, are calibration free and of small size. Nevertheless, they have critical drawbacks. These drawbacks include cross sensitivity, cold start problems, limited dynamic range, constant temperature requirement and high cost [6]. Thus a new low cost optical concept has been developed. It is based on a fiber-coupled free path absorption cell using standard semiconductor sources and photodiodes in the UV-VIS range. Its design enables it to be used in high gas temperatures and in harsh environments. The main advantages of this optical approach are: fast response, sensitivity and selectivity for different gases, wide dynamic range and low cost.

## 2. Theory of optical sensor

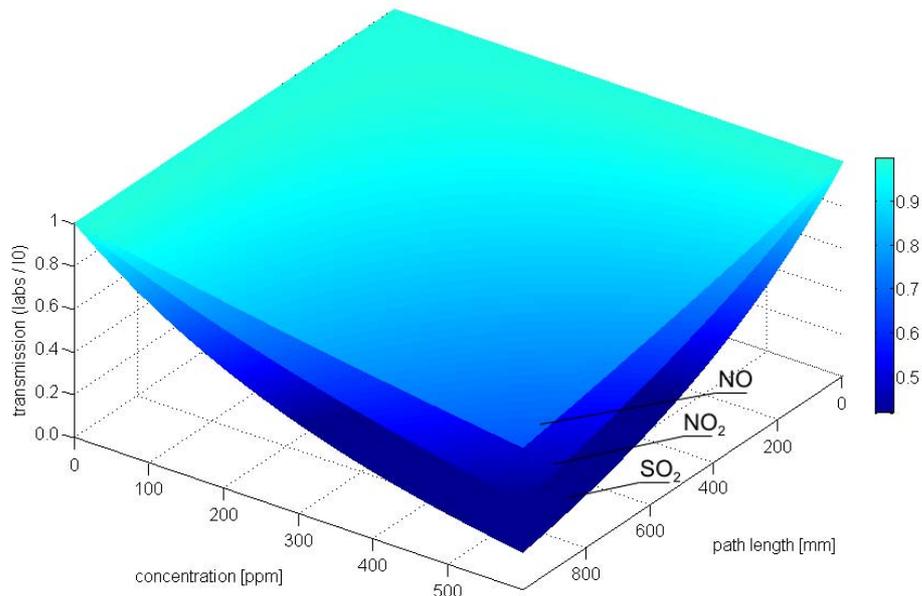
Absorption spectroscopy is the measurement of change in light intensity ( $I$ ) passing a sample cell. This change can be characterized by the Bouguer-Lambert-Beer's law:

$$dI = -\alpha(\lambda)c I dx$$

The integral form shows the exponential relation between light attenuation and path length ( $x$ ), concentration ( $c$ ) and wavelength ( $\lambda$ ) depending gas specific absorption coefficient ( $\alpha$ ):

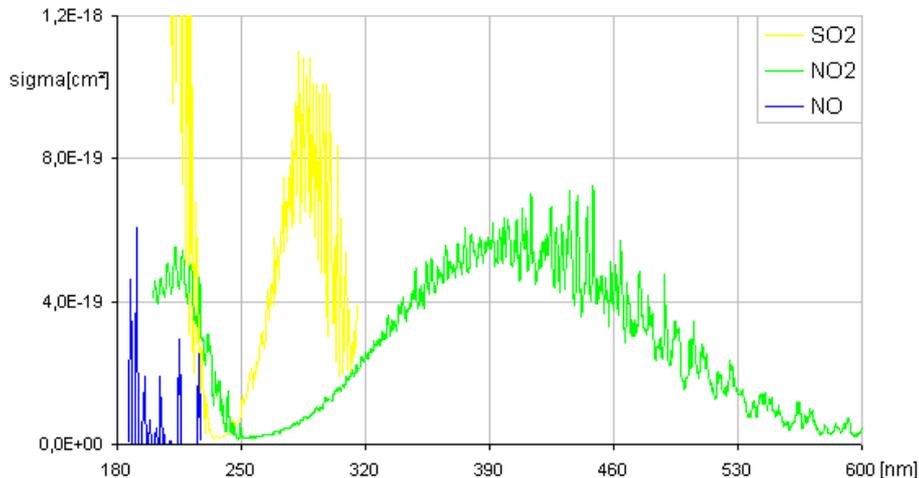
$$I = I_0 e^{-\alpha(\lambda)xc}$$

Figure 3 shows a sample calculation for transmission losses for NO, NO<sub>2</sub> and SO<sub>2</sub> around 226 nm, 400 nm and 285 nm. The calculation is based on absorption coefficients taken from databases [7-9].



**Figure 3:** Transmission of NO (at 226 nm), NO<sub>2</sub> (at 400 nm) and SO<sub>2</sub> (at 285 nm) versus gas concentration and optical path length

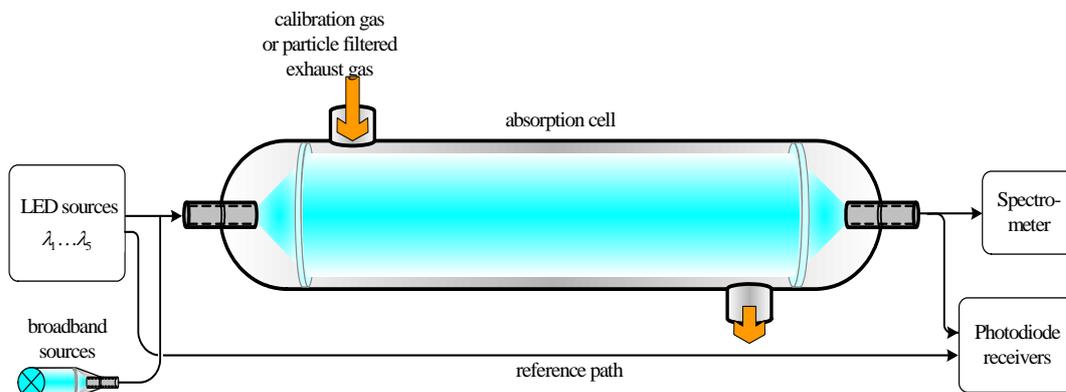
Resonant light absorption in the UV-VIS range (above 180 nm) is caused by valence electrons. Relative strong and specific absorption lines result depending on the electron binding of the molecule. Broadening and overlaying from these lines causes wide absorptions, especially for gases such as NO<sub>2</sub> and SO<sub>2</sub> as shown in figure 4.



**Figure 4:** Spectral absorption characteristics of NO, SO<sub>2</sub>, NO<sub>2</sub> [7-9]

### 3. Experimental setup

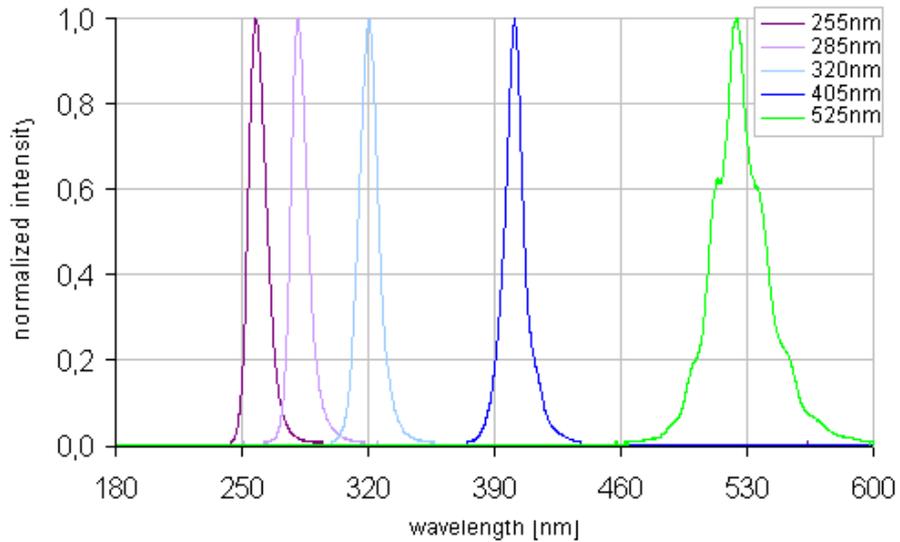
The experimental setup can be divided into two classes - a laboratory one as reference and a low cost one as a sensor prototype, as shown in Figure 5.



**Figure 5:** Setup scheme

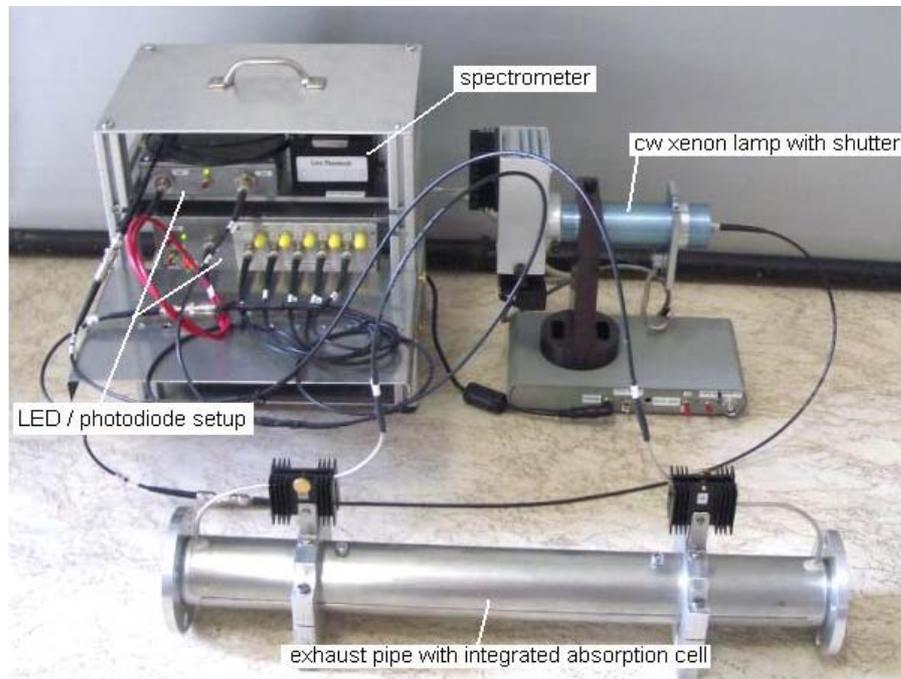
The laboratory part is broadband, either with a Xenon lamp (flash lamp or continuous) or with a Deuterium-Halogen lamp as sources and a UV-VIS spectrometer as receiver in a range from 182 to 602 nm. LEDs at 255 nm, 285 nm, 320 nm, 405 nm, 525 nm (about 0,25 mW, 0,5 mW, 0,25 mW, 9 mW, 5 mW optical power, shown in figure 6.) as selective light sources and broadband

photodiodes in the range from 160 to 540 nm (maximum responsivity of 1,1 A/W) represent the low cost setup at this stage.



**Figure 6:** Normalized spectra of LEDs

Semiconductor light sources actuate in a time multiplex within a few milliseconds. For the experiments the broadband setup can be included in this timing usually in intervals of seconds. The implemented low cost components enable the separated measurement of SO<sub>2</sub> and NO<sub>2</sub> at simultaneous suppression of disturbing effects by using reference wavelengths.

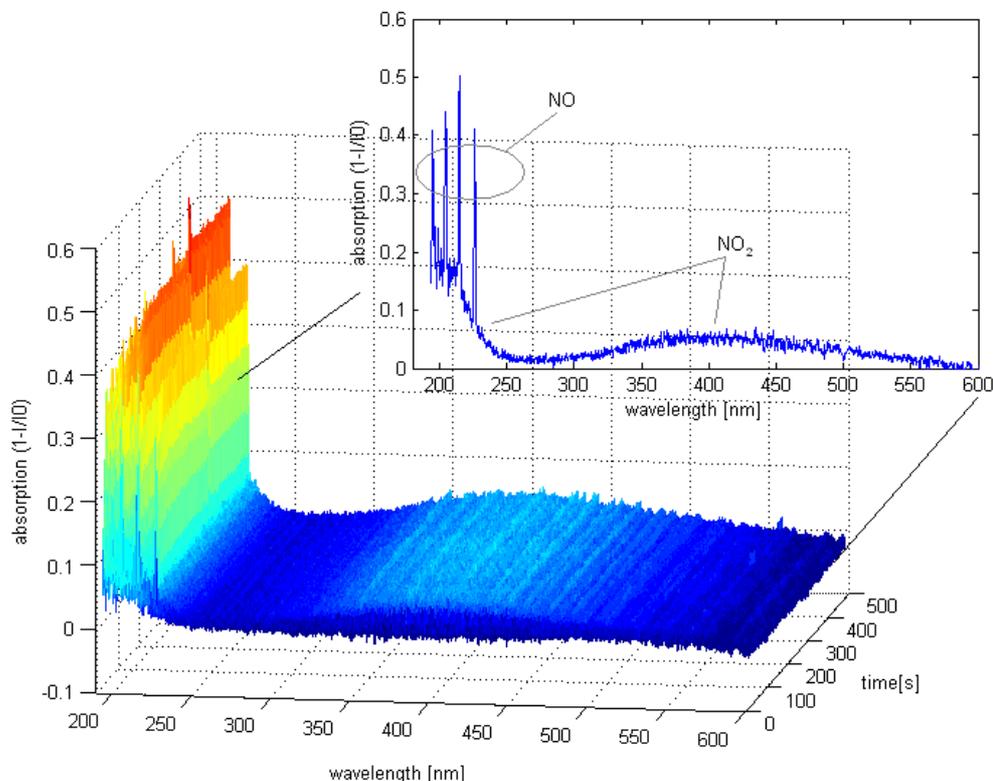


**Figure 7:** Picture of currently used setup, a combination of broadband and low cost prototype setup

As figure 7 shows, all light sources and receivers are UV-fiber coupled to separate them and the electronic parts from the harsh environment at the measurement cell in car exhaust. Thus the fibres provide a chemical, thermal and vibrational decoupling. The optical cell and the fibers can be designed to resist high temperatures of several hundred degree of Celsius. The concept of using a reference path provides long term stability according the referenced components such as the sources.

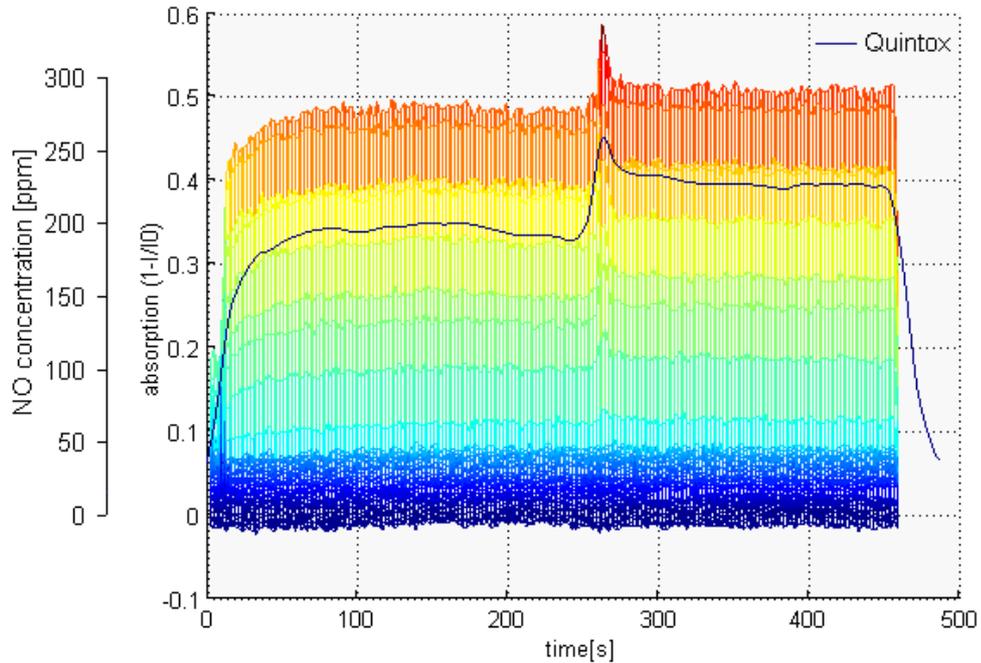
#### 4. Results

The approach of an optical gas absorption technique in car exhaust was tested in the bypass of a laboratory Kubota diesel engine, type V1505-E. A continuous Deuterium-Halogen lamp, the line array UV-VIS-spectrometer and a free path distance about 60 cm were used. As reference device a “Quintox KM 9106” (Kane-May Ltd.) was used. The resulting optical absorption of exhaust gases is shown in figure 8. Its shape is characteristic for the overlaying of NO and NO<sub>2</sub> gases, nearly no SO<sub>2</sub> was in the mix at this experiment. The resulting exhaust SO<sub>2</sub> concentration is directly correlated to the amount of sulphur in the fuel. Whereas the discharge of NO and NO<sub>2</sub> is strongly dependent on the curve family of the engine. During this engine run the rotational speed of the unloaded engine was set to specific values between 1900 and 2650 rpm. The resulting slightly changes in gas concentrations are obvious. The extended diagram in figure 8 shows the spectral data of one timestamp at a concentration of about 230 ppm NO and 40 ppm NO<sub>2</sub>.



**Figure 8:** Spectral data of online car exhaust measurement

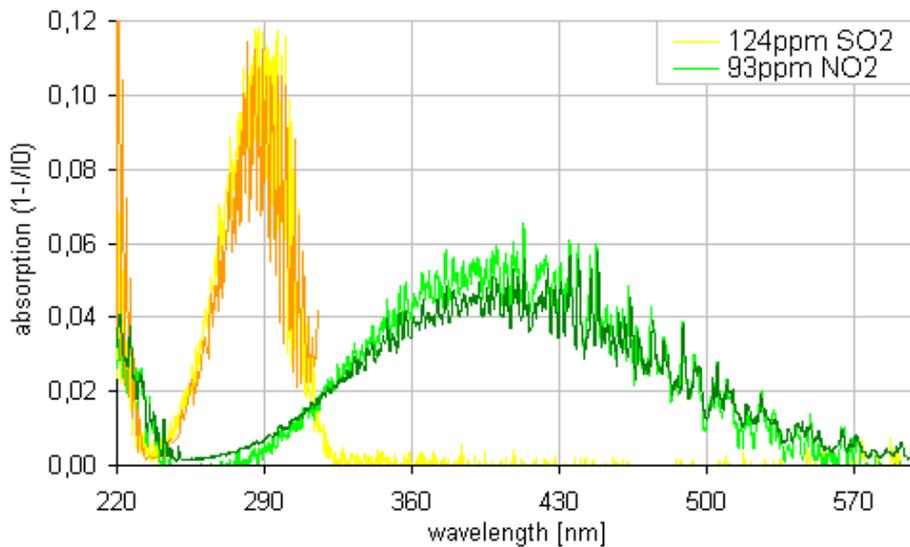
Figure 9 shows the same data as figure 8, with the focus on the development of gas absorption versus the time. The dominant absorption of NO correlates with the simultaneous measured concentration of the reference device that is qualitative superposed.



**Figure 9:** Time development of spectral data compared qualitatively with the NO concentration of the reference device

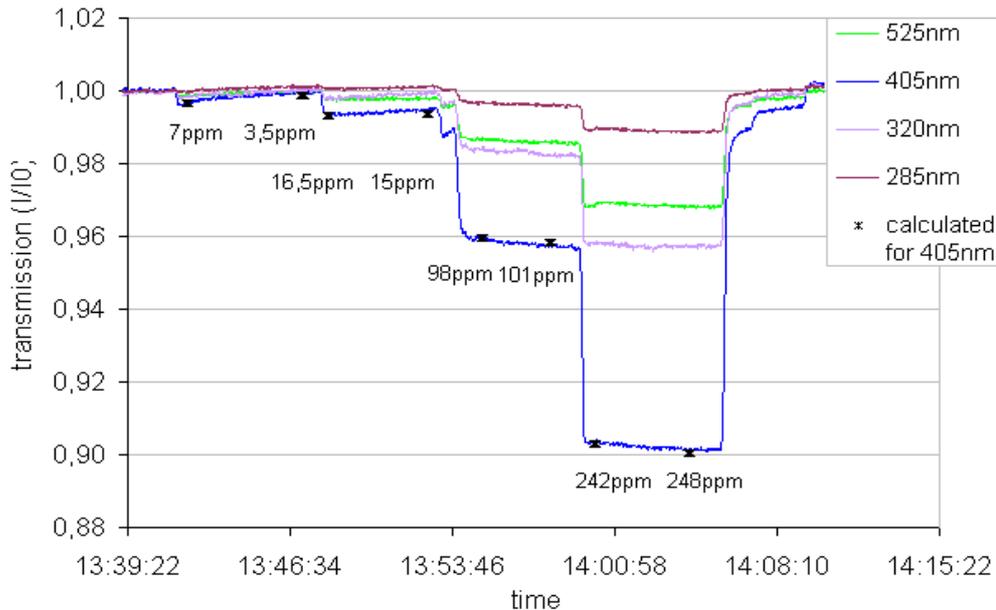
Also this measurement demonstrates that no other main exhaust gas components (such as vapour) have a direct and important influence on the detection of claimed harmful gases in this wavelength range. In further measurements we've demonstrated the possibility of SO<sub>2</sub> detection at a real diesel engine [10].

Calibration gases NO, NO<sub>2</sub> and SO<sub>2</sub> were measured in different concentrations and mixes. Sample results from the broadband setup at an absorption length of 33 cm are shown in figure 10. The plots in light colours represent the measurements. The darker ones are calculated from database curves (as shown in figure 3) under consideration of path length and concentration. In this case, a Deuterium-Halogen-light source and the UV-VIS spectrometer were used. Conformity in shape and absorption strength between the calculated and measured curves is obvious. Experimental results from the low cost setup, with LED sources and photodiode receivers, show an increased sensitivity compared with broadband results.

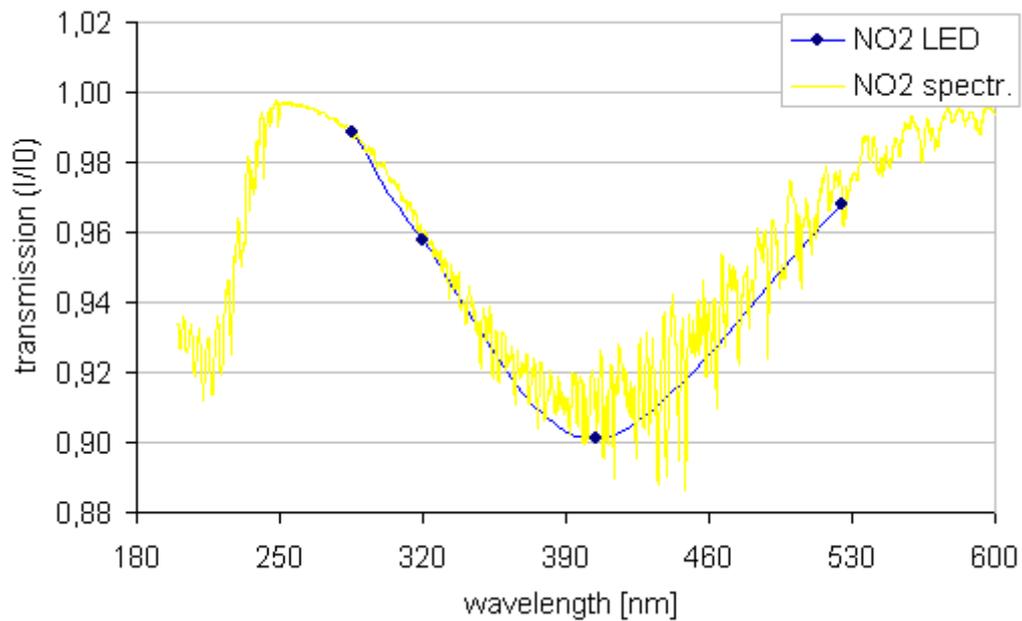


**Figure 10:** Two spectral data examples of single measured calibration gases compared with database (the darker curves) ones

A sample measurement from the low cost system for  $\text{NO}_2$  is shown in figure 11. The transmission values for the 525 nm, 405 nm, 320 nm and 285 nm LEDs are plotted versus the time. An optical path length of 25 cm was used in this setup. Drift effects on the plateaus are caused by the mixing device. The “AVL Provit 5600” (AVL GmbH) was used to take gas concentration reference values that are written in the diagram below the asterisks. Based on these reference values the theoretical transmission was calculated by using the absorption coefficient at 405 nm of a database curve from  $\text{NO}_2$  [7] regarding the absorption length of 25 cm. These values are represented by the asterisks.



**Figure 11:** Transmission of LEDs from low cost setup for various concentration of  $\text{NO}_2$



**Figure 12:** Transmission of LEDs superposed by an absorption spectra for 248 ppm NO<sub>2</sub>

Figure 12 shows an approximated curve based on the transmission of the four LEDs at the moment of the 248 ppm reference measurement. This curve is superposed by the spectral absorption characteristic of NO<sub>2</sub> from database [7], calculated for the applied absorption length of 25 cm and a concentration of 248 ppm. Both figure 11 and figure 12 show quantitative good conformity with the expected values from database curves as well as conformity with the reference device.

## 5. Conclusions

First investigation has shown that it is possible to measure NO, NO<sub>2</sub> and SO<sub>2</sub> in the exhaust path of a real diesel engine. The absence of absorptions from high concentrated exhaust gas components in the UV-VIS wavelength range increase the resolution of claimed gases. Measured spectral data from calibration gases fit very well with those expected from databases. The claimed dynamic range could be measured, from lower limits to the upper ones at a path length of some decimeters. Mixes from calibration gases were investigated with the broadband setup and its components could be separated. The designed low cost assembly is able to measure individual NO<sub>2</sub> and SO<sub>2</sub> concentrations without use of expensive components such as optical filters. Further development in semiconductor light sources may make sources around 220 nm available and enable also a low cost detection of NO. Measurements of concentrations in the range from some ppm to 2000 ppm are realized at an absorption length of a few decimetres. The sensitivity of the low cost setup is comparable or better than from the broadband setup This will help to

reduce the optical path length and realize a small sensor. Accordingly, to calibrate for the influence of temperature and pressure, a data pool will be collected for real motor data analyses and research into the long term stability will follow.

### Acknowledgement

The authors would like to acknowledge the support of the EC for the FP6 project Opto-Emi-Sense (Contract number: FP6-PLT-506592) in providing funding for this work.

### References

- [1] "Dieselanteil nimmt weiter zu", Elektronik automotive 02.2006, In German
- [2] "Dieselfahrzeuge", Umweltbundesamt, Berlin 14th Nov. 2003,  
<http://www.umweltbundesamt.de/uba-info-daten/daten/dieselfahrzeuge.htm>  
05th July 2005: In German
- [3] Timothy V. Johnson: "diesel Emission Control Technology – 2003 in Review",  
SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 2004-01-0070
- [4] Jens Zosel, Francis De Blauwe, Ulrich Guth: "Chemical Sensors for  
Automotive  
Application", Advanced Engineering Materials, 2001, 3, No. 10, 1438-1656
- [5] Jim Mulrooney, John Clifford, Colin Fitzpatrick, Elfed Lewis, W.Z. Zhao, T. Sun, K.T.V. Grattan,  
M. Degner, H.Ewald, S. Lochmann, A. Al-Shamma'a, J.Lucas, E. Merlone Borla , P Faraldi,  
M.Pidria: „Optical Fibre Sensors for the Monitoring of Harmful Emissions from Land  
Transport Vehicles.“, Opto-Ireland 2005
- [6] Francis Ménil, Véronique Coillard, Claude Lucat: „Critical review of nitrogen monoxide sensors  
for exhaust gases of lean burn engines“, Sensors and Actuators B 67 2000 1–23
- [7] Schneider,et.al.: "NO<sub>2</sub> ", J. Photochem. Photobiol.,40, 1987,195
- [8] Thompson,et.al.: "NO", J.,Geophys.,Res.,68, 1963,6431
- [9] Warneck,et.al.: "SO<sub>2</sub>", J.,Chem.,Phys.,40, 1964,1132
- [10] M. Degner, H. Ewald, S. Lochmann, G. Bramann, E. Lewis, W.Z. Zhao, T. Sun, K.T.V. Grattan, C. Wei, D. Hitchen, A. Al-Shamma'a, E. Merlone-Borla, P. Faraldi, M.Pidria: „Online detection of NO, NO<sub>2</sub> and SO<sub>2</sub> in the UV-VIS region for exhaust of diesel combustion engines“, IOP, Sensors & their Applications XIII, 09.2005, UK

## **Optisch schaltender Wasserstoffsensoren auf der Basis von nanostrukturierten Pd-Dünnschichten**

P. Fedtke, A. Busch, G. Bramann, M. Fabian, M.-C. Bunescu, M. Wienecke  
*Hochschule Wismar, Institut für Oberflächen- und Dünnschichttechnik*

### **Abstract**

Für den Explosivschutz sowie die Verfahrensüberwachung in der chemischen Industrie und Wasserstofftechnologie, z.B. zur Leckageüberwachung, werden H<sub>2</sub>-Sensoren benötigt, die reproduzierbar, selektiv und schnell H<sub>2</sub>-Konzentrationen von 0,1 bis 10%, auch darüber, messen. Konventionelle elektrochemische Sensoren beruhen auf der Änderung der elektrischen Charakteristik beheizter Pellistoren in Gegenwart von reduzierenden Gasen. Derartige Sensoren weisen stets Querempfindlichkeiten zu reduzierenden Gasen wie CO, CH<sub>4</sub> auf.

Seit Mitte der 90er Jahre ist bekannt, dass Palladium und andere Lanthanid-Metalle mit Wasserstoff Hydride bilden, die im Gegensatz zum metallisch leitenden, opaken Metall, infolge von Verschiebungen des Fermi-Niveaus halbleitende Eigenschaften aufweisen und im sichtbaren Spektralbereich transparent sind. Diese Eigenschaft kann für einen neuartigen, physikalisch und damit selektiv schaltenden Wasserstoffsensoren ausgenutzt werden. Es gibt bereits Sensoren, basierend auf Pd-Dünnschichten oder FET-Anordnungen, die die elektrischen Eigenschaften der sich in H<sub>2</sub>-Atmosphäre bildenden Hydride ausnutzen.

In diesem Vortrag wird ein Sensor vorgestellt, der die Transmission im sichtbaren Spektralbereich (370 - 460 nm) ausnutzt und als fiberoptisches System aufgebaut ist. Somit wird jede Elektronik durch Lichtleiterübertragung vom zu überwachenden System getrennt. Das ist z.B. bei der Überwachung der Entstehung von Buchholzgasen bei Transformatorölen notwendig. Der vorgestellte fiberoptische Sensor weist aufgrund der Nanostrukturierung des Funktionsfilmes hohe Lebensdauer und kurze Ansprechzeiten auf. Aufgrund der Ausnutzung der optischen Eigenschaften ist er in weiten Bereichen Temperaturunabhängig und muss, im Unterschied zu den oben erwähnten FET-Sensoren, nicht thermostatiert werden.



## **A Benchmark for Features of Simulators for Sensor Actions and Embedded Control in Continuous Systems: ARGESIM Comparison C13 - Crane and Embedded Control**

Felix. Breitenecker, Alexander Schifner  
Mathematical Modelling and Simulation / Inst. f. Analysis and Scientific Computing,  
Vienna Univ. of Technology

It is evident, that the choice of a simulator must be based on the knowledge of the features of a simulator for the planned simulation project. It is necessary to get known, how the simulator works with the planned project or with a similar and analogue process. This leads to the necessity to compare simulation software on a more or less standardised basis.

In the 1980s, in general two methods for comparing simulation software were developed. The Checklist Method listed desired features, and for each simulator "yes" or "no" entries were put in the lists (feature comparisons). There are two major disadvantages: first, very often it is important, how a particular feature is implemented, and not the existence itself; second, such checklists are becoming obsolete very quickly. Nowadays the development cycle for a new release of simulation software is less than two years, so such a checklist must become obsolete in very short time. The checklist method may be seen as formalisation of a list of special hints for choosing a simulator, and, as given before, it is not the best method..

The Benchmark Method makes use of so-called benchmarks. The term benchmark may have different meanings, in general a benchmark is a more or less normalised test of the quality of product, of a process, etc. Benchmarking means, measuring and comparing products like bicycles or software, in order to choose the most appropriate product for a certain purpose. In modelling and simulation, benchmarks like PHYSBE, Pilot Ejection, etc. – are well known. They check certain features of simulators, based on fixed models with defined experiments. These benchmarks are complex, so that it takes time, if more simulators have to be benchmarked for a certain purpose.

At Vienna University of Technology, in 1990 comparisons for simulation software were set up, which try to overcome the disadvantages of checklists on the one side, and the complexity of benchmarks on the other side.

These comparisons, now called ARGESIM Comparisons of Modelling and Simulation Techniques and Tools are published in the journal Simulation News Europe (SNE). These software comparisons developed towards small benchmarks not only for simulation tools but also for modelling tools and for modelling techniques. Furthermore, the solutions – many of them with source codes – may be used as examples in simulation courses, etc.

At present a project on a classification of the solutions (up to now almost 300 solutions with about 35 simulators) is done. Key words should characterise a specific solution: method or approach, generally modelling technique, methods used in the tasks, etc. A database will support this classification. Up to now 20 comparisons were defined:

- C1 Lithium-Cluster Dynamics – stiff systems
- C2 Flexible Assembly System – DEVS
- C3 Generalised Class-E Amplifier
- C4 Dining Philosophers I – very general
- C5 Two State Model – state events
- C6 Emergency Department – health care logistics
- C7 Constrained Pendulum – state events / hybrid
- CP Parallel Simulation Techniques
- C8 Canal-and-Lock System – complex logic
- C9 Tank Fuzzy Control
- C10 Dining Philosophers II – deadlocks
- C11 SCARA Robot – DAEs, state events
- C12 Collision of Spheres – general
- C13 Crane with Embedded – sensors, observers
- C14 Supply Chain
- C15 Clearance Identification – identification
- C16 Restaurant Business Dynamics – general
- C17 Epidemic Spatial Dynamics – cell. automata
- C18 Neural Networks vs. Transfer Functions
- C19 Pollution in Ground Water Flow

Definitions and solutions are available also at the web ([www.argesim.org](http://www.argesim.org)). Two projects are ongoing: evaluation of the solutions with a database, and documentation of the modelling procedure and the modelling backgrounds for educational use.

The ARGESIM comparison have become a big success, up to 300 solutions are available. The comparisons became world-wide accepted small benchmarks for general purpose simulators, for object-oriented simulation libraries, for application-oriented simulators (not for highly-specialised simulators), and partly also for computer numeric systems and for computer algebra systems. Many web links are addressing the ARGESIM comparisons as recognised small benchmarks.

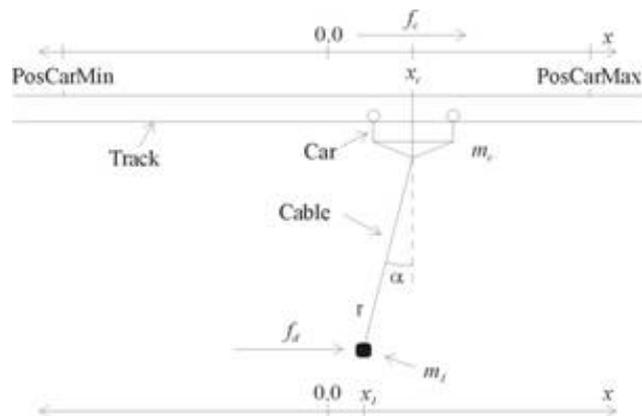
### Comparison C13 – Crane and Embedded Control.

A Very challenging comparison is C13 – Crane and Embedded Control. This Comparison originates from a publication of E. Moser and W. Nebel in the Proceedings of the conference DATE'99 (Eduard Moser and Wolfgang Nebel, Case Study: System Model of Crane and Embedded Control, Proc. DATE'99, pages 721-724). The authors set up a benchmark mainly for testing the new VHDL-AMS model description.

Therefore, the benchmark comprises digital elements (digital control, sensor action, and diagnosis) as well as a continuous linear model description. Main emphasis is to develop an embedded system for controlling a crane.

The crane moves along a horizontal track and transports a load to a certain position (Figure). The car of the crane is driven by a force, which is released from a dc-motor that is controlled by a digital controller. The load is connected to the car by a cable.. Several sensors provide information about the current state of the system and actuators to control the crane. The embedded control includes sensors, actors, the digital control and the diagnosis.

Control is implemented as a cycle based control algorithm with a fixed cycle time. The idea behind the control is use of a state space observer. This observer “calculates” the internal “fictive” states based on only one observed “real” state. These “fictive” states are fed into a proportional control, combined with some limitations.



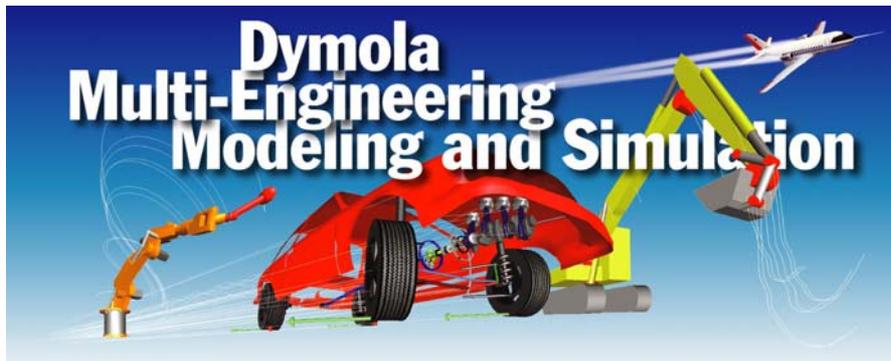
As with all other comparisons, three tasks have to be performed to evaluate the features of the simulator under investigation, together with a documentation of the model implementation:

- Task a: Comparison of nonlinear and linear model without control
- Task b: Simulation of the linear fully controlled system
- Task c: Simulation of controlled system with sensor diagnosis

Up to now only a few solutions to this comparison have been sent in. In SNE 46, Juli 2006, therefore a revised definition of the comparison will be published, giving more details on the control algorithm and on the desired sensor action.

The comparison especially aims on the one for simulators making use of the MODELICA modelling description or of the VHDL-AMS modelling description, and on the other side for control system software supporting time domain analysis.

## Neuerungen in Dymola und Modelica



## Inhalt

- Einführung in Modelica und Dymola
- Neue Eigenschaften
  - Kalibrierung
  - Optimierung
  - Parameterstudien
  - Graphik
- Neue Bibliotheken
  - Powertrain, neue Version
  - Smart Electric Drives
  - Transmission
  - Vehicle Dynamics
- Literatur und Internet

## Dymola

- Dymola ist eine Software zur Modellierung und Simulation aus verschiedenen Ingenieurdisziplinen
- entwickelt von Dynasim AB in Schweden
- Vertrieb im deutschsprachigen Raum: Bausch-Gall GmbH
- Dymola versteht den offenen Sprachstandard Modelica

## BAUSCH-GALL GmbH

- Seit 1987
- Hans Gall und Dr. Ingrid Bausch-Gall seit 1981 bzw. 1983 selbständig
- Vertrieb von Simulationssoftware
- Projektarbeit
- Schulungen
  - Dymola, Spice, Simulink, Matlab

[www.Bausch-Gall.de](http://www.Bausch-Gall.de)

## Die Firma Dynasim

- Entwickler von Dymola
- gegründet 1992 von Dr. Hilding Elmqvist
- Jetzt: 9 Angestellte, davon  
7 technisch/wissenschaftlich
- Zusammenarbeit mit Wissenschaftlern
- Kunden
  - weltweit, z.B.: Toyota, Volvo, Ford, GM, EDF
  - Deutschland, z.B.: ABB, Airbus, BMW,  
Robert Bosch GmbH, DaimlerChrysler, Hella, Siemens, ZFF,  
Volkswagen, viele Universitäten und Forschungsinstitute
  - Österreich, z.B.: AVL, Elin, MAGNA STEYR, TU Wien



[www.dynasim.com](http://www.dynasim.com)

## Ziel von Modelica und Dymola

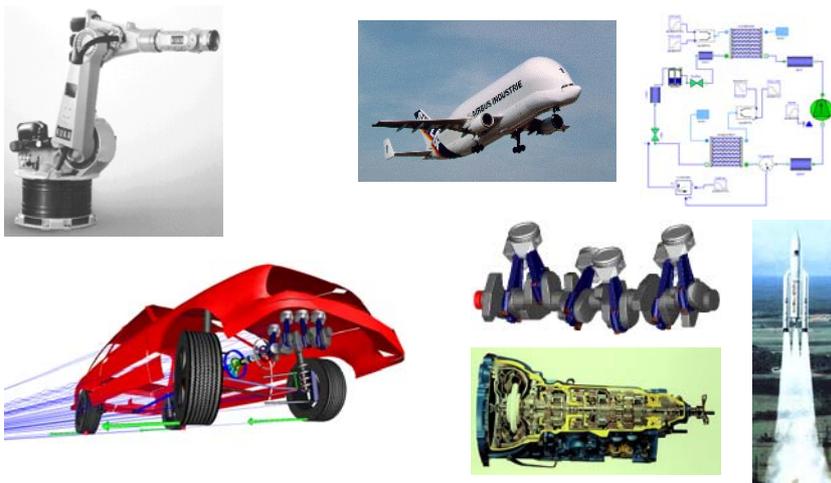
Modellierung und Simulation physikalischer Systeme die aus Komponenten unterschiedlicher Fachgebiete bestehen. Z.B. ein detailliertes Fahrzeugmodell:

- Fahrzeugdynamik – 3-D Mechanik
- Antriebsstrang – 1-D Mechanik
- Hydraulik
- Verbrennung
- Klimaanlage
- Elektrische/elektronische Systeme, Steuergeräte, Busse

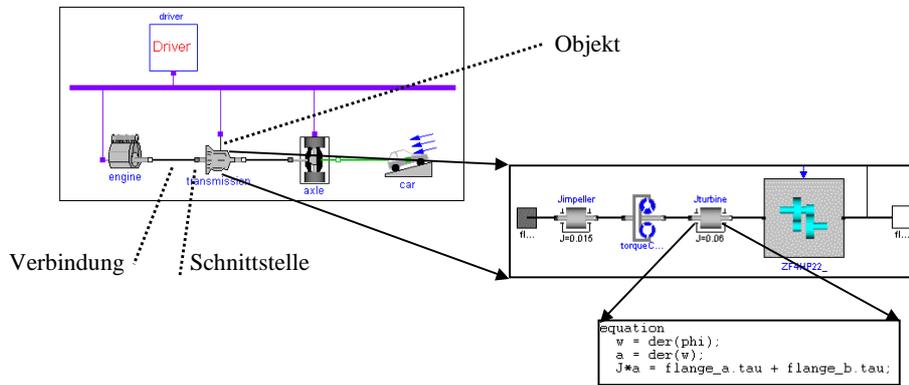
## Modelica

- neue Methode
  - objektorientiertes Modellieren
  - gleichungsorientiertes Modellieren
- austauschbare, standardisierte formale Sprache
  - zum Modellaustausch
  - Weiterverwendung von Modellierungswissen
- Modelica: Sprachdefinition  
[www.modelica.org](http://www.modelica.org)
- Dymola: Software zur Modellierung und Simulation mit Modelica  
[www.dynasim.com](http://www.dynasim.com)

## Anwendungsbeispiele

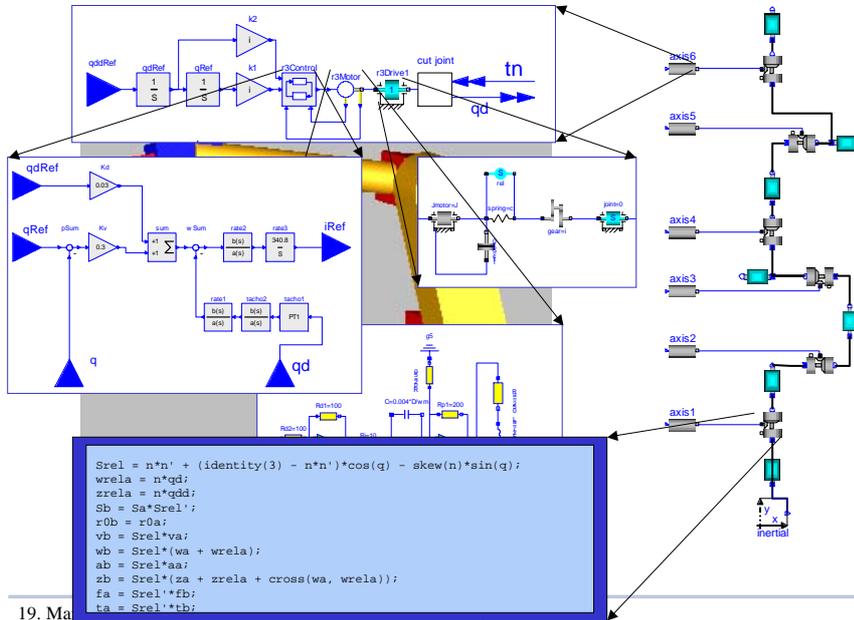


## Objektdiagramme



## Objektdiagramme

- jedes Icon repräsentiert ein physikalisches oder logisches Objekt
- Verbindungen stellen tatsächliche physikalische Verbindungen dar
- jedes Objekt wird hierarchisch aus bestehenden Komponenten oder durch Gleichungen beschrieben



19. Ma

11

## Dymola: Symbolische Manipulation

- Sortierung
- Entfernung trivialer Gleichungen
- Symbolisches Lösen algebraischer Schleifen, sofern möglich
- Reduktion der Gleichungen
- Symbolische Lösung kleiner Systeme
- Index-Reduktion, falls nötig
- LU/QR-Zerlegung der Jacobi-Matrizen für lineare Systeme
- Symbolische Jacobi-Matrizen für nichtlineare Systeme

Initialization of **libCRT\_OpenLoopIT**  
 DAE having 21052 scalar unknowns and 21052 scalar equations.  
 Warning: The following connector variables are not used in the model and are removed from the simulation problem:

STATISTICS

Original Model  
 Number of components: 1312  
 Variables: 12140  
 Constants: 818 (scalars)  
 Parameters: 4586 (10587 scalars)  
 Unknowns: 7545 (21110 scalars)  
 Differentiated variables: 318 (scalars)  
 Equations: 5278  
 Nonlinear: 3525

Translated Model  
 Constants: 7840 (scalars)  
 Free parameters: 2525 (scalars)  
 Parameter depending: 6420 (scalars)  
 Inputs: 0  
 Outputs: 0  
 Continuous time states: 38 (scalars)  
 Time-varying variables: 4325 (scalars)  
 Alias variables: 10633 (scalars)  
 Assumed default initial conditions: 1  
 LogDefaultInitialConditions=true: gives more information  
 Number of mixed real/discrete systems of equations: 4  
 Sizes of linear systems of equations: (4, 4, 2, 2, 4, 4, 2, 616, 2)  
 Sizes after manipulation of the linear systems: (0, 0, 2, 2, 2, 0, 0, 2, 20, 2)  
 Sizes of nonlinear systems of equations: (1)  
 Sizes after manipulation of the nonlinear systems: (1)  
 Number of numerical Jacobians: 0

Initialization problem  
 Sizes of linear systems of equations: (4, 7, 4, 4, 4)  
 Sizes after manipulation of the linear systems: (0, 0, 0, 0, 0)  
 Sizes of nonlinear systems of equations: (2, 1, 1, 1)  
 Sizes after manipulation of the nonlinear systems: (1, 1, 1, 1, 1)  
 Number of numerical Jacobians: 0

19. Mai 2006

ASIM-Workshop in Wismar

12

## Beispiel: Chassis-Modell mit 40 Freiheitsgraden



Elasto-kinematische  
Radaufhängung

Quelle: Modelon, Vehicle Dynamics Library

Originalmodell: 31,689 scalar equations

80 kontinuierliche Zustandsgrößen

7649 zeitabhängige skalare Größen

Größe der linearen Gleichungssysteme

{4, 3, 3, 3, 3, 4, 3, 3, 3, 3, 2, 2, 2, 2, 566, 4, 3, 3, 3, 3, 97, 2, 4, 3, 3, 3, 3, 97, 2, 2, 2, 3, 3, 3, 3, 2}



Nach der symbolischen Manipulation

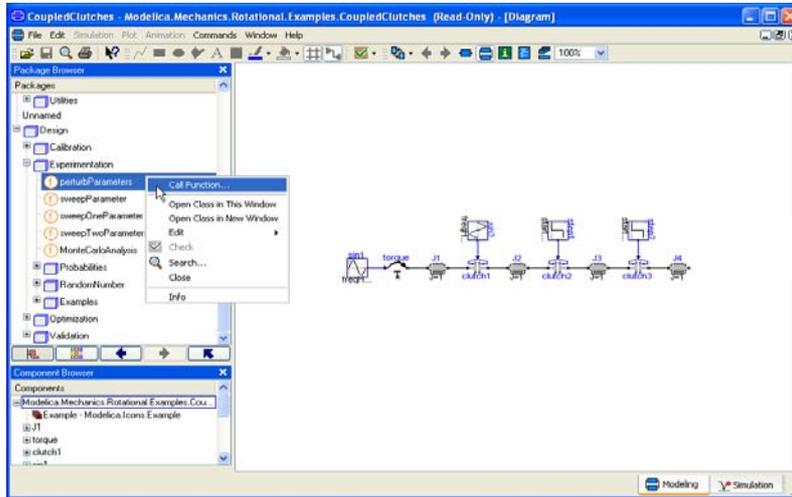
{0, 3, 3, 3, 3, 0, 3, 3, 3, 3, 2, 2, 2, 2, 29, 0, 3, 3, 3, 3, 7, 2, 0, 3, 3, 3, 3, 7, 2, 2, 2, 3, 3, 3, 3, 2}

Deutliche Reduzierung der Rechenzeit!

## Dymola 6

- Automatisierte Parameterstudien
- Kalibrierung von Parametern
- Optimierung
- Verbesserte Experimentierumgebung
- Verbesserte Visualisierung
- Benutzereigene Dialoge für Experimente
- Deutlich verbesserte Skriptsprache

## Dymola 6 - Parameterstudien

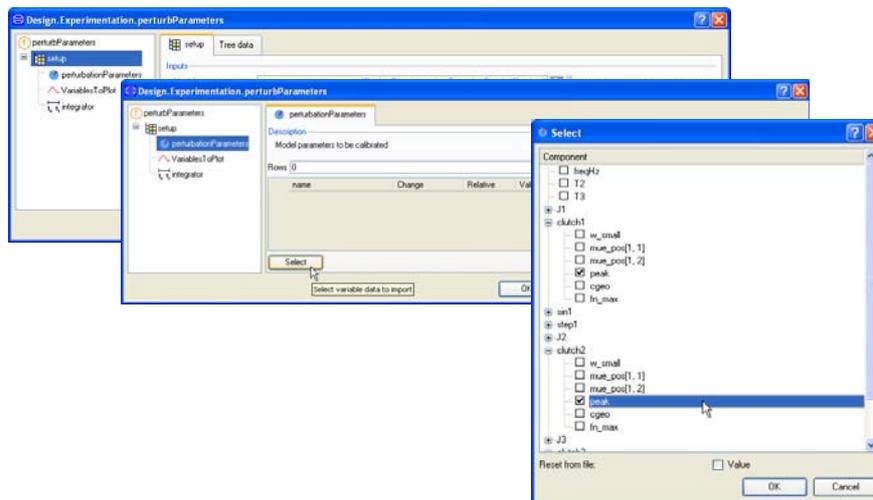


19. Mai 2006

ASIM-Workshop in Wismar

15

## Dymola 6 – Parameterstudien



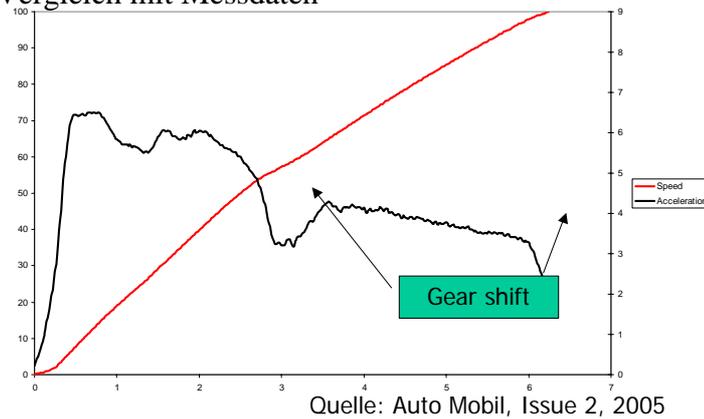
19. Mai 2006

ASIM-Workshop in Wismar

16

## Dymola 6 - Kalibrierung

Bestimmung unbekannter oder unsicherer Modellparameter durch Vergleich mit Messdaten



## Dymola 6 – Kalibrierung

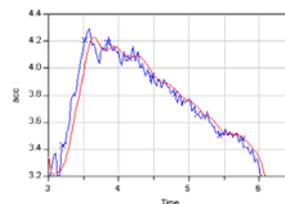
Messdaten

- CSV-Dateien
- MATLAB-MAT-Files V4

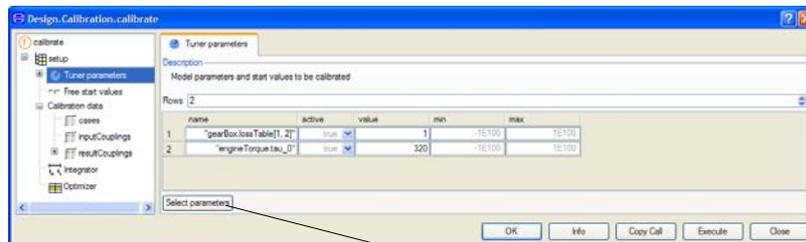
	A	B	C	D
1	time	speed	dist	acc
2	0	0	0	0.22
3	0.02	0.2	0	0.33
191	3.78	68.1	37.84	4.14
192	3.8	68.4	38.22	4.16
193	3.82	68.7	38.6	4.13

Daten vorbereiten, z.B.

- Daten filtern
- Daten begrenzen
- Trend entfernen

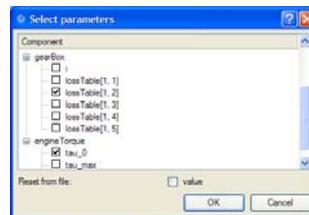


## Dymola 6 - Kalibrierung



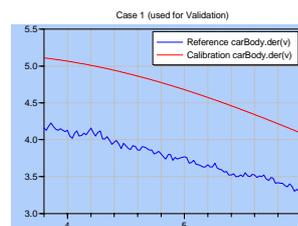
Einfach anzuwenden durch Dialog

- Parameter und Startwerte
- Dateien mit Messdaten
- Zusammenhänge zwischen Daten und Parametern

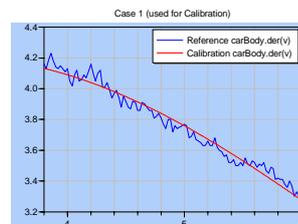


## Dymola 6 - Kalibrierung

Startwerte

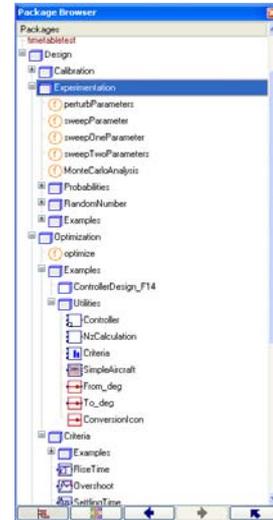


Nach der Kalibrierung



## Dymola 6 - Optimierung

- Bestimmung von Parametern
- Definition einer Zielfunktionen
- Mehrere Zielfunktionen können kombiniert werden
- Mehrere Optimierungskriterien sind möglich

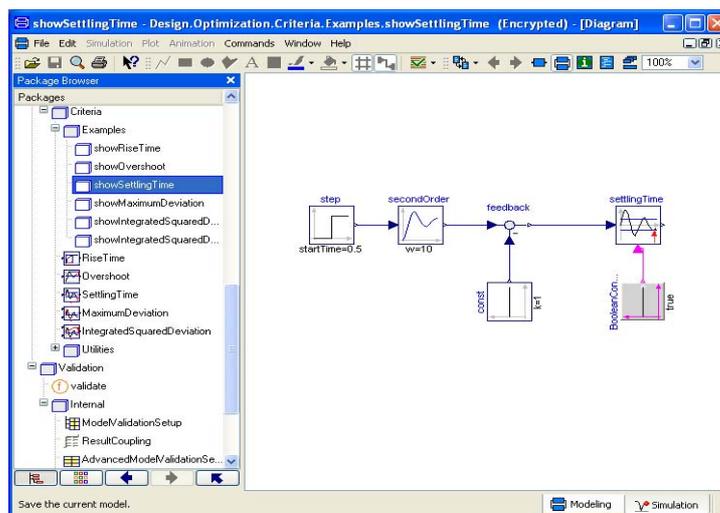


19. Mai 2006

ASIM-Workshop in Wismar

21

## Dymola 6 - Optimierung

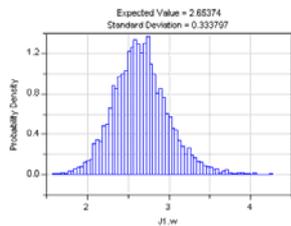


19. Mai 2006

ASIM-Workshop in Wismar

22

## Dymola 6 – Monte-Carlo-Analyse



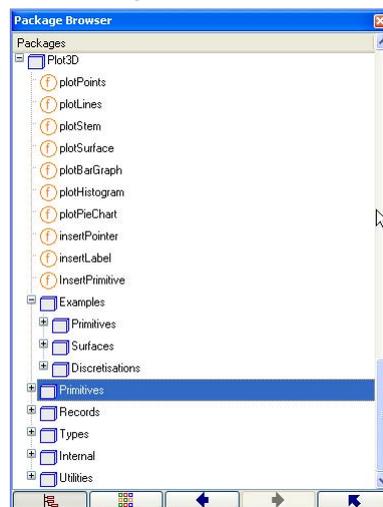
Verteilung der beobachteten Variablen

J1.J des Kupplungsmodells genüge einer Normalverteilung

Verteilung J1.w zum Zeitpunkt 1.2 s

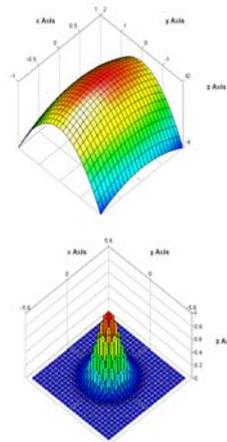
## Dymola 6 – 3D-Graphik

- vorbereitete Befehle
- interaktiv oder aus Skript-Sprache
- angepasst für Simulation

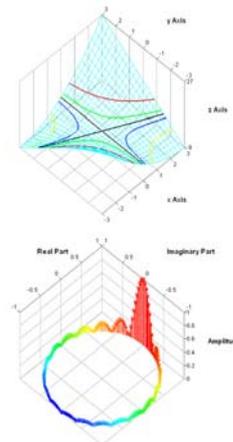


## Dymola 6 – 3D-Graphik - Beispiele

### Flächen



### 3D-Kurven



## Dymola 6 – Weitere Neuerungen

- Verschlüsselung der Modelle
  - Encryption speichert Modelle binär ab
  - Scrambling entfernt vertrauliche Struktur und Daten
- Modellverwaltung (Model Management)
  - Einbindung in übliche Versions-Verwaltungsprogramme  
CVS (current version systems) und  
SVN (subversion systems)
- Komfortable Erstellung eigener GUIs
- Verbesserung der Scripting-Sprache (MOS-Files)

## Dymola 6 – Weitere Neuerungen

### Modellabhängigkeit (Model Dependency)

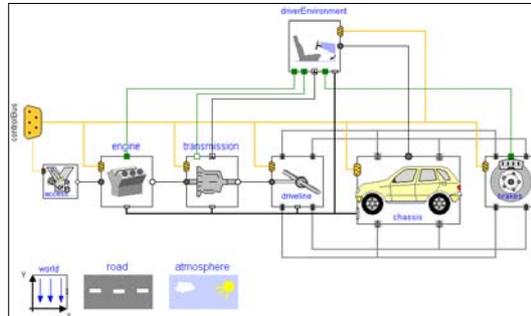
- Zeigt die Abhängigkeit eines Package von den Klassen
- Links zur HTML-Dokumentation

These classes have been referenced in this package.

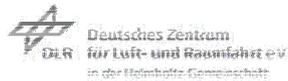
Class	Referenced From
<a href="#">Plot3D</a>	<a href="#">sweepTwoParameters</a>
<a href="#">Design.Internal.Records.MatCsvFileName</a>	<a href="#">dataPreprocessing</a>
<a href="#">Design.Internal.Records.MatCsvFileNameOut</a>	<a href="#">dataPreprocessing</a>
<a href="#">Design.Internal.Records.ModelCalibrationSetup</a>	<a href="#">calibrate</a> , <a href="#">checkCalibrationSensitivity</a> , <a href="#">perturbParameters</a> , <a href="#">sweepParameter</a> , <a href="#">sweepTwoParameters</a>
<a href="#">Design.Internal.Records.PerturbationParameter</a>	<a href="#">perturbParameters</a>
<a href="#">Design.Internal.Records.PreprocessingSignal</a>	<a href="#">dataPreprocessing</a>
<a href="#">Modelica.Utilities.Streams</a>	<a href="#">dataPreprocessing</a>
<a href="#">Modelica.Utilities.Streams.print</a>	<a href="#">checkCalibrationSensitivity</a> , <a href="#">sweepTwoParameters</a>
<a href="#">Modelica.Utilities.Strings</a>	<a href="#">checkCalibrationSensitivity</a> , <a href="#">perturbParameters</a> , <a href="#">sweepTwoParameters</a>
<a href="#">Modelica.LinearSystems</a>	<a href="#">dataPreprocessing</a>

## Neue Bibliotheken

- Powertrain-Library Version 2.0
- Smart Electric Drives Library
- Transmission Library
- Vehicle Dynamics Library



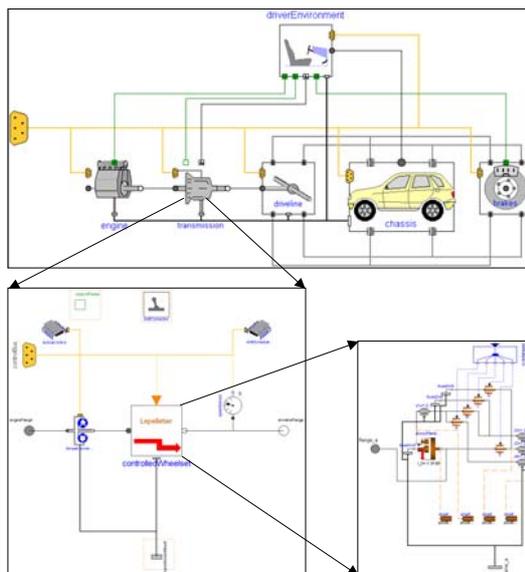
Powertrain-Library 2.0



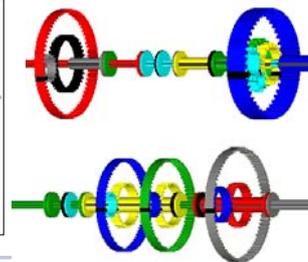
19. Mai 2006

ASIM-Workshop in Wismar

29



- Wesentliche neue Version
- 70 Komponenten
- Arbeitet zusammen mit der freien Vehicle Dynamics Library
- Längsdynamik
- Standard- und Planetengetriebe mit Verlusten, Kupplungen mit Reibung
- Flexible Antriebsstrangmodelle
- Arbeitet auch mit der 3D Vehicle Dynamics Library



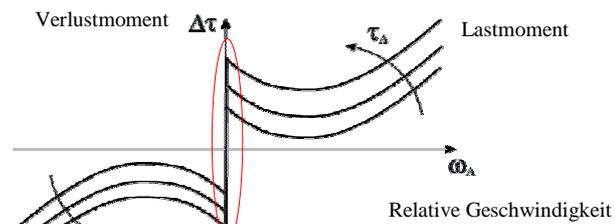
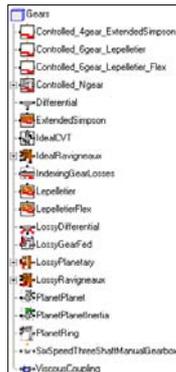
19. Mai 2006

ASIM-Workshop in Wismar

30

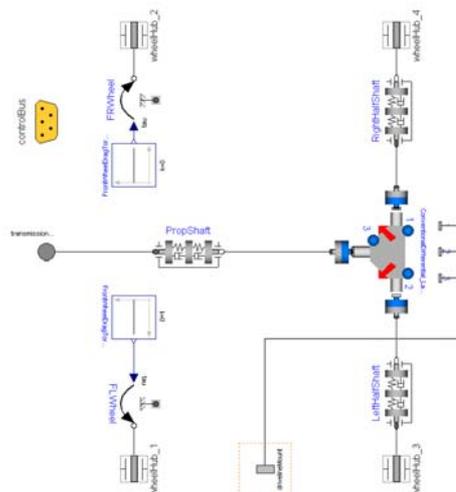
## Modellierung der Verlusteffizienz

- Modellierung der Getriebeverluste ist in vielen Modellen enthalten.



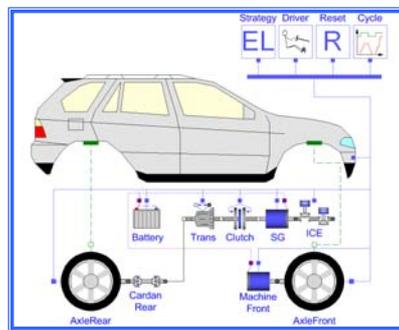
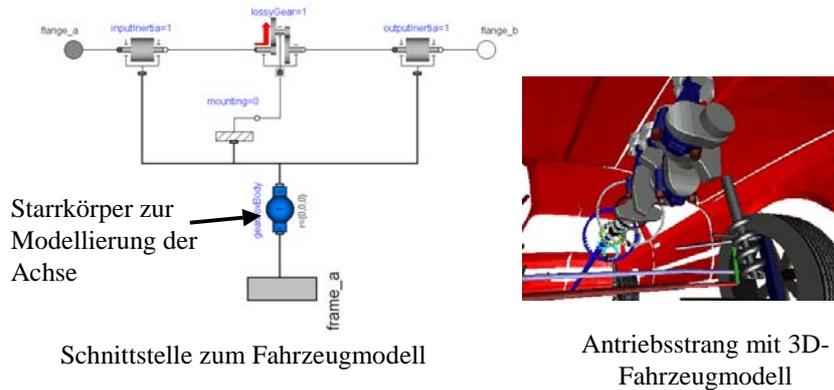
## Modellierung der Elastizität

- Vibrationen
- Wichtig für Fahrverhalten und Schaltqualität
- Steifigkeit, Dämpfung, Spiel



## Optionale 3D-Effekte

Nur wenige zusätzliche Daten

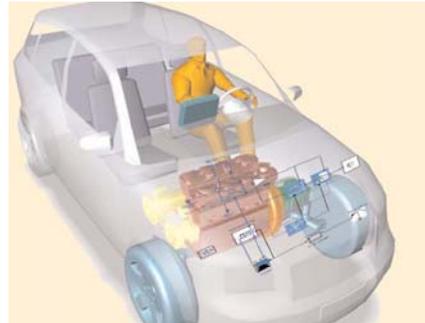


The Smart Electric Drives (SED) Library



## Anwendungen im Automobilbereich

- Simulation des vollständigen elektrischen Antriebssystems, einschließlich alternativer Antriebskonzepte
- Minimaler Verbrauch durch Zuschaltung elektrischer Antriebskomponenten
- Elektrische Leistung im Fahrzeug
- Entwicklung und Optimierung der Regelstrategien

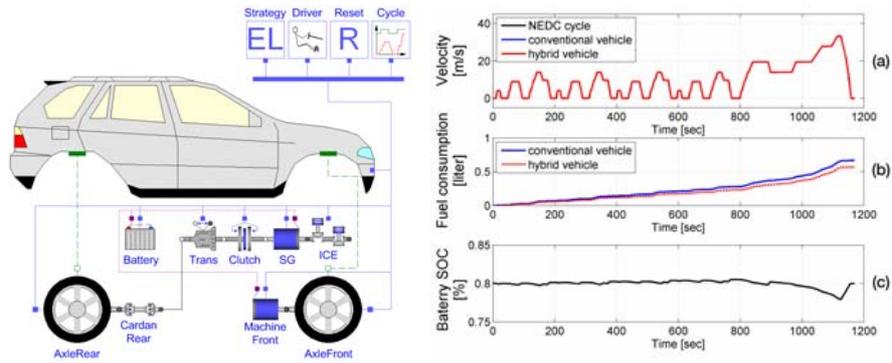


## Smart Electric Drives (SED) Library

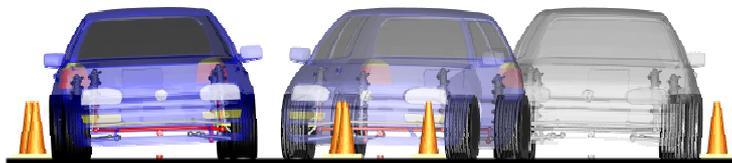
- **Komponenten, z.B.**
  - Asynchronmaschinen, Permanentmagnet-Synchronmaschinen, weitere Gleichstrommaschinen
  - Regelungen: Feldorientierte Regelungen, bürstenloser Gleichstrommotor
  - Stromrichter, verschiedene Abstraktionstiefen
  - Konverter, Energiequellen (Batterien, Brennstoffzellen)
- **Anwendungen, z.B.**
  - Hybrid Elektrische Fahrzeuge (HEV) zusammen mit der Powertrain Library
  - Starter-Generatorkonzepte
  - Elektrisch angetriebene Wasserpumpe
  - Elektrisch angetriebene Ölpumpe
  - Elektrisch angetriebene Klimaanlage
  - Quasi stationäre Anwendungen

## Beispiel: Gesamtsimulation eines Hybrid-Elektrischen-Fahrzeugs

mit Allradantrieb



## Vehicle Dynamics Library



[www.modelon.se](http://www.modelon.se)

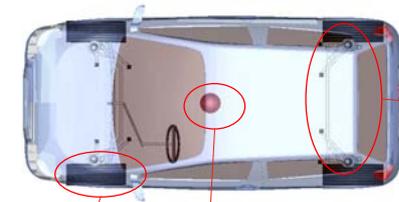
## Vehicle Dynamics Library: Inhalt

- VehicleDynamics
- Users Guide
- Examples
- Experiments
- Atmospheres
- Drivers
- Roads
- Vehicles
- Interfaces
- Templates
- Brakes
- Chassis
- Drivelines
- DriverEnvironments
- Engines
- Transmissions

- große Anzahl von Chassis- und Fahrwerksmodellen
- Schnittstelle zu gängigen Reifenmodellen
- 3D-Straßenmodelle
- Fahrermodelle für geschlossenen und offenen Regelkreis
- elementarer Antriebsstrang
- Schnittstellen zur Powertrain und Transmission Library
- Motormodelle
- Bremssysteme
- Aerodynamik
- Beispiele und Beispielexperimente

## Vehicle Dynamics Library

Chassis



Rad mit Reifen

Aufbau

Experimentierumgebung mit Animation



Achse



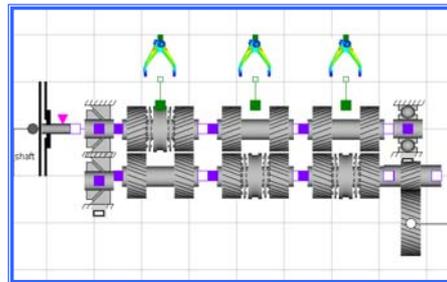
Federbein



Stabilisator

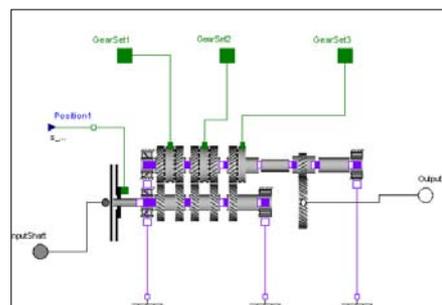


## Transmission Library



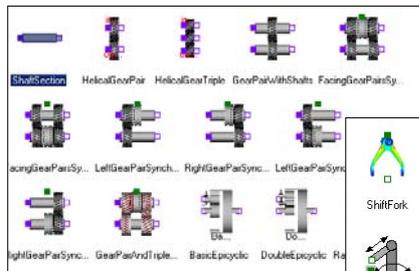
## Transmission Library

- Detaillierte Modellierung von Antriebssträngen
- Ideal für Vorhersage der Schaltqualität und für das bessere Verstehen des Verhaltens des Antriebsstranges
- Axiale und rotatorische Freiheitsgrade

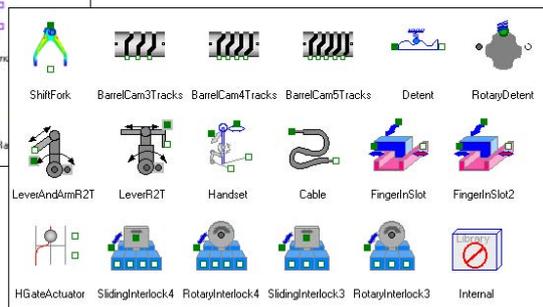


## Beispiele der Komponenten

### Achsen und Getriebe



### Schaltmechanik



## Literatur

- Principles of Object Oriented Modeling and Simulation with Modelica von Michael Tiller  
2002, Kluwer Academic Publisher; ISBN 0-7923-7367-7
- Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1 von Peter Fritzson  
2004, IEEE Press, John Wiley&Sons, Inc. ISBN 0\_471-47163-1
- Objektorientierte Modellierung von Antriebssystemen von Martin Otter  
Kapitel 20 in „Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen“ von D. Schröder, 2. Auflage, 2001, Springer-Verlag
- Modelica 2.2 Specification, sh. [www.modelica.org/documents](http://www.modelica.org/documents)
- Veröffentlichungen der Modelica Konferenzen der Jahre 200, 2002, 2003 und 2005 sh. [www.modelica.org](http://www.modelica.org) , dort unter den jeweiligen Konferenzen

## Zusammenfassung

- Modelica soll (de-facto) Sprach-**Standard** werden
- Dymola (Software) unterstützt Modelica voll
- Viele Bibliotheken werden zur Zeit entwickelt
- Aktives ehrgeiziges Entwicklerumfeld
- Nächste Modelica-Tagung, September 2006 in Wien
- Homepages:
  - [www.dynasim.com](http://www.dynasim.com)
  - [www.modelica.org](http://www.modelica.org)



# Fahrzeug-Kühlkreislaufsimulation mit Modelica/Dymola

D. Jaetzel, Das virtuelle Fahrzeug \*

W. Puntigam, Das virtuelle Fahrzeug †

T. Pawletta, Hochschule Wismar ‡

## Zusammenfassung

Um einen einheitlichen Standard zur Modellierung von 1D-Netzwerken zu etablieren, wurde die objektorientierte Modellierungssprache Modelica entwickelt. Mit dem objektorientierten Open-Source-Ansatz ist es möglich, elektrische, hydraulische, mechanische und fluide Prozesse abzubilden. Anhand der Entwicklung eines Kühlermodells, basierend auf der frei erhältlichen ThermoPower-Bibliothek, wird gezeigt, welche Möglichkeiten zur Schaffung eigener Bibliotheken bestehen, die auf bereits vorhandenen freien Bibliotheken aufbauen. Neben freien Bibliotheken werden verstärkt kommerzielle Bibliotheken entwickelt. Dadurch kommt es zu einer schnellen Weiterentwicklung von Dymola, was gerade im Bereich der Anwenderfreundlichkeit Neuerungen mit sich bringt. Ein Beispiel hierfür ist die AirConditioning-Bibliothek auf welche kurz eingegangen wird. Ein weiterer wichtiger Aspekt bei der Simulation ist das Auswerten der Simulationsergebnisse und die Kopplung mit anderen Softwarewerkzeugen. Im Beitrag wird gezeigt, wie durch eine Kopplung der Simulationsumgebung Dymola mit dem Tabellenkalkulationssystem Excel Simulationsexperimente auch von nicht Simulationsexperten effizient automatisiert abgearbeitet und ausgewertet werden können.

## 1 Einleitung

Modelica ist eine frei verfügbare Modellierungssprache, die zusammen mit der frei verfügbaren Modelica-Bibliothek seit 1996 von der Modelica Association entwickelt wird [7].

---

\*Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH, Inffeldgasse 21/A, A-8010 Graz, Austria, [www.virtuellesfahrzeug.at](http://www.virtuellesfahrzeug.at)

†Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH , Inffeldgasse 21/A, A-8010 Graz, Austria, [www.virtuellesfahrzeug.at](http://www.virtuellesfahrzeug.at)

‡Forschungsgruppe CEA, D-23952 Wismar, Germany

Basis der Sprache ist die objektorientierte Modellierungsmethodik, die von Hilding Elmqvist im Jahr 1978 vorgestellt wurde [4]. Seit der ersten industriellen Modelica-Anwendung Ende 1999, basierend auf der kommerziellen Simulationsumgebung Dymola, nimmt das Interesse an Modelica in Verbindung mit Dymola in vielen industriellen Bereichen stark zu. Es sind umfangreiche freie Bibliotheken zur Lösung der unterschiedlichsten Fragestellungen vorhanden. Eine dieser freien Bibliotheken ist die ThermoPower-Bibliothek [1] und [2], die für Kraftwerkssimulationen entwickelt wurde und in dieser Arbeit die Grundlage für eine neue PKW-Kühlkreislauf-Bibliothek darstellt. In Kapitel zwei wird anhand eines Kühlermodells gezeigt, wie die vorhandene ThermoPower-Bibliothek zur Modellierung eigener Komponenten genutzt werden kann. Die Validierung des erstellten Kühlers wird im Kapitel drei gezeigt.

Durch die größer werdenden Entwicklungskosten kommen immer mehr kommerzielle Modelica-Bibliotheken auf den Markt. Eine dieser Bibliotheken ist die in Kapitel vier beschriebene AirConditioning-Bibliothek der Firma Modelon AB. Hier werden die Neuerungen im Bereich der Anwenderfreundlichkeit beschrieben, die zum Teil auch in der eigenen Bibliothek genutzt werden. In diesem Zusammenhang ist es der Wunsch vieler technischer Anwender, die Ausführung von Simulationsexperimenten mit bereits bestehenden Softwarewerkzeugen zu automatisieren. Der Einsatz der Modelica-Skriptsprache in Verbindung mit dem dynamischen Datenaustausch wird in Kapitel fünf anhand der Kopplung von Dymola mit dem Tabellenkalkulationsprogramm Microsoft Excel an einem Referenzmodell gezeigt. Damit ergeben sich Möglichkeiten, die Stärken von Dymola als Simulationstool in Verbindung mit anderen Anwendungen einzusetzen.

## **2 Kühlkreislauf-Bibliothek**

Modelica bietet sehr gute Möglichkeiten, hierarchisch strukturierte Bibliotheken zu entwickeln. Die entwickelte Kühlkreislauf-Bibliothek besteht, wie in Abbildung 1 zu sehen, aus verschiedenen Ordnern, so genannten „Packages“. Mit diesen „Packages“ wird eine Struktur festgelegt, die das Arbeiten mit der Bibliothek erleichtert. Hier werden Komponenten hinterlegt, verschiedene Records, in denen die Geometriedaten gespeichert werden und eine Testumgebung, in der die Modelle getestet und validiert werden können. Soll die Bibliothek erweitert werden, ist es möglich weitere „Packages“ zu ergänzen.

Eine Komponente der Bibliothek ist ein Wasser/Luft-Wärmetauscher wie er in PKWs zum Einsatz kommt. Dieser Wärmetauscher ist aus Elementen der frei erhältlichen ThermoPower-Bibliothek aufgebaut. Der Wärmetauscher wird durch ein wasserseitiges Rohr, ein luftseitiges Rohr sowie durch eine Wand mit konvektivem Wärmeübergang zwischen den Rohren modelliert. Unter Vorgabe einer homogenen Kühlmittelverteilung wird der Ansatz

des so genannten Einrohrmodells gewählt.

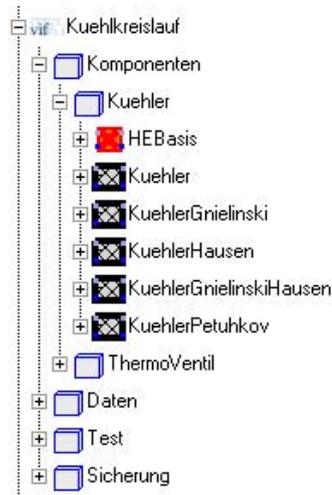


Abbildung 1: Hierachischer Aufbau der Bibliothek

Das Einrohrmodell der ThermoPower-Bibliothek, wie in Abbildung 2 zu sehen, ist ein wichtiger Bestandteil des erstellten Kühlermodells. Hier werden alle nötigen Geometrieangaben für ein Rohr des Kühlermodells festgelegt. Neben den Geometrieangaben werden das Medium und die Wärmeübergangsbeziehungen definiert.

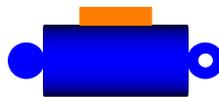


Abbildung 2: Einrohrmodell der ThermoPower-Bibliothek

Da für den Wärmeübergang bei turbulenten Strömungen keine exakten analytischen Lösungen möglich sind, existieren verschiedene, in Versuchen empirisch ermittelte Gleichungen zur Ermittlung des Wärmeübergangs. In der ThermoPower-Bibliothek wird der Wärmeübergang standardmäßig nach den Beziehungen von Dittus-Boelter nach folgender Gleichung berechnet:

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (1)$$

Dieser Ansatz kommt insbesondere in der Kraftwerkstechnik in einem Gültigkeitsbereich von  $100000 < Re < 120000$ , sowie  $0,7 < Pr < 120$  zum Einsatz.

Um das vorhandene Modell für die Kühlkreislaufsimulation im PKW-Bereich nutzen zu können, werden in der eigenen Bibliothek noch andere Wärmeübergangsbeziehungen implementiert, die als Funktionen einfach im Modell ausgetauscht werden können. Die

zuverlässigste Gleichung nach Angaben des VDI-Wärmeatlas ist die nach Prof. Gnielinski benannte Gnielinski-Gleichung [8]:

$$Nu = \frac{\frac{\zeta}{8}(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[ 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (2)$$

Mit einem Druckverlustbeiwert  $\zeta$  für technisch raue Rohre:

$$\zeta = (1,82 \cdot \log(Re) - 1,64)^{-2} \quad (3)$$

Diese Beziehung gilt innerhalb folgender Bereiche:

$$\begin{aligned} 2300 < Re < 10^6 \\ 0,5 < Pr < 10^4 \\ 0 < \frac{d}{L} < 1 \end{aligned}$$

Das durch die austauschbaren Wärmeübergangsbeziehungen modifizierte Einrohrmodell ist mit dem ThermoPower-Modell für den konvektiven Wärmeübergang verbunden, welches die Wärmestromdichte des konvektiven Wärmeübergangs mit den aus den Wärmeübergangsbeziehungen des Einrohrmodells ermittelten Beziehungen berechnet. Zur Trennung der beiden Medien Wasser und Luft wird das vorhandene Wandmodell der ThermoPower-Bibliothek herangezogen. Von innen wird das Modell mit Wasser durchflossen, wobei sich durch den konvektiven Wärmeübergang eine bestimmte Wandtemperatur einstellt. Von außen wird das Rohr von Luft überströmt, was zur Abkühlung des Wassers führt. Die Luftseite wird, wie die Wasserseite, durch ein Einrohrmodell und den konvektiven Wärmeübergang modelliert.

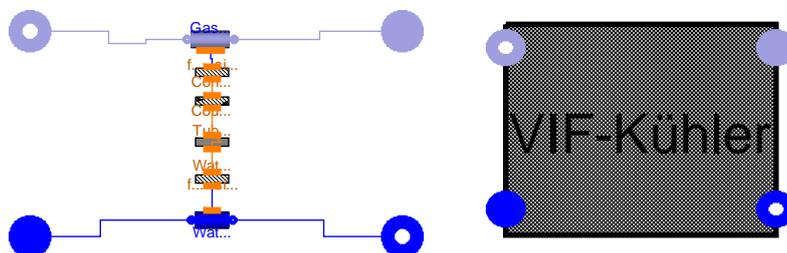


Abbildung 3: Kühlermodell der Kühlkreislauf-Bibliothek

Um den Kühler als Gegenstromwärmetauscher zu modellieren, wird luftseitig noch das Gegenstrommodell der ThermoPower-Bibliothek eingefügt, wodurch die Temperaturverteilung zwischen Rohrwand und Luft im Gegenstrom berechnet wird.

### 3 Validierung des Kühlermodells

Der Wasser/Luft-Wärmetauscher wird mit Hilfe eines Quelle-Senke-Modells, wie in Abbildung 4 dargestellt, validiert.

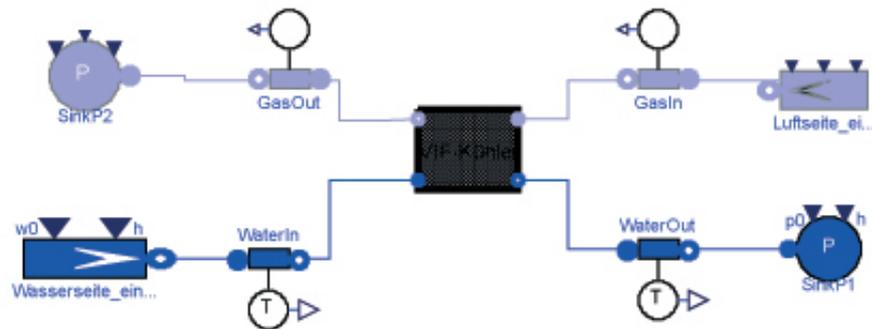


Abbildung 4: Simulationsmodell zur Validierung des Wasser/Luft-Wärmetauschers

Für die Validierung des Kühlermodells der eigenen Bibliothek werden Messdaten aus verschiedenen Versuchen eines PKW-Kühlers herangezogen. Dabei tritt das Kühlwasser bei einem Massentrom von  $1,8 \text{ kg/s}$  mit einer Temperatur von  $86 - 100^\circ\text{C}$  in den Kühler ein. Die Temperatur der Testkammer beträgt  $30^\circ\text{C}$ . Der Luftmassenstrom variiert in einem Bereich von  $0,4 - 2,4 \text{ kg/s}$ .

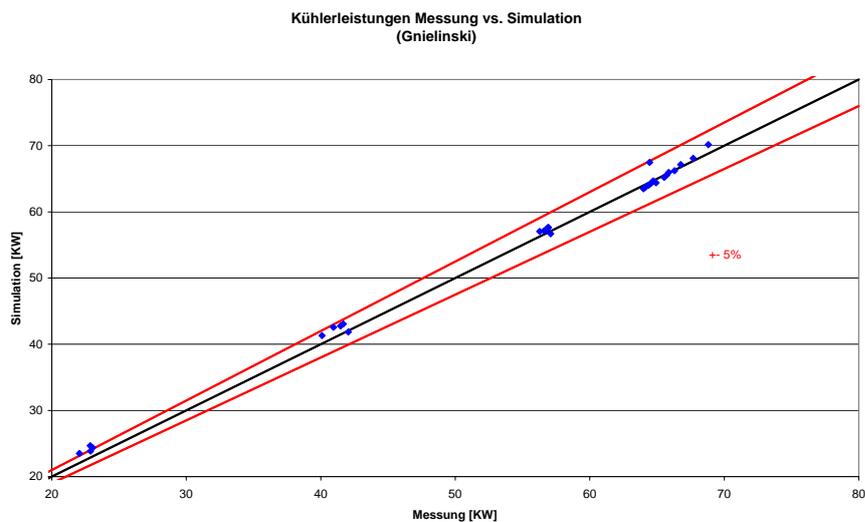


Abbildung 5: Kühlerleistung Messung vs. Simulation

Aus Abbildung 5 ist ersichtlich, dass der modellierte Kühler die unterschiedlichen Leistungsbereiche, die bei den Messungen gefahren wurden, mit guten Ergebnissen abbildet.

## 4 AirConditioning-Bibliothek

Die AirConditioning-Bibliothek der Firma Modelon AB ist eine speziell für Fahrzeugklimatisierung entwickelte Modelica-Bibliothek. Diese Bibliothek beinhaltet neben einer Medien-Bibliothek für die Kältemittel R134a und R744 eine umfangreiche Komponentenbibliothek in der verschiedene Wärmetauscher, Kompressoren und Expansionsventile für eigene Anwendungen zur Verfügung stehen. Aufgrund der Open-Source-Eigenschaften von Modelica hat sich die „Arbeitsgruppe Kältekreislaufsimulation“, bestehend aus Vertretern der Automobilhersteller Audi, BMW, DaimlerChrysler und Volkswagen, im Mai 2005 für die Nutzung der AirConditioning-Bibliothek für Modelica/Dymola als gemeinsame Berechnungsplattform entschieden. Dadurch kommt es zu einer schnellen Weiterentwicklung von Modelica. Die Anwenderdialoge der AirConditioning-Bibliothek machen von allen in der Modelica-Sprache neu eingeführten Möglichkeiten Gebrauch, was im Vergleich mit anderen Modelica-Bibliotheken zu erheblichen Verbesserungen im Bereich der Anwenderfreundlichkeit führt. Dialogfenster können mit Tabulatoren und Gruppen hierarchisch strukturiert werden, in die Dialogfenster eingebettete Grafiken erläutern die Bedeutung von Eingabeparametern und interaktive Anzeigeelemente bilden alle wichtigen Informationen des Kreislaufverhaltens schon während der laufenden Simulation ab.

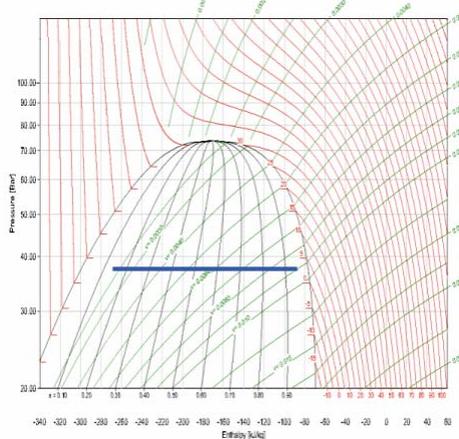
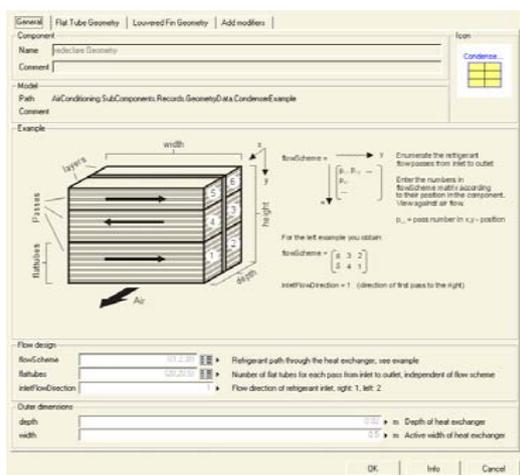


Abbildung 6: Eingabedialog und interaktives Anzeigeelement der AirConditioning-Bibliothek

Durch diese Weiterentwicklungen wird Modelica mit dem dazugehörigen Simulator Dymola mit ausgereiften Bibliotheken auch für Benutzer interessant, die ein Simulationstool suchen, was sich einfach via drag & drop sowie verschiedener Eingabemasken, wie aus anderen Windowsanwendungen gewohnt, bedienen lässt. Anwender, die Dymola in der Entwicklung eigener Bibliotheken einsetzen möchten, können die neuen Möglichkeiten in den eigenen Anwendungen nutzen und so die Bibliothek für eine Vielzahl von Benutzern zugänglich machen.

Da die Medien-Bibliothek der AirConditioning-Bibliothek zum derzeitigen Stand nur Medienmodelle für die oben genannten Kältemittel sowie Luft beinhaltet, ist sie zur Entwicklung des Wasser/Luft-Wärmetauschers nicht zum Einsatz gekommen. Beim Benutzer-Interface mit Elementen wie Daten-Records und Dialogfenstern mit erklärenden Grafiken sind viele Ansätze der kommerziellen AirConditioning-Bibliothek eingeflossen, die dem Anwender das Arbeiten mit der Kühlkreislauf-Bibliothek erleichtern. Ein weiterer Schwerpunkt bei der Entwicklung der eigenen Bibliothek ist die Möglichkeit der externen Steuerung von Simulationsexperimenten. Anhand des Referenzmodells eines mathematischen Pendels wird im nächsten Kapitel die Möglichkeit der Kopplung von Dymola mit Microsoft Excel näher erleutert.

## 5 Externe Steuerung von Simulationsexperimenten

Es ist der Wunsch vieler technischer Anwender, die Ausführung von Simulationsexperimenten in Zusammenarbeit mit bereits genutzten Softwarewerkzeugen zu automatisieren, wie in Abbildung 7 dargestellt. Die für eine Simulation notwendigen Daten werden dazu von einem externen Programm wie zum Beispiel Microsoft Excel an Dymola übergeben. Dymola rechnet mit diesen Daten im Hintergrund und übergibt die Simulationsergebnisse im Anschluss an Excel. So können die Daten wie gewohnt in Excel bearbeitet und ausgewertet werden.

Dymola bietet verschiedene Möglichkeiten für eine automatisierte Abarbeitung. Im Einzelnen sind dies:

- Experiment-Skripte
- Dynamischer Datenaustausch (DDE<sup>1</sup>)

Dymola verfügt über eine eigene Skriptsprache zur Abarbeitung von Modelica-Modellen. Mit Hilfe dieser Sprache ist es möglich, bestimmte Abläufe im Simulations-Window zu

---

<sup>1</sup>Dynamic Data Exchange (DDE) ist ein Protokoll für den Datenaustausch zwischen verschiedenen Anwendungsprogrammen unter dem Microsoft-Windows-Betriebssystemen

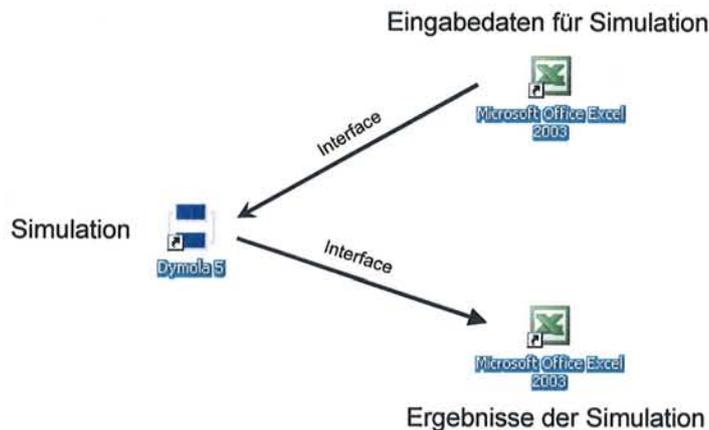


Abbildung 7: Datenaustausch zwischen Excel und Dymola

starten und ablaufen zu lassen. Es können eigene Skripte geschrieben werden, die Schritt für Schritt von Dymola abgearbeitet werden. Die Skripte werden mit einem normalen Editor im ASCII-Zeichensatz<sup>2</sup> geschrieben und als Dymola-Skript-Datei (\*.mos) gespeichert. Die Skript-Dateien können einfach in Dymola aufgerufen werden. Damit ist es möglich, komplexe Simulationsexperimente von Dymola im Hintergrund abarbeiten zu lassen. Eine Übersicht über die zur Zeit verfügbaren Skript-Kommandos ist in der Dymola Hilfe oder bei Fritzson in „Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1“ [5] beschrieben.

Eine weitere Möglichkeit ist der dynamische Datenaustausch mit Dymola über die DDE-Schnittstelle. Im Gegensatz zu einem einfachen Excel-Interface bietet die DDE-Schnittstelle die Möglichkeit, während eines Simulationsexperimentes Befehle an Dymola zu senden. Abbildung 8 zeigt beispielhaft ein Flussdiagramm für einen dynamischen Datenaustausch eines Anwendungsprogramms mit Dymola während eines Simulationsexperimentes. Zunächst wird aus einer VBA<sup>3</sup>-Umgebung ein Kanal zur Kommunikation mit Dymola geöffnet. Ist der Kanal erfolgreich geöffnet, können verschiedene Befehle ausgeführt werden. Im dargestellten Fall wird vom Anwendungsprogramm ein Skript zur Initialisierung der Modell- und Simulationsparameter in Dymola geöffnet und abgearbeitet. Weiterhin wird das Modell für das spezifizierte Zeitintervall simuliert.

Anschließend startet das VBA-Makro eine Zeitschleife in welcher das Modell wieder-

<sup>2</sup>Beim ASCII-Zeichensatz handelt es sich um einen genormten Satz aus 128 Zeichen.

<sup>3</sup>Visual Basic for Applications (VBA) von Microsoft ist eine aus dem von Microsoft entwickelten Basic-Dialekt Visual Basic (VB) abgeleitete Makrosprache, die zur Steuerung von Programmabläufen in den Microsoft Office-Programmen entwickelt wurde. VBA ist der Nachfolger der verschiedenen Makrosprachen in den MS Office-Anwendungen.

holt ausgeführt wird. Es wird ein zweites Skript gestartet, das die vorangegangenen Simulationsergebnisse als Startwerte für den nächsten Simulationslauf setzt. Im Anschluss daran hat der Benutzer die Möglichkeit, gewünschte Parameter vor der nächsten Simulation zu ändern. Es werden die entsprechenden Werte vom Anwendungsprogramm als Parameter an Dymola übergeben.

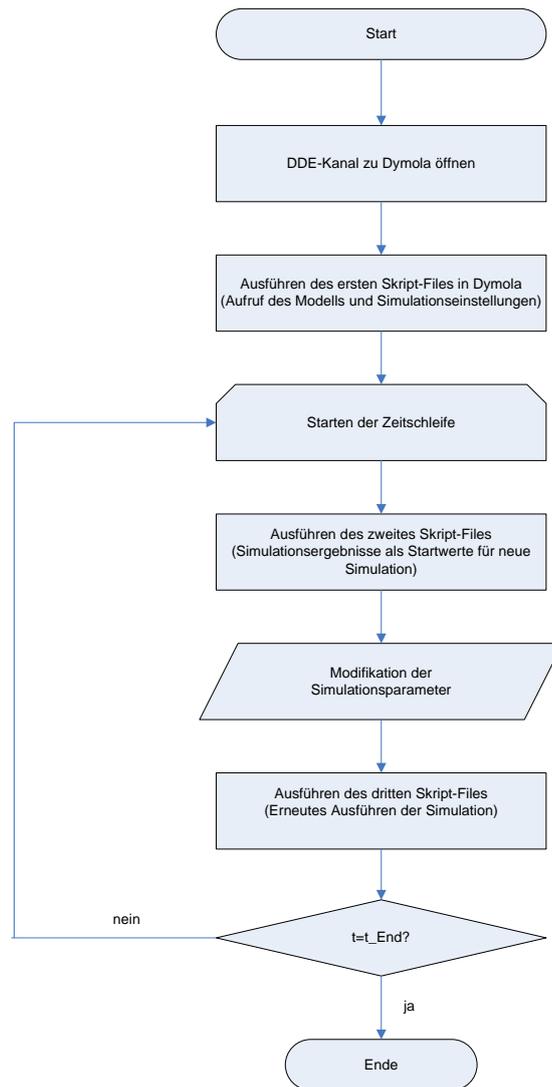


Abbildung 8: Flussdiagramm des DDE-Simulators

Danach wird ein drittes Skript ausgeführt, welches den nächsten Simulationslauf mit Dymola startet. Am Ende eines Simulationslaufes wird automatisch von Dymola eine Ergebnisdatei erzeugt, aus der die jeweiligen Daten mit Hilfe einer Ausleseroutine in das Anwendungsprogramm eingelesen werden. Damit stehen die Ergebnisse der jeweiligen

Simulationen im Anwendungsprogramm zur weiteren Bearbeitung zur Verfügung.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit soll der dynamische Datenaustausch zwischen Excel und Dymola auf Basis der in Abbildung 8 dargestellten Kommunikation nicht mit dem Kühlkreislaufsimulationsmodell, sondern anhand des bekannten Referenzmodells eines mathematischen Pendels, welches als Testmodell verwendet wurde, kurz vertieft werden.

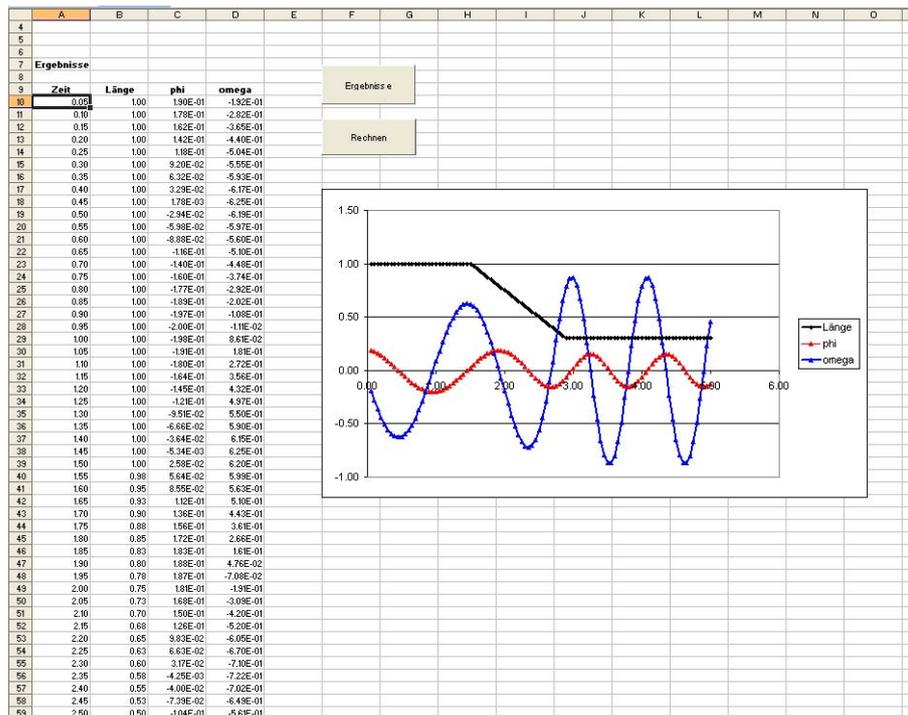


Abbildung 9: Beispiel eines Excel-Benutzer-Interfaces zur Steuerung und Auswertung von Simulationsexperimenten

Abbildung 9 zeigt ein einfaches Excel-Benutzer-Interface zum Starten von Simulationsläufen, zur Modifikation von Modellparametern und zur numerischen sowie graphischen Ergebnisanzeige. Das programmierte Excel-Makro wird über den Button „Rechnen“ gestartet, stellt die DDE-Verbindung her und steuert die Abläufe gemäß Abbildung 8. Die Pendellänge stellt einen variierbaren Modellparameter dar. Die Simulation des Pendelmodells erfolgt im Hintergrund mit Dymola. Die Datenauswertung, das so genannte „Postprozessing“, erfolgt in der Excel-Umgebung.

Trotz der hohen Benutzerfreundlichkeit von Dymola und des Versuchs diese noch weiter zu steigern, ist Dymola eine Entwicklungsumgebung, die in der Praxis ohne Kenntnisse der objektorientierten Modelica-Sprache nur schwer einsetzbar ist. Durch die Kopplung von Dymola mit bereits durchgesetzten und weit verbreiteten Softwarewerkzeugen wie beispielsweise Microsoft Excel kann die Akzeptanz von Simulationsmodellen durch rein anwendungsorientierte Benutzer wesentlich erhöht werden. Es können so fertige Simu-

lationsmodelle entwickelt werden, die dann von den Anwendern mit den gewohnten Bedienoberflächen ohne direkten Kontakt zu Dymola gesteuert und simuliert werden.

## 6 Zusammenfassung

Die Erfahrungen mit der Modellierungssprache Modelica und dem Simulator Dymola zeigen, dass mit dem Ansatz der objektorientierten Modellierung und den zur Verfügung stehenden Simulatorschnittstellen eine flexible und vielseitig einsetzbare Simulationsumgebung zur dynamischen Untersuchung von Fahrzeugkühlkreisläufen realisierbar ist.

Durch den Open-Source-Ansatz haben sich freie Bibliotheken entwickelt, die zum gegenwärtigen Zeitpunkt schon einen großen Bereich technischer Anwendungen abdecken. Das entwickelte PKW-Kühlermodell auf Basis der frei verfügbaren ThermoPower-Bibliothek zeigt, dass eigene Problemstellungen unter Verwendung und Weiterentwicklung vorhandener Bibliotheken effektiv gelöst werden können. Anwendungsabhängig sind dennoch oft umfangreiche eigene Programmierarbeiten notwendig. Relativ ausgereifte Bibliotheken werden immer häufiger als kommerzielle Produkte für Dymola angeboten. Der kommerzielle Vertrieb spricht gegen den Open-Source-Gedanken, führt aber andererseits zu einer beschleunigten Weiterentwicklung von Modelica und Dymola. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass mit Modelica in Verbindung mit Dymola ein flexibles und leistungsfähiges Simulationswerkzeug für komplexe technische Anwendungen zur Verfügung steht. Vermutlich wird Modelica/Dymola sich nicht alleine in der Praxis durchsetzen, aber in Verbindung mit schon etablierten Softwarewerkzeugen können die Stärken von Modelica/Dymola bereits heute gezielt zur Lösung komplexer Aufgaben genutzt werden.

## Danksagung

Diese Arbeit wurde im  
Kompetenzzentrum – Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH abgewickelt,  
gefördert aus Mitteln  
des K plus Kompetenzzentren-Programm,  
des Landes Steiermark,  
der Steirischen Wirtschaftsförderungsgesellschaft mbH und  
der Stadt Graz.



## Literatur

- [1] Casella, F., Leva, A.: Modelica open Library for power plant simulation: design and experimental validation, 3rd international Modelica Conferenze, Linköping, 2003.
- [2] Casella, F.: Internetseite der ThermoPower-Bibliothek, <http://www.elet.polimi.it/upload/casella/thermopower/>.
- [3] Dynasim AB, Lund (Schweden): Dynamic Modeling Libratory, <http://www.dynasim.se/> [Lesedatum 10.2005].
- [4] Elmquist H.: A Structured Model Language for Large Continuous Systems. Dissertation. Report CODEN:LUFTFD2/(TFTR-1015), Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund, Schweden (1978).
- [5] Fritzson P.: Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1, Linköping University, Sweden.
- [6] Modelon AB: AirCondition Library, Users Manual, Version 1.3, Lund, 2005.
- [7] Otter M., Elmquist H.: Modelica - Language, Libraries, Tools, Workshop and EU Projekt Real Sim. Simulation News Europe, (2000), S. 1-8 <http://www.modelica.org/documents/ModelicaOverview14.pdf>.
- [8] VDI Wärmeatlas, 7. Auflage, VDI Verlag, Düsseldorf, Germany; 1994.

# Einführung in Sliding-Mode-Regelung und Ausblick auf die Leerlaufdrehzahlregelung von Verbrennungsmotoren

B. Alt, Universität der Bundeswehr München \*  
K.-D. Otto, Universität der Bundeswehr München †  
F. Svaricek, Universität der Bundeswehr München ‡

## Zusammenfassung

Die Robustheit eines regelungstechnischen Systems spielt in vielen Anwendungen eine wichtige Rolle und es gibt verschiedene Ansätze zur Auslegung robuster Regler. Darunter stellt die Sliding-Mode-Regelung (SMR) ein interessantes Konzept dar, da sie bei einer Vielzahl von regelungstechnischen Aufgaben angewendet werden kann. Anhand eines Beispiels einer Eingrößenregelung wird gezeigt, wie dieses Regelungskonzept angewendet wird, wodurch die Robustheit entsteht und wo Probleme auftreten können. Im Anschluss wird ein Ausblick auf das Vorhaben Regelung der Leerlaufdrehzahl eines Verbrennungsmotors mit SMR gegeben. Dabei soll das Ziel die Entwicklung eines Entwurfswerkzeugs für SMR bei diskreten und nichtlinearen Mehrgrössensystemen sein.

## 1 Einleitung und Motivation

Die heute unter dem Begriff *Sliding-Mode-Regelung* (Sliding-Mode-Control) bekannte Entwurfsmethodik für Regelungssysteme ist aus Forschungsaktivitäten in der Mitte des 20. Jahrhunderts über Systeme mit variabler Struktur hervorgegangen. Viele dieser Arbeiten wurden in der UDSSR durchgeführt und im Westen erst 1977 durch den Übersichtsbeitrag von Vadim I. Utkin bekannt [Utk77]. Die Sliding-Mode-Regelung (SMR) gehört zur Klasse der *Robusten Regelungskonzepte*, die immer dann angewendet werden, wenn die Diskrepanz zwischen der tatsächlichen Regelstrecke und dem zur Verfügung stehenden mathematischen Modell so groß wird, daß ein klassischer Reglerentwurf zu keiner zufriedenstellenden Regelleistung mehr führt. Innerhalb der robusten Regelungskonzepte

---

\*Institut für Systemdynamik und Flugmechanik, Werner-Heisenberg-Weg 39, D-85577 Neubiberg, Tel.:089-6004 4146, benedikt.alt@unibw.de

†Institut für Systemdynamik und Flugmechanik, Werner-Heisenberg-Weg 39, D-85577 Neubiberg, Tel.:089-6004 3582, klaus-dieter.otto@unibw-muenchen.de

‡Institut für Systemdynamik und Flugmechanik, Werner-Heisenberg-Weg 39, D-85577 Neubiberg, Tel.:089-6004 2077, ferdinand.svaricek@unibw-muenchen.de

gehört die SMR zur Klasse der *Variabel Strukturierten Regelung* (VSR), die durch eine ganze Reihe verschiedener zur Verfügung stehender Regelgesetze mit den dazugehörigen Entscheidungsregeln in Form von Schaltfunktionen gekennzeichnet sind. Am Einfachsten läßt sich SMR dadurch beschreiben, daß die Trajektorie des Systems zunächst auf eine Hyperfläche des Zustandsraums, der sogenannten *Schaltfläche* geführt wird und dann im weiteren Verlauf in der Nähe dieser Schaltfläche gehalten wird. Der Systemzustand auf dieser Schaltfläche, der *Gleitzustand*, der im Englischen auch *Sliding Mode (SM)* genannt wird, verleiht diesem Regelungskonzept seinen Namen. Der große Vorteil beim variabel strukturierten Entwurf besteht in der Möglichkeit, daß die gewünschten Systemeigenschaften des geschlossenen Regelkreises mit bestimmten Bereichen im Zustandsraum korrespondieren. Schaltet man zwischen zwei dynamischen Systemen entsprechend hin und her, so kann man eine Zustandstrajektorie erzeugen, die bei keinem der beiden Systeme alleine vorkommen kann. Beispielsweise kann eine stabile Trajektorie durch ein Hin- und Herschalten zwischen zwei instabilen Systemen generiert werden (siehe Beispiel 1 in [Utk77]). Neben dieser wichtigen Eigenschaft von variabel strukturierten Systemen (und somit auch der SMR) existieren noch zwei wesentliche Vorteile bei deren Anwendung: Zum einen kann mit der Wahl der Schaltfläche direkt das gewünschte Systemverhalten festgelegt werden und zum anderen ist das geregelte System unempfindlich gegenüber einer speziellen Klasse von Unsicherheiten (u.a. bestimmte Modellungenauigkeiten bzw. unbekannte externe Störungen). Diese zuletzt genannte *Invarianzeigenschaft* rechtfertigt die Zuordnung zu den robusten Regelungskonzepten. Aufgrund dieser Eigenschaft erfreut sich die Sliding-Mode-Regelung schon seit mehreren Jahrzehnten wachsender Beliebtheit sowohl in der Forschung als auch bei Anwendern. SMR wurde zunächst nur bei linearen Eingrößen-Regelstrecken eingesetzt. Inzwischen ist diese Entwurfsmethode aber auf eine Vielzahl von Systemtypen angewendet worden. Hierzu zählen Mehrgrößensysteme und nichtlineare Systeme [DZM88, Slo84] sowie zeitdiskrete Systeme [Cha95].

In diesem Beitrag soll das prinzipielle Vorgehen beim Reglerentwurf anhand eines einfachen Beispiels veranschaulicht werden. Hierzu wurde die Drehzahlregelung eines Gleichstrommotors ausgewählt. Zunächst wird in Abschnitt 2 für das vorliegende lineare System der Schaltflächenentwurf beschrieben. Im Abschnitt 3 wird für das kontinuierliche System ein idealer Regleransatz vorgestellt. Im Anschluss wird das Modell des Gleichstrommotors diskretisiert und es werden Methoden aufgezeigt, wie die durch die Diskretisierung entstandenen Probleme reduziert werden können. Schließlich wird ein Ausblick auf die SMR der Leerlaufdrehzahl eines Verbrennungsmotors gegeben. Anhand dieses Beispiels soll in zukünftigen Arbeiten die Anwendbarkeit der SMR für diskrete Mehrgrößensysteme im Bereich der Kraftfahrzeugtechnik genauer untersucht werden.

## 2 Schaltflächenentwurf

In diesem Beitrag wird der Entwurf eines Sliding-Mode-Reglers anhand des Beispiels Drehzahlregelung eines Gleichstrommotors beschrieben. Dieses Beispiel wurde [ES98] entnommen und dort sind weitere Einzelheiten zur Modellbildung zu finden. Zur Vereinfachung geht man davon aus, daß alle Zustandsgrößen (Drehwinkel  $\Theta$ , Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\Theta}$  und Ankerstrom  $i_A$ ) vorliegen und nicht über Beobachter rekonstruiert werden

müssen. Das lineare Zustandsraummodell dieses Beispiels mit  $n = 3$  Zuständen,  $m = 1$  Eingängen,  $r = 3$  Ausgängen und einer unbekanntem Störung  $\mathbf{z}(x, t)$  wird in diesem Beitrag in der Form

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{b}u(t) + \mathbf{z}(x, t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(t)\end{aligned}\quad (1)$$

mit dem Anfangswert  $\mathbf{x}_0 = [3 \ 0 \ 0]$  als gegeben vorausgesetzt. Für den Entwurf der Schaltfläche ist es notwendig, das Zustandsraummodell durch eine orthogonale Transformation  $\mathbf{T}$  in die sogenannte *Regulärform* zu überführen [ES98]. Es sei darauf hingewiesen, daß  $\mathbf{T}$  nur existiert, wenn  $(\mathbf{A}, \mathbf{B})$  vollständig steuerbar ist. Die transformierte Systemgleichung von (1) kann in der Form

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}_{R,1}(t) &= \mathbf{A}_{R,11}\mathbf{x}_{R,1}(t) + \mathbf{a}_{R,12}x_{R,2}(t) + \mathbf{z}_u(x, t) \\ \dot{x}_{R,2}(t) &= \mathbf{a}_{R,21}^T\mathbf{x}_{R,1}(t) + a_{R,22}x_{R,2}(t) + b_{R,2}u(t) + z_m(x, t)\end{aligned}\quad (2)$$

geschrieben werden. Durch die Transformation des Systems in Regulärform wird die Störung  $\mathbf{z}(x, t)$  aus (1) in zwei Anteile  $\mathbf{z}_u(x, t)$  bzw.  $z_m(x, t)$  aufgeteilt. Es handelt sich dabei um stochastische Größen, die in ihrer Amplitude allerdings beschränkt sind. Bei dem zuletzt genannten Term handelt es sich um Störungen und Systemunsicherheiten, die in der gleichen Weise wie die Steuergrößen auf das System wirken. Durch die Transformation des Systems in die Regulärform kann dieser Anteil  $z_m(x, t)$  mit der Steuergröße ausgeglichen werden. Dadurch ist das System robust gegenüber den Störungen aus  $z_m(x, t)$ . Die Regulärform wird im vorliegenden Beispiel als gegeben vorausgesetzt und die einzelnen Submatrizen  $\mathbf{A}_{R,11} \in \mathbb{R}^{(n-m) \times (n-m)}$ ,  $\mathbf{a}_{R,12} \in \mathbb{R}^{(n-m)}$ ,  $\mathbf{a}_{R,21}^T \in \mathbb{R}^{(n-m)}$ ,  $a_{R,22} \in \mathbb{R}$  bzw.  $b_{R,2} \in \mathbb{R}$  lauten somit

$$\mathbf{A}_{R,11} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{a}_{R,12} = \begin{bmatrix} 0 \\ K_t \end{bmatrix} \mathbf{a}_{R,21}^T = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{K_e}{L_0} \end{bmatrix} a_{R,22} = \left[-\frac{R}{L_0}\right] b_{R,2} = \left[\frac{1}{L_0}\right]$$

Es sei darauf hingewiesen, daß  $b_{R,2} \neq 0$  im allgemeinen Mehrgrößenfall vollen Rang besitzen muß. Diese Bedingung ist im vorliegenden Beispiel auch erfüllt.

Abkürzung	Bezeichnung	Zahlenwert
$J_0$	Trägheitsmoment des Motors	0.1352 $kgm^2$
$K_t$	Motorkonstante	0.8112 $\frac{Nm}{A}$
$K_e$	Motorkonstante	0.6 $\frac{Vs}{rad}$
$L_0$	Induktivität des Ankerkreises	0.046 $\Omega s$
$R$	Widerstand des Ankerkreises	1.2 $\Omega$

Tabelle 1: Verwendete Symbole im Beispiel Drehzahlregelung eines Gleichstrommotors

Tabelle 1 enthält eine Auflistung aller verwendeten Größen inklusive deren Bedeutung. Die Steuergröße ist die Ankerspannung  $v_A$ . Beim Entwurf der Schaltfläche gibt

man dem System für den Fall, dass die Schaltfläche erreicht wurde, im allgemeinen eine lineare Systemdynamik  $s(t) = \mathbf{s}^T \mathbf{x}(t)$  mit  $\mathbf{s}^T \in \mathbb{R}^n$  vor. Mit Hilfe der Zustände der Regulärform aus (2) kann die Schaltfläche auch als

$$s(t) = \mathbf{s}_{R,1}^T \mathbf{x}_{R,1}(t) + s_{R,2} x_{R,2}(t) \quad (3)$$

beschrieben werden. Dabei stellen  $\mathbf{s}_{R,1}^T \in \mathbb{R}^{(n-m)}$  und  $s_{R,2} \in \mathbb{R}$  die Entwurfsparameter der Schaltfläche dar, die so gewählt werden müssen, daß die gleitende Bewegung auf der Schaltfläche stabil wird. Unter der Voraussetzung, daß sich die Trajektorie des Systems auf der Schaltfläche befindet (d.h.  $s(t) = 0$ ), kann mit der Gleichung (3) folgende Beziehung zwischen den Zuständen aufgestellt werden:

$$x_{R,2}(t) = -s_{R,2}^{-1} \mathbf{s}_{R,1}^T \mathbf{x}_{R,1}(t) = -\mathbf{m}^T \mathbf{x}_{R,1}(t) \quad (4)$$

Setzt man die Gleichung (4) in (2) ein, so erhält man eine Systemgleichung mit reduzierter Ordnung der Dimension ( $n - m$ ):

$$\dot{\mathbf{x}}_{R,1}(t) = (\mathbf{A}_{R,11} - \mathbf{a}_{R,12} \mathbf{m}^T) \mathbf{x}_{R,1}(t) \quad (5)$$

Gleichung (5) beschreibt somit die Dynamik des geschlossenen Systems auf der Schaltfläche, die stabil ist, wenn alle Pole der neuen Systemmatrix  $(\mathbf{A}_{R,11} - \mathbf{a}_{R,12} \mathbf{m}^T)$  in der linken Halbebene (LHE) liegen. Die Pole können nun ähnlich wie bei einer linearen Zustandsrückführung über den Vektor  $\mathbf{m}^T$  festgelegt werden. Es sei darauf hingewiesen, dass für den Schaltflächenentwurf bei kontinuierlichen und diskreten Systemen die gleichen Verfahren anzuwenden sind. Bei diskreten Systemen müssen die Pole lediglich in der Einheitskreisscheibe um den Ursprung platziert werden. Zur Polvorgabe gibt es verschiedene Möglichkeiten: *Polvorgabe*, *LQR-Verfahren* und *Modalsynthese*. Zur Veranschaulichung wird im Folgenden der Schaltflächenentwurf mit dem Polvorgabeverfahren für (2) durchgeführt.

Zur Festlegung von  $s$  werden im vorliegenden Beispiel zwei Pole in der LHE benötigt. Dazu werden der Dämpfungsgrad  $D$  und die Eigenfrequenz  $\omega_N$  angemessen festgelegt. Somit läßt sich ein Wunschpolynom für die Systemdynamik der Schaltfläche aufstellen, dessen Nullstellen  $\lambda_i$  die gewünschten Pole darstellen und in  $\mathbf{P}$  zusammengefasst sind. Mit Hilfe des MATLAB-Kommandos `PLACE` erhält man nach der Eingabe von  $\mathbf{A}_{R,11}$ ,  $\mathbf{a}_{R,12}$  und von  $\mathbf{p}$  für die Schaltfläche  $s(t) = [\mathbf{m}^T \ 1] \mathbf{x}(t) = [m_1 \ m_2 \ 1] \mathbf{x}(t)$ . Tabelle 2 enthält zwei mögliche Kombinationen an Zahlenwerten für  $D$  und  $\omega_N$  sowie die daraus resultierenden Polpaare  $\lambda_i$  bzw. die Koeffizienten  $m_i$  der Schaltflächen  $s_1$  und  $s_2$ . Die Lage der somit definierten Schaltflächen  $\mathbf{s}_1$  bzw.  $\mathbf{s}_2$  im Zustandsraum kann Abbildung 1 entnommen werden.

### 3 Reglerentwurf beim kontinuierlichen System

In Abschnitt 2 wurde der Schaltflächenentwurf bereits näher beschrieben. Im Folgenden wird die Schaltfläche  $s = s_1$  als gegeben vorausgesetzt. Das Ziel dieses Abschnitts besteht

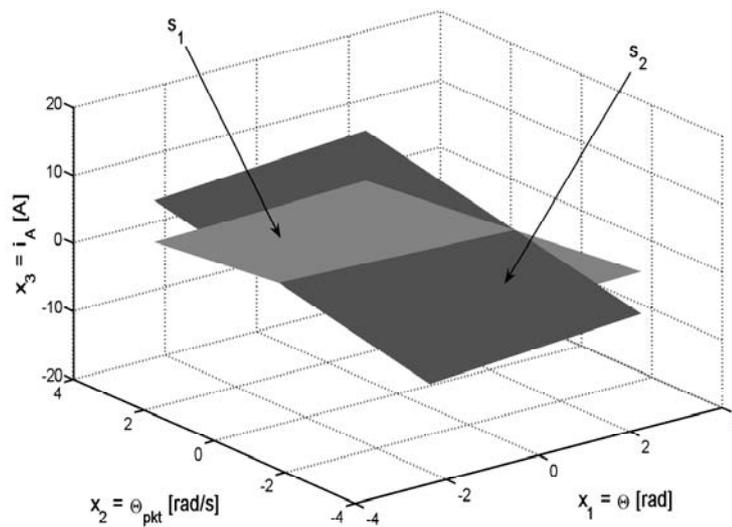


Abbildung 1: Schaltflächen  $s_1$  und  $s_2$  im Zustandsraum

	$D = 0.95[\frac{rad}{s}], \omega_N = 2.5[\frac{1}{s}]$	$D = 0.8[\frac{rad}{s}], \omega_N = 2.5[\frac{1}{s}]$
Pole $\lambda_i$	$-1.9 \pm 0.6245i$	$-2 \pm 1.5i$
Koeffizienten $m_i$	$m_1 = 4, m_2 = 3.8$	$m_1 = 6.25, m_2 = 4$

Tabelle 2: Zahlenwerte für Dämpfungsgrad  $D$  und  $w_N$ , sowie Pole  $\lambda_i$  und Koeffizienten  $m_i$  der Schaltflächen  $s_1$  und  $s_2$

darin, ein kontinuierliches Regelgesetz zu formulieren, daß eine Zustandstrajektorie, die von einem beliebigen Ort  $\mathbf{x}_0$  ausgeht, in endlicher Zeit auf  $s$  geführt wird und dann entlang dieser Schaltfläche in den Ursprung gleitet. Am Einfachsten kann dieses Regelgesetz als eine Linearkombination aus einer *linearen Zustandsrückführung*  $u_L$  und einem *nichtlinearen Anteil*  $u_N$  realisiert werden. Während sich die Trajektorie durch  $u_L$  asymptotisch an die Schaltfläche  $s$  annähert, wird sie im weiteren Verlauf durch  $u_N$  auf  $s$  gehalten. Dabei werden insbesondere externe Störungen, nichtmodellerte Dynamiken und Parameterunsicherheiten, die die Trajektorie in ihrem Verlauf beeinflussen, derart ausgeglichen, dass die zuvor definierte Schaltfläche immer wieder erreicht wird. Hierzu wird im einfachsten Fall ein Schaltglied verwendet, das zwischen zwei Rückführverstärkungen umschaltet, sobald die Trajektorie  $s$  überquert. An dieser Stelle sei aber angemerkt, dass  $u_N$  nicht notwendigerweise diskontinuierlich sein muss. Im nächsten Schritt wird die sogenannte *Erreichbarkeitsbedingung (Reaching Condition)* formuliert, die sicherstellt, ob die Trajektorie die Schaltfläche erreicht hat. Hierzu wird z.B. in [DZM88] eine entsprechende Bedingung aufgestellt: In dem Bereich des Zustandsraums, in dem die Trajektorien auf die Schaltfläche  $s$  zulaufen, muss die Bedingung

$$s^T \frac{ds}{dt} < 0 \quad (6)$$

erfüllt sein. In Abschnitt 2 wurde  $s(t) = \mathbf{s}^T \mathbf{x}(t)$  festgelegt, damit ist  $\dot{s}(t) = \mathbf{s}^T \dot{\mathbf{x}}(t)$  und zusammen mit der Systemgleichung von (1) kann die Steuerung  $u(t) = u_L(t) + u_N(t)$  festgelegt werden. Allerdings zeigt es sich als vorteilhaft [ES98], anstelle von (6) eine abgeänderte Form, die sogenannte  $\eta$ -Erreichbarkeitsbedingung der Form  $s\dot{s} < -\eta|s|$  zu verwenden. Dabei stellt  $\eta$  eine beliebige positive Zahl dar. Diese neue Bedingung hat bei der Berechnung von  $u$  gegenüber (6) den Vorteil, daß die Trajektorie die Schaltfläche in endlicher Zeit erreicht und sie nicht nur unter Umständen asymptotisch annähert [ES98]. Beim Beispiel Drehzahlregelung eines Gleichstrommotors wird für die Steuerung der Ansatz

$$u = u_L + u_N = \underbrace{k_2 x_2 + k_3 x_3}_{u_L} - \underbrace{\rho \operatorname{sgn}(s)}_{u_N} \quad (7)$$

gewählt. Durch die für (6) benötigte Berechnung von  $\dot{s}$  ergibt sich für  $k_2 = K_e - L_0 m_1$  bzw.  $k_3 = R - L_0 \frac{K_t}{J_0} m_2$ . Der Parameter  $\rho$  stellt die Schaltamplitude der diskontinuierlichen Steuerung dar. Laut (6) kann  $\rho$  beliebig gewählt werden. Um nicht unnötig viel Stellenergie zu verbrauchen, sollte dieser Parameter zwar möglichst gering ausfallen, andererseits kann man durch die verfügbare Amplitude des Schaltglieds die Zeit bis zum Erreichen der Schaltfläche verkürzen. Daher muss ein entsprechender Kompromiß gefunden werden. In den Simulationen erwies sich  $\rho = 0.1$  als sinnvoll. Die Zeitverläufe in der Abbildung (2) zeigen die Zustandsgröße  $\Theta$  und die Steuergröße  $v_A$  für den Nominalfall mit den unter Tabelle (1) angegebenen Parametern im Vergleich zu dem Fall mit abgeänderten Motorparametern ( $L = 0.05 \Omega s$ ,  $K_t = 0.6 \frac{Nm}{A}$ ). Die gute Übereinstimmung zwischen den Zuständen der beiden Simulationen ist eine Demonstration der Robusttheitseigenschaften der SMR, die in Abschnitt 1 bereits erwähnt wurden. Allerdings erkennt man an der hohen Schaltfrequenz von  $u_N$ , daß nicht jedes Stellglied in der Lage ist, diese hochfrequenten Signale umzusetzen. Bei elektrischen Steuergrößen wie hier im Beispiel ist das jedoch meist der Fall [Ric94]. Da der in diesem Abschnitt beschriebene Reglerentwurf wegen dieses Sachverhalts im allgemeinen nur bedingt anzuwenden ist, spricht man auch von *Idealem Sliding Mode Verhalten*. Existieren beispielsweise Totzeiten im System oder im Stellglied, so kann die Trajektorie nicht auf der Schaltfläche gehalten werden. Anstattdessen stellt sich eine Schwingung entlang der Schaltfläche ein. Dieser Effekt wird als *Chattering* bezeichnet und sollte auf jeden Fall vermieden werden [DZM88]. In Abschnitt 4 wird ein Regelgesetz vorgestellt, mit dem das Chattering bei zeitdiskreten Systemen vermieden wird.

## 4 Reglerentwurf beim diskreten System

In Abschnitt 3 wurde ein *Kontinuierlicher Sliding-Mode-Regler (KSMR)* für kontinuierliche Systeme entworfen. In diesem Abschnitt soll der Einsatz von Sliding-Mode-Konzepten für diskrete Systeme untersucht werden. Bei diskreten Systemen mit hohen Abtastraten ist auch der Einsatz von gewöhnlichen KSMR möglich, jedoch geht bei geringen Abtastraten die Regelgüte drastisch verloren und zudem kann sich ein unerwünschtes Systemverhalten einstellen [Mon02]. Daher werden in der Literatur einige Ansätze zum

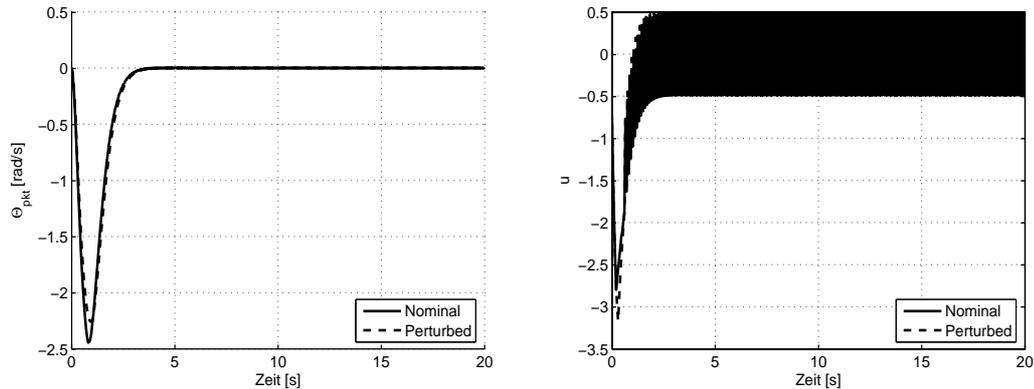


Abbildung 2: Verlauf von  $\dot{\Theta}$  sowie der Steuerung  $v_A$  über der Zeit

Entwurf von *Diskreten Sliding-Mode-Reglern (DSMR)* vorgeschlagen [SIK87, Fur90, GWH95, KZ00]. Diese diskreten Regelgesetze beruhen auf einer entsprechenden Umformulierung der Erreichbarkeitsbedingung aus (6) für den diskreten Fall und zeichnen sich im allgemeinen durch eine höhere Regelgüte aus gegenüber einem KSMR, der digital realisiert wurde und nur eine geringe Abtastrate besitzt, da diese neuen Ansätze nun die Tatsache miteinbeziehen, daß bei diskreten Systemen nur zu bestimmten Zeitpunkten geschaltet werden kann. Jedoch kann die Berechnung der gesuchten Reglerparameter schon bei einfachen Systemen recht komplex werden, je nachdem welches Regelgesetz gewählt wird. In diesem Beitrag wird gezeigt, dass sich ein Sliding-Mode-Regler für diskrete Systeme mit einer geringen Abtastrate auch weitaus einfacher realisieren läßt. Dieses Vorgehen soll wieder anhand des Beispiels Drehzahlregelung eines Gleichstrommotors demonstriert werden. Hierzu wird das zugrunde liegende System mit einem Abtaster mit Halteglied nullter Ordnung diskretisiert. Man erhält für die Systemgleichung die Form  $\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{b}_d u(k)$ . Als Regelgesetz werden nun 2 mögliche Varianten, ähnlich wie in (7) vorgeschlagen:

$$\begin{aligned} u &= k_{2,d} x_2 + k_{3,d} x_3 - \rho \operatorname{sgn}(s) \\ u &= k_{2,d} x_2 + k_{3,d} x_3 - \rho \operatorname{sat}(s) \end{aligned} \quad (8)$$

In der zuletzt genannten Variante wird nun die *SGN*-Funktion durch ein sogenanntes *Sättigungsglied (SAT-Funktion)* ersetzt. Das bedeutet, daß in einer gewissen Umgebung der Schaltfläche, dem sogenannten *Boundary Layer*, eine Proportionalverstärkung anstelle der außerhalb eingesetzten schaltenden Rückführverstärkungen verwendet wird. Dadurch bewegt sich die Zustandstrajektorie nicht mehr ausschließlich nur auf der Schaltfläche selbst, sondern auch in dem somit freigegebenen Boundary Layer. Es wurde bereits mehrfach nachgewiesen, daß durch einen zu großen Boundary Layer die Robustheit des geregelten Systems verloren geht [Heb95]. Daher soll dieser Bereich so klein wie möglich gewählt werden. Durch dieses Vorgehen wird das Chattering drastisch reduziert, das unter gleichen Bedingungen bei der Verwendung eines Schaltglieds in der nichtlinearen Steuerung  $u_N$  eintreten würde (vgl. Abbildung 3). Nach dieser kurzen Einführung in KSMR

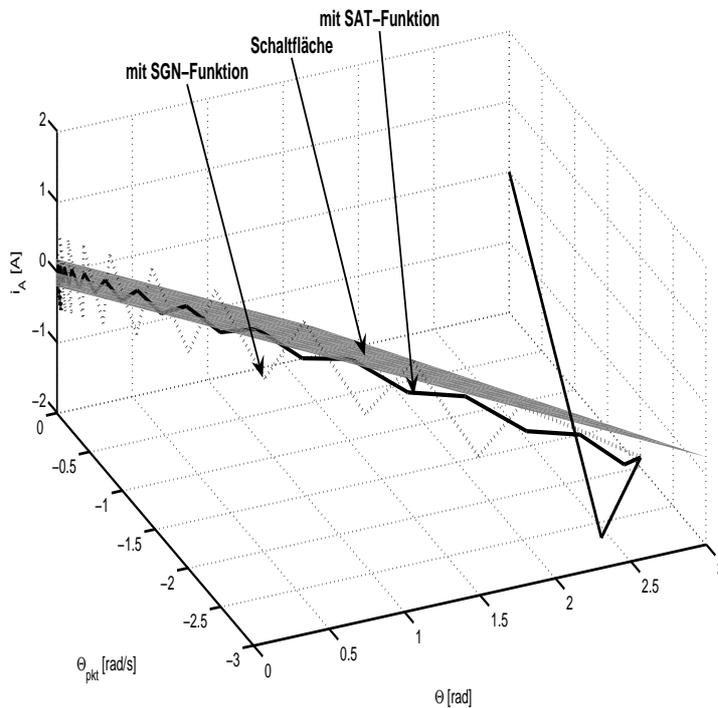


Abbildung 3: Zur Reduktion des *Chattering*-Effekts am Beispiel der Drehzahlregelung eines Gleichstrommotors

und DSMR gibt der nächste Abschnitt einen Ausblick auf das Vorhaben Leerlaufdrehzahlregelung für Verbrennungsmotoren mit Sliding-Mode-Konzepten.

## 5 Ausblick auf die Leerlaufregelung eines Verbrennungsmotors

Ein Verbrennungsmotor stellt ein hochgradig komplexes System dar, das im wesentlichen durch die nichtlinearen Prozesse der Verbrennung sowie durch die thermodynamischen Randbedingungen (z.B. Umgebungsdruck, Mischungsverhältnis usw.) gekennzeichnet ist. Zur Bildung von mathematischen Modellvorstellungen gibt es in der Literatur unterschiedliche Ansätze [GO04]. Als Ziel soll dabei ein Modell stehen, das die physikalischen Vorgänge des Motors zwar ausreichend genau erfasst, auf der anderen Seite aber keine zu hohen Anforderungen an die erforderliche Rechenleistung stellt. Ein oft verwendeter Ansatz stellt das sogenannte *Mean Value Model (MVM)* dar. Darin wird die Vereinfachung getroffen, daß sich die relevanten Zustandsgrößen über den Arbeitstakt des Motors hinweg statisch verhalten. Die Änderung findet also nur zwischen den Takten statt. Es handelt sich somit um ein zeitkontinuierliches Modell. Im Gegensatz dazu stehen die recht komplexen zustandsdiskreten Modelle (*Discrete Event Model, DEM*), bei denen der Kurbelwellenwinkel  $\phi$  die Integrationsvariable darstellt. Allerdings ist der Rechenaufwand bei DEM erheblich. Oft findet ein Kompromiß zwischen Genauigkeit

und erforderlicher Rechenleistung Anwendung, so auch im Fall der *Leerlaufdrehzahlregelung (LLR)* eines Verbrennungsmotors. Dabei wird in einem ersten Ansatz ein DEM für eine feste Drehzahl aufgestellt und somit entspricht  $\phi$  einer nahezu konstanten Integrationszeit  $t$ . Durch dieses Vorgehen können viele der bekannten Techniken für zeitdiskrete Systeme angewendet werden. Das zugrunde liegende Modell der LLR besteht aus mehreren Subsystemen: *Saugrohrdynamik*, *Momentenerzeugung* und *Rotationsdynamik*. Zusätzlich zur Abbildung dieser *Physikalischen Zusammenhänge* werden wichtige *Steuergerätefunktionen* wie die *Momentenanforderung inkl. der Stabilisierungsfunktion*, die *Berechnung der Sollfüllung*, die *Berechnung des Referenzmoments* und die *Zündwinkel- und Wirkungsgradberechnung* mit abgebildet. Eine genauere Beschreibung ist [BBSM06] zu entnehmen. Im ersten Schritt des Entwurfs einer SMR wird das vorliegende Modell um den Arbeitspunkt  $N_{Soll} = 750 \frac{U}{min}$  diskretisiert und es soll ein robuster Mehrgrößenregler entworfen werden, der die Drehzahl  $N$  und die Momentenreserve  $T_{Res}$  trotz aller Unsicherheiten im System konstant hält. Hierzu stehen der *Luftpfad* und der *Zündwinkelpfad* als Steuerungen zur Verfügung. Während der Luftpfad als Stellglied ein vergleichsweise träges Verhalten aufweist, ist die zugehörige Stellautorität jedoch beachtlich. Beim Zündpfad liegen umgekehrte Verhältnisse vor, damit können betragsmäßig kleine Störungen sehr schnell ausgeglichen werden. Somit muss nun ein Regelgesetz entwickelt werden, das neben den o.g. Anforderungen auch die unterschiedlichen Möglichkeiten der Stellglieder miteinbezieht. Im weiteren Vorgehen soll eine SMR für das zugrunde liegende nichtlineare Modell der LLR entworfen werden. Schließlich soll das Konzept im Fahrzeugversuch implementiert und erprobt werden. Anhand der Erfahrungen aus dem Beispiel SMR für LLR sollen erste Erfahrungen gewonnen werden, die langfristig in ein allgemeines SMR-Entwurfstool für diskrete Mehrgrößensysteme fließen sollen.

## 6 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde das Konzept der Sliding-Mode-Regelung, das den Robusten Reglern zuzuordnen ist, eingeführt und am Beispiel Drehzahlregelung eines Gleichstrommotors anschaulich erklärt. Der Reglerentwurf besteht aus dem Entwurf einer geeigneten Schaltfläche und der Formulierung des eigentlichen Regelgesetzes. Bei der Auswahl eines geeigneten Regelgesetzes spielt die maximal realisierbare Frequenz des Stellglieds eine entscheidende Rolle, ebenso verlangt die Auswahl eines geeigneten Reglers bei diskreten Systemen mit geringen Abstraten besondere Beachtung. Im zweiten Teil des Beitrags wurde das Vorhaben zukünftiger Forschungsarbeiten kurz erläutert. Hierbei handelt es sich um die Anwendung der Sliding-Mode-Regelung auf Zustandsdiskrete Mehrgrößensysteme im Bereich der Drehzahlregelung von Ottomotoren.

## Literatur

- [BBSM06] C. Bohn, T. Böhme, A. Staate, and P. Manemann. A Nonlinear Model for Design and Simulation of Automotive Idle Speed Control Strategies. In *Proceedings of the 25th American Control Conference. Accepted for publication. Minneapolis, 2006.*

- [Cha95] C.Y. Chan. Design of Discrete time Sliding Mode Controller. *Control–Theory and Advanced Technology*, 10(1):89–96, 1995.
- [DZM88] R.A. DeCarlo, S.H. Zak, and G.P. Matthews. Variable Structure Control of Nonlinear Multivariable Systems: A Tutorial. *Proceedings of the IEEE*, 76(3):212–232, March 1988.
- [ES98] C. Edwards and S. K. Spurgeon. *Sliding Mode Control, Theory and Applications*. Taylor & Francis LTD., 1998.
- [Fur90] K. Furuta. Sliding mode control of a discrete system. *Systems & Control Letters*, 14:145–152, 1990.
- [GO04] L. Guzella and C.H. Onder. *Introduction to Modelling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer-Verlag, 2004.
- [GWH95] W. Gao, Y. Wang, and A. Homaifa. Discrete-time Variable Structure Control Systems. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 42, No. 2:117–122, 1995.
- [Heb95] H. Hebisch. Grundlagen der Sliding–Mode–Regelung. Technical Report 15, Gerhard-Mercator-Universität Duisburg, 1995.
- [KZ00] A. J. Koshkouei and A.S.I. Zinober. Sliding Mode Control of Discrete-Time Systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 122:793–802, 2000.
- [Mon02] G. Monsees. *Discrete-time Sliding Mode Control*. PhD thesis, Technische Universiteit Delft, 2002.
- [Ric94] H. Richter. Hyperplane Design in Observer-Based Discrete-Time Sliding Mode Control. Master’s thesis, Pontificia Universidad Católica del Perú, 1994.
- [SIK87] S. Z. Sarptürk, Y. Istefanopulos, and O. Kaynak. On the Stability of Discrete-time Sliding Mode Control Systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, AC-32, No. 10:930–932, 1987.
- [Slo84] J.-J. E. Slotine. Sliding Controller Design for non-linear Systems. *Int. J. Control*, 40(2):421–434, 1984.
- [Utk77] V.I. Utkin. Variable Structure Systems with Sliding Modes. *IEEE Transactions on Automatic Control*, AC-22(2):212–222, April 1977.

# Regelung pneumatischer und hydraulischer Schwingungsprüfstände mittels Iterativ Lernender Regelung im Frequenzbereich

H. Rockel, J. C. Fuentes, Technische Universität Clausthal \*  
U. Konigorski, Technische Universität Darmstadt †  
H. Müller, DHM Embedded Systems ‡

## Zusammenfassung

Für die Regelung zyklischer Prozesse werden auf Basis eines allgemeinen Rahmens für parametrische Iterativ Lernende Regelungen einfache und effektive Algorithmen im Frequenzbereich vorgestellt, die hohe Anschaulichkeit, einfache Implementierbarkeit und große Robustheit bei geringer Modellkenntnis miteinander verbinden. Die Verfahren werden an pneumatischen und hydraulischen Prüfständen für Betriebsfestigkeit angewendet.

## 1 Einleitung und Motivation

Viele technische Prozesse sind zyklischer Natur. Beispiele hierfür sind die Bewegungsabläufe von Montagerobotern und chemische Batch-Prozesse. Ihre Regelung erfolgt zu meist mittels Standard-PID-Verfahren. Seit den 80er Jahren entwickelte sich das Fachgebiet der Iterativ Lernenden Regelung, deren prinzipielle Idee vom menschlichen Lernprozeß motiviert ist. Es wurden hierfür eine Reihe von komplexen Algorithmen vorgestellt, die sehr detaillierte Modellkenntnisse erfordern. Dies entspricht jedoch nicht den meisten praktischen Problemstellungen. In den letzten Jahren wurde ausgehend von Regelungen für Prüfstände der Betriebsfestigkeit [Pfe01] ein allgemeiner theoretischer Rahmen für Iterativ Lernende Regelungen entwickelt [RK04], [RK05], [Roc06], der effektive Entwürfe mit einem hohen Grad an Anschaulichkeit und leichter Implementierbarkeit bei einem ggf. sehr geringen Maß an Modellkenntnis ermöglicht.

---

\*Institut für Elektrische Informationstechnik, D-38678 Clausthal-Zellerfeld, Germany, hellmar[juanca]@iei.tu-clausthal.de

†Institut für Automatisierungstechnik, D-64283 Darmstadt, ukonigorski@iat.tu-darmstadt.de

‡Gerhard-Rauschenbach-Str. 12, D-38678 Clausthal-Zellerfeld, Germany

## 2 Theoretischer Hintergrund

Ausgehend von einer vektoriellen Beschreibung aller zeitdiskreten Signale innerhalb eines Zyklus der Dauer  $T_C$  mit der Abtastzeit  $T_S$  und  $N = \frac{T_C}{T_S}$  in der Form

$$\begin{aligned}\underline{w} &= [w(0) \quad w(T_S) \quad w(2T_S), \dots, w(NT_S)]^T \\ \underline{u}_k &= [u_k(0) \quad u_k(T_S) \quad u_k(2T_S), \dots, u_k(NT_S)]^T \\ \underline{y}_k &= [y_k(0) \quad y_k(T_S) \quad y_k(2T_S), \dots, y_k(NT_S)]^T,\end{aligned}\tag{1}$$

wie hier beispielhaft für die Soll-, Stell- und Isttrajektorien im Zyklus  $k$  gezeigt, und der Darstellung aller Operatoren als Matrizen entsprechender Dimension läßt sich eine Iterativ Lernende Regelung – im Folgenden als ILR abgekürzt – in Kombination mit einer unterlagerten konventionellen Regelung und ggf. Lerngesetzen höherer Ordnung als parametrisches Mehrgrößensystem auffassen [RK05]. Die hierdurch entstehende Struktur ist in Abbildung 1 dargestellt. Die Strecke wird durch ihren Übertragungsoperator  $\underline{G}$  cha-

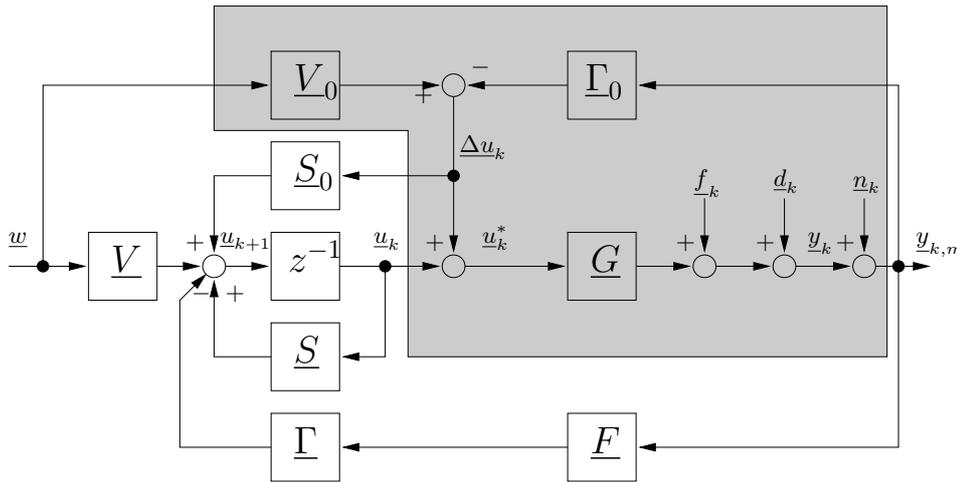


Abbildung 1: Struktur einer ILR mit unterlagelter Regelung

rakterisiert. Die (gemessene) Ausgangstrajektorie  $y_{k,m}$  setzt sich aus dem Übertragungsverhalten  $\underline{G} \underline{u}_k^*$ , dem Einfluß des Anfangswertes  $f_k$  sowie deterministischen Störungen  $d_k$  und Meßrauschen  $n_k$  zusammen. Das Lerngesetz lautet

$$\underline{u}_{k+1} = \underline{S} \underline{u}_k + \underline{S}_0 \underline{\Delta u}_k + \underline{V} \underline{w} - \underline{\Gamma} \underline{F} y_{k,m}.\tag{2}$$

Es enthält neben dem eigentlichen Lernoperator  $\underline{\Gamma}$  ein Vorfilter  $\underline{V}$ , ein Stellgrößenfilter  $\underline{S}$  sowie ein zusätzliches Meßfilter  $\underline{F}$ . Wird die ILR um eine unterlagerte Regelung erweitert, so wird diese durch den Regler  $\underline{\Gamma}_0$  und ein Vorfilter  $\underline{V}_0$  beschrieben; im Lerngesetz kann dann ein zusätzliches Stellgrößenfilter  $\underline{S}_0$  auftreten.

Eine ILR wird somit als diskreter Regelkreis aufgefaßt, wobei der Übergang zweier aufeinander folgender Zyklen mit Hilfe des Verschiebeoperators  $z$  beschrieben wird.

Nach Anwendung der z-Transformation läßt sich somit eine Übertragungsfunktion angeben, die das Führungs-, das Stör- sowie das Rauschverhalten einer ILR vollständig wiedergibt:

$$\begin{aligned} \underline{y}(z) = & \tilde{G}_U \left[ z \underline{I} - \underline{S} + (\underline{S}_0 \underline{\Gamma}_0 + \underline{\Gamma} \underline{F}) \tilde{G}_U \right]^{-1} \\ & \left\{ \left[ (z \underline{I} - \underline{S} + \underline{S}_0) \underline{V}_0 + \underline{V} \right] \underline{w}(z) \right. \\ & + (z \underline{I} - \underline{S}) \underline{G}^{-1} (\underline{f}(z) + \underline{d}(z)) \\ & \left. - \left[ (z \underline{I} - \underline{S} + \underline{S}_0) \underline{\Gamma}_0 + \underline{\Gamma} \underline{F} \right] \underline{n}(z) \right\}. \end{aligned} \quad (3)$$

Darin ist  $\tilde{G}_U = [\underline{I} + \underline{G} \underline{\Gamma}_0]^{-1} \underline{G}$  die Übertragungsmatrix der geregelten Strecke. In diesem allgemeinen Rahmen sind viele strukturelle Spezialfälle enthalten. So läßt sich durch Streichen des grau unterlegten Teils in Abbildung 1 die sogenannte Basis-ILR erreichen, die im Folgenden genauer betrachtet werden soll. Der vorgestellte Rahmen besitzt für beliebige Parametrisierungen Gültigkeit. So läßt sich für LTI-Systeme durch die Anwendung der Fourier-Transformation auf alle Signale erreichen, daß sämtliche Spektralanteile voneinander entkoppelt betrachtet werden können. Die zu regelnde Strecke, die Lernverstärkung sowie alle anderen Operatoren werden dann durch die einer Frequenz zugehörigen Koeffizienten ihres (diskreten) Frequenzganges beschrieben. Das Führungsverhalten einer Basis-ILR im Fourier-Bereich lautet damit

$$y_i(z) = \frac{g_i v_i}{z_i - s_i + \gamma_i g_i} w_i(z). \quad (4)$$

Es wird hierdurch deutlich, daß für jede Frequenz ein Verzögerungsglied erster Ordnung vorliegt; allerdings sind sämtliche darin auftretenden Größen – auch  $y_i$  und  $w_i$  – komplex. Der Entwurf einer ILR kann nun folgendermaßen erfolgen. Man lege eine Grenzfrequenz  $f_G$  fest, bis zu der die Spektralanteile gelernt werden sollen. Für alle Frequenzen  $f > f_G$  setze man  $v_i = 0$ ,  $\gamma_i = 0$  und  $s_i = 0$ ; sie sind damit aus dem Lernprozeß ausgeschlossen. Für alle Frequenzen darunter gelte

$$s_i = 1, \quad \gamma_i = \frac{1 - z_{P_i}}{g_i}, \quad v_i = \gamma_i. \quad (5)$$

Hierin sind die  $z_{P_i}$  die für jede Frequenz vorzugebenden Pole. Wählt man sie für alle zu lernenden Frequenzen gleich, so liegt im einfachsten Falle ein Algorithmus mit genau zwei Parametern vor: der Grenzfrequenz  $f_G$  und der Lage der Pole  $z_{P_i}$ . Im Gegensatz zu den aus der Literatur bekannten Zeitbereichsalgorithmen zeigt das hier vorgeschlagene Verfahren eine gleichmäßige Konvergenz über den gesamten Zyklus. Dies ist in den Abbildungen 2 und 3 für die Vorgabe der Pole  $z_{P_i} = 0,7$  und  $z_{P_i} = -0,7$  dargestellt; die Solltrajektorie ist hierbei gestrichelt gezeichnet. Die Abhängigkeit von  $z_{P_i}$  ist in Abbildung 4 dargestellt; die Linien zeigen die Verläufe des mittleren quadratischen Fehlers (MSE) in dB über die Zyklen für die Werte  $z_{P_i} = 0,0$  bis  $z_{P_i} = 0,9$  in Schritten von  $z_{P_i} = 0,1$ . Abbildung 5 zeigt die Abhängigkeit von  $f_G$ . Lernt man alle Frequenzen, die sich aus der FFT der Signale ergeben, erhält man die untere Linie. Beschränkt man den Lernvorgang auf niedrigere Frequenzen, ergeben sich jeweils höhere Restfehler, die aber

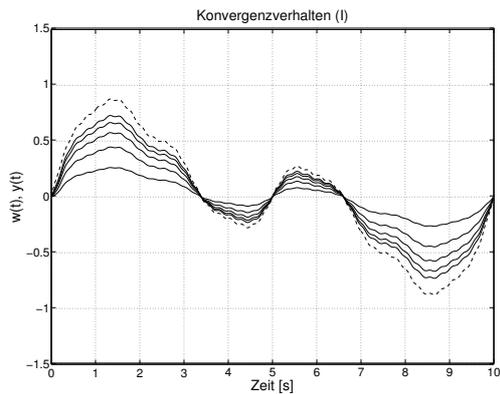


Abbildung 2: Folgeverhalten bei positiv reellen Polen

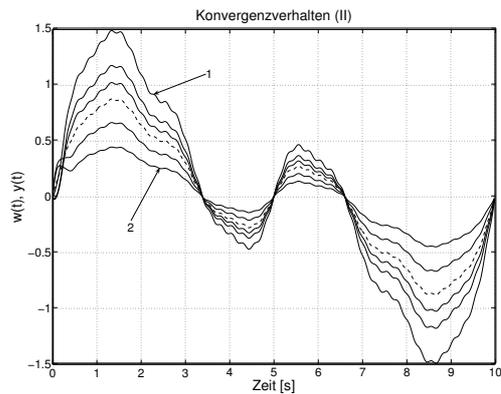


Abbildung 3: Folgeverhalten bei negativ reellen Polen

unter praktischen Gesichtspunkten aufgrund von Rauschen ohnehin nicht erreicht werden. Für die Praxis ist festzuhalten, daß der Lernvorgang auf niedrige Frequenzen beschränkt werden kann, wobei sich die Wahl der Grenzfrequenz  $f_G$  nach den gewünschten Spektralanteilen des Sollsignals richten sollte.

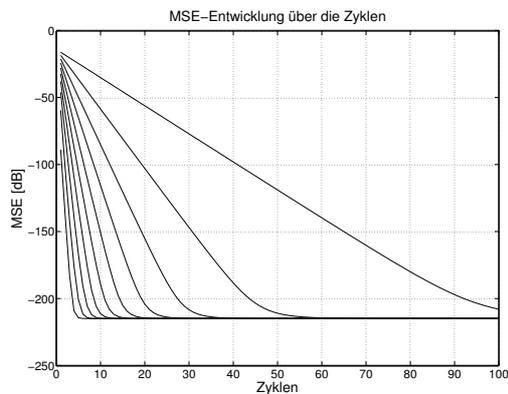


Abbildung 4: Entwicklung des MSE über die Zyklen für unterschiedliche Pole

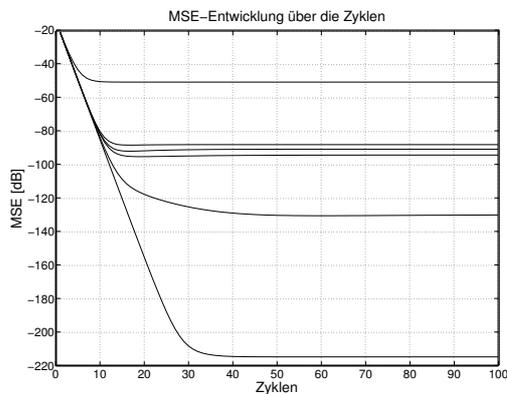


Abbildung 5: Entwicklung des MSE über die Zyklen für unterschiedliche Grenzfrequenzen

### 3 Robustheit

In der Praxis wird das Modell der zu regelnden Strecke mit Unsicherheiten behaftet sein. Es stellt sich die Frage, inwieweit der vorgeschlagene Algorithmus robust gegenüber diesen Abweichungen des Modells ist. Ein Frequenzgangkoeffizient wird beschrieben durch

$$g_i = g_{Ni} (1 + \Delta_i), \quad (6)$$

worin  $g_{Ni}$  der Nennwert ist und  $\Delta_i$  die komplexe relative Unsicherheit ausdrückt. Die Auslegung des Lernoperators erfolgt auf Basis des Nennwertes zu

$$\gamma_i = \frac{1 - z_{Pi}}{g_{Ni}}. \quad (7)$$

Setzt man diese beiden Beziehungen in die Gleichung (4) ein, ergibt sich das Übertragungsverhalten der ILR bezüglich dieser Frequenz zu

$$y_i(z) = \frac{(1 - z_{Pi})(1 + \Delta_i)}{z - 1 + (1 - z_{Pi})(1 + \Delta_i)} w_i(z). \quad (8)$$

Indem man  $z = 1$  setzt, läßt sich ablesen, daß das stationäre Verhalten von der Unsicherheit nicht beeinträchtigt wird. Hingegen entspricht der tatsächliche Pol  $z_{Ri}$  nicht dem vorgegebenen  $z_{Pi}$ :

$$z_{Ri} = z_{Pi} - (1 - z_{Pi}) \Delta_i. \quad (9)$$

Prinzipiell muß der Pol für ein stabiles Übertragungsverhalten an beliebiger Stelle innerhalb des Einheitskreises der komplexen  $z$ -Ebene liegen. In [Roc06] wurde gezeigt, daß  $z_{Pi}$  positiv reell gewählt werden sollte. Man darf somit annehmen  $z_{Pi} = |z_{Pi}|$  annehmen. Die relative Unsicherheit hingegen ist komplex:

$$\Delta_i = |\Delta_i| e^{j\delta_i}. \quad (10)$$

Damit wird der tatsächliche Pol durch die folgende Gleichung beschrieben.

$$z_{Ri} = |z_{Pi}| - (1 - z_{Pi}) |\Delta_i| \cos(\delta_i) - j(1 - z_{Pi}) |\Delta_i| \sin(\delta_i) \quad (11)$$

Das Argument der komplexen Zahl  $z_{Ri}$  spielt für die Konvergenzgeschwindigkeit keine Rolle; es kommt lediglich auf deren Betrag an. Es wird nun gefordert, daß der Pol innerhalb eines vorgegebenen Radius  $r$  liege; dieser wird im Folgenden als Robustheitsradius bezeichnet. Durch Betragsbildung erhält man damit aus Gleichung (11)

$$|\Delta_i|^2 + 2 \frac{|z_{Pi}| |\Delta_i| \cos(\delta_i)}{|z_{Pi}| - 1} + \frac{|z_{Pi}|^2 - r^2}{(1 - |z_{Pi}|)^2} < 0. \quad (12)$$

Da dies ihrer Struktur nach eine Kreisgleichung ist, liegt es nahe, eine Visualisierung zu wählen, die diesem Rechnung trägt. Für feste Werte des vorgegebenen Pols  $z_{Pi}$  und des Robustheitsradius  $r$  ergeben sich feste Werte der maximal zulässigen Abweichung  $\Delta_i$ . Trägt man deren Real- und Imaginärteile gegeneinander auf, erhält man Kreisfiguren, die im Folgenden als Robustheitskreise bezeichnet werden. Fordert man lediglich die Stabilität der ILR, so beträgt  $r = 1,0$ . In Abbildung 6 sind die Robustheitskreise für die Werte  $z_{Pi} = 0$  (innerer Kreis, Vollinie),  $z_{Pi} = 0,2$ ,  $z_{Pi} = 0,4$ ,  $z_{Pi} = 0,6$  und  $z_{Pi} = 0,8$  dargestellt. Die zulässigen Modellabweichungen liegen für kleine Werte des Fehlerwinkels, also beispielsweise  $|\delta_i| < 45^\circ$  in der Größenordnung von mehreren hundert Prozent. Der Algorithmus ist somit extrem robust. Abbildung 7 zeigt die Robustheitskreise für  $z_{Pi} = 0$  (Vollinie) bis  $z_{Pi} = 0,5$  (+-Linie) in Schritten von 0,1 und einem Robustheitsradius von  $r = 0,5$ .

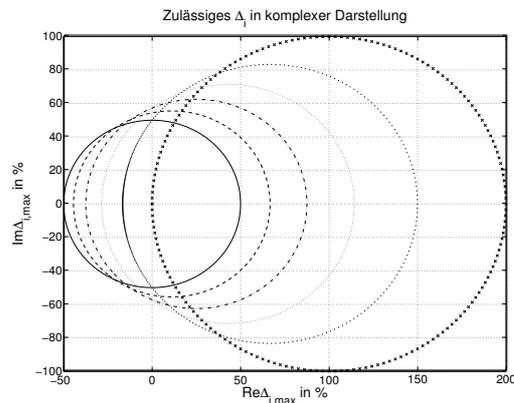
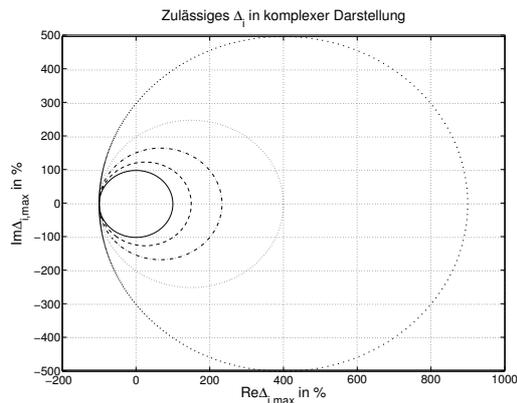


Abbildung 6: Robustheitskreise für  $r = 1,0$     Abbildung 7: Robustheitskreise für  $r = 0,5$

## 4 Anwendung

Das angegebene Verfahren wird auf Prüfstände für Betriebsfestigkeit der Firma *DHM Embedded Systems* angewendet. Der pneumatische Versuchsstand verfügt über einen maximalen Hub von 150 mm und kann Kräfte im Bereich  $\pm 1800\text{N}$  aufbringen. Sein Proportionalventil liefert bis zu 750 l/min Durchflußmenge. Er ist in Abbildung 8 dargestellt.

Der hydraulische Versuchsstand kann Kräfte im Bereich von  $\pm 25\text{kN}$  bei einem Hub von maximal 300 mm aufbringen; er wird von einem Aggregat mit 30 kW hydraulischer Leistung versorgt. Er ist in Abbildung 11 dargestellt.

Die Ansteuerung und Meßwerterfassung erfolgt an beiden Versuchsständen über einen PC mit einer DSP-Wandlerkarte der Firma *dSPACE*. Abbildung 9 zeigt das Folgeverhalten des pneumatischen Schwingungsprüfstands nach 500 Zyklen bei einer Grenzfrequenz von 35 Hz. Prinzipiell ist der gesamte Verlauf gut ausgegelt. Aufgrund von Nichtlinearitäten – hauptsächlich dürfte es sich hierbei um Hystereseeffekte handeln – ist das Folgeverhalten nicht ideal. Abbildung 10 zeigt die Entwicklung des MSE in dB über die Zyklen für verschiedene Werte der vorgegebenen Pole. In den ersten Zyklen ist der aufgrund der Simulationsergebnisse zu erwartende lineare Abfall erkennbar. Unterhalb von ungefähr -35 dB verläuft die Konvergenz deutlich langsamer als aufgrund der Pole zu erwarten wäre. In diesem Bereich versucht der lineare Algorithmus, die nichtlinearen Effekte auszuregeln. Es gelingt ihm dies, wenn auch mit geringerer Konvergenzrate. Das Folgeverhalten des hydraulischen Versuchsstandes ist in Abbildung 12 dargestellt und kann nur als perfekt bezeichnet werden. Dies wird durch die MSE-Entwicklung über den Zyklen in Abbildung 13 bestätigt. Die Nichtlinearitäten – in diesem Falle dürfte es sich um bilineare Einflüsse handeln – werden auch hier zwar langsam, aber zuverlässig ausgegelt.



Abbildung 8: Pneumatischer Schwingungsprüfstand

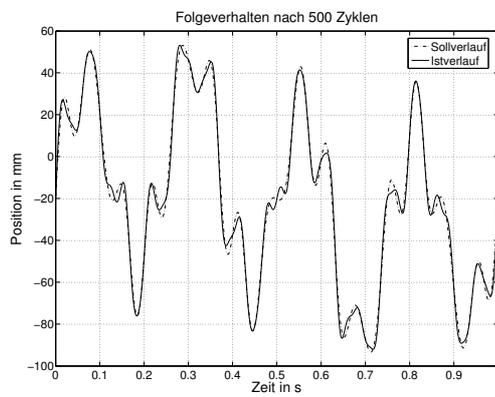


Abbildung 9: Folgeverhalten

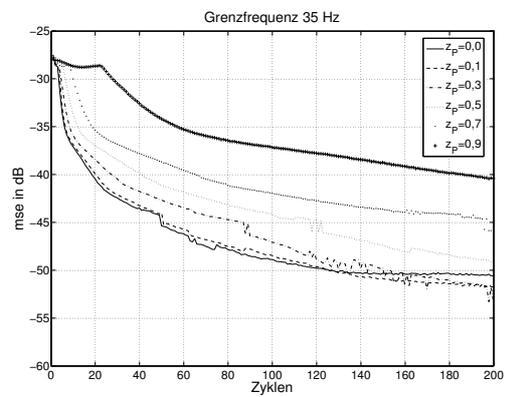


Abbildung 10: MSE-Entwicklung

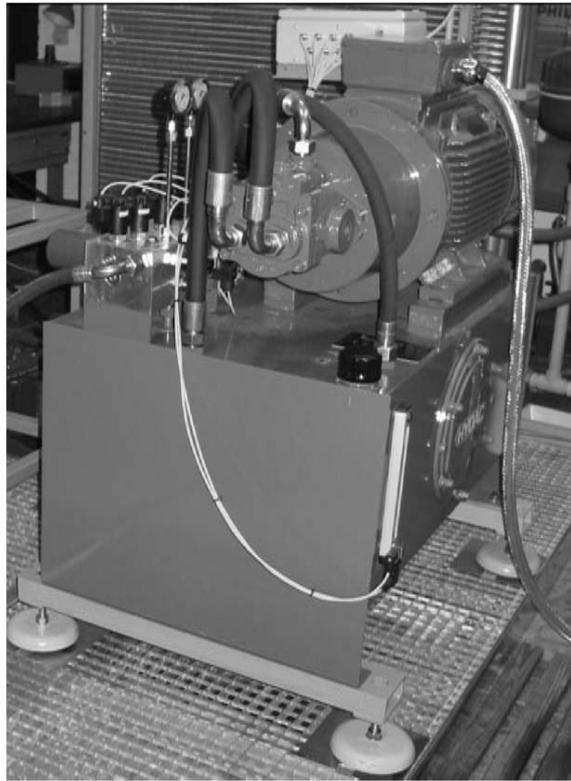
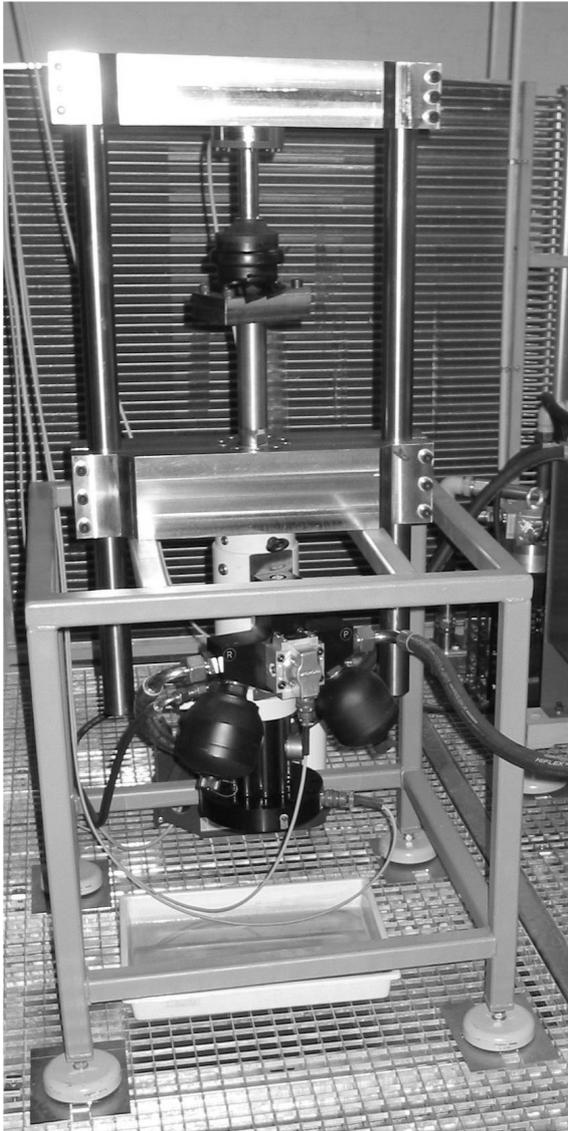


Abbildung 11: Hydraulischer Schwingungsprüfstand

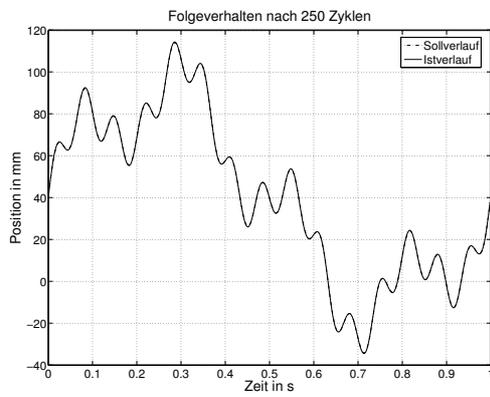


Abbildung 12: Folgeverhalten

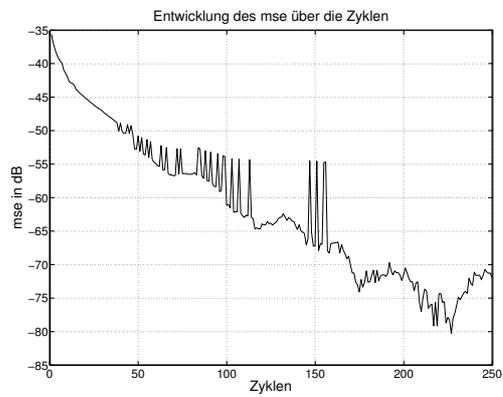


Abbildung 13: MSE-Entwicklung

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Auf Basis eines kürzlich entwickelten allgemeinen Rahmens für Iterativ Lernende Regelungen wurde ein Algorithmus im Frequenzbereich vorgestellt, der Anschaulichkeit und leichte Implementierbarkeit miteinander verbindet. Darüber hinaus verfügt er über äußerst gute Robustheitseigenschaften.

### Literatur

- [Pfe01] J. Pfeiffer. *Neue Regelungskonzepte fuer hydraulische Schwingungsprufstande*. PhD thesis, TU Clausthal, 2001.
- [RK04] H. Rockel and U. Konigorski. Parametric iterative learning control - a new approach. In *Proceedings of the 49th Internationalen Wissenschaftlichen Kolloquiums*, pages 405–411, Aachen, 2004. Shaker Verlag.
- [RK05] H. Rockel and U. Konigorski. Time and frequency domain pole placement in parametric iterative learning control. In *Proceedings of the ICGST International Conference on Automatic Control and System Engineering*. ICGST, ICGST, December 2005.
- [Roc06] H. Rockel. *Analyse und Synthese parametrischer iterativ lernender Regelungen*. PhD thesis, TU Clausthal, 2006.



# LPV Regelung der Füllung eines Ottomotors

Dipl.-Ing. Andreas Kwiatkowski  
Dr.-Ing. Jan Peter Blath  
Prof.-Dr. Herbert Werner  
Dipl.-Ing. Matthias Schultalbers

kwiatkowski@tuhh.de TUHH

ASIM Workshop, Wismar, 2006



1

## Übersicht

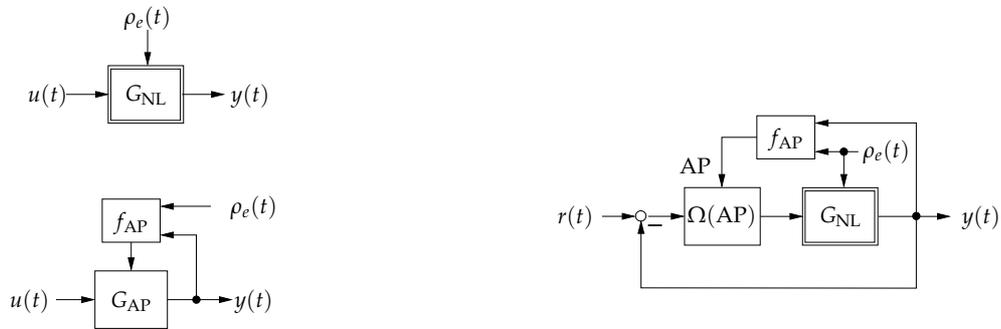
- Motivation
- Was ist LPV
- Idee der Reglersynthese
- Die Regelstrecke
- LPV-Modell
- Ergebnisse
- Zusammenfassung/Ausblick



2

# Motivation

Gain Scheduling: Lineare Regler für nichtlineare Strecken  
Spezifikationen im Rahmen linearer Systeme

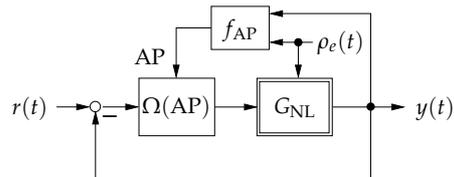


# Motivation

Lin. Gain Scheduling	LPV
Satz lin. AP-Modelle (+)	LPV-Modell (-)
$K(AP)$ für $G(AP)$	$K(\theta)$ für $G(\theta)$
Lin. Theorie	Erweiterung lin. Theorie
RS aufwändig (-)	Reglersynthese einfach (+)
konservativ?	konservativ (-)
Ruhelagen? (-)	NL Modell (+)
Scheduling? (-)	Scheduling autom. (+)
SISO (-)	MIMO (+)
Regelgüte zwischen AP? (-)	garantiert (+)
Stabilität? (-)	garantiert (+)

## Motivation: Was denn nun?

Beispiel	Streckendynamik	AP-Dynamik
Temperaturdrift, Katalterung	schnell	langsam
Lambdaregelung	schnell	mittel
Füllung	schnell	schnell



□ ○ ⊕ ⊗ ≡ ×

5

## LPV Systeme

- parameterabhängiges Zustandsraummodell

$$\dot{x}(t) = A(\theta(t))x(t) + B(\theta(t))u(t),$$

$$y(t) = C(\theta(t))x(t) + D(\theta(t))u(t),$$

- kompakte Menge  $\mathcal{P} \subset \mathbb{R}^l : \theta \in \mathcal{P} \forall t > 0$

- Parameterfunktionen  $\theta(t) = f_{\theta}(\rho(t))$  mit  $\rho(t) = [\rho_e(t) \ \rho_i(t)]^T$

□ ○ ⊕ ⊗ ≡ ×

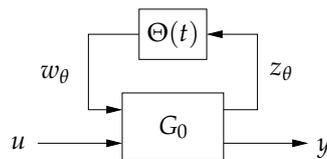
6

# LPV Systeme

Linear Fractional Transformation

$$G_0 : \begin{cases} \dot{x} &= Ax + B_\theta w_\theta + Bu \\ z_\theta &= C_\theta x + D_{\theta,\theta} w_\theta + D_{\theta,1} u \\ y &= Cx + D_{1,\theta} w_\theta + Du \end{cases} \quad (1)$$

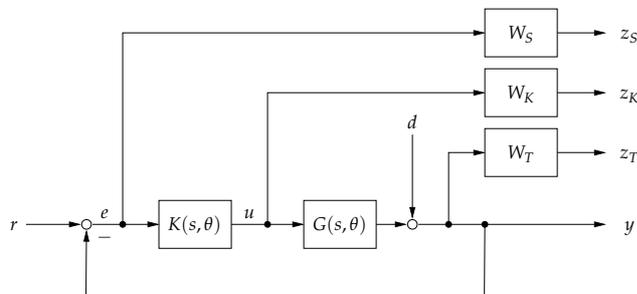
$$\Theta : w_\theta = \Theta(t) z_\theta, \quad \Theta = \text{diag}(\theta_i I_{r_i}) \quad (2)$$



□ ○ ⊕ ⊗ ≡ ×

7

# LPV Systeme: Verallg. Strecke



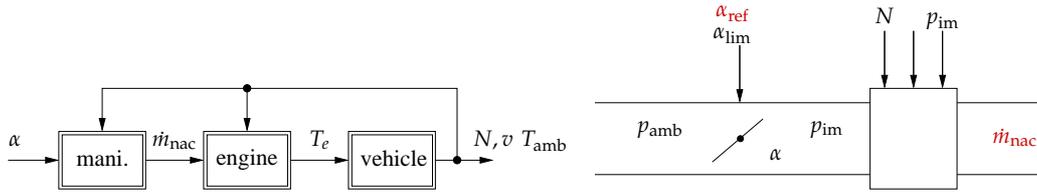
$$\begin{aligned} S &= (I + GK)^{-1} = G_{er} = G_{yd} \\ T &= (I + GK)^{-1} GK = G_{yr} = I - S \\ KS &= (I + GK)^{-1} K = G_{ur} \end{aligned}$$

$$\left\| \begin{array}{c} SW_S \\ TW_T \\ KS W_K \end{array} \right\|_{\infty} \leq 1$$

□ ○ ⊕ ⊗ ≡ ×

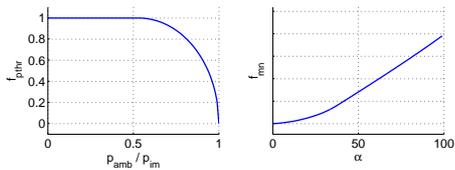
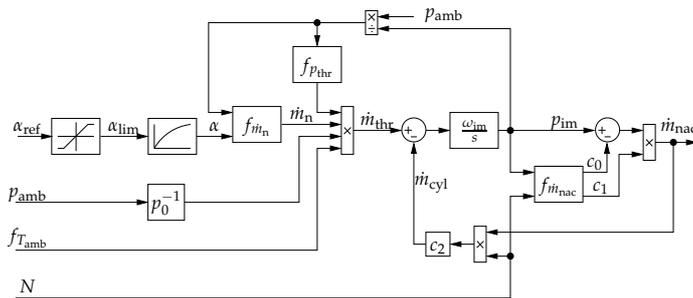
8

# Regelungsaufgabe: $\alpha_{\text{ref}} \rightarrow \dot{m}_{\text{nac}}$



9

# Regelstrecke

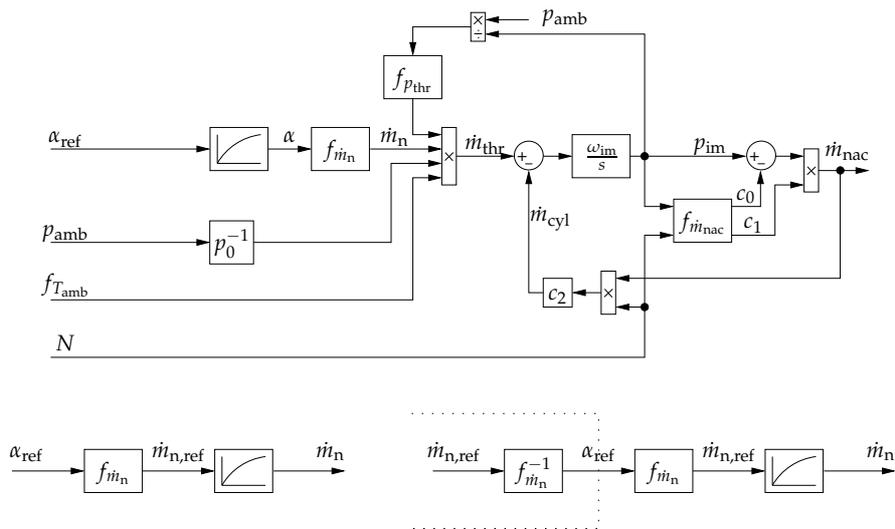


- Kennfelder/-linien
- Stellgrößenbeschr.
- Rückkopplung  $p_{\text{im}}$
- Rückkopplung  $\dot{m}_{\text{nac}}$
- $N = \rho_e$



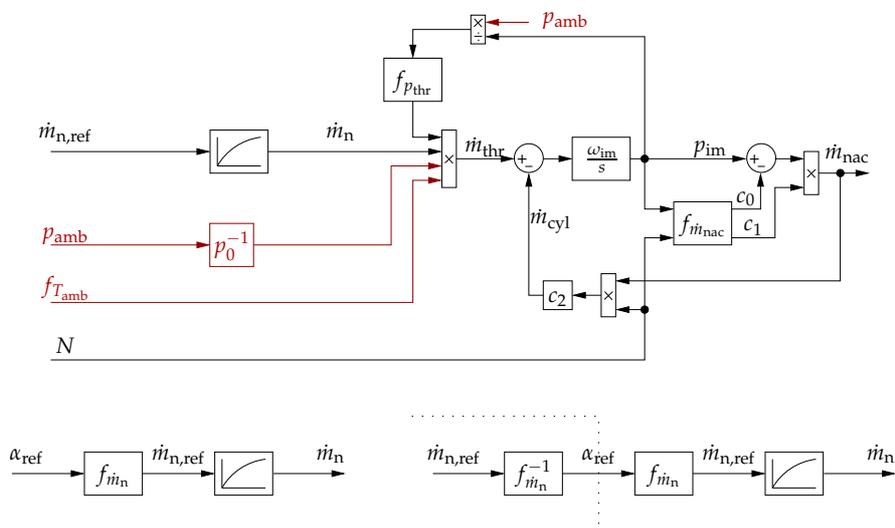
10

# Regelstrecke



11

# Regelstrecke



12

## Regelstrecke

Gasgleichung: 
$$p_{\text{im}} = \frac{RT_{\text{im}}}{V_{\text{im}}}(\dot{m}_{\text{thr}} - \dot{m}_{\text{cyl}}) = \omega_{\text{thr}}(\dot{m}_{\text{thr}} - \dot{m}_{\text{cyl}})$$

Durchflussgleichung: 
$$\dot{m}_{\text{thr}} = \dot{m}_n f_{\dot{p}_{\text{thr}}} \left( \frac{p_{\text{amb}}}{p_{\text{im}}} \right) \left( \frac{T_0}{T_0 + T_{\text{amb}}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{p_{\text{amb}}}{p_0} \right)$$

norm. Massenstrom: 
$$\dot{m}_n = f_{\dot{m}_n}(\alpha, p_{\text{im}})$$

Ausgangsgleichung: 
$$\dot{m}_{\text{nac}} = c_1(N, p_{\text{im}}, \dots)(p_{\text{im}} - c_0(N, p_{\text{im}}, \dots))$$

Stelldynamik: 
$$\dot{m}_n = -\omega_{\text{thr}}\dot{m}_n + \omega_{\text{thr}}\dot{m}_{n,\text{ref}}$$



13

## LPV Modell

NL Modell: 
$$\begin{aligned} \dot{m}_n &= -\omega_{\text{thr}}\dot{m}_n + \omega_{\text{thr}}\dot{m}_{n,\text{ref}} \\ \dot{p}_{\text{im}} &= c_3 f_{\dot{p}_{\text{thr}}}(p_{\text{im}})\dot{m}_n - c_4 \dot{m}_{\text{nac}} N \\ \dot{m}_{\text{nac}} &= c_1(p_{\text{im}} - c_0) \end{aligned}$$

LPV-Modell: 
$$\begin{aligned} A(\theta) &= \begin{bmatrix} -\omega_{\text{thr}} & 0 \\ \theta_1 & \theta_2 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} \omega_{\text{thr}} \\ 0 \end{bmatrix}, \\ C(\theta) &= \begin{bmatrix} 0 & \theta_3 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad D = 0_{2 \times 1}, \quad \text{mit} \end{aligned}$$

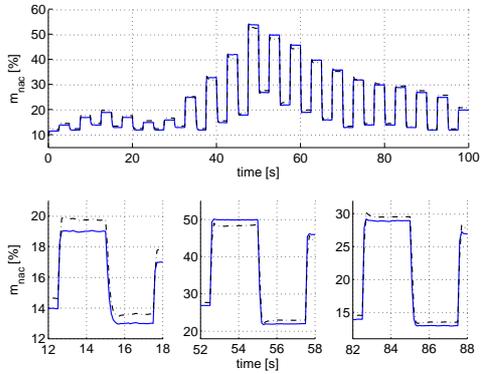
$$\begin{aligned} \theta_1 &= c_3 f_{\dot{p}_{\text{thr}}}(p_{\text{im}}), \quad \theta_2 = c_4 c_1 (N - \bar{c}_0 / p_{\text{im}}), \\ \theta_3 &= c_1 - c_1 \bar{c}_0 / p_{\text{im}}. \end{aligned}$$



14

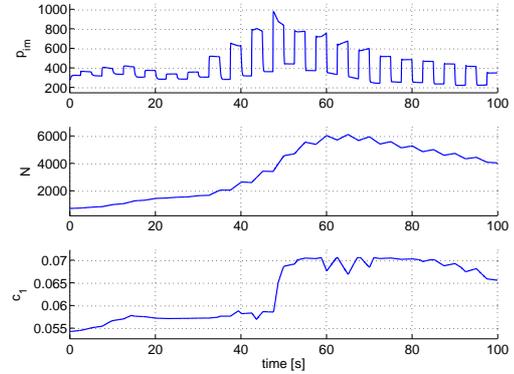
# LPV Modell

Modellgüte



□ ● ⊕ ⊗ ≡ ×

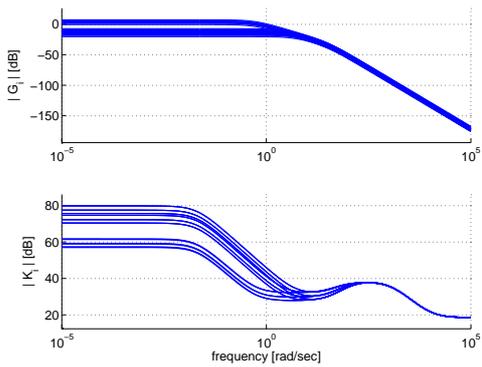
Scheduling Signale



15

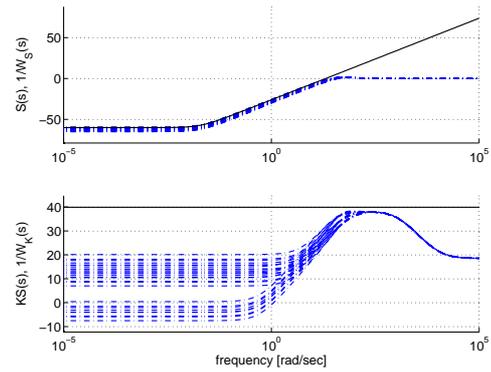
# Ergebnisse

Modellvariation  $A(\theta), B, C(\theta), D$



□ ● ⊕ ⊗ ≡ ×

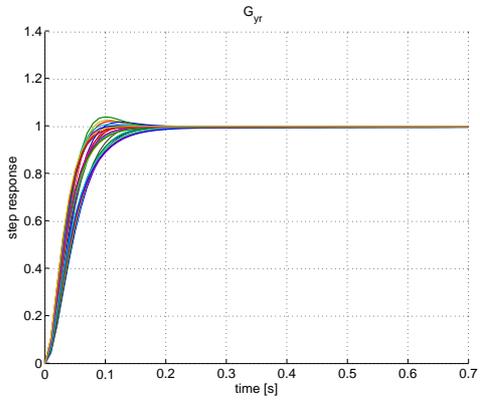
Filter / Ergebnisse



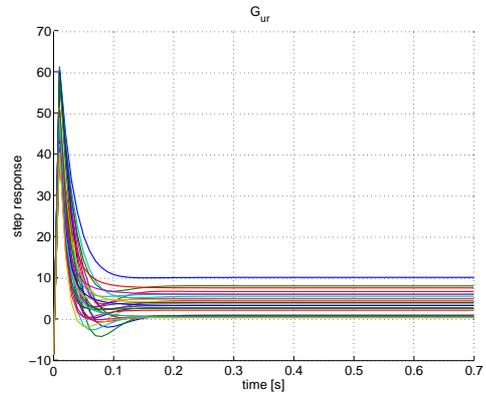
16

# Ergebnisse

Führungsverhalten  $G_{yr}$

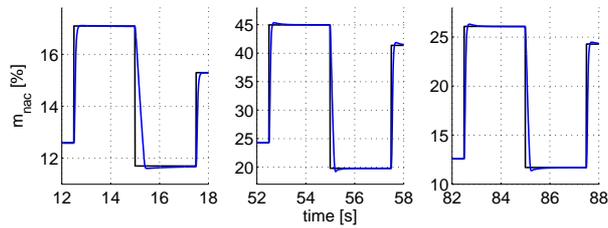
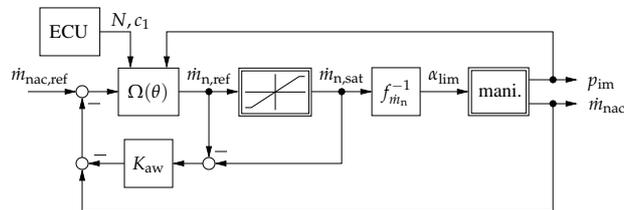


Stellverhalten  $G_{ur}$



17

# Ergebnisse: Simulation an NL Strecke



18

## Ergebnisse: Probleme

Probleme:

- Reglerordnung
- Reglereigenwerte
- Integrator erwünscht
- Matrizenprodukte

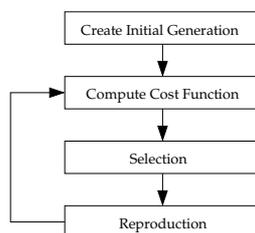
Lösungsidee :

- Hybrid Evolutionary Approach

## HEA: PID Regler

$$\min_{P_{cl}, S, T} \gamma \quad \text{subject to} \quad P_{cl} = P_{cl}^T > 0,$$

$$\begin{bmatrix} A_{cl}^T P_{cl} + * & P_{cl} B_{cl} + C_{cl}^T T^T & C_{cl}^T S \\ * & -\gamma S + T D_{cl} + D_{cl}^T T^T & D_{cl}^T S \\ * & * & -\gamma S \end{bmatrix} < 0,$$



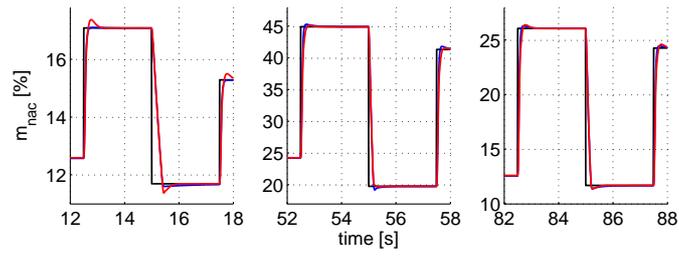
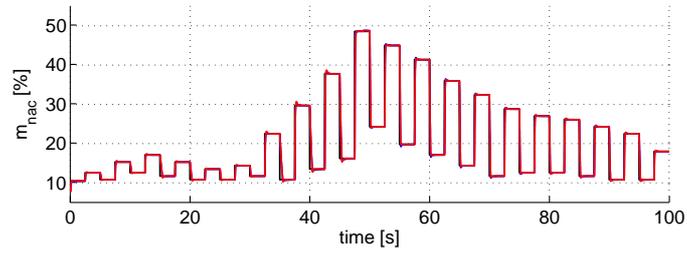
$$\Omega(\theta) = K_P(\theta) + \frac{K_I(\theta)}{s} + \frac{K_D(\theta)s}{s + 40}$$

$$K_P = 1/p_1(p_2 + p_3\theta_1 + p_4\theta_2 + p_5\theta_3),$$

$$K_I = 1/p_1(p_6 + p_7\theta_1 + p_8\theta_2 + p_9\theta_3),$$

$$K_D = 1/p_1(p_{10} + p_{11}\theta_1 + p_{12}\theta_2 + p_{13}\theta_3).$$

# HEA: Simulation an NL Strecke





# Anwendung von Verfahren zur Selbsteinstellung in Motorsteuerungen

D. Hameister, W. Drewelow, B. Lampe, Universität Rostock\*  
M. Köller, M. Schultalbers, IAV GmbH Gifhorn\*\*

## Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag werden ausgehend von den Vorteilen des Prinzips der Selbsteinstellung in Serienmotoren verschiedene Varianten zu deren Realisierung diskutiert und entsprechende praktische Lösungsansätze vorgestellt.

## 1 Einleitung und Motivation

Die Serienapplikation von Motorsteuerungsfunktionen wird typischerweise an wenigen, ausgewählten Fahrzeugen mit so genannten Mittellagenbauteilen vorgenommen. Um den auftretenden Bauteilstreuungen sowie der Bauteilalterung Rechnung zu tragen, ist man gezwungen, robuste (unempfindliche) Parametereinstellungen vorzunehmen, die zwangsweise konservativ sind und gegenüber einer optimalen, fahrzeugindividuellen Einstellung Performance verschenken. Auch die prinzipielle Möglichkeit, die Fahrzeuge so zu applizieren, dass das Verhalten für alle Fahrzeuge einer Serie einer Referenz angepasst und damit weitgehend identisch wird, ist mit der gegenwärtig angewandten Applikationsstrategie nicht umsetzbar. Beide Zielstellungen erfordern eine fahrzeugindividuelle Parametervoreinstellung (Tuning). Die Selbsteinstellung ist eine praktikable und ökonomisch sinnvolle Möglichkeit, den Wunsch nach angepassten (optimalen) bzw. nach weitgehend identischem Motorverhalten im Serienbetrieb zu realisieren. Potenzielle Vorteile beim Einsatz der Selbsteinstellung sind:

- prinzipiell höhere erreichbare Steuerungs- und Regelungsgüte durch fahrzeugindividuelle Anpassung
- Möglichkeit des Ausgleichs von Ungenauigkeiten bei der Applikation
- Reduktion des Aufwands für die Nachapplikation
- höhere zulässige Herstellungs-/Fertigungstoleranzen für Aktoren und Sensoren bei gleicher erreichbarer Qualität (Toleranzen können sowohl das statische als auch dynamische Verhalten betreffen)
- die Implementation von Mechanismen zur Selbsteinstellung im Motorsteuergerät lässt eine Erweiterung von Serviceleistungen zu (einfache Kalibriermöglichkeit auf Kundenwunsch)

---

\* IEF, Inst. für Automatisierungstechnik, D-18051 Rostock, dietmar.hameister@uni-rostock.de

\*\* IAV GmbH, Nordhoffstraße 5, D-38518 Gifhorn, malte.koeller@iav.de

- Möglichkeit der automatischen Nachführung der Steuergeräte-Parameter zum Ausgleich von Alterung und Verschleiß
- erweiterte Möglichkeiten der Diagnose, z.B. durch die mit der Nachführung von Modellen verbundenen engeren Toleranzbänder

Diesen Vorteilen stehen folgende Nachteile gegenüber:

- komplizierter werdende Struktur
- Notwendigkeit der Absicherung der Stabilität

Nachfolgend sollen Strukturen diskutiert werden, die für eine Selbsteinstellung in Motorsteuerfunktionen geeignet sind.

## 2 Strukturen zur Selbsteinstellung

Selbsteinstellungsprinzipien lassen sich für verschiedene Prozesstypen anwenden:

- Prozessen mit konstantem (zeitinvarianten), aber fahrzeugindividuellem Verhalten (klassisches und typisches Anwendungsfeld) - eine einmalige individuelle Einstellung (ausgehend von der Serienapplikation) ist ausreichend
- Prozesse mit langsam veränderlichem Verhalten, wenn dieses über einen längeren Zeitraum als konstant betrachtet werden kann (wie z.B. Alterung des 3-Wege-Kats) - hier ist eine gelegentliche Selbsteinstellung („on demand“) sinnvoll
- Prozesse, die sich relativ schnell ändern (z.B. plötzlicher Ausfall von Aktoren und Sensoren) - eine laufende Prozesskontrolle und ggf. Anpassung ist erforderlich

Für den Einsatz in Motorsteuergeräten kommen sowohl **selbsteinstellende Steuerungen** (Vorsteuerungen) als auch **selbsteinstellende Regelungen** in Betracht. Für den praktisch relevanten Fall eines Standardregelkreises mit I-Anteil im Regler und mit arbeitspunktabhängiger Vorsteuerung ist eine mögliche Variante zur **Selbsteinstellung der statischen Vorsteuerung** in Abb. 1 dargestellt.

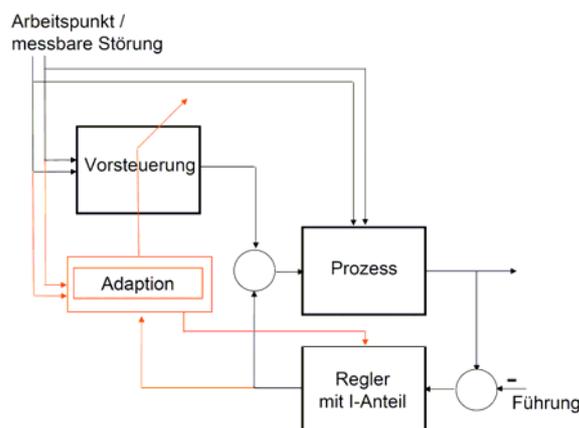


Abb. 1: Selbsteinstellende Vorsteuerung

Die Erweiterung des vorgesteuerten Regelkreises ist hier rot gekennzeichnet. Wird durch die Adaptionseinrichtung ein stationärer Zustand der Regelung erkannt, kann

der aktuelle I-Anteil der Stellgröße (bzw. eines Teils) aus der Regelung stoßfrei in die Vorsteuerung übernommen werden. Die Stetigkeit des gelernten Vorsteuer-Kennfeldes muss dabei in allen Phasen des Einstellvorgangs gesichert werden.

Für die Steuergeräterealisierung **selbsteinstellender Regelungen** können klassische Adaptionansätze als Referenz herangezogen werden /1/:

- **Die gesteuerte Adaption** als einfachstes Prinzip der Adaption bewirkt die (zumeist statische) Verstellung von Parametern der Steuerung bzw. Regelung in Abhängigkeit vom Arbeitspunkt. Dieses Grundprinzip ist in Motorsteuerungen bereits vielfach im Einsatz (Kennfeldregler). Allerdings wird bislang eine automatische Bestimmung der Reglerparameter im Kennfeld in aktuellen Steuergeräten noch nicht unterstützt.
- **Model reference adaptive systems:** Diese Systeme versuchen, das zu verstellende Teilsystem der Steuerung bzw. Regelung so zu beeinflussen, dass das Verhalten des Gesamtsystems einem vorgegeben Referenzverhalten entspricht. Die Absicherung der Stabilität des Regelkreises steht im Zentrum des Entwurfs solcher Systeme. Entsprechende Anwendungen im Motorsteuergerät stehen bislang noch aus.
- Das Prinzip des **self tuning regulators (STR)** geht davon aus, ein Modell des zu steuernden bzw. zu regelnden Prozesses durch Modellbildung und Identifikation zu ermitteln und anhand dessen nach vorgegebenen Kriterien einen Entwurf der Steuerung bzw. Regelung vorzunehmen. Im Gegensatz zur adaptiven Regelung wird bei der Selbsteinstellung der charakteristische Zyklus „Identifikation – Reglerentwurf – Reglervorstellung“ nur eine begrenzte Zeit bzw. „on demand“ durchlaufen. Vorteile dieses Ansatzes sind:
  - die fahrzeugindividuell identifizierten Modellparameter lassen sich nicht nur zur Optimierung von Steuerungen, sondern auch für erweiterte Aufgaben der Regelung und Diagnose einsetzen
  - die Stufen „Identifikation – Reglerentwurf – Reglervorstellung“ des Einstellmechanismus entsprechen der typischen Vorgehensweise des Applikateurs, so dass entsprechende Erfahrungen genutzt werden können
  - Möglichkeit einer einfachen Kombination des STR-Prinzips mit dem Prinzip des Kennfeldreglers (s.o.), welches vielfach im Steuergerät eingesetzt wird

Es ist deshalb sinnvoll, die Eignung des STR-Prinzips für die Selbsteinstellung näher zu untersuchen. Die nachfolgenden Betrachtungen gehen von dieser Struktur aus.

Voraussetzungen für die Anwendung des STR-Prinzips für die Selbsteinstellung in Motorsteuerungen sind:

- Verfügbarkeit einer Modellstruktur, die das Potenzial für eine hinreichend genaue Abbildung des abzubildenden Prozesses besitzt
- gesicherte Identifizierbarkeit der Modellparameter
- hinreichender Informationsgehalt in den normalen Betriebssignalen, ggf. Generierung von speziellen künstlichen Testsignalen
- Verfügbarkeit von Identifikations- und Optimierungsverfahren im Steuergerät

- Umsetzung von Entwurfsverfahren im Steuergerät
- Verfügbarkeit einer Entscheidungs-/Überwachungsebene für die Betriebsart Identifikation und das Umschalten auf neue Parametersätze

### 3 Anwendungsbeispiel Hinterkatregelung

Als mögliche Anwendung für die Selbsteinstellung soll die Hinterkat-Regelung betrachtet werden /3,4/.

In Abb. 2 ist eine übliche Struktur zur Lambda-Regelung bei Verwendung einer Breitband-Lambdasonde vor dem Katalysator und einer Lambda-Sprungsonde hinter dem Katalysator dargestellt. Ziel der Regelung ist eine Minimierung der Schadstoffemissionen nach dem Katalysator durch eine geeignete Gemischverstellung. Zur Anwendung kommt die typische Kaskadenstruktur, wobei die Verbrennung den schnellen und der Katalysator den langsamen Teilprozess darstellt. Ein Offset der Breitbandsonde wird durch eine arbeitspunktabhängige Störgrößenaufschaltung reduziert.

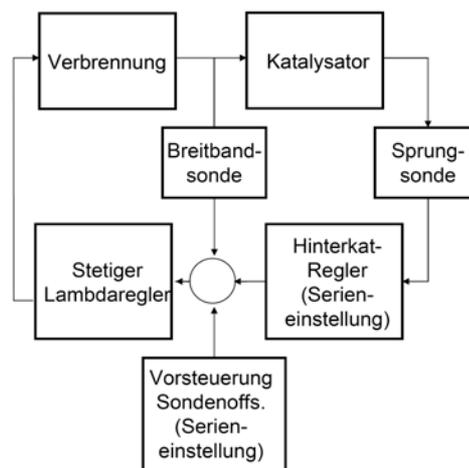


Abb. 2: Kaskadenstruktur zur Lambda-Hinterkatregelung

Probleme bei der Regelung können sich dadurch ergeben, dass Katalysatoren und die Breitbandsensoren bereits im Neuzustand deutliche individuelle Unterschiede aufweisen. Darüber hinaus unterliegen Eigenschaften der Regelstrecke sehr stark Alterungseinflüssen. Dies sind zum Beispiel die Sauerstoffspeicherkapazität des Katalysators, sowie Offsets und Zeitverhalten der Lambdasonden. Diese Abweichungen und zeitlichen Änderungen wirken sich negativ auf die Regelgüte aus.

Durch Anwendung der Selbsteinstellung kann die Regelgüte verbessert werden. Eine mögliche Struktur ist in Abb. 3 dargestellt. Hier wird die ursprüngliche Kaskadenregelung um die in der schraffierten Box dargestellte Funktionalität ergänzt. Im ersten Teilblock befindet sich ein Katalysatormodell mit konzentrierten Parametern, welches für den Steuergeräteinsatz entwickelt wurde /2/. Auf Anforderung („on demand“) werden wesentliche Parameter (z.B. die

Sauerstoffspeicherkapazität) des Modells nachjustiert. Die Nachjustierung umfasst die folgenden Schritte:

- Generierung geeigneter Daten am KAT für die Identifikation durch Aufschaltung eines Testsignals (z. B. durch zeitweise Veränderung der Parameter der Zwangsamplitude).
- Nachverstellung (Identifikation) der Parameter aufgrund der Messdatensätze als Batch-Optimierung im Hintergrund (rechenintensive Task im Steuergerät)
- Verifikation der neuen Parameter

Im Anschluss wird mit den nachjustierten Modellparametern eine Nachoptimierung der Reglerparameter entsprechend einem vorzugebenden Kriterium vorgenommen. Der originale Regler wird dabei nicht modifiziert, lediglich die Parameter des additiv wirkenden Zusatzreglers werden verändert. Diese Struktur ermöglicht ein einfaches Rücksetzen auf den Betrieb mit den Parametern der Erstapplikation (eine stoßfreie Umschaltung ist dabei zu sichern).

Eine Verbesserung der Offsetkorrektur der Breitbandsonde kann durch eine Selbsteinstellung der statischen Vorsteuerung (s.o.) und damit durch Anpassung auf die aktuellen und fahrzeugindividuellen Sondenoffsetwerte erfolgen.

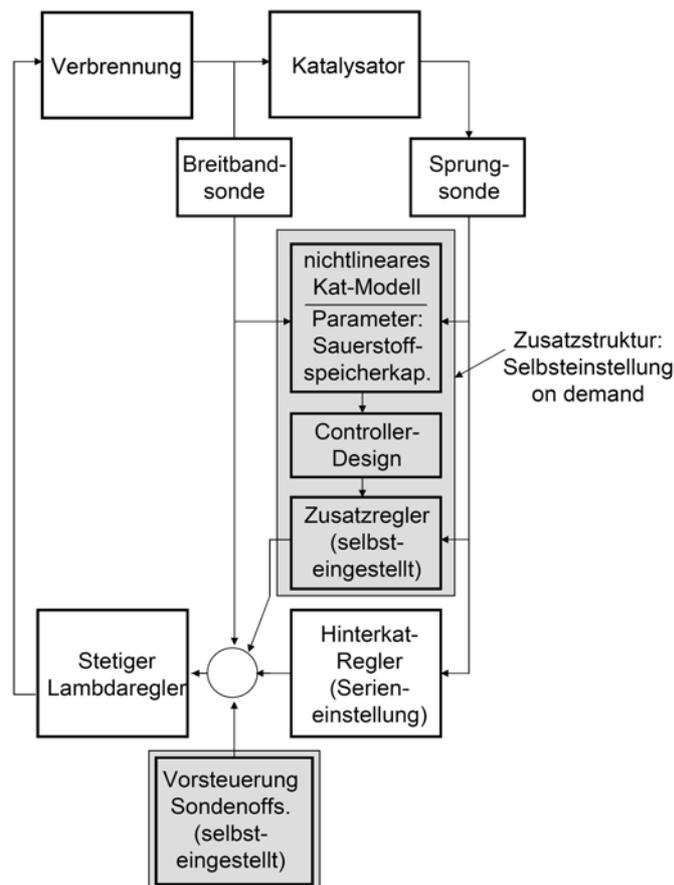


Abb. 3: Erweiterung der Kaskadenstruktur zur selbsteinstellenden Hinterkat-Regelung

Eine Auslösung der Selbsteinstellung („on demand“) kann unter verschiedenen Bedingungen erfolgen:

- Ersteinstellung bzw. Nachjustierung werden von Hand ausgelöst (Servicefall): Für die Modellanpassung und die Verifikation liegen hier die günstigsten Bedingungen vor, da hier verschiedene Testszenarien ablaufen können, die im Normalbetrieb nicht zulässig sind
- Auslösung der Neueinstellung durch Diagnose: Hier wird aufgrund eines Abstandsmaßes der Unterschied des Verhaltens von Katalysatorprozess und -modell bewertet und ggf. eine Neueinstellung initiiert

Die Verfügbarkeit eines individuell und der Alterung angepassten Modells im Steuergerät ermöglicht eine genauere Schätzung des Beladungszustands des Katalysator mit Sauerstoff. Mit dieser Schätzung wird es auch möglich, eine Regelung des Speicherzustands vorzunehmen und damit einen emissionsoptimierten Betrieb zu sichern.

## 4 Ausblick

Der Einsatz von selbsteinstellenden Strukturen in Motorsteuerungen verspricht potenziell eine Reihe von Vorteilen. Andererseits sind die entstehenden Strukturen zumeist sehr komplex und müssen darüber hinaus im laufenden Betrieb verifiziert werden. Dazu ist vor dem Einsatz ein entsprechender Entwicklungsaufwand zu leisten. Die durch die Algorithmen gestellten numerischen Anforderungen werden durch zukünftige Steuergerätegenerationen zu bewältigen sein.

## Literatur

- /1/ K.J. Aström, B. Wittenmark: Adaptive Control, 2nd ed., Addison-Wesley, 1995
- /2/ P. Giesemann: Entwicklung eines steuergerätefähigen Modells für einen Drei-Wege-Katalysator, ASIM – Workshop Modellierung und Simulation in Automotive und Prozessautomation, Wismar 2003
- /3/ Fiengo, G., Grizzle, L. W. und Cook, J. A., Experimental Results on Dual-UEGO Active Catalyst Control, IFAC 2004
- /4/ Auckenthaler, T. S., Modelling and Control of Three-Way Catalytic Converters, Diss. ETH No.16018, Zürich 2005, ISBN 3-906483-08-8