

System und Regelungskonzept für zukünftige Turbolader- Abgasrückführsysteme für turboaufgeladene Diesel Pkw

V. Müller ^{a,1} , R. Christmann ^{a,2} , S. Münz ^{a,3} , Victor Gheorghiu ^{b,4}

^a Borg Warner Turbo Systems GmbH
Marnheimer Strasse 85/87, 67292 Kirchheimbolanden, Deutschland

^b University of Applied Sciences, Hamburg, Deutschland

Kurzfassung

In dem vorliegenden Beitrag werden ein Luft-Management-System sowie ein adäquates modellbasiertes prädiktives Regelungskonzept für zukünftige Anforderungen turboaufgeladener Diesel-Pkw vorgestellt. Das vorgeschlagene System besteht aus einem VTG-Turbolader und zwei Abgasrückführungen, nämlich einer ungekühlten Hochdruck-Abgasrückführung (HD-AGR) und einer zusätzlichen Niederdruck-Abgasrückführung (ND-AGR). In der ND-AGR wird das Abgas nach Partikelfilter mit der Frischluft direkt am Eintritt in den Verdichter gemischt.

In der ersten Phase des Projekts wurden ein Sensorik- und Aktuatorik-Konzept für dieses neue System entworfen. Vor den Versuchen am Motor-Prüfstand wurden GT-Power Simulationen durchgeführt. Zusätzlich wurde zur Entwicklung des modellbasierten prädiktiven Reglers ein Modell in MATLAB/Simulink erstellt. Dieses Modell basiert hauptsächlich auf physikalischen Gleichungen, was eine einfache Adaption an verschiedene Motorkonzepte zulässt. Zu Anfang der Motorprüfstandsläufe wurden lediglich stationäre Betriebspunkte gefahren, um den Einfluss von AGR-Rate, Ladedruck, Frischluftmassenstrom, etc. untersuchen zu können. Diese Tests wurden in einem offenen Regelkreis ohne Regler für den Ladedruck durchgeführt. Die Versuchsergebnisse wurden benutzt, um das Simulink Modell abzugleichen und zu optimieren.

Als Regler wird ein modellbasierter prädiktiver Regelansatz vorgestellt, dessen Prädiktion auf einem vereinfachten Simulationsmodell des gesamten Luftpfades basiert. Des weiteren wird der Systemaufbau für den Prüfstand näher beschrieben. Die einzelnen Entwicklungsschritte werden aufgezeigt. Sowohl Simulationsergebnisse als auch Ergebnisse der Prüfstandsversuche mit dem neuen Regelkonzept werden vorgestellt. Aufgrund der Erweiterung der heute üblichen HD-AGR durch eine ND-AGR, müssen zusätzliche Maßnahmen ergriffen werden, um Komponenten im Luftpfad gegen mögliche Korrosion und Partikel zu schützen.

Key Words / Schlagworte: Abgasrückführung, VTG-Turbolader; Niederdruckabgasrückführung, modellbasierter prädiktiver Regler

¹ mvo@turbos-bwauto.de

² chr@turbos-bwauto.de

³ muz@turbos-bwauto.de

⁴ grg@rzbt.haw-hamburg.de

1 Einleitung

In Dieselfahrzeugen sind VTG-Turbolader schon seit einigen Jahren im Einsatz. Darüber hinaus ist die gekühlte HD-AGR in heutigen Dieselanwendungen Stand der Technik, um die Emissionsvorschriften einzuhalten. Bei der HD-AGR wird das Abgas vor der Turbine entnommen und direkt in den Ansaugkrümmer auf der Frischluftseite eingeleitet. In vielen Anwendungen sind sowohl der VTG-Turbolader als auch das AGR-Ventil pneumatisch betätigt. Es zeichnet sich aber zunehmend der Trend ab, die pneumatischen Aktuatoren durch elektrische Stellglieder zu ersetzen. Der Vorteil der elektrischen Verstellung liegt in der besseren Einregelcharakteristik für die VTG-Schaufelposition respektive der AGR-Ventilposition. Darüber hinaus ist die Verfügbarkeit einer Vakuumpumpe nicht mehr in allen Applikationen in Zukunft garantiert.

Im Jahre 2003 startete BorgWarner ein Projekt, das sich mit diesem Thema des „Turbo/AGR Luft Management System“ befasste. Ziel ist es, das Expertenwissen über die einzelnen Komponenten des Gesamtsystem für deren Optimierung zu nutzen, um motorische Schadstoffausstöße zu reduzieren und zukünftige Emissionsvorschriften wie Euro 5 und US 07 erfüllen zu können.

Das Projekt hatte zum Ziel, zukünftige VTG/AGR-Systeme zu untersuchen, in Verbindung mit der notwendigen Regelung des gesamten Luftpfades. In dem vorliegenden Beitrag wird hauptsächlich auf die neuen regelungstechnischen Methoden näher eingegangen.

In Bild 1 sind die Grenzwerte für frühere, heutige und zukünftige Partikel- und NO_x -Emissionen dargestellt, sowohl für den amerikanischen als auch für den europäischen Automobilmarkt. Hierbei sind die NO_x - und Partikel-Emissionen als eine der kritischsten Schadstoffausstöße eines Diesel-Fahrzeugs zu betrachten. Die Emissionsvorschriften US 07 werden ab 2007 in den USA bindend, die Einführung der Euro 5-Norm ist in Europa ab 2008 vorgesehen, wobei es für die Grenzwerte von Euro 5 noch keine endgültigen Vorgaben gibt. Heute gibt es Dieselfahrzeuge, die ohne einen zusätzlichen Partikelfilter (DPF) die Euro 4 Emissionsvorschrift erfüllen können. Aber aufgrund der signifikanten Reduktion der Partikel-Emissionen von Euro 4 nach Euro 5 sowie des öffentlichen und politischen Drucks stehen Automobilhersteller vor einer großen Herausforderung, ohne zusätzliche Abgasnachbehandlungssysteme auszukommen.

Die NO_x -Emissionen steigen enorm an, wenn die Verbrennungstemperatur im Zylinder und das Luft-Kraftstoffverhältnis (λ) ansteigen, wohingegen der Partikelausstoß bei fettem Betrieb zunimmt. Die Entstehung von NO_x und Partikeln sind ein lokales Phänomen. Daher sind das lokale λ und die Temperatur im Zylinder ausschlaggebend für die Erzeugung dieser Schadstoffe.

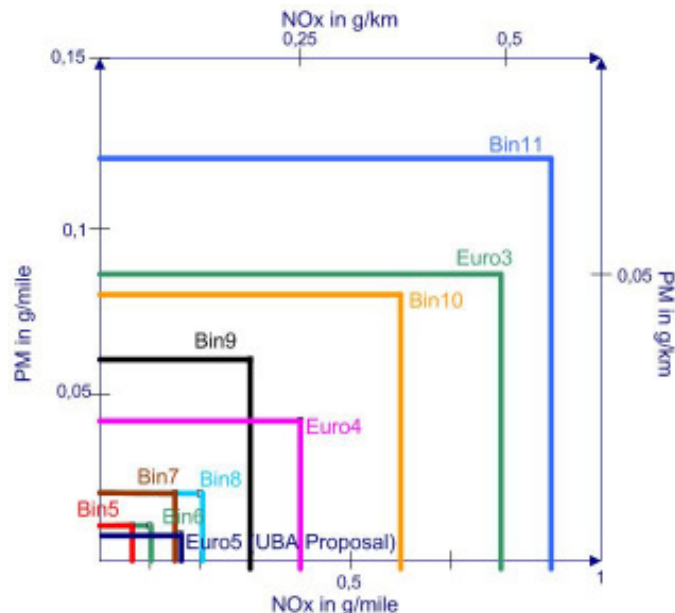


Bild 1: Emission Grenzwerte [1]

Der bekannte Zusammenhang zwischen NO_x - und Partikelemissionen hat zur Folge, dass Änderungen der Verbrennung in Richtung günstigerer NO_x -Emissionen einen Anstieg des Partikelaustrittes nach sich ziehen und umgekehrt. Emissionen in transienten Übergängen, z. B. bei einer Beschleunigung, erzeugen kurzzeitige Spitzen in der Partikelemission aufgrund ungenügender Frischluftmassenversorgung bei erhöhter Einspritzmenge. Während der Beschleunigungsphase folgt der Frischluftmassenstrom wegen der zwischen Luftfilter und Ansaugkrümmer liegenden Volumina nicht schnell genug. Darüber hinaus muss auch der Turbolader auf höhere Drehzahlen beschleunigen, um der erhöhten Ladedruckanforderung nachzukommen.

Wie beeinflusst die AGR die Verbrennung?

Idealerweise kann das Abgas als inertes Gas angenommen werden. Bei Dieselfahrzeugen, die mit hohem Lambda betrieben werden, enthält das rezirkulierte Abgas noch eine geringe Sauerstoffkonzentration, aber verglichen mit dem Anteil des Sauerstoffs der Frischluft ist dieser Anteil jedoch sehr gering. Daraus folgt, dass die gesamte Sauerstoffkonzentration im Zylinder durch die Ersetzung von Frischluft durch rückgeführtes Abgas abnimmt, was zu einer Verminderung der NO_x -Emissionen führt. Die spezifische thermische Kapazität des Abgases ist höher als die der Frischluft, da Wasser und CO_2 enthalten sind. Daraus resultiert eine verminderte Verbrennungstemperatur und geringere NO_x -Emissionen. Das rückgeführte Abgas zusätzlich zu kühlen, unterstützt diesen Effekt. Dahingegen muss der Ladedruck angehoben werden, um dasselbe Lambda zu erreichen und damit einen erhöhten Partikelaustritt zu vermeiden.

Aus oben beschriebenem Sachverhalt leitet sich die entscheidende Forderung ab, den Ladedruck p_2 und den Frischluftmassenstrom \dot{m}_{air} so genau und schnell wie möglich zu regeln, um erhöhte Emissionen insbesondere in den transienten Phasen zu vermeiden. Daher ist das Regelungskonzept ein maßgebender Faktor zur Verbesserung des Emissionsverhaltens bei transienten Vorgängen. Aufgrund der zu erwartenden Verwendung eines Partikelfilters für zukünftige Dieselanwendungen, ist der Fokus hauptsächlich auf die NO_x -Minimierung gerichtet. Dabei besteht natürlich das Ziel darin, aufwändige NO_x -Nachbehandlung zu reduzieren bzw. auf diese ganz zu verzichten.

2 Systemkonfiguration

Einer der wesentlichen Teile des Projekts war im Vorfeld, eine neue Systemkonfiguration zu definieren und die dazu notwendigen Komponenten festzulegen. Für die Motorprüfstandsversuche und zur Simulation wurde ein turboaufgeladener, direkteinspritzender Serienmotor verwendet. Dieser Serienmotor ist mit einer HD-AGR und pneumatischen Ansteuerungen sowohl für den VTG-Turbolader als auch für das AGR-Ventil ausgerüstet. Zuerst wurde diese Standardkonfiguration am Prüfstand auf ihr Emissionsverhalten hin untersucht, um eine Vergleichsbasis zu haben. Parallel dazu wurden GT-Power Simulationen durchgeführt, um das Potential zur Emissionsverminderung verschiedener neuer Systemkonfigurationen besser abwägen zu können. Mit Hilfe dieser Simulationen wurde das günstigste System zur Schadstoffreduzierung ausgewählt und am Motorprüfstand installiert. Das neu definierte System wurde zuerst in stationären Betriebspunkten untersucht. Danach wurden Messungen für das transiente Verhalten des Systems mit Hilfe von Lastsprüngen durchgeführt, zuerst mit einem neu kalibrierten Standardregelungskonzept, das lediglich um die Ansteuerung der neuen Aktuatoren erweitert wurde. Der Einfluss auf den Schadstoffausstoß wurde anhand dieser Messungen näher untersucht. Abschließend war die Wiederholung dieser Prüfstandsläufe mit dem neu entwickelten Regelungskonzept vorgesehen.

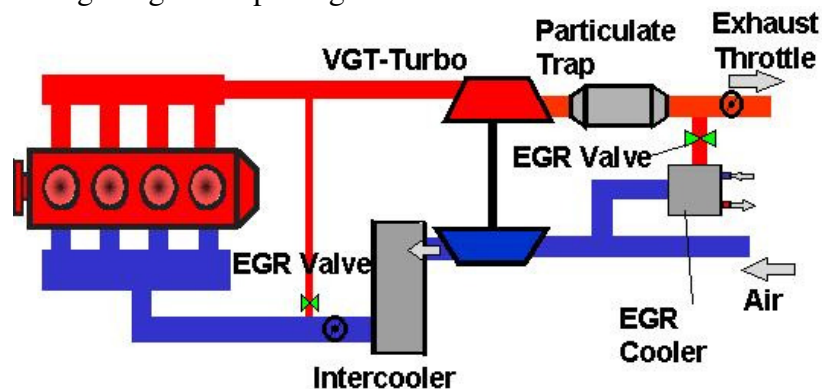


Bild 2: Neue Systemkonfiguration

Die in Bild 2 dargestellte Systemkonfiguration stellt eine Erweiterung des heute üblichen gekühlten HD-AGR Konzepts dar. Hierbei gibt es auch eine HD-AGR, die aber im Unterschied zur konventionellen HD-AGR ungekühlt ist. Die neu hinzugekommene zweite ND-AGR entnimmt das Abgas hinter dem Partikelfilter und führt diesen Teil des Abgases der Frischluft genau vor dem Verdichter des Turboladers zu. Um das Druckgefälle in der ND-AGR zu erhöhen, ist zusätzlich eine Abgasklappe notwendig. Bei niedrigen Abgasmassenströmen in unteren Teillastbereichen ist das durch das dahinter folgende Abgassystem generierte Druckgefälle nicht groß genug, um Abgas durch die ND-AGR zu führen.

Um Volumina zu reduzieren, wird der Luft-Luft-Ladekühler durch einen Wasser-Luft-Kühler ersetzt, der über einen zusätzlichen Niedertemperaturwasserkühlkreislauf betrieben wird. Diese Modifikation ermöglicht es, anstelle der herkömmlichen Platzierung des Luft-Luft-Ladekühlers im Frontbereich des Fahrzeugs, den Ladeluftkühler näher am Ansaugkrümmer zu verbauen. In der ND-AGR ist ein zweistufiger Wasser-Luft-Kühler der Fa. Behr integriert,

der in der ersten Stufe das Abgas mittels eines konventionellen Wasserkühlkreislaufts herunterkühlt. Um geringere Temperaturen im Ansaugbereich des Turboladerverdichters zu erreichen, schließt sich eine zweite Stufe an, in der das Abgas mit Hilfe des zusätzlichen Nieder-temperaturwasserkühlkreislaufts weiter abkühlt wird.

Die ND-AGR ermöglicht sowohl eine bessere Durchmischung des rückgeführten Abgases mit der Frischluft als auch eine bessere Verteilung über die Zylinder hinweg. Das neuartige Kühlkonzept reduziert die Temperaturen im Ansaugkrümmer, was die Verminderung von NO_x -Emissionen positiv beeinflusst. Während des Kaltstarts und bei transienten Vorgängen wird aufgrund der geringeren Reaktionszeiten ausschließlich die HD-AGR genutzt. Daher ist in dieser Rückführung kein AGR-Kühler vorgesehen.

2 Sensorik- und Aktuatorik-Konzept

2.1 Aktuatorik-Konzept

Die Entscheidung, elektrische Stellglieder für nahezu alle Aktuatoren zu verwenden, ist in deren verbesserter Regelcharakteristik begründet. Das AGR-Ventil (Bild 3a) besteht aus einem Gleichstrommotor und einen Positionssensor. Da das Ventil keine weitere Elektronik besitzt, wurde eine externe Elektronik im Prüfstandsbetrieb eingesetzt, um definierte Positionen anzufahren. Damit war es möglich, über eine einfache PWM-Sollwertvorgabe die Position einzuregeln.

Die einzige Modifikation des Serien-VTG-Turboladers besteht ebenfalls aus der Substitution der pneumatischen Steuerdose durch einen elektrischen Stellantrieb. Dieser Steller (Bild 3b) ist ein sogenannter „Torque-Motor“, der ebenfalls nur mit einer Hall-Positionssensorik ausgestattet ist. Dementsprechend wird auch hier die Lageregelung extern entweder wie im Fahrzeug durch die Motorelektronik oder wie im Prüfstand durch ein „Hardware-in-the-loop“ (HIL)-System, wie dies z. B. mit dem ASCET System möglich ist, übernommen. Eine „Jacobs-Abgasbremsklappe“, wie sie z. B. im Dodge RAM Verwendung findet, wurde als Abgasdrossel verwendet (Bild 3c). Hier wird ein intelligenter elektrischer Stellantrieb mit interner Regelungs- und Leistungselektronik für die Lageregelung anstelle des pneumatischen Serien-Stellers verwendet. Dieses elektrische Stellglied wird mittels eines PWM-Sollwerts angesteuert und sendet ein PWM-Rückgabesignal für die kontaktlose Positionserfassung zurück. Für die HD-AGR (Bild 3d) wurde ein pneumatisches Serienventil eingesetzt.

Die in der Serie eingesetzte Drosselklappe ist elektrisch angetrieben. Aber da die Drosselklappe auf der Ansaugseite in allen Betriebspunkten offen wäre, wurde auf sie verzichtet, da es keinen Sinn macht, sowohl auf der Abgasseite als auch auf der Frischluftseite zu drosseln. Für die Prüfstandsversuche wurde auch der pneumatische Stellantrieb durch einen elektrischen Aktuator ersetzt, um unabhängig von einer Vakuumpumpe zu werden.

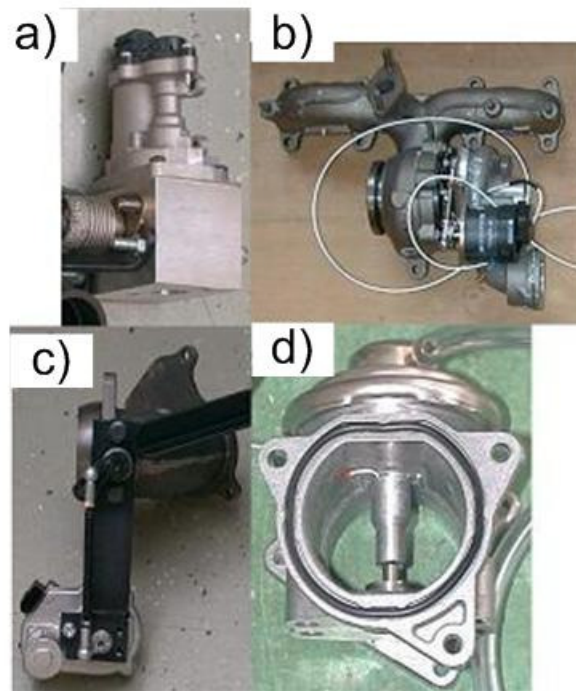


Bild 3: Stellglieder

2.2 Sensor-Konzept

Ein weiterer wesentlicher Bestandteil des Regelungskonzeptes über das Aktuatorik-Konzept hinaus ist die zu Identifikation der benötigten Sensoren, mit dem Ziel, nur die wirklich absolut notwendigen Sensoren zu verwenden, um unnötige Kosten zu vermeiden. Das Resultat ist das in Bild 4 dargestellte Sensorik-Konzept.

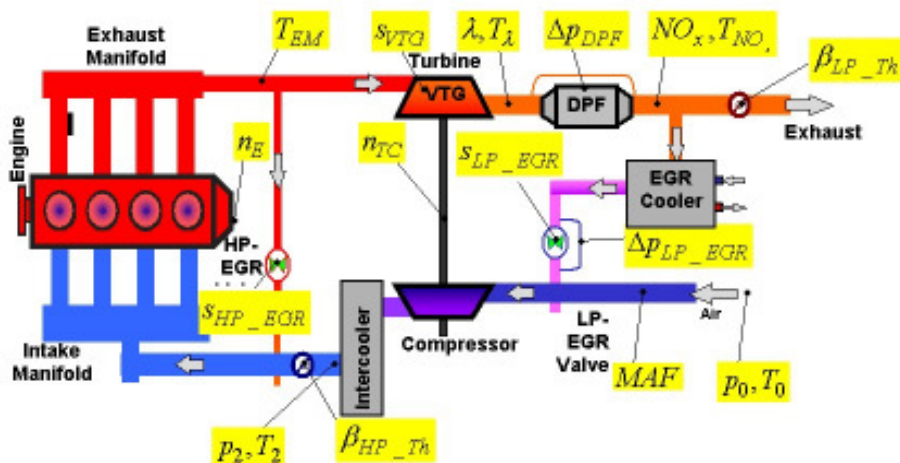


Bild. 4: Sensor-Konzept

Ein Großteil der in Bild 4 dargestellten Sensoren wird schon in der Standard-Diesel Applikation verwendet, wie der Massenstromsensor, der Sensor für p_0 , T_0 (Umgebungsbedingungen), p_2 , T_2 (Ladedruck und Ladetemperatur) und n_M (Motordrehzahl). Lagerückmeldungen der einzelnen Aktuatoren (s_{HP_EGR} , s_{VTG} , s_{LP_EGR} , β_{HP_Th} , β_{LP_Th}) sind in Verbindung mit elektrischen Stellantrieben in aller Regel verfügbar. Diese Rückmeldungen sind für die Lageregelung und zur Berechnung der fehlenden Zustände des Systems notwendig. Der Temperatursensor (T_{EM}) im Abgaskrümmen, λ , T_λ (Lambda und Temperatur vor DPF), Δp_{DPF} (Druckabfall über dem DPF) und NO_x , T_{NO_x} (Temperatur hinter dem DPF) sind notwendig, um die Regenerierung des DPF steuern zu können. Der Sensor für Δp_{LP_EGR} (Druckabfall über das ND-AGR-Ventil) und die Position des ND-AGR-Ventils helfen bei der Schätzung des Massenstroms durch das Ventil. Mit der Messung der Laderdrehzahl (n_{TC}) ist es möglich, Überdrehzahlen des Turboladers zu vermeiden und den Massenstrom, die Temperatur und Druck vor und nach Verdichter zu berechnen. Da schon die meisten Sensoren im Standardregelkonzept Verwendung finden, sind nur zwei zusätzliche Sensoren (n_{TC} , Δp_{LP_EGR}) für das neue System notwendig.

In der Entwicklungsphase wurden zusätzliche Sensoren am Motorprüfstand verwendet, um das Systemverhalten eingehender zu untersuchen und mögliche Fehler im Regelalgorithmus schneller entdecken zu können. Lediglich die in Bild 4 dargestellten Sensoren sind für den Serieneinsatz vorgesehen.

3 Entwicklung des Regelungskonzeptes

Der neue Regler beruht auf einem modellbasierten prädiktiven Ansatz, der die Ansteuerung aller vorgestellten Aktuatoren gleichzeitig vornimmt. Zur Prädiktion, wird ein echtzeitfähiges Modell des Luftpfades verwendet. Dieses Modell ist eine reduzierte Version eines ursprünglich detaillierteren Modells, das in der reinen „Software-in-the-loop“ (SIL)-Simulation zur Reglersynthese benutzt wurde.

Das in MATLAB/Simulink implementierte Modell ist eine nulldimensionale physikalische Abbildung des Motors. Das Motormodell wurde parallel zu den stationären Versuchen am Motorprüfstand entwickelt. Dieser parallele Entwicklungsprozess ist auch in Bild 6 ersichtlich. Dahingehend wurden die Messungen am Motorprüfstand mit dem Standardregler (Bild 5) und die Simulationsergebnisse in GT Power miteinander abgeglichen und zur Parametrierung des Motormodells verwendet. Mit dem Erhalt weitere Messdaten wurde das neu hergeleitete Modell des Luftpfades weiter angepasst und optimiert.

Das Simulink-Modell der Regelstrecke stellt die Grundlage der Reglerentwicklung dar, da der modellbasierte Regler ein reduziertes Simulationsmodell beinhaltet. Daher wurde das Simulationsmodell dazu verwendet den Regleransatz zu verifizieren und vorab zu parametrieren. Dies wurde dann in einer reinen SIL-Simulation durchgeführt, wie es in Bild 7 angedeutet ist. In der Simulation wird der Motor durch das Motormodell ersetzt.

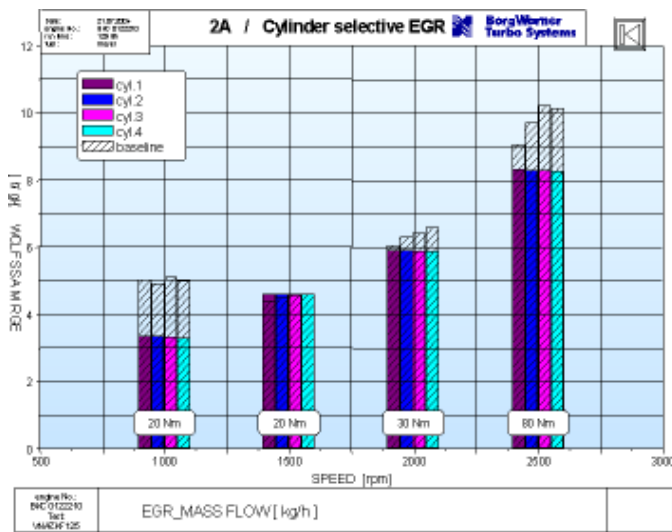


Bild 5: Messergebnisse des neuen VTG/AGR-Systems (hier exemplarisch die AGR-Verteilung)

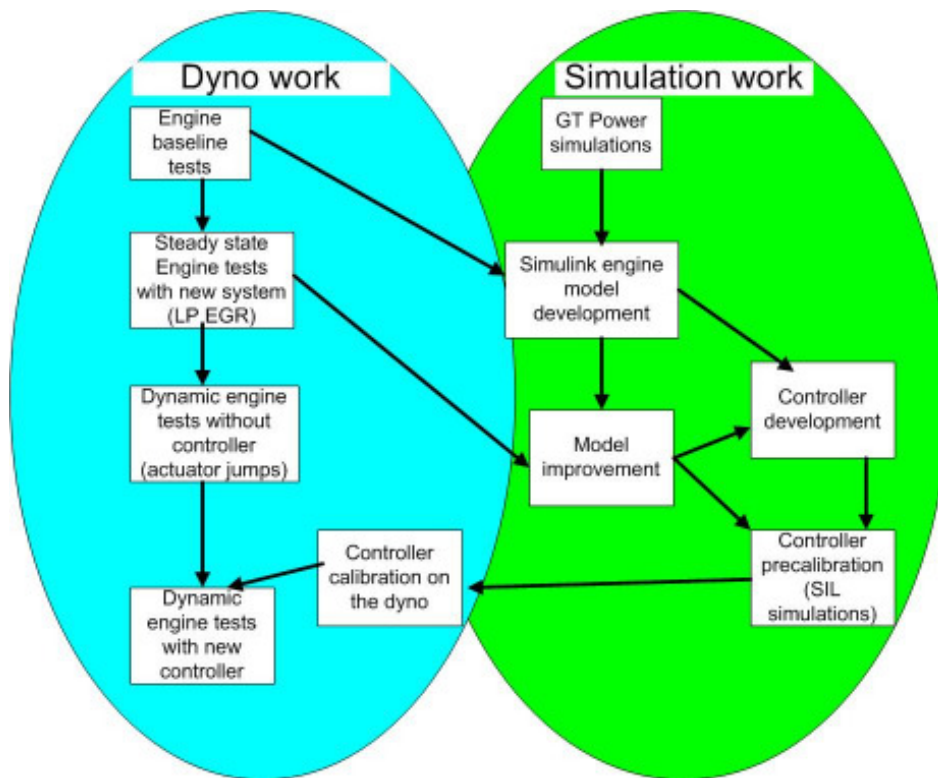


Bild 6: Paralleler Entwicklungsprozess

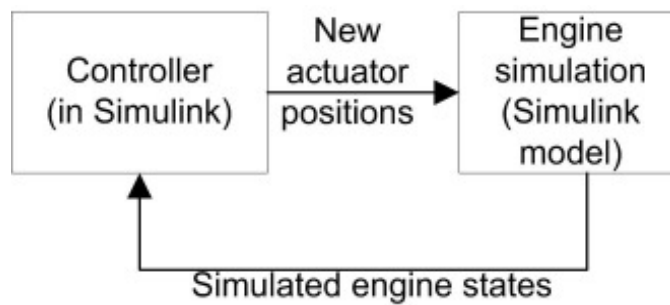


Bild 7: SIL-Simulationen zur Überprüfung und Vorparametrierung des modellbasierten Reglers

4 Aufbau des Systems am Motorprüfstand

Auf dem Prüfstand steuert der neu entworfene Regler das HD-AGR-Ventil, die Ansaugdrosselklappe, das ND-AGR-Ventil, die Abgasdrosselklappe und die VTG-Verstellung an, siehe Bild 9. Da es nicht Inhalt war, eine neue Motorsteuerung zu entwickeln, wurden die Algorithmen in einem HIL-System im Bypass zur Standard-Motorsteuereinheit (ECU) implementiert, wobei die zur Verfügung gestellte Entwicklungs-ECU immer noch wichtige Funktionen, wie z. B. die Einspritzung, ansteuert. Mit einer sogenannten ETK-Schnittstelle der ECU war es möglich, Sensor Signale und andere notwendige Variablen in das HIL-System einzulesen. Als HIL-System wurde ein ASCET ES1000 Echtzeitsystem verwendet. Das ASCET-System empfängt zum einen Sensorsignale über die ETK-Schnittstelle und zum anderen zusätzliche Ein- und Ausgangskanäle für die Sensoren, die nicht in der Standard-ECU zur Verfügung stehen. Das unter Simulink ermittelte Reglermodell wurde im ASCET-System implementiert, um alle vormals simulierten Reglerfunktionen nun am Prüfstand in Echtzeit zu übernehmen. Die Aktuatoren werden dabei mittels der im ASCET ES1000 System zur Verfügung gestellten D/A- oder PWM-Ausgangstreiber angesteuert.

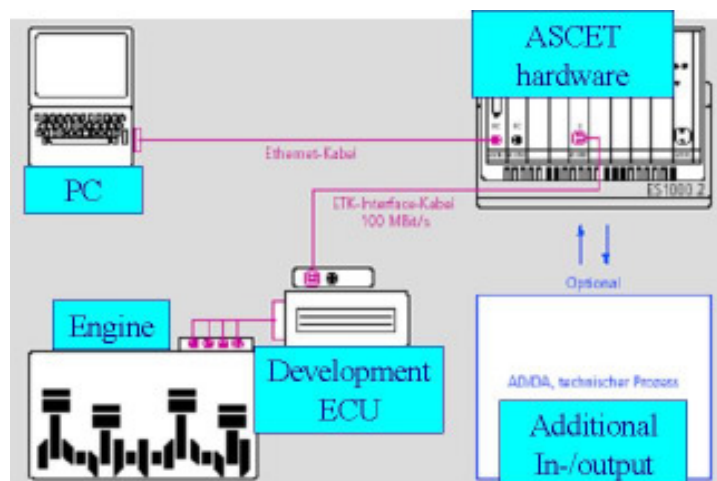


Bild 8: Signalfluß am Prüfstand

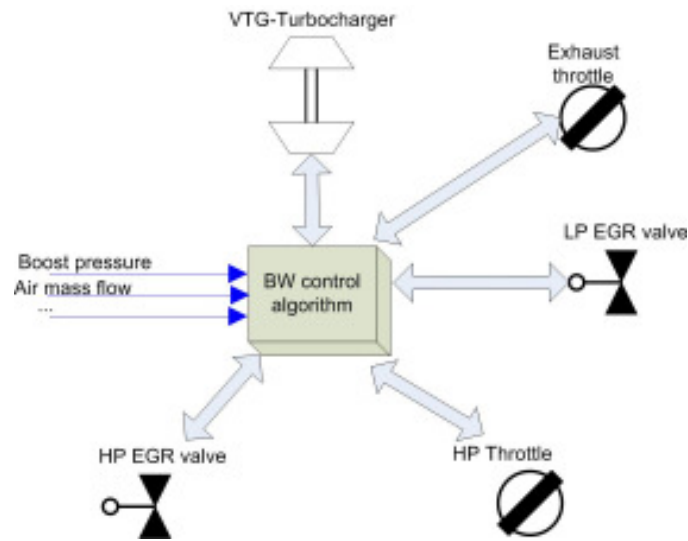


Bild 9: Durch den neuen BorgWarner Algorithmus angesteuerte Stellglieder

5 Motormodell in Simulink

Das Motormodell, *Model_E*, basiert teilweise auf physikalischen Zusammenhängen (z. B. für die Krümmer und andere Volumina) und zum Teil auf empirisch ermittelten Gleichungen (z. B. für den Turbolader (ATL) und die Zylinder). In Bild 10 sind alle modellierten physikalischen Komponenten dargestellt, sowie die wichtigen Größen, über die die Komponenten miteinander agieren.

5.1 Teilmodelle für Volumina

Alle Volumina werden durch die Bilanzgleichungen für die Gasmasse (1), die AGR Rate (2) und die Energie (3) beschrieben, d. h. über die Bilanzen der zu- und abströmenden Gasmasenströme. Die gesamte, als ideales Gas angenommene Luftmasse des Systems ist in diesen Volumina konzentriert.

$$\frac{d}{dt}m = \sum_i m'_i - \sum_i m'_j \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt}r_k = \frac{1}{m} \sum_i [m'_i (r_{ki} - r_k)] \quad \text{wobei} \quad r_k = \frac{m_k}{m} \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt}T = \frac{1}{m} \left[\frac{Q'}{c_v^\circ} + \kappa \left[\sum (m'_i T_i) - T \sum_j m'_j \right] - T \frac{d}{dt}m \right] \quad (3)$$

Mit:

den Zuständen des jeweiligen Volumens:

m: Masse des Gasgemischs

- r_k : Massenanteil der Gaskomponente k (z. B. AGR)
- T : Temperatur
- den Massen- und Energieströmen
- \dot{m}'_i : zufließender Massenstrom
- \dot{m}'_j : abfließender Massenstrom
- Q : Wärmestrom
- sowie:
- t : Zeit
- c_v° : isochore Wärmekapazität des Gasgemischs
- κ : Isentropenexponent

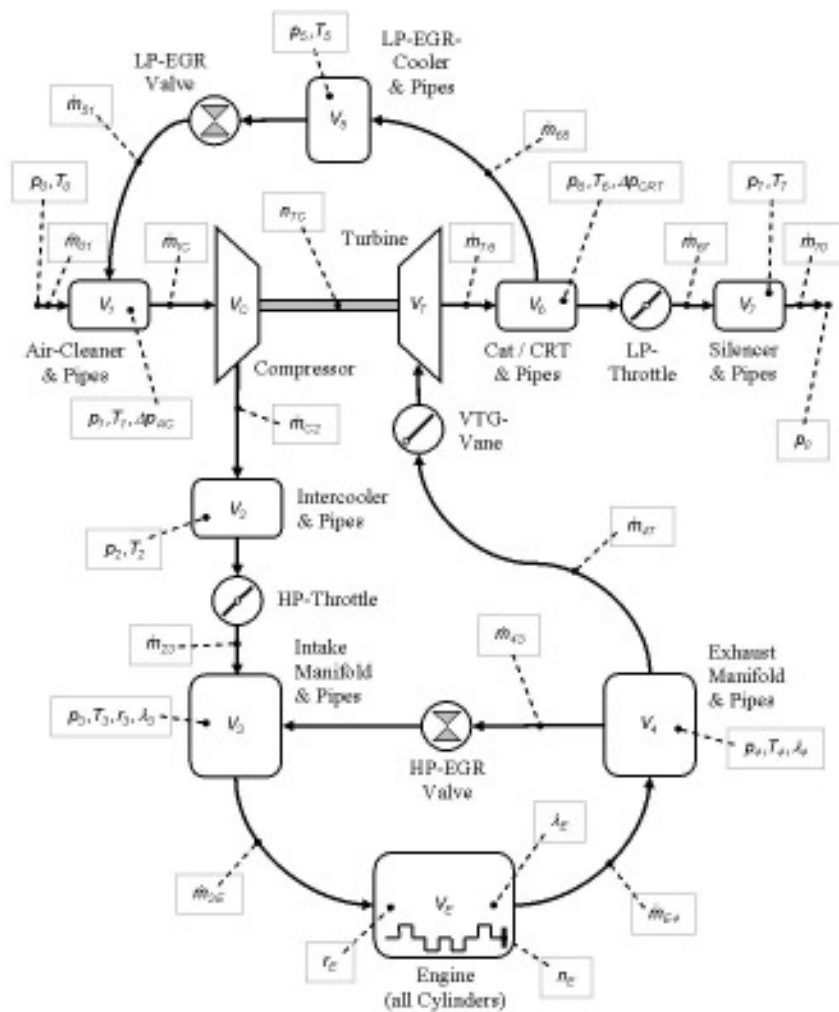


Bild 10: Schematische Darstellung von *Model_E*

Die Massenströme zwischen diesen Volumina werden als isotherm angenommen, da dies eine realistischere Beschreibung des Systems darstellt (besser als eine isentrope Beschreibung). Zur Veranschaulichung nehmen wir eine Drosselklappe oder ein Ventil zwischen zwei Rohren an. Dieses System kann als adiabat und mit einem stationären Durchfluss durch die Drosselklappe angesehen werden. Beide Annahmen müssen nun genauso auch auf ein isentropes System übertragen werden. Daher ergibt sich für die Bilanzgleichungen:

$$\frac{d}{dt}m = m'_{in} - m'_{out} \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt}U = Q' + m'_{in} h_{in} - m'_{out} h_{out} \quad (5)$$

Der stationäre Vorgang führt dabei zu:

a) $\frac{d}{dt}m = 0$, daher $m'_{in} = m'_{out} = m' = const$

b) $\frac{d}{dt}U = 0$ für die innere Energie

Für ein adiabatisches System gilt:

$$Q' = 0$$

Daraus erhält man für die spezielle Enthalpie:

$$h_{in} = h_{out} = 0$$

Für ein ideales Gas ist bei isothermen Vorgang:

$$T_{in} = T_{out}$$

5.2 Teilmodell für den Turbolader (ATL)

Das klassische Verdichterkennfeld (s. Bild 11) zeigt den Druckverlauf und den isentropen Wirkungsgrad als Funktion des reduzierten Massenstroms.

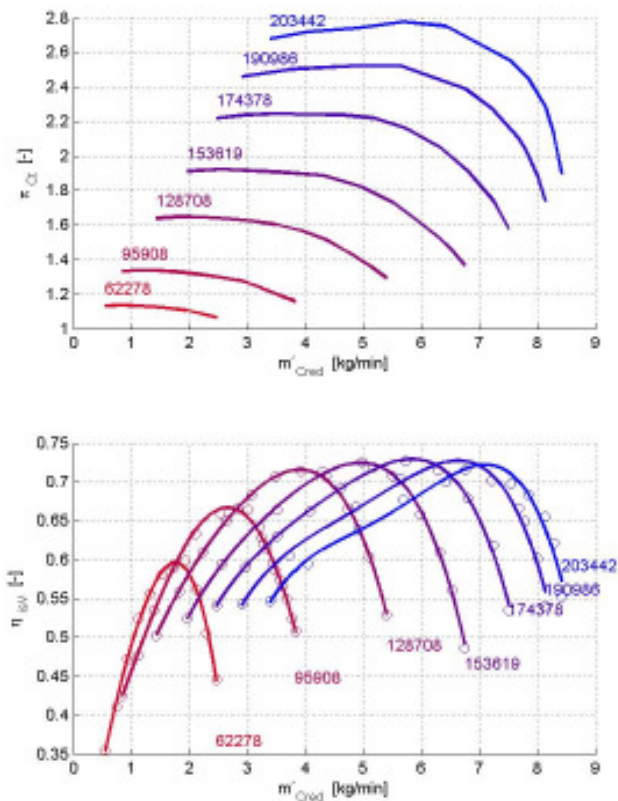


Bild 11: Klassisches Verdichterkennfeld

Sind nun das Druckverhältnis und die Turboladerdrehzahl bekannt und soll aus diesen Kennfeldern der reduzierte Massenstrom ermittelt werden, können sich aufgrund der flach verlaufenden Kurven zwei oder sogar mehr Lösungen ergeben. Um diese Probleme zu vermeiden, werden die Informationen der beiden Kennfeldern kombiniert und dadurch die Kennfelder umgeformt. Das führt zu zwei neuen Kennfeldern mit denen eine iterative eindeutige Lösung des oben beschriebenen Problems gefunden werden kann.

Für die Turbine ist die Situation ähnlich, allerdings durch den Einfluss der VTG noch etwas komplexer. Die Turbinenkennfelder (s. Bild 12) zeigen den reduzierten Massenstrom und das Produkt aus mechanischem und isentropem Wirkungsgrad als Funktion des Druckverhältnisses. Beide Kurven weisen sowohl die reduzierte ATL-Drehzahl als auch die VTG Position als Parameter auf. Aufgrund der stark fragmentierten Kurven bereitet vor allem die untere Kurve Probleme bei der Auswertung.

Diese Schwierigkeiten können in ähnlicher Art und Weise wie bei den Verdichterkennfeldern behoben werden. Dadurch erhält man besser auswertbare Kurvenverläufe, bei denen zusätzlich nun auch die ATL-Drehzahl nicht mehr als Parameter auftaucht.

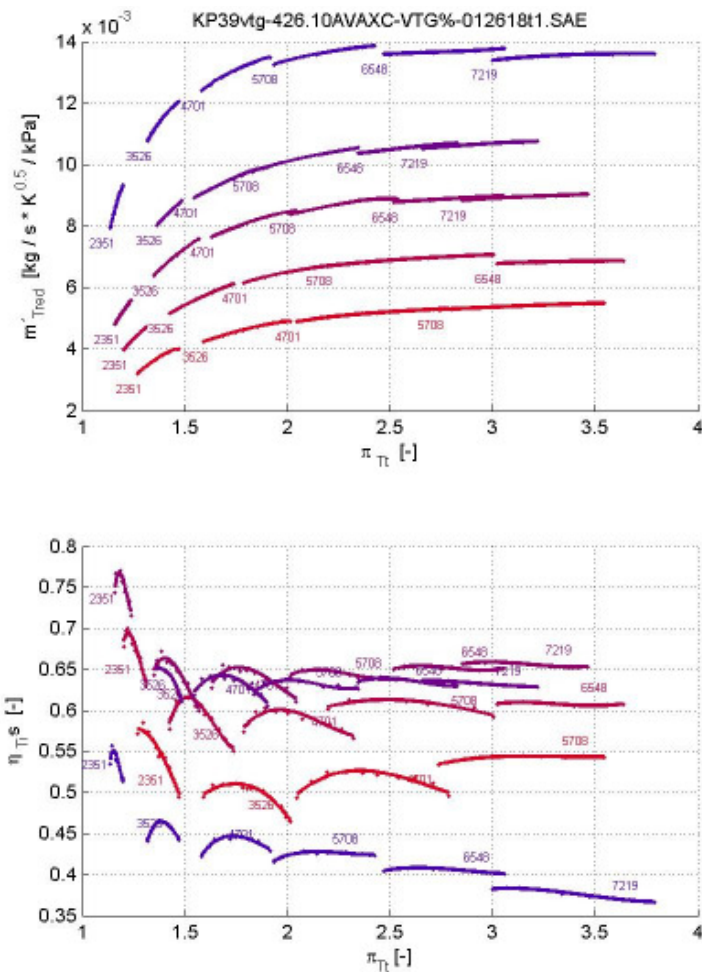


Bild 12: Klassisches Turbinenkennfeld

5.3 Teilmodelle für den Kurbelwellentrieb und die Turboladerwelle

Die Dynamik des Kurbelwellentriebs und der Turboladerwelle wird über das jeweilige Trägheitsmoment berücksichtigt.

5.4 Teilmodell des Zylinders

Das Zylinder-Teilmodell ist teilweise physikalisch basiert (d.h. als Volumen modelliert) und teilweise über empirisch ermittelte Gleichungen. D. h. es basiert auf Prüfstandsmessungen, die an einem Serienmotor (mit einer Serien-ECU) durchgeführt wurden. Daher waren zum Zeitpunkt dieser Modellbildung z. B. keinerlei Informationen über AGR-Variationen in den einzelnen Betriebspunkten verfügbar.

Aus diesem Grund kann das Modell zu mehr oder weniger hohen Ungenauigkeiten führen, wenn der Motor mit einer AGR-Rate betrieben wird, die stark vom Serienstand abweicht.

Das Zylindermodell ist ein Effektivwertmodell, d. h. dass seine Zustände nicht abhängig vom Kurbelwellenwinkel modelliert sind. Die folgenden Zustände müssen jeweils berechnet werden: (a) die Menge des Gasgemischs, das während eines Zyklus in die Zylinder gesaugt wird,

(b) die AGR-Rate, (c) die Temperatur des aus dem Zylinder austretenden Abgases und (d) die Motorleistung.

Während der Entwicklung dieses Modells wurden die folgenden Annahmen getroffen:

1. Da das gesamte Modell auf die Anwendbarkeit in Echtzeit abzielt, war eine detailliertere physikalische Modellierung hier nicht möglich.
2. Der vom Zylinder angesaugte Massenstrom hängt mehr von seiner Dichte ab, als von dem Druck im Ansaugkrümmer.
3. Frischluft und AGR im Ansaugkrümmer bilden ein homogenes Gemisch.
4. Die Menge des austretenden Abgasmassenstroms ist gleich der Summe der angesaugten Gasmasse und der eingespritzten Brennstoffmenge (stationärer Prozess)
5. Die Abgastemperatur und die Motorleistung hängen ab von
 - (a) der Füllung des Zylinders und daher von der Dichte im Ansaugkrümmer und der Motordrehzahl,
 - (b) des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses (λ),
 - (c) der AGR Rate im Zylinder und
 - (d) dem Einspritzzeitpunkt (SOI), dieser wurde hier aber nicht berücksichtigt, da aus den Messungen keine Informationen verfügbar waren.

Bild 13 zeigt ein Beispiel für eine dieser Kalibrierfunktionen (Index 3 steht hier für den Ansaugkrümmer).

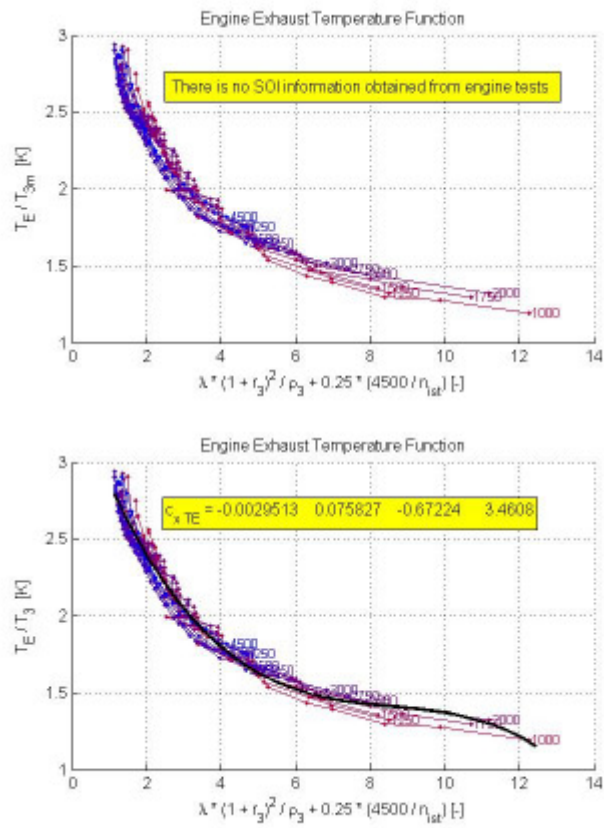


Bild 13: Beispiel für eine Motorkennlinie, wie sie aus Prüfstandsmessungen eines Serienmotors ermittelt wurde

Bild 14 zeigt Simulationsergebnisse während eines Sprungs des VTG Stellers. Der Motor wurde hier in dem Betriebspunkt 3000 min^{-1} und 9 bar Mitteldruck simuliert.

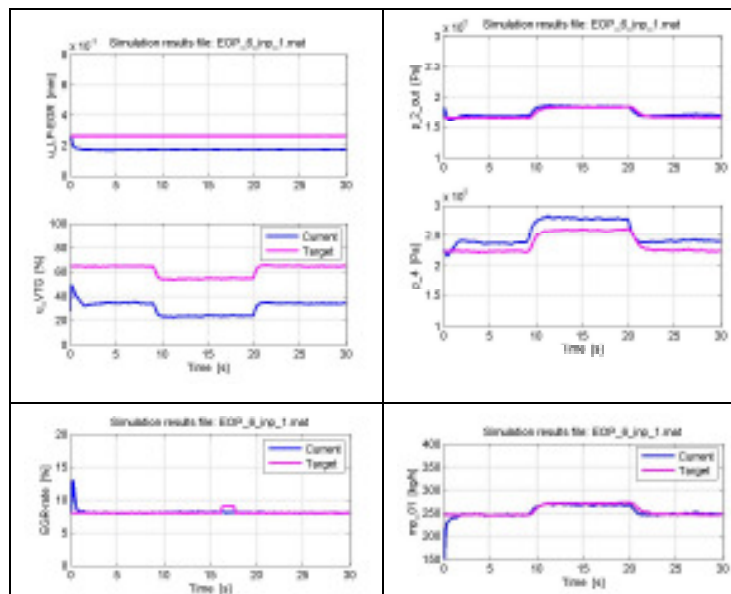


Bild 14: Simulationsergebnisse des Motormodells während eines simulierten Sprungs des VTG Stellers

6 Modellbasierter Prädiktiver Regler

Für diese Anwendung wurde ein modellbasierter prädiktiver Regler (*MNPC*: Model-based Non-linear Predictive Controller) entwickelt. Dieser besteht aus einem Beobachter, einem Prädiktor und einem Optimierungsalgorithmus (s. Bild 15).

Das Beobachtermodell, *Model_S*, nutzt alle verfügbaren Sensorsignale, um die nicht messbaren Zustände des Systems zu berechnen. Basierend auf diesen Zuständen schätzt der Prädiktor, *Model_G*, das zukünftige Systemverhalten für N verschiedene Kombinationen an Aktuatorpositionen. Der Optimierungsalgorithmus (*J*) nutzt nun eine Kostenfunktion, um eine Bewertung dieser Vorhersage für jede Kombination der Aktuatorstellungen durchzuführen. Sowohl der Beobachter (*Model_S*) als auch der Prädiktor (*Model_G*) sind modellbasiert. Beide sind aus dem oben beschriebenen Motormodell (*Model_E*) entstanden.

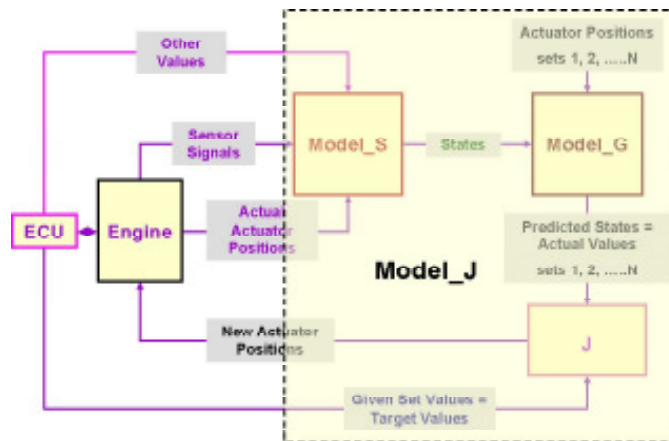


Bild 15: MNPC im Parallelbetrieb mit einer Serien-ECU

6.1 Beobachtermodell

Basierend auf den zur Verfügung stehenden Sensorsignalen berechnet das Beobachtermodell, *Model_S*, in Echtzeit alle erforderlichen Zustände des Motors.

Dieses Modell muss also alle Motorzustände berechnen, die nicht direkt als Sensorsignale zur Verfügung stehen, z. B. die AGR Rate in allen Volumina. Diese vom *Model_S* in Echtzeit zur Verfügung gestellten Zustände bilden dann die Basis für die anschließende Prädiktion.

6.2 Prädiktormodell

Das Prädiktormodell, *Model_G*, verwendet keine Sensorsignale, da es nur in die Zukunft berechnet, wofür selbstverständlich noch keine Sensorsignale zur Verfügung stehen. Der Optimierungsalgorithmus gibt neue Aktuatorpositionen vor, mit denen das *Model_G* stimuliert wird. Damit wird nun das zu erwartende Motorverhalten simuliert.

6.3 Luftfilterteilmodell als Beispiel für die Modellreduktion

Um die Besonderheiten bei der Modellreduktion vom Simulationsmodell (*Model_E*) zum Beobachter (*Model_S*) bzw. zum Prädiktor (*Model_G*) zu verdeutlichen, wird dieses Vorgehen am Beispiel des Luftfiltermodells (Volumen V_1) erläutert.

2.1.1 Luftfiltermodell in *Model_E*

Das Luftfiltermodell in *Model_E* verwendet als Eingangsgrößen:

1. die Umgebungszustände,
2. die Zustände der Leitungen zwischen dem LP AGR-Ventil und dem Luftfilter (Massenstrom, Temperatur und AGR-Rate), sowie
3. den Massenstrom durch den Verdichter.

In diesem Teilmodell wird nun der Frischluftmassenstrom über die drei Bilanzgleichungen (1) – (3) berechnet. Der Ausgang dieses Teilmodells besteht aus internen Zuständen und dem Frischluftmassenstrom. Der Durchflusskoeffizient wurde aus Prüfstandsmessungen kalibriert.

2.1.2 Luftfiltermodell des Beobachters (*Model_S*)

Das Beobachtermodell *Model_S* arbeitet in Echtzeit. Das Luftfiltermodell muss hier den Frischluftmassenstrom nicht berechnen, da diese Größe als Sensorsignal zur Verfügung steht. Wegen der geringen Dynamik können die Bilanzgleichungen (1) - (3) hier vernachlässigt werden.

Als Konsequenz daraus kann hier nur ein stationärer Mischungsprozess für die AGR-Rate und die Mischtemperatur implementiert werden. Über einen Vergleich des gemessenen und berechneten Frischluftmassenstroms kann der Durchflusskoeffizient für *Model_G* kalibriert werden. Der berechnete Gesamtmassenstrom für das Gemisch aus Frischluft und AGR sowie die anderen Zustände bilden nun die Initialisierungswerte für die folgende Prädiktion.

2.1.3 Luftfiltermodell des Prädiktors (*Model_G*)

Das Luftfiltermodell in *Model_G* wiederum muss nun die angesaugte Frischluftmasse berechnen, da, wie bereits oben erwähnt, während der Prädiktion keine Sensorsignale zur Verfügung stehen. Da das Modell möglichst exakt auf verschiedene Aktuatorpositionen reagieren soll, können die Bilanzgleichungen (1) - (3) nun nicht mehr vernachlässigt werden.

Vor dem Start der Prädiktion müssen alle Integrierten in *Model_G* extern auf ihre Initialisierungswerte zurückgesetzt werden.

6.4 Optimierungsalgorithmus

Nach der Prädiktion werden die Simulationsergebnisse von *Model_G* genutzt, um über einen Optimierungsalgorithmus (*J*) die neuen Aktuatorpositionen zu ermitteln, mit denen die vorgegebenen Zielwerte am besten erzielt werden. Wegen der in einer ECU nur begrenzt zur Verfügung stehenden Hardware- und Softwareressourcen kann hier kein klassischer Optimierungsalgorithmus zum Einsatz kommen.

Die einzige praktikable Möglichkeit besteht hier darin, ausgehend vom aktuellen Zustand (von *Model_S* zur Verfügung gestellt) viele Prädiktionen für viele verschiedene Aktuatorpositionen durchzuführen und sich zwischen diesen zu entscheiden, d. h. zu entscheiden, welche der simulierten Aktuatorpositionen zu einer minimalen Kostenfunktion *J* führt.

Der Optimierungsalgorithmus *J* ist momentan nur in der Lage, die Kostenfunktion *J* in Abhängigkeit von zwei Variablen (u_1 und u_2) zu minimieren. Beispielsweise können die Position des LP AGR-Ventils und die VTG-Position als Variablen verwendet werden.

Um ein globales, und nicht nur ein lokales Optimum zu finden, muss der gesamte Bereich des Vektors $u = (u_1, u_2)$ berücksichtigt werden. Die Kombinationen (u_1, u_2) bilden dabei ein aus N Punkten bestehendes Kennfeld. Für jede dieser N Kombinationen (u_1, u_2) wird nun ein Prädiktionszyklus, bestehend aus den folgenden Schritten, gestartet:

1. Das Prädiktormodell *Model_G* wird zurückgesetzt und mit den Zuständen aus *Model_S* initialisiert.
2. Die Prädiktion wird für die aktuelle Kombination (u_1, u_2) durchgeführt.
3. Einige Integrationsschritte von *Model_G* werden durchgeführt.
4. Die Ergebnisse, d. h. die prädizierten Zustände (y_G), die prädizierten Regelabweichungen $dy = (y_{soll} - y_{ist})$ und die aktuellen Aktuatorpositionen u_{ist} werden gespeichert.

Nun wird die Kostenfunktion *J* für alle N Prädiktionen ausgewertet:

$$J_n = \sum_{i=1}^3 \begin{bmatrix} c_{y1} |y_1 - y_{1soll}|_{i,n} \cdots \\ c_{y2} |y_2 - y_{2soll}|_{i,n} \cdots \\ c_u |u - u_{alt}|_{i,n} \cdots \end{bmatrix}$$

Das Minimum des Kostenfunktionales J korrespondiert nun mit der optimalen neuen Kombination an Aktuatorstellungen u_{neu} .

Um die Stabilität des Algorithmus zu verbessern, d. h. um Oszillationen zu vermeiden, kann nun ein gewichteter Mittelwert gebildet werden, um das Systemverhalten zu dämpfen. Weiterhin können die N Aktuatorpositionen anhand von „Fenstern“ bestimmt werden.

6.5 SIL-Umgebung für die Entwicklung des MNPC

Am Motorprüfstand wird der MNPC parallel zu einem Serienmotorsteuergerät verwendet (s. Bild 15). Für die Implementierung müssen nun einige Funktionen der ECU umgangen werden.

Zur Entwicklung und Vorkalibrierung des MNPC wurde eine SIL-Umgebung aufgebaut. Dabei wird der Motor und die ECU durch das Simulationsmodell (*Model_E*) ersetzt (s. Bild 16).

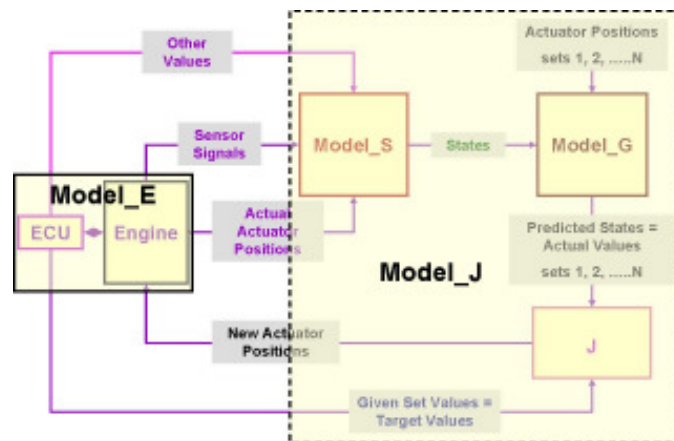


Bild 16: SIL Umgebung für die Entwicklung des MNPC

Der eigentliche MNPC, *Model_J*, arbeitet mit einer Abtastrate von 1 ms. Um diesen nun in die SIL-Umgebung zu integrieren, muss eine Simulationsumgebung realisiert werden, die unterschiedliche Abtastraten in einem Modell erlaubt, da *Model_E* aus Genauigkeitsgründen und aus Gründen der numerischen Stabilität eine sehr viel kleinere Abtastrate benötigt (hier 5 μ s).

2.1.4 Ergebnisse des SIL-Tests des MNPC

Die Auswahl der Regelgrößen hat einen großen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit dieses MNPC-Algorithmus. Die Sollwerte für den Frischluftmassenstrom, die AGR-Rate und der Ladedruck werden vom Seriensteuergerät übernommen und sind daher für ein System mit

reiner HD-AGR optimiert. Daher passen sie nicht genau zu dem von uns modifizierten Motor mit einer zusätzlichen ND-AGR Leitung.

Verglichen mit ND-AGR führt die HD-AGR zu höheren Temperaturen im Ansaugkrümmer. Um nun die gleiche Luftmasse und die gleiche AGR-Rate zu erreichen, benötigt man mit HP AGR also einen höheren Ladedruck (aufgrund der thermodynamischen Zustandsgleichungen). Nimmt man bei dem modifizierten System den Sollwert des Ladedrucks weiterhin von der Serien-ECU, wird der Motor mit einem erhöhten Ladedruck betrieben.

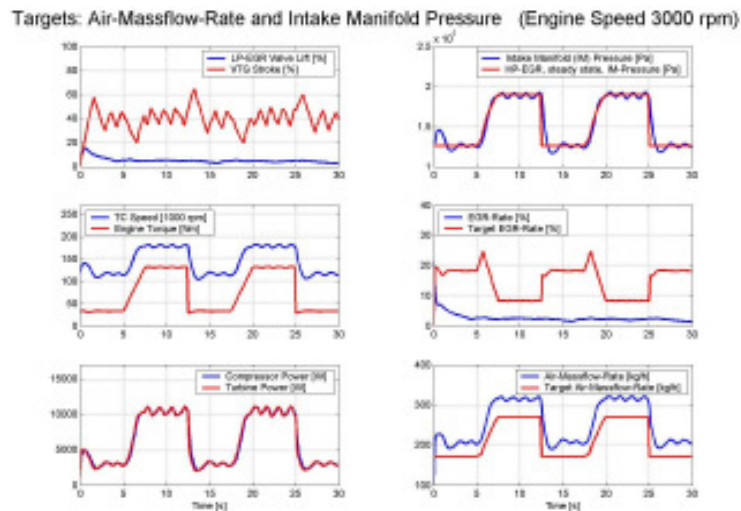


Bild 17: SIL-Test des MNPC; Regelgrößen: Frischluftmasse und Ladedruck

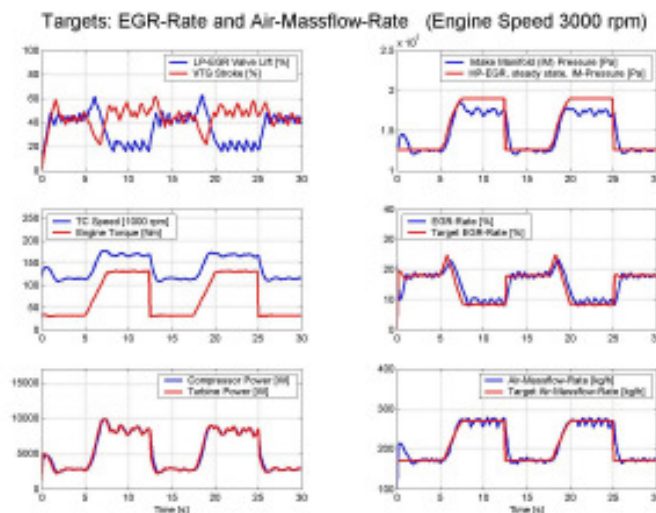


Bild 18: SIL-Test des MNPC; Regelgrößen: AGR-Rate und Frischluftmassenstrom

Für den eigentlichen Zylinderfüllungsprozess sind die Frischluft- und AGR-Massenströme wichtiger als der Ladedruck. Dies wird auch durch die Simulationsergebnisse in Bild 17 und

18 deutlich. In Bild 17 wurden der Frischluftmassenstrom und der Ladedruck als Regelgrößen verwendet, während bei der in Bild 18 dargestellten Simulation auf Frischluftmassenstrom und AGR-Rate geregelt wurde. Diese Ergebnisse verdeutlichen, dass Regelgrößen unter Berücksichtigung der geänderten Motorhardware ausgewählt werden sollten. Dadurch gestaltet sich die Entwicklung des MNPC schwieriger, da während der Motortests keine adäquaten Sollwerte für die Regelgrößen zur Verfügung stehen, da der modifizierte Motor zusammen mit einer Serien-ECU betrieben wird.

7 Modifikationen zur Realisierung einer ND-AGR

Die Rückführung von Abgas in den Brennraum ist eine erprobte Maßnahme zur Stickoxidminderung. Letztendlich beruhen die Wirkungen dieser Maßnahme vor allem auf einer Absenkung der Spitztemperatur im Brennraum und einer Senkung des Sauerstoffpartialdruckes im Zylinder; beide Größen sind wichtige Triebfedern bei der Stickoxidbildung. Das Potential dieser Maßnahme steigt mit der Rate und einer möglichst geringen Temperatur des rückgeführten Abgases. Aufgrund der weiten Zündgrenzen beim Dieselmotor sind prinzipiell verfahrensbedingt Rückföhraten von 60 % und weit mehr möglich, praktisch werden die Rückföhraten durch die Drücke in der Ansaug- und Abgasleitung bestimmt.

Bislang wird neben motorinternen Maßnahmen (Ventilüberschneidung) - wobei hier praktisch keine Möglichkeiten zur Kühlung und nur sehr bedingt zur Regelung bestehen – das Abgas im Krümmer vor der Turbine des ATL entnommen und über ein getaktetes Ventil hinter dem Turboladerverdichter in den Ansaugtrakt eingeföhrt. Diese Schaltung wird üblicherweise als hochdruckseitige Abgasrückföhrung bezeichnet. Oftmals problematisch ist es hierbei, eine Gleichverteilung des rückgeführten Abgases auf die einzelnen Zylinder zu erreichen – mit den entsprechenden Auswirkungen auf die Stickoxidentstehung. Bessere Ergebnisse, und weitere Vorteile, können durch eine niederdruckseitige Abgasrückföhrung – der Entnahme des Abgases hinter der Turbine und der Zuföhrung vor den Verdichter - erzielt werden. Das größte Potential – bei erhöhtem Systemaufwand - kommt einer Kombination aus Hochdruck- und Niederdruckabgasrückföhrung zu.

Die niederdruckseitige Abgasrückföhrung bedeutet, dass Abgas durch den Verdichter des Turboladers geföhdert werden muss. Einerseits steigt damit, je nach dem Grad der Rückkühlung, die Eintrittstemperatur in den Verdichter. Im Hinblick auf die verfahrensbedingt erforderlichen hohen Verdichterdruckverhältnisse – mit entsprechend hohen Verdichteraustrittstemperaturen – ergeben sich daraus hohe thermische Belastungen für die Bauteile. Die im Abgas enthaltenen, zunächst gasförmigen Bestandteile, bewirken einen korrosiven Angriff der Bauteile, der sich bei der Unterschreitung des Taupunktes durch die Benetzung mit sauren Medien deutlich verstärkt. Weiterhin neigen unverbrannte Kohlenwasserstoffe und andere Inhaltsstoffe des Abgases dazu, Verdichterrad, Diffusor und alle nachfolgenden Komponenten mit sehr fest haftenden harzartigen Verbindungen zu belegen, die sich mit zunehmender Dicke in deutlich verminderten Wirkungsgraden äußern. Aus heutiger Sicht stellen vergleichsweise große Flüssigkeitstropfen, die mit hoher Geschwindigkeit unter einem ungünstigen Winkel auf die Eintrittskanten der Verdichterschaukeln treffen, die kritischste Belastung dar. Dieser Tropfenschlag föhrt vergleichsweise schnell zu Materialermüdungen, durch die Bereiche aus der Bauteiloberfläche verspröden und schließlich ausbrechen, was schnell zur

Zerstörung des Verdichterrades führt. Schließlich runden Rußpartikel-Bombardements das äußerst komplexe Belastungskollektiv ab.

Es ist naheliegend, dass diese erhöhte Belastung nicht ohne zusätzliche Maßnahmen an den Komponenten ertragen werden kann. Die Lösung der Problematik muss sich zudem auf eine eingehende Analyse mit anschließender Anpassung des Gesamtsystems „Abgasrückführung, Kühlung und Aufladung“ stützen.

Erste Untersuchungen zeigen, dass Tropfenschlag die kritischsten Schäden hervorruft. Es müssen unter allen Umständen große Tropfen, die der Gasströmung nur ungenügend folgen können, vermieden werden. Dies bedeutet, dass der in der Niederdruckrückführstrecke betriebene Kühler so betrieben werden muss, dass der Taupunkt nicht unterschritten wird. Damit wird in Standard-Betriebszuständen keine flüssige Phase in der Niederdruckabgasrückführstrecke auftreten. Kondensation kann nun – je nach thermodynamischem Zustand der angesaugten Luft – erstmals an der Niederdruckabgaseinmischstelle auftreten. Entscheidend ist hier, dass die Einmischung strömungsoptimiert sehr nahe dem Verdichtereintritt erfolgt. Da Kondensation und besonders Tropfenwachstum zeitabhängige Vorgänge sind, dürfen vor dem Verdichter nur kurze Weglängen zum Wachstum zur Verfügung stehen. Werden die kritischen Bauteile möglichst so angeordnet, dass etwa beim Kaltstart entstehendes Kondensat sich an den Rohrwänden niederschlägt und - ohne an den versagensrelevanten Bauteilen anstehen zu können - an den entsprechend ausgerichteten Rohrwänden in den Auspufftrakt läuft und mit dem Abgas das Fahrzeug verlässt, wird auch dieser Betriebszustand keinen versagensrelevanten Beitrag liefern können. Werden die entsprechenden Bauteile durch geeignete Beschichtungen geschützt, sollte eine zeitweise Benetzung ertragen und ein insgesamt versagenssicherer Betrieb über die Fahrzeuglebensdauer erreicht werden können. Diese Beschichtungen zeichnen sich neben hervorragenden Korrosionsschutzeigenschaften auch durch eine Veränderung der Benetzbarkeit der Oberfläche aus, so dass auch die Problematik der aufwachsenden harzartigen Beläge zumindest deutlich gemindert werden kann.

8 Zusammenfassung

Die Kombination einer, dem Stand der Technik entsprechenden, HD-AGR Schleife mit einer ND-AGR scheint zu einem System zu führen, das geeignet ist, zukünftige Emissionsanforderungen zu erfüllen. Die Vorteile dieses Systems können aber nur in Verbindung mit einem neuen Regelungskonzept realisiert werden. Der vorgeschlagene modellbasierte prädiktive Regler ermöglicht ein gutes transientes und stationäres Regelverhalten.

Da SIL- und HIL-Simulationen parallel genutzt werden, ermöglicht der Entwicklungsprozess einen guten Vergleich.

Ziel der laufenden Entwicklung ist die Modifikation der Hardware, um ND AGR auch in einer Serienapplikation nutzbar zu machen. Mehrere der Komponenten, die für ein solches System angepasst werden müssen, hat BorgWarner bereits im Portfolio. Der Verdichter des Turboladers ist dabei die kritischste Komponente. Eine Verbesserung der Komponenten ist essentiell, eine Lösung unter Berücksichtigung des Gesamtsystems ist jedoch noch wichtiger. Dabei spielt auch der Platzbedarf des gesamten Luftpfads eine große Rolle.

Zusätzlich müssen weitere Optimierungen des Regelungskonzepts erarbeitet und am Motorprüfstand getestet werden. Nur eine Kombination aus einem verbesserten Regelungskonzept

und Systemansatz für die geänderte Hardware ist zielführend, um einen späteren Serieneinsatz eines solchen kombinierten HD- und ND AGR Systems zu ermöglichen. BorgWarner arbeitet derzeit sowohl an einer Optimierung der benötigten Hardware als auch an daran angepassten Regelungskonzepten.

Literatur

- [1] F. Allgöwer, 2004, An introduction to model predictive control, NMPC Workshop, Stuttgart 2004
- [2] E. F. Camacho, C. Bordons, 2003, Model predictive control, Springer Verlag
- [3] B. Kouvaritakis, M. Cannon and others, 2001, Nonlinear predictive control, Theory and practice, IEE London
- [4] A. Lagerberg, B. Egardt, 2004, Model predictive control of automotive powertrains with backlash, Chalmers 2004
- [5] J. M. Maciejowski, 2002, Predictive control, Prentice Hall
- [6] J. A. Rossiter, 2003, Model based predictive control, A practical approach, CRC Press
- [7] J. Ruckert and others, Nov. 2001, Simultaneous control of boost pressure and exhaust gas recirculation in a passenger car diesel engine, MTZ Vol. 62, no. 11, S. 32-35.
- [8] Siemens VDO, April 2003, Worldwide Emission Standards and Related Regulations, Siemens VDO
- [9] M. Wellers, M. Elicker, 2002, Regelung der AGR-Rate und des Ladedruckes mit Hilfe eines Nichtlineares modellbasierten prädiktiven Reglers, Aachen
- [10] Johan Wahlstroem, 2003, Model Predictive Control of a Diesel Engine with Variable Geometry Turbine and Exhaust Gas Recirculation, Masters thesis, LiTH-ISY-EX-3385-2003, Linköpings Universitet