

# Applizierbare modellbasierte Regelung eines aufgeladenen Dieselmotors

## Calibratable model-based control of a turbocharged diesel engine

Dr. (Univ. Cambridge) **M. Jung**, München;

### Kurzfassung:

Dieser Beitrag beschreibt den Entwurf und die Implementierung eines robusten, adaptiven („gain-scheduled“)  $H_\infty$  Mehrgrößenreglers basierend auf der in den letzten Jahren entwickelten Theorie der Regelung von linear parameter-veränderlichen (LPV) Strecken. Ein aufgeladener Dieselmotor mit Abgasrückführung als Regelstrecke wird als nichtlineares System dritter Ordnung modelliert und in die lineare parameter-veränderliche (LPV) Form überführt. Der entworfene LPV Regler adaptiert sich im Betrieb über den Sammlerdruck. Im zweiten Schritt wird ein weiterer Parameter zur Applikation eingeführt. Prüfstandsergebnisse zeigen, dass so mit vermindertem Applikationsaufwand die Regelgüte eines Serienreglers erreicht werden kann.

### 1 Einleitung

Moderne Dieselmotoren sind typischerweise mit Abgasrückführung (AGR) und Turboladern mit variabler Turbinengeometrie (VTG) ausgestattet, die beide eine Rückführung vom Abgaskrümmen zum Sammler darstellen. Dies führt zu einem nichtlinearen Mehrgrößensystem. Aktuelle Regler im Serieneinsatz sind meist einschleifige PI(D) Regler. Wegen der Nichtlinearität der Strecke müssen die Reglerparameter in Abhängigkeit vom Betriebspunkt variiert werden. Aufgrund der vernachlässigten Querkopplungen müssen die Regler verlangsamt werden, um Instabilitäten zu vermeiden. Dies führt zu einem immensen Aufwand bei der Applikation.

Zur Verringerung des Applikationsaufwandes und damit zur Verkürzung der Entwicklungszeit, sowie zur Verbesserung der Regelgüte, hat die modellbasierte Regelung in den letzten Jahren viel Aufmerksamkeit erfahren. Trotz einiger ermunternder Ergebnisse findet die modellbasierte Regelung von aufgeladenen Dieselmotoren nur langsam ihren Einzug in die Automobilindustrie. Dies liegt teilweise an der begrenzten Genauigkeit von regelungsorientierten Modellen. Das bedeutet, dass der Regler robust genug sein muss, um mit nicht oder schlecht modellierter Dynamik der Strecke zurecht zu kommen. Darüberhinaus

sollte der Regler „online“ applizierbar sein, was bei modellbasierten Reglern im Allgemeinen nicht vorgesehen ist.

Diese Probleme sollen hier adressiert werden. Dieser Beitrag beschreibt den Entwurf und die Implementierung eines robusten, adaptiven („gain-scheduled“)  $H_\infty$  Mehrgrößenreglers basierend auf der in den letzten Jahren entwickelten Theorie der Regelung von linear parameter-veränderlichen (LPV) Strecken. Die Vorteile dieses LPV Reglers sind wie folgt: 1.) Als eine Erweiterung des bekannten  $H_\infty$  Frequenzkennlinienverfahrens („ $H_\infty$  Loopshaping“) ermöglicht dieses Verfahren den expliziten Einbezug von Robustheit in Abhängigkeit vom Betriebspunkt. Dies stärkt das Vertrauen des Anwenders, dass der anhand eines einfachen Modells simulierte Regler auch am realen System funktioniert. Dabei sollte beachtet werden, dass der Entwurf mehrerer robuster Regler für verschiedene Betriebspunkte und das Überblenden auf den entsprechenden Regler im Betrieb keine Robustheitsgarantien mehr erlaubt; es ist jedoch bekannt, dass dieser Ansatz funktioniert, wenn sich die Betriebspunkte genügend langsam verändern und die Nichtlinearität der Strecke erfassen. Beim LPV Regler können diese Zusammenhänge hingegen apriori im Entwurf berücksichtigt werden. 2.) Während der Applikationsaufwand signifikant verringert wird, ist aber weiterhin eine Feineinstellung im Betrieb („online“) möglich. Solange dies im Rahmen von beim Entwurf festgelegten Grenzen erfolgt, wird dadurch die Robustheitsgarantie nicht beeinträchtigt.

Nach einer kurzen Beschreibung des Regelungsproblems im nächsten Abschnitt, befasst sich Abschnitt 3 mit der LPV Modellierung der Regelstrecke und Abschnitt 4 mit dem LPV Reglerentwurf. Prüfstandergebnisse werden in Abschnitt 5 präsentiert und Abschnitt 6 fasst die Ergebnisse zusammen. Die Nomenklatur des Motormodells ist im Anhang beschrieben.

## **2 Das Regelungsproblem**

Die zu regelnde Strecke besteht aus einem aufgeladenen Pkw Dieselmotor (Common-Rail Direkteinspritzung, 2 l Hubraum) mit externer Abgasrückführung, siehe Abb. 1. Der Turbolader erhöht die Leistungsdichte des Motors und kann mittels seiner variablen Turbinengeometrie an den Betriebspunkt des Motors angepasst werden. Die Abgasrückführung verringert den Sauerstoffanteil im Frischgas und senkt dadurch den Stickoxidausstoß mittels der niedrigeren Verbrennungstemperatur.

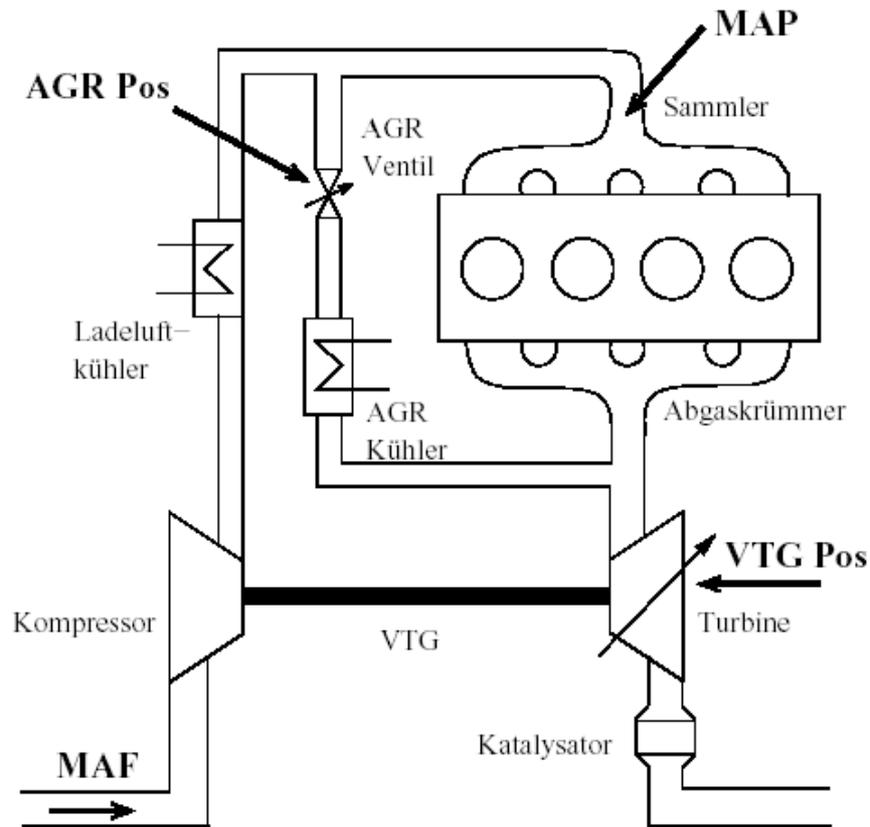


Bild 1: Skizze der Regelstrecke.

Die Probleme bei der Modellierung und Regelung des Luftweges eines aufgeladenen Dieselmotors werden ausführlich in [1] beschrieben. Obwohl die Ergebnisse darin hauptsächlich auf Modelluntersuchungen beruhen, können sie experimentell bestätigt werden (siehe [2], wo auch die meisten weiteren Ergebnisse dieser Veröffentlichung detailliert beschrieben sind). Da sowohl AGR als auch VTG vom Abgaspfad getrieben werden, ist ihre Regelung ein Mehrgrößenproblem. Eine Analyse der Verstärkungsmatrix ergibt, dass bei höheren Drehzahlen und Lasten das System gut entkoppelt ist und das AGR Ventil den Luftmassenfluss (MAF) und der VTG Steller den Sammlerdruck (MAP) regeln sollte. Die Verstärkung der einzelnen Kanäle ändert sich dabei über den Betriebsbereich des Motors um Größenordnungen. Im unteren Drehzahl- und Lastbereich ist es hingegen genau andersherum.

Ziel der Regelung ist das Folgen der MAF und MAP Sollwerte im gesamten Drehzahl- und Lastbereich des Motors unter Nutzung der AGR und VTG Steller. Wegen der Entkopplung der Strecke zum höheren Last- und Drehzahlbereich hin, sind die potenziellen Vorteile einer

Mehrgrößenregelung im Hinblick auf die Regelgüte vornehmlich auf den unteren Betriebsbereich begrenzt [3]. Der Vorteil der hier vorgestellten LPV Regelstrategie liegt damit in erster Linie in der Ausnutzung von Modellinformationen zur Verringerung des Applikationsaufwandes.

### 3 Linear parameter-veränderliches (LPV) Modell des Luftpfades

#### 3.1 Theoretischer Hintergrund von LPV Systemen

LPV Systeme, die erstmalig in [4] untersucht wurden, sind lineare Systeme deren Zustandsraummatrizen von einem exogenen zeitveränderlichen Parametervektor  $\rho(t)$  abhängen:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A(\rho(t))x + B(\rho(t))u \\ y &= C(\rho(t))x + D(\rho(t))u \end{aligned} \quad (1)$$

wobei A, B, C, D kontinuierliche Matrixfunktionen des Parametervektors  $\rho(t)$  sind, der in der Menge der stetig ableitbaren Parameterkurven  $\rho: [0, \infty) \rightarrow \mathfrak{R}^k$  liegt. Der Parametervektor  $\rho$  besteht dabei aus verschiedenen reellen Parametern  $\rho_i$ , die zwischen  $\underline{\rho}_i$  und  $\overline{\rho}_i$  liegen:

$$\rho_i(t) \in [\underline{\rho}_i, \overline{\rho}_i] \forall t \geq 0, i = 1, \dots, k. \quad (2)$$

Die Änderungsrate  $\dot{\rho}_i$  wird als wohl-definiert zu allen Zeiten angenommen und bewegt sich in dem Intervall  $[\underline{q}_i, \overline{q}_i]$ . Der exogene Parametervektor  $\rho(t)$  ist apriori unbekannt, kann aber im Betrieb gemessen oder geschätzt werden. Dies unterscheidet LPV Systeme von linear zeit-veränderlichen Systemen, für die die zeitlichen Änderungen von vornherein bekannt sind. Für den Fall, dass der Parametervektor endogen ist, also direkt von der Dynamik des Systems abhängt, wird das System als quasi-LPV bezeichnet. Dies wird bei dem Luftpfadmodell der Fall sein, weil der Parameter gleichzeitig eine Zustandsvariable ist.

Obwohl die Zustandsraummatrizen nichtlinear vom Parametervektor abhängen dürfen, ist die Umformung eines nichtlinearen Modells in LPV Form im Allgemeinen nicht trivial.

#### 3.2 Nichtlineares LPV Luftpfadmodell

Die wohl einfachste Form eines dynamischen Modells für den Luftweg eines aufgeladenen Dieselmotors (siehe Anhang für die Nomenklatur) geht auf Jankovic et al. [5] zurück. Dabei werden der Abgaskrümmen und der Sammler jeweils als Befüll- und Entleermodell beschrieben (basierend auf dem Gesetz idealer Gase) und der Turbolader mittels des Leistungstransfers mit der Zeitkonstante  $\tau$ :

$$\dot{p}_i = \frac{RT_i}{V_i} (W_{ci} + W_{xi} - W_{ie})$$

$$\dot{p}_x = \frac{RT_x}{V_x} (W_{ie} + W_f - W_{xi} - W_{xt})$$

$$\dot{P}_c = \frac{1}{\tau} (-P_c + P_t)$$

Hierbei ist der Einfluss der Temperaturgradienten im Abgaskrümmen und Sammler bereits vernachlässigt und die Temperaturen werden als konstant angenommen. Es stellt sich heraus, dass für sie (und für die Turbolader-Zeitkonstante  $\tau$ ) jeweils ein repräsentativer Wert aus Messungen ermittelt werden kann, der für ausreichende Genauigkeit im gesamten Arbeitsbereich sorgt.

Im nächsten Schritt werden die Flüsse über die Turbine ( $W_{xt}$ ) und durch das AGR Ventil ( $W_{xi}$ ) mit Hilfe der Drosselgleichung modelliert. Der Massenfluss in die Zylinder ( $W_{ie}$ ) wird über die Schluckgerade des Motors berechnet. Schließlich wird der Zusammenhang zwischen der Verdichterleistung ( $P_c$ ) und dem Verdichterfluss ( $W_{ci}$ ) über die isentropische Verdichtung modelliert.

Dieses nichtlineare Modell kann nun in die LPV Form überführt werden. Für die Details dieser Umformung als auch des nichtlinearen Modells an sich siehe [6], wo auch ein Vergleich von Modell- und Prüfstandsdaten erfolgt. Die Zustandsraumgleichung des LPV Modells lautet wie folgt:

$$\begin{pmatrix} \dot{p}_i \\ \dot{p}_x \\ \dot{P}_c \end{pmatrix} = A(\rho(t)) \begin{pmatrix} p_i \\ p_x \\ P_c \end{pmatrix} + B(\rho(t)) \begin{pmatrix} x_{AGR} \\ x_{VTG} \\ N \\ W_f \end{pmatrix}$$

Diese Umformung wird dadurch ermöglicht, dass die Zustandsraumgrößen  $p_i$  und  $p_x$  gleichzeitig die Parameter des Modells sind:  $\rho_1 = p_i$  und  $\rho_2 = p_x$ . Die Eingangsgrößen  $x_{AGR}$  und  $x_{VTG}$  sind dabei die normierten Aktuatorstellungen. Über die Eingangsgrößen Drehzahl und Last ( $N$  und  $W_f$ ) ist zusätzlich ein Störgrößenmodell gegeben, dass für den Reglerentwurf ausgenutzt werden kann.

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass das LPV Modell im Gegensatz zur Linearisierung um einen Arbeitspunkt keine Vereinfachungen beinhaltet, sondern einzig und allein aus einer Umformung des nichtlinearen Ausgangsmodells entstanden ist.

## 4 Linear parameter-veränderlicher (LPV) Reglerentwurf

Aus Platzgründen ist eine ausführliche Beschreibung des LPV Reglerentwurfs hier nicht möglich, der interessierte Leser sei auf [2] verwiesen, während hier die Vorgehensweise nur skizziert wird.

### 4.1 Basisregler

Aus Abschnitt 3 liegt uns nun ein Streckenmodell vor, das für jeden Punkt im kontinuierlichen Parameterraum (aufgespannt von  $p_i$  und  $p_x$ ) linear ist. Für eine Auswahl von Punkten wird zunächst das  $H_\infty$  Frequenzkennlinienverfahren („ $H_\infty$  Loopshaping“) [7] angewendet. Dazu wird die Regelstrecke um Korrekturglieder erweitert, die beispielsweise integrierendes Verhalten haben, um den statischen Fehler zu beseitigen. Dies wird solange durchgeführt, bis die Frequenzkennlinien die gewünschte Form haben. Die Korrekturglieder, die ebenfalls vom Parametervektor abhängen dürfen, werden dann mit dem Streckenmodell zur erweiterten Strecke zusammengefasst.

Beim LTI  $H_\infty$  Frequenzkennlinienverfahren wird in einem zweiten Schritt die Robustheit des Regelkreises optimiert (Minimierung der  $H_\infty$  Norm einer Übertragungsmatrix, die eine bestimmte Klasse von Modellunsicherheiten beschreibt, nämlich *coprime factor uncertainty*). Diese Optimierung kann für den LTI Fall geschlossen gelöst werden. Die hier vorliegende erweiterte Regelstrecke in LPV Form führt auf ein erweitertes  $H_\infty$  Optimierungsproblem, das mit Hilfe von Linear Matrix Inequalities (LMI) gelöst werden kann [8, Theorem 4.1]. Allerdings ist dieses Problem unendlich dimensional, so dass der Parameterraum gerastert werden muss. Da die Lösung des Optimierungsproblems in der Regel zeitaufwändig ist, nimmt man im ersten Schritt eine grobe Rasterung und überprüft, ob das Ergebnis mit einer feineren Rasterung konsistent ist.

Im vorliegenden Fall ist der Parameterraum zweidimensional und führt zu langwierigen Optimierungen. Dies lässt sich umgehen, indem man ausnutzt, dass  $p_i$  und  $p_x$  im Motorbetrieb ein ähnliches Verhalten zeigen. Daher wird für den Reglerentwurf festgelegt, dass  $p_x = p_i + 2,5 \text{ kPa}$  gilt. Im Betrieb muss der Regler dann robust genug sein, um mit dieser Vereinfachung zurecht zu kommen.

Der so entworfene optimale Regler ist betriebspunktabhängig, verlangt also die Messung (oder Schätzung) von  $p_i$ , der aber als Messgröße bereits vorhanden ist. Die Implementierung verlangt die Online-Invertierung einer  $7 \times 7$  Matrix, was über ein dSPACE

Rapid Prototyping System realisiert wird. Die Abtastrate ist identisch zur Abtastrate der Vergleichs-ECU gewählt.

## 4.2 Applizierbarer Regler

Ein Nachteil des Basisreglers ist, dass er nicht online appliziert werden kann. Ist die Regelgüte nicht zufrieden stellend, so muss der gesamte Entwurf wiederholt werden, wobei die LMI Optimierung bei einem Problem dieser Größenordnung mehrere Stunden auf einem 2 GHz Pentium IV dauert.

Bei der Implementierung des Basisreglers am Prüfstand zeigte sich, dass er über den gesamten Arbeitsbereich (hierfür wurde der New European Driving Cycle, NEDC, ausgewählt) sehr robust funktioniert. Problematisch war nur das zu langsame Ansprechverhalten im MAF Pfad (siehe Abschnitt 5.1). Zur Lösung dieses Problems wurde ein weiterer Parameter  $K_{CAL}$  im Korrekturglied des MAF Pfades eingeführt. Um den Parameterraum nicht zu stark zu vergrößern, wurde  $K_{CAL}$  auf Werte zwischen eins und drei beschränkt.

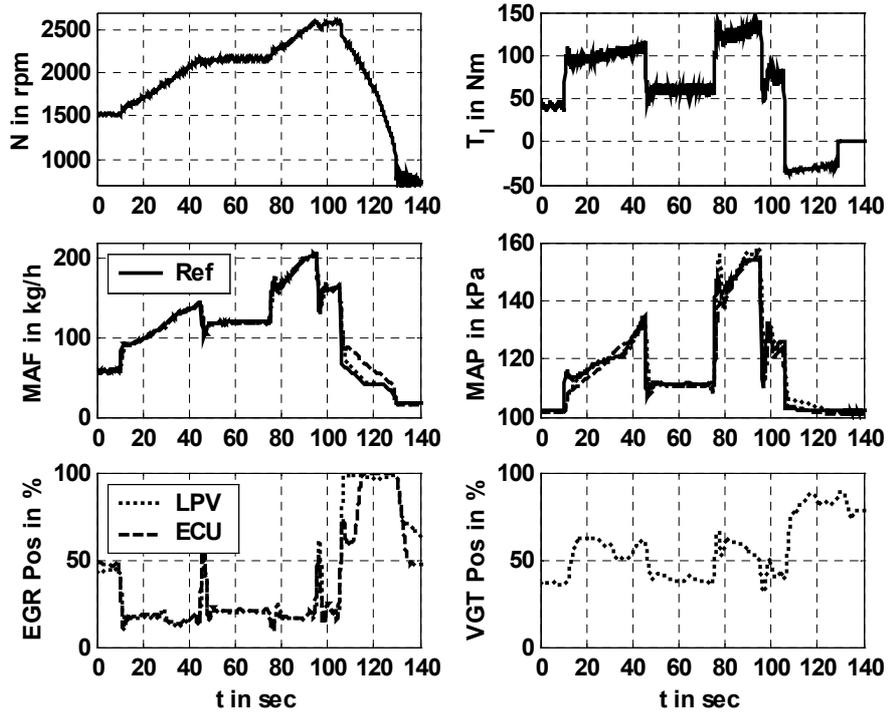
Der Reglerentwurf wird nun einmal für das erweiterte Problem durchgeführt. Am Prüfstand kann der Parameter  $K_{CAL}$  jetzt online geändert und somit das Ansprechverhalten des MAF Pfades beeinflusst werden (siehe Abschnitt 5.2). Da diese Änderungen bereits im Entwurf berücksichtigt werden, gelten auch weiterhin die Robustheitsaussagen, die aus der Optimierung gewonnen werden können.

## 5 Prüfstandsergebnisse

### 5.1 Basisregler

Um den Regler anhand eines realistischen Szenarios zu testen, wurde auf dem Prüfstand der NEDC simuliert. Abbildung 2 zeigt einige der Ergebnisse. Die oberen Graphen zeigen den Drehzahl und Lastbereich. Die gepunkteten Linien in den mittleren Graphen verdeutlichen, dass der LPV Regler den Führungsgrößen (durchgezogene Linien) gut folgt. Dieses Ergebnis ist vielversprechend, wenn man das zu Grunde liegende vereinfachte Modell bedenkt.

Ein Vergleich des LPV zum ECU Regler (gestrichelte Linien in Abb. 2) zeigt, dass letzterer der MAP Führungsgröße etwas langsamer folgt, aber dass die Reaktion des ECU Reglers auf Gasgeben im MAF Pfad deutlich besser ist. Dies bestätigt die Forderung nach der Applizierbarkeit des Basisreglers.



Vergrößert und ungefiltert:

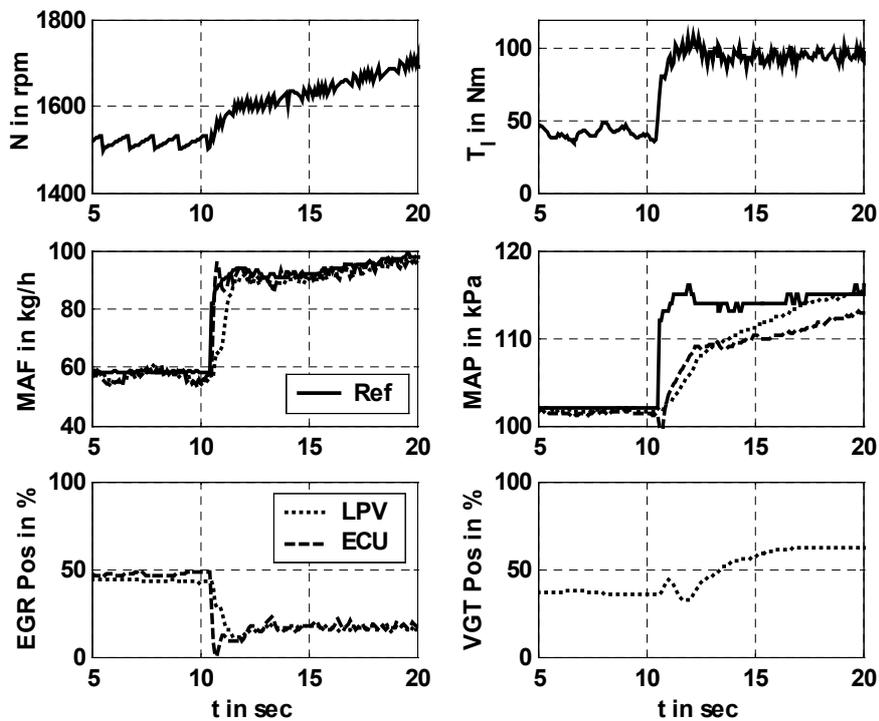


Bild 2: Regelgüte des LPV Reglers (gepunktet) im Vergleich zum ECU Regler (gestrichelt) im außerstädtischen Bereich des NEDC. Die Messung der VTG Position fehlt für den ECU Regler.

## 5.2 Applizierbarer Regler

Abbildung 3 zeigt, dass der applizierbare Regler der MAF Führungsgröße für größere Werte von  $K_{CAL}$  tatsächlich schneller folgt. Für  $K_{CAL} = 3$  steigt die Füllung sogar stärker als beim ECU Regler. Da der Applikationsparameter  $K_{CAL}$  die Gewichtung des MAF Pfades in der Optimierung verstärkt, erfolgt dies auf Kosten des MAP Pfades (der aber für die Beschleunigung nicht so entscheidend ist).

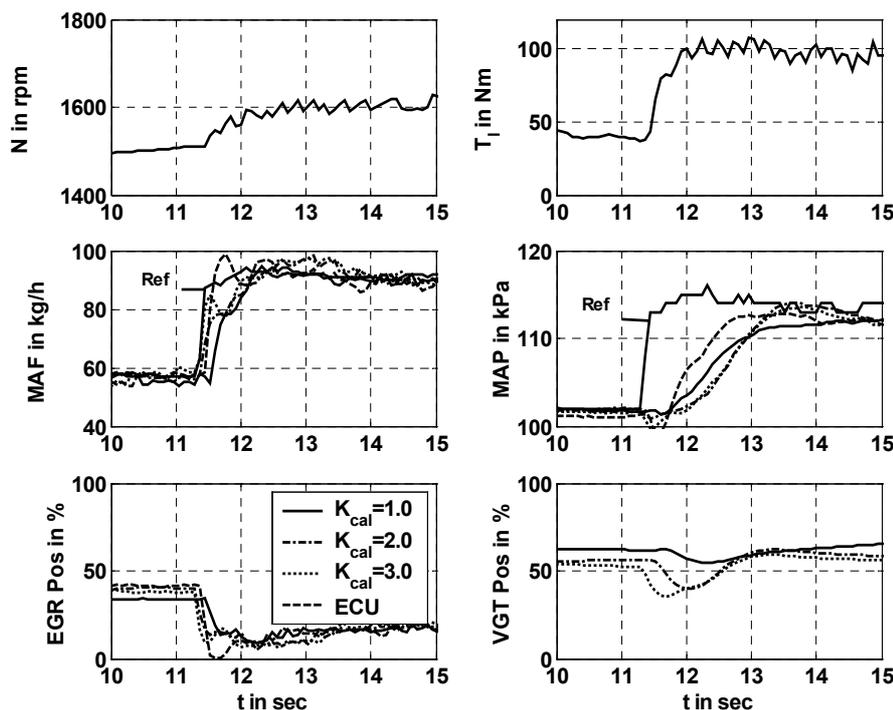


Bild 3: Regelgüte des LPV Reglers im Vergleich zum ECU Regler (gestrichelt) für verschiedene Werte von  $K_{CAL}$ . Die Messung der VTG Position fehlt für den ECU Regler.

## 6 Zusammenfassung

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der LPV Reglerentwurf erfolgreich war. Der LPV Regler kommt mit den starken Nichtlinearitäten der Strecke sehr gut zurecht und seine Regelgüte lässt sich online applizieren. Im Vergleich zum ECU Regler erspart er sehr viel Applikationsaufwand. Dafür ist der Entwurf des Reglers vergleichsweise komplex und die Implementierung auf einer ECU Hardware verlangt weitere Untersuchungen. Die Robustheit des LPV Reglers lässt erwarten, dass er mit Fertigungstoleranzen zurecht kommt und sich relativ einfach auf ähnliche Motoren portieren lässt.

## Danksagung

Der Autor bedankt sich bei der Europäischen Kommission für die Förderung dieses Projektes im Rahmen des Programms „Training and Mobility of Researchers – Project System Identification (FMRX CT98 0206)“ und bei Urs Christen vom Ford Forschungszentrum Aachen für viele hilfreiche Diskussionen.

## Nomenklatur des Motormodells

### Subskripte

c	Verdichter (compressor)	i	Sammler (intake)
e	Motor (engine)	t	Turbine (turbine)
f	Kraftstoff (fuel)	x	Abgaskrümmer (exhaust)

Massenflüsse haben jeweils ein Subskript für die Quelle und Senke. Zum Beispiel bezeichnet  $W_{ci}$  den Massenfluss vom Verdichter zum Sammler, also MAF.

### Symbole

N	Drehzahl	V	Volumen
p	Druck	W	Massenfluss
P	Leistung	x	Aktuatorposition
T	Temperatur	$\tau$	Turbolader-Zeitkonstante

## Literaturverzeichnis

- [1] Kolmanovsky, I. V., Moraal, P. E. u. van Nieuwstadt, M. J.: Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines. Proceedings of the 18<sup>th</sup> IFIP Conference on System Modelling and Optimization, Detroit, 1997
- [2] Jung, M.: Mean-Value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine. University of Cambridge Diss. 2003
- [3] van Nieuwstadt, M. J., Moraal, P. E., Kolmanovsky, I. V., Stefanopoulou, A., Wood, P. u. Criddle, M.: Decentralized and Multivariable Designs for EGR-VGT Control of a Diesel Engine. IFAC Workshop on Advances in Automotive Control, Mohican State Park, 1998
- [4] Shamma, J. S. u. Athans, M.: Guaranteed Properties of Gain Scheduled Control for Linear Parameter-Varying Plants. Automatica, 27 (1991) 3 S. 559-564
- [5] Jankovic, M., Jankovic, M. u. Kolmanovsky, I. V.: Robust Nonlinear Controller for Turbocharged Diesel Engines. Proceedings of the American Control Conference, Philadelphia, 1998
- [6] Jung, M. u. Glover, K.: Control-Oriented Linear Parameter Varying Modelling of a Turbocharged Diesel Engine. Proceedings of the IEEE Conference on Control Applications, Istanbul, 2003
- [7] McFarlane, D. u. Glover, K.: A Loop Shaping Design Procedure Using  $H_\infty$  Synthesis. IEEE Transactions on Automatic Control, 37 (1992) 6 S. 759-769
- [8] Apkarian, P. u. Adams, R. J.: Advanced Gain-Scheduling Techniques for Uncertain Systems. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 6 (1998) 1 S. 21-32