

# Modellbasierte Emissionsoptimierung auf Triebstrang-Ebene

## *Computational Emission Optimization on Powertrain Level*

Dr. Martin **Schüßler**, Dr. Ingo **Allmer**, Dipl. Ing. Bernd **Hollauf**,  
Dipl. Ing. Michael **Kordon**, Dipl. Ing. Christian **Kozlik**, Dipl. Ing. Georg **Seewald**,  
Dr. Holger **Hülser**  
AVL List GmbH, Graz

### Zusammenfassung

Die Einhaltung von Emissionsgrenzwerten ist ein wesentlicher Antrieb der Entwicklung neuer Motorgenerationen. Es wird ein Motormodell mit Steuergeräte-Modell und der zugehörigen Bedatungsmethode vorgestellt, das die verschiedenen Aufgaben in der frühen Entwicklungsphase unterstützt. Mit Hilfe eines halbempirischen Ansatzes zur Modellierung können sowohl der dynamische Betrieb des Motors, wie auch die Emissionen nach der Abgasnachbehandlung im transienten Zyklus berechnet werden.

Als Beispiel für den Arbeitsablauf und die erreichbare Modellgüte werden Maßnahmen zur Verbesserung der Warmlauf-Emissionen im FTP 75 Fahrzyklus für einen Diesel-Pkw untersucht. Der Warmlauf wird mit verschiedenen Kennfeldern für Drossel-Stellung, Luftmassenstrom und Nacheinspritzung simuliert. Die Ergebnisse mit den besten Kennfeldern der Simulation werden dann am Prüfstand validiert. Zusätzlich wird der Einfluss von Aufbauvarianten wie Ladeluft-Kühler By-pass, Start-Stop Fähigkeit und elektrisch beheizter Oxidationskatalysator untersucht, um den Vorteil des Entwicklungsansatzes zu veranschaulichen.

### Summary

Emission reduction of diesel engines has become a development issue for the whole powertrain. In order to support the different tasks in an early phase of development, an engine model with the associated workflow for calibration of the model is applied. A semi-empirical approach to engine modeling is presented, covering transient thermodynamics and tail pipe emissions.

As an example to demonstrate the model quality and workflow, measures to improve warm-up emissions in the FTP 75 driving cycle for a Diesel passenger car are studied. Various maps for throttle position, air mass and post injection are simulated in warm-up. Calculated results with the best office-derived maps are then compared

to test results. In addition, the effect of hardware changes like air cooler by-pass, start-stop capability and electrically heated oxidation catalyst are investigated.

## 1 Einführung

Die Einhaltung von Emissionsgrenzwerten ist ein wesentlicher Antrieb der Entwicklung neuer Motorgenerationen. Dennoch kann die Erreichung der Emissionsziele nicht abgetrennt von der Erreichung anderer, gleichwertiger Anforderungen wie zum Beispiel Leistungsverhalten, Kosten, Haltbarkeit und Verbrauch angestrebt werden. Die notwendige Mehrgrößen-Optimierung des immer komplexer werdenden Systems steht zudem selbst unter enormen Zeit- und Kostendruck. Computergestützte Motormodelle können hier eine wichtige Unterstützung bieten, um einen konsistenten und effizienten Entwicklungsweg zu gehen. Beginnend mit der detaillierten Analyse und Bewertung verschiedener Motorkonzepte können Motormodelle im weiteren Entwicklungsprozess bei der Ausarbeitung einer Regel- und Diagnosestrategie (OBD), der Vorbereitung und Analyse von Prüfstandsarbeit und schließlich dem Test und der Vorbedatung von realen Steuergeräten eingesetzt werden [1-3].

Insbesondere kann in der Modellstruktur und Parametrierung des virtuellen Motors das Wissen, das bei der Lösung der jeweiligen Entwicklungsaufgabe angesammelt wird, systematisch erfasst werden. Parallel zum echten Motor entsteht so, durch die Nutzung und Verfeinerung eines gemeinsamen Motormodells, ein virtueller Motor.

Dieser modellgestützte Entwicklungsprozess kann in der Praxis jedoch nur umgesetzt werden, wenn das Motormodell frühzeitig und schnell aufgesetzt werden kann und die Ergebnisse ausreichend schnell und mit ausreichender Genauigkeit zur Verfügung stehen. Die bekannten Simulationswerkzeuge für die Berechnung des dynamischen Motorverhaltens erfüllen diese Anforderungen nur teilweise. Tabelle 1 zeigt eine Übersicht der Vor- und Nachteile der verschiedenen Herangehensweisen. Die etablierten Werkzeuge zur thermodynamischen Simulation basieren im Wesentlichen auf physikalischen Modellen, die mit hoher zeitlicher Auflösung die Verbrennung berechnen und die Gasdynamik im Röhrenwerk abbilden [4]. Für die oben beschriebene Systemoptimierung sind damit jedoch die Rechenzeit und der Aufwand zur Modellabstimmung zu hoch. Daneben fehlt den Verbrennungsmodellen eine ausreichend hohe Voraussagekraft der Motoremissionen. Zur Beschleunigung der Berechnung werden aus diesen Motormodellen vereinfachte Abbildungen erzeugt, indem automatisiert eine große Menge von Berechnungen durchgeführt werden, die dann als viel-dimensionales Kennfeld das ursprüngliche Verbrennungsmodell ersetzen [5,6]. Der Ladungswechsel wird dabei meist als Zusammenspiel von Volumina und Strömungswiderständen ohne räumliche Auflösung wiedergegeben. Als Eingangsgrößen der Verbrennungsrechnung wird nicht mehr der Zustand beim Öffnen und Schließen der Ventile, sondern der über ein ganzes Arbeitsspiel gemittelte Zustand verwendet („Mean Value Modell“) [7]. Bei dieser Abbildung verlieren die Modelle an Genauigkeit und Aussagekraft zugunsten einer massiven Beschleunigung der Simulation. Hierdurch werden

Anwendungsfelder der Steuergeräte-Software-Entwicklung erschlossen, die „Echtzeitfähigkeit“ erfordern.

|  | physical<br>space: 1D<br>time resol.: high | physical<br>space: 0D<br>time resol.: medium | physical & empirical<br>space: 0D<br>time resol.: medium | empirical<br>space: "black box"<br>time resol.: medium |
|--|--|--|--|--|
| completeness of model features               | 0  | 0  | +  | 0  |
| predictive power w/o test data               | +  | 0  | 0  | -  |
| accuracy                                     | +  | 0  | 0  | +  |
| effort of parameterisation                   | -  | -  | 0  | +  |
| flexibility to variation of virtual hardware | +  | +  | +  | -  |
| support of system analysis                   | +  | 0  | +  | -  |
| calculation speed                            | -  | +  | +  | +  |

Tab. 1: Vergleich verschiedener Ansätze zur Modellierung von Verbrennungsmotoren bezüglich Anforderungen aus der Vorentwicklungs-Phase.  
*Comparison of different approaches for the modeling of IC-engines regarding requirements in the pre-development phase*

Wenn man statt des abgeleiteten Kennfelds ein eigenständiges Verbrennungsmodell verwenden kann, vereinfacht sich der Prozess der Modellparametrierung deutlich. Zudem kann in ein solches Verbrennungsmodell eine Kombination von physikalischen und empirischen Modellanteilen eingehen, die dann auch die Erweiterung auf Motoremissionen ermöglicht [8,9].

Über den Ansatz der rein empirischen Abbildung der Verbrennung ist dieser Funktionsumfang kaum darstellbar, da die Dimension der Kennfelder wegen der vielen Ein- und Ausgangsgrößen des Verbrennungsmodells zu groß wird. Da rein empirische Motormodelle ohne Messdaten nicht erstellt werden können und bei jeder Variation der virtuellen Motorkomponenten neue Messdaten benötigt würden, ist dieser Ansatz für die Vorentwicklungsphase weniger geeignet. In der späteren Applikationsphase dagegen, wenn Motor und Regelstruktur fixiert sind, kann ein empirisches Modell sehr schnell erzeugt und hohe Modellgüte erzielt werden [10,11].

In dieser Arbeit wird der semi-empirische Ansatz aufgegriffen. Anhand eines konkreten Beispiels wird demonstriert, welche Modellgüte in der Phase der Vorentwicklung erreicht werden kann und welche Anwendungen somit möglich sind.

## 2 Modellbeschreibung

### 2.1 Modellansatz

Das Gesamtmodell besteht aus drei Bereichen, dem virtuellen Motor und der virtuellen ECU, die über den Bereich der Sensoren und Aktuatoren in Verbindung stehen (Abb. 1). Alle drei Bereiche sind auf Basis von Matlab/Simulink® Blöcken aufgebaut.

Das Motormodell umfasst die Verbrennung, Aufladung und Abgasrückführung (AGR), sowie die gesamte Abgasnachbehandlung. Gasführende Strukturen sind auf Volumina und Strömungswiderstände reduziert („null-dimensional“). Dennoch können in der Wechselwirkung der Volumina die meisten dynamischen Effekte quantitativ erfasst werden. Die Volumina haben einen Wärmeübergang zu ihrer Außenwand, die wiederum eine Wärmekapazität hat und auch Wärme nach außen abgeben kann. Als weitere Elemente kommen Komponenten mit zusätzlichen Funktionen wie „Erzeugung von Massenstrom als Funktion einer Drehzahl“ (Zylinder, Kompressor, Turbine) oder „chemische Umwandlung von Stoffen“ (Zylinder, Katalysator) hinzu. Im Abschnitt 2.2 werden diese Komponenten kurz beschrieben, wobei insbesondere auf das Zylindermodell eingegangen wird.

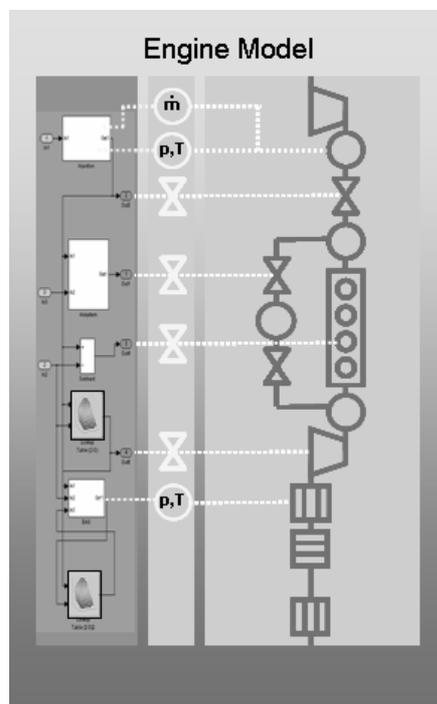


Abb. 1: Aufbau des Motor Modells aus drei Bereichen: Steuergerät, Sensoren / Aktuatoren, sowie der eigentliche Motor mit Abgasnachbehandlung.

*Structure of the engine model consisting of three parts: control unit, sensors / actuators and the model of the engine hardware including exhaust aftertreatment.*

Um das beschriebene Motor-Modell in der Simulation betreiben zu können, wurde ein Steuergeräte (ECU) -Modell entwickelt. Dieses ECU-Modell beinhaltet, abhängig von der Konfiguration des Motor-Modells, die wichtigsten Steuer- und Regelfunktionen einer realen ECU. Für die hier vorliegende Motorkonfiguration wurden folgende Steuerfunktionen implementiert:

- Berechnung der Haupteinspritz-Menge basierend auf Fahrerwunsch und Motorzustand;
- Berechnung des Einspritz-Zeitpunkts und des Einspritzverlaufes (Vor- und Nacheinspritzungen);
- Momenten- bzw. Mengengbegrenzung zur Emissionsreduktion (Rauchbegrenzung);
- Luftmassenregelung basierend auf Luftmassenmesser mittels AGR-Ventil und Drosselklappe;
- Ladedruckregelung mittels variabler Turbinengeometrie;
- Leerlaufdrehzahlregelung;

Mit Hilfe dieses ECU-Modells ist es nun möglich, das Motor-Modell wie am Prüfstand zu betreiben.

Die Ebene der Sensoren und Aktuatoren wird in Abbildung 1 als dritter Bereich hervorgehoben. Diese Elemente verbinden und übersetzen zwischen Motor und Steuergerät, und ihre sorgfältige Modellierung ist entscheidend für die Qualität des gesamten Simulationsergebnisses.

Eingangsgrößen des Gesamtmodells sind die Drehzahl des Motors und das geforderte Drehmoment. Randbedingungen sind Temperatur und Druck der Außenluft, sowie die Temperatur des Kühlwassers. Die wichtigsten Ergebnisgrößen sind das dynamisch erzielbare Drehmoment, die Motoremissionen, der Kraftstoff-Verbrauch und der Abwärmestrom ins Kühlwasser. Als zusätzliche Informationen zur Analyse des Systems im dynamischen Betrieb können alle Flüsse und Zustandsgrößen, sowie Sensor- und ECU-Signale zeitaufgelöst herausgeführt werden.

## **2.2 Beschreibung wichtiger Teilmodelle**

Das aufwendigste Teilmodell ist das Zylindermodell. Die Ein- und Ausgangsgrößen entsprechen den realen Randbedingungen der motorischen Verbrennung und sind in Abbildung 2 dargestellt. Die Verbrennung selbst wird nicht kurbelwinkel-aufgelöst sondern als ein stationärer Effekt abgebildet. Die Motordynamik entsteht durch die

sich ändernden Eingangsgrößen. Obwohl der Verbrennungsvorgang zeitlich nicht aufgelöst wird, wird der Einfluss von Lage und Dauer der Einspritzereignisse abgebildet.

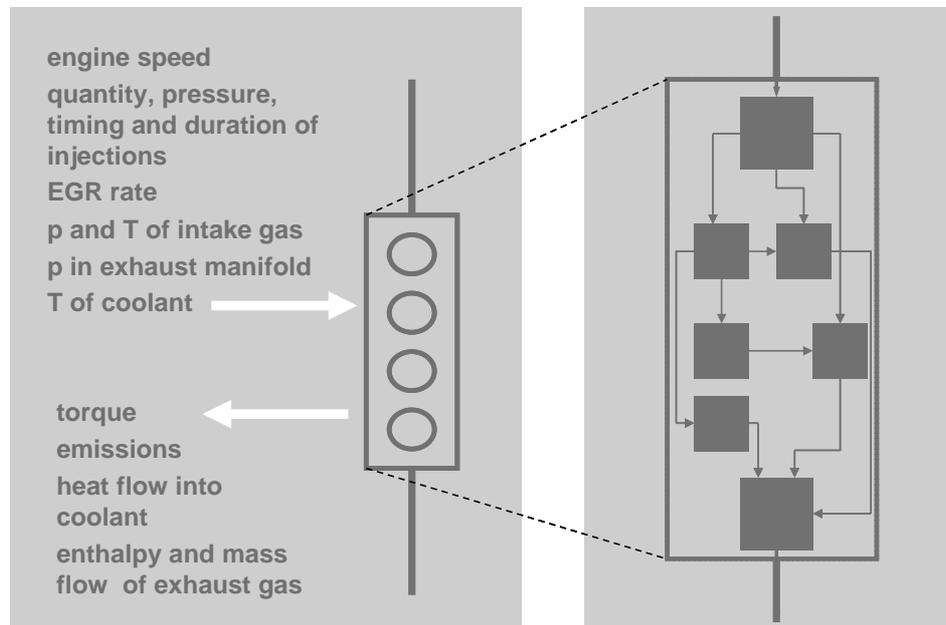


Abb. 2: Ein- und Ausgangsgrößen und Submodell-Netzwerk des Zylindermodells  
*Input and output of the cylinder-model, as well as network of submodels building the cylinder-model*

Das Zylindermodell selbst besteht aus einem Netzwerk von Teilmodellen, deren Berechnungsergebnis jeweils im Versuch messbare Größen sind und deren empirischer Anteil unterschiedlich ausgeprägt ist. Empirische Anteile ersetzen räumlich oder zeitlich komplexe Phänomene durch effektive Mittelwerte (beispielsweise der effektive Wärmeübergangskoeffizient vom Arbeitsraum auf die Zylinderwand).

Die empirisch festgelegten Parameter haben vorgegebene Werte, wenn noch keine Messdaten des jeweiligen Motors zur Verfügung stehen. Sind erste Messungen vorhanden, so kann das Modell abgestimmt und somit die Güte verbessert werden.

Der Turbolader ist eine weitere Motorkomponente, deren Modellierung hier skizziert werden soll: Turbine und Kompressor sind über die gemeinsame Drehzahl gekoppelt. Zur Ermittlung von Wirkungsgrad und Massenstrom der Turbine wird vereinfachend die Freilauflinie genutzt. Somit ist die mechanische Antriebsleistung des Kompressors gegeben. Aus dem Kompressorkennfeld wird nun Massenstrom und aufgenommene Leistung bei gegebener Drehzahl bestimmt. Die Differenz zwischen mechanischer Antriebsleistung und zur Kompression aufgenommener Leistung verändert die Drehzahl des Turboladers. Da die Betriebspunkte eines

---

Fahrzyklus teilweise außerhalb der Hersteller-Kennfelder liegen, wird, abgesichert durch Prüfstandsmessungen, extrapoliert.

Die Modelle für die katalytischen Komponenten im Abgasstrang beinhalten folgende Phänomene:

Oxidationskatalysator:

- nulldimensionale Abbildung
- Wärmekapazität und Wärmeverlust nach außen
- Kinetik für HC- und CO-Verbrennung
- NO / NO<sub>2</sub> –Umwandlung
- HC-Speicherung und Desorption

SCR-Katalysator:

- nulldimensionale Abbildung
- Wärmekapazität und Wärmeverlust nach außen
- NO<sub>x</sub>-Reduktion als Funktion von Temperatur, NO<sub>2</sub>-Anteil und Raumgeschwindigkeit

### **3 Anwendungsbeispiel: Simulation des Warmlaufens im Fahrzyklus**

Als Anwendungsbeispiel des beschriebenen Ansatzes wird der Warmlauf eines 2.4l CR Pkw-Dieselmotors herangezogen. Der Motor und das entsprechende Fahrzeug werden für firmeneigene Forschung und Entwicklung genutzt. Der Warmlauf wurde als Beispiel gewählt, da diese Phase für die Einhaltung der Emissionsgrenzen entscheidend ist [12] und sich hier auch ein wichtiger Vorteil der modellgestützten Optimierung darstellen lässt: Im Gegensatz zum realen Prüfstand können am virtuellen Prüfstand über hundert Warmläufe pro Tag durchgeführt werden.

Im Abschnitt 3.1 werden zunächst der Ablauf der Modellbedatung und die anschließende transiente Validierung beschrieben. Daran schließt sich in Abschnitt 3.2 der Einsatz des validierten Motor-Modells für die Verbesserung der NO<sub>x</sub>-Emissionen in der ersten Phase des FTP 75 - Fahrzyklus („Cold Start Transient“) an. Dabei wird sowohl die Kalibrierung modifiziert, wie auch der Nutzen zusätzlicher Motor-Bauteile untersucht.

Im Vordergrund stehen hierbei die Vorstellung der Methodik, die erreichbare Modellgüte und die damit ermöglichten Anwendungen. Es wird nicht der Anspruch erhoben, neue Ansätze für eine Warmlauf-Strategie zu entwickeln.

### 3.1 Parametrierung und Validierung

Die Parametrierung des Motormodells muss in der Konzeptphase ohne Messdaten des abzubildenden Motors geschehen. Zu diesem Zeitpunkt gehen bereits vorgegebene oder zu variierende Motoreigenschaften in die Parametrierung ein wie:

- Geometrische Eigenschaften des Motors (Bohrung, Hub, Durchmesser und Längen der Rohre,...)
- Masse und Material der Ein- und Auslässe
- Eigenschaften der Injektoren
- Kennfelder von Turbine und Kompressor
- Volumen der Katalysatoren
- Katalysatormaterial und Trägermaterial
- Eigenschaften des Kraftstoffs

Zur Validierung des Modells wird zunächst ein Vergleich von Messung und Rechnung an stationären Betriebspunkten durchgeführt. Abbildung 3 zeigt Lage und Reihenfolge der Kennfeld-Rasterung durch stationäre Betriebspunkte.

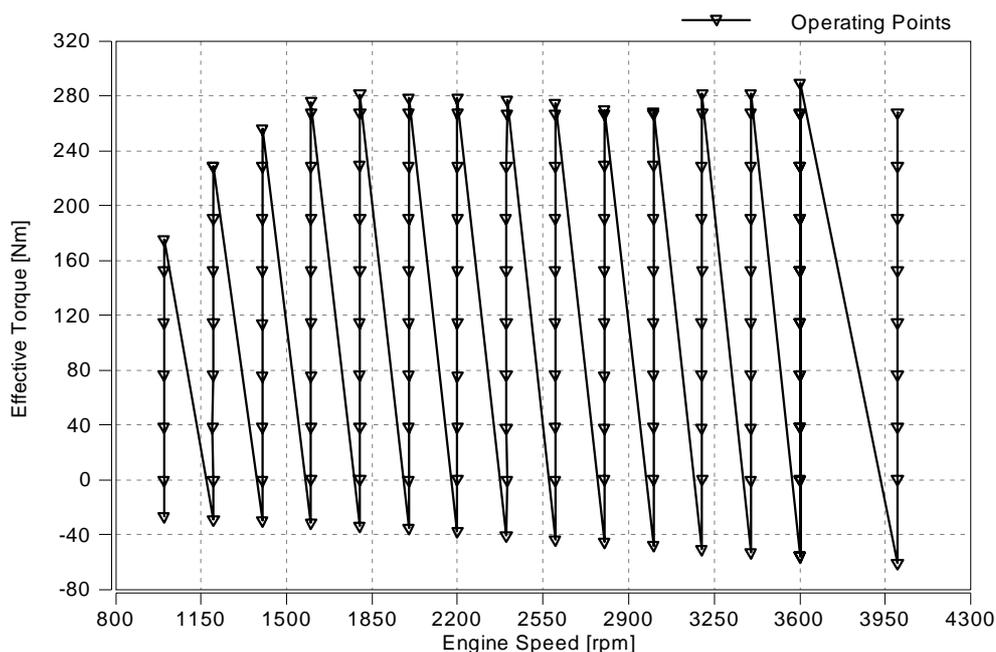


Abb. 3: Lage und Reihenfolge der stationären Betriebspunkte für den Vergleich von Messung und Rechnung  
*Position and sequence of operating points for comparison of measurement and simulation*

Für die Validierung der Stationärpunkte wurde die Kraftstoffmenge statt des Drehmoments vorgegeben. Wie in Abbildung 4a gezeigt, wird das sich ergebende Drehmoment in der Simulation gut getroffen. Ebenso ist auch die Abweichung bei der Eintrittstemperatur in die Turbine gering. Dies bedeutet, dass das Modell die

Aufteilung der Energieströme in mechanische Arbeit, Abgaswärmestrom und Wandwärmestrom ins Kühlwasser ausreichend gut trifft. Ebenso kann auch der Sollwert des Luftmassenstroms in fast allen Betriebspunkten eingestellt werden, wobei die dafür notwendige Stellung des AGR-Ventils im Bereich größerer Massenströme Abweichungen zeigt (Abb. 4b).

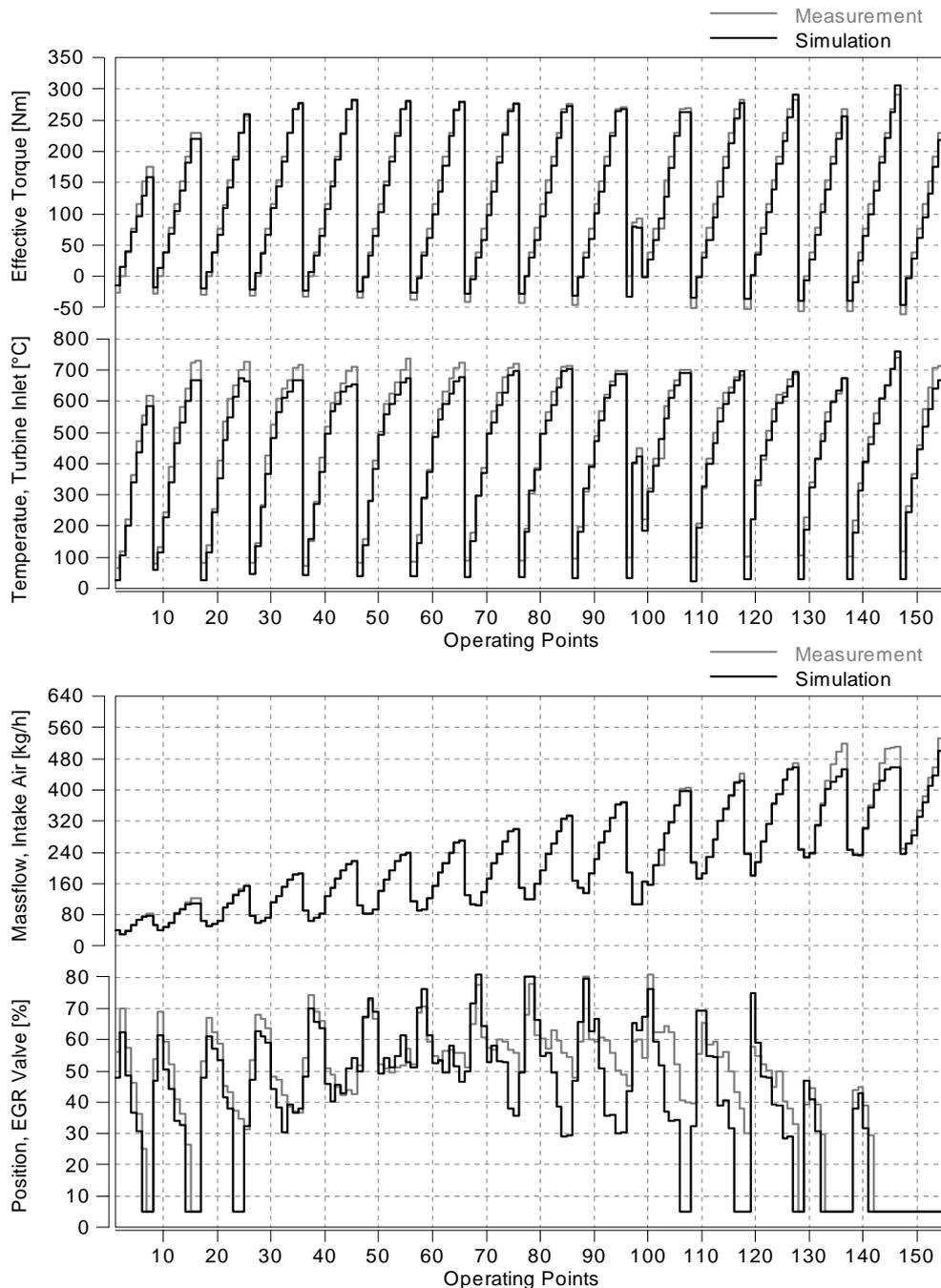


Abb. 4a,b: Qualität des nicht abgestimmten Motormodells bezüglich  
 a) der Aufteilung der Energieströme; b) Regelung des Luftmassenstroms  
*Quality of untuned engine model regarding*  
 a) energy split; b) control of air mass flow

Hierbei ist allerdings zu beachten, dass die Ventilcharakteristik stark nicht-linear ist. Die Modellgüte bei der Einstellung des Soll-Ladedrucks über die variable Turbine zeigt ebenfalls kleinere Abweichungen.

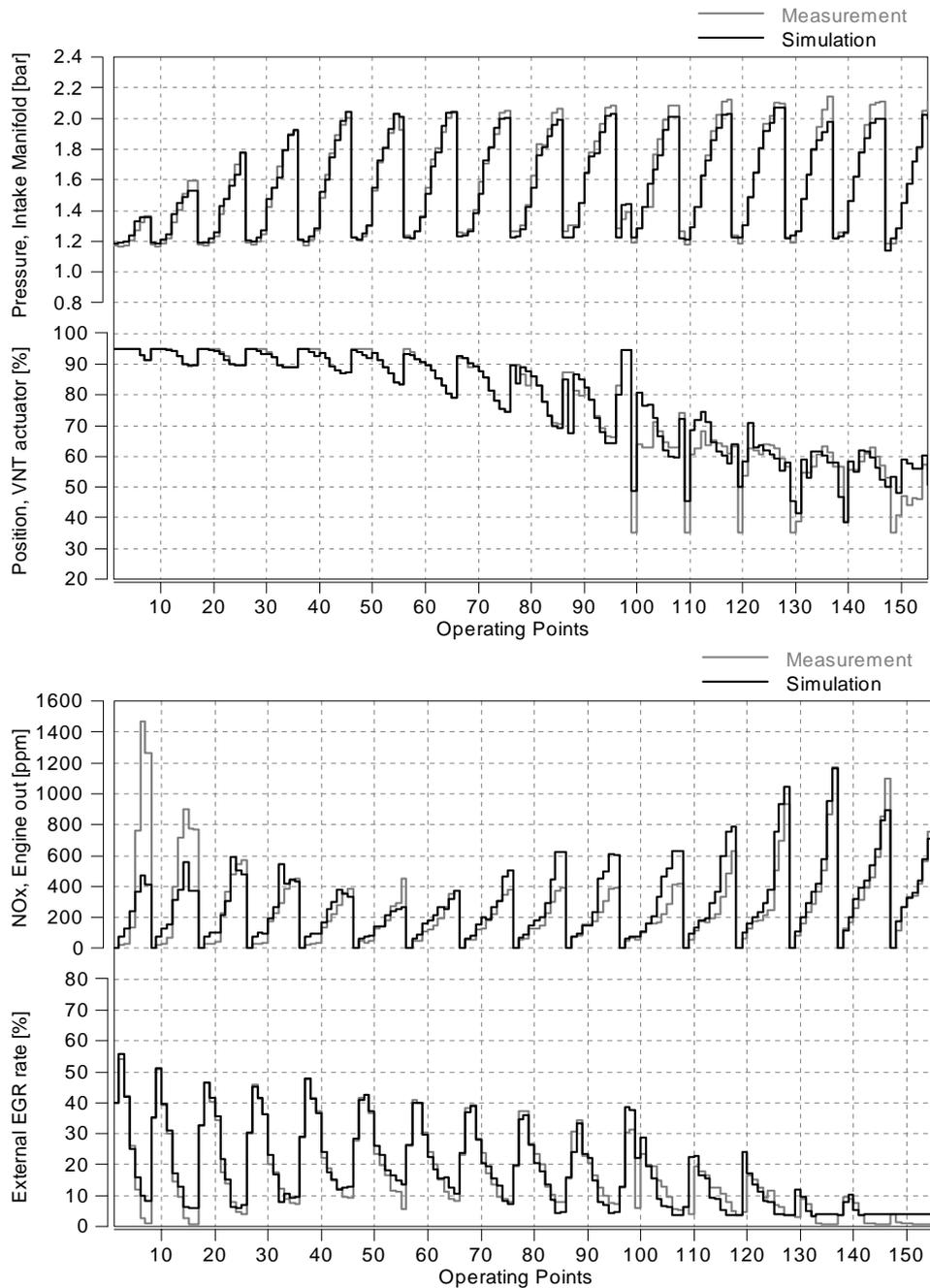


Abb. 4c,d: Qualität des nicht abgestimmten Motormodells bezüglich  
 c) der Regelung des Ladedrucks; d) sich aus der AGR-Rate ergebende  
 NOx-Emission

*Quality of untuned engine model regarding  
 c) control of charge pressure; d) NOx-emissions resulting from EGR-rate*

In Abbildung 4 d erkennt man, wie empfindlich die NO<sub>x</sub>-Emissionen des Motors auf Abweichungen in der AGR-Rate reagieren. Hauptursache für die Abweichungen sind die noch nicht abgestimmten Kennfelder des Turboladers.

Dennoch kann das Motormodell bereits mit dieser Parametrierung die geforderten Betriebspunkte erreichen und alle Trends reproduzieren. In weiten Teilen stimmen die Ergebnisse auch quantitativ gut überein.

Wenn in einer späteren Entwicklungsphase des Motors erste Prüfstandsmessungen verfügbar sind, kann das Motormodell abgestimmt werden. Mit Hilfe stationärer Betriebspunkte können folgende Modellparameter eingestellt werden:

- Kennlinien der Kraftstoff-Einspritzung
- Massenaufwand des Motors
- Motorreibung
- Kennlinien von AGR- und Drosselventil
- Kennfelder des Turboladers
- Eigenschaften von Sensoren

Aus stationären Warmläufen lässt sich der Einfluss der Kühlwasser-Temperatur auf die Motorreibung und die Motoremissionen gewinnen. Transiente Messungen schließlich werden genutzt zur Anpassung der Parametrierung für:

- Volumina und innere Oberflächen
- Wärmekapazitäten
- Oberflächenbedeckungen von Katalysatoren
- Regelparameter

Auf diese Weise kann die Qualität des Motormodells verbessert werden, wie in Abbildung 5 anhand des Bestimmtheitsmaßes dargestellt. Bei den NO<sub>x</sub>-Emissionen sind jeweils zwei Werte für das Bestimmtheitsmaß eingetragen worden. Der bessere Wert bezieht sich auf die isolierte Modellgüte des Zylindermodells. Das heißt, er zeigt an, welche Genauigkeit erreicht wird, wenn die AGR-Rate der Messung statt der Simulation als Eingangsgrößen für das Zylindermodell verwendet wird. Der niedrigere Wert ergibt sich mit den Eingangsdaten aus der Simulation, was für die Motorsimulation der Normalfall ist. Ähnlich wie die NO<sub>x</sub>-Emissionen können auch die Aktuator-Stellungen als Indikatoren für die Modellgüte genutzt werden, weil sie alle Ungenauigkeiten des Modells ausgleichen müssen, um den Sollwert einzustellen.

In Summe zeigt sich in Abbildung 5, dass der virtuelle Motor durch die Abstimmung mit Hilfe von Standard-Messdaten dem realen Motor ähnlicher geworden ist.

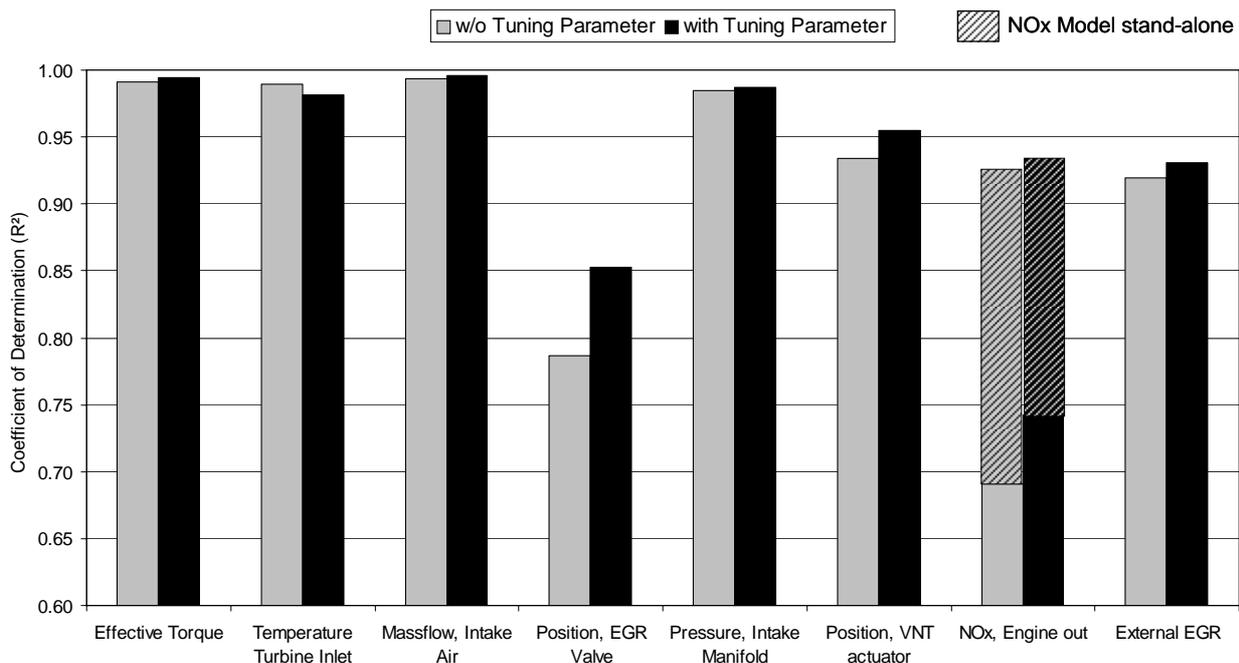


Abb. 5: Vergleich des Bestimmtheitsmaßes vor und nach Modellabstimmung  
*Comparison of Coefficient of Determination before and after model tuning*

Zum Vergleich von Messung und Rechnung im dynamischen Betrieb wird der Fahrzyklus FTP 75 der amerikanischen Emissionsgesetzgebung herangezogen (Abb. 6). Hieraus wird für diese Untersuchung nur die erste Phase („Cold Start Transient“) verwendet. Diese Phase wird im späteren Verlauf des FTP 75 ein zweites Mal mit bereits warmem Motor durchfahren („Hot Start Transient“). Aus dem im Zyklus geforderten Geschwindigkeitsprofil folgt für ein gegebenes Fahrzeug mit gegebener Schaltstrategie ein Verlauf für Drehzahl und Drehmoment des Motors.

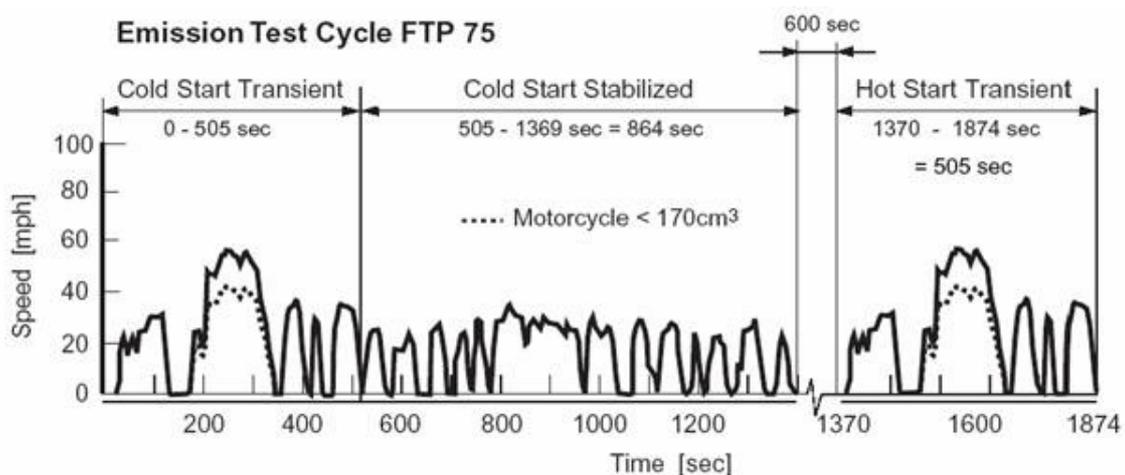


Abb. 6: Geschwindigkeitsprofil des Emissions-Testzyklus FTP 75  
*Speed profile of Emission Test Cycle FTP 75*

In Abbildung 7a und b kann man die gute Übereinstimmung von Modell und realem Motor im dynamischen Zyklusbetrieb für den kalten und warmen Teil des Zyklus erkennen. Es ist bei der Beurteilung der Modellgüte zu beachten, dass die gezeigten transienten Verläufe für die Einstellung von Wärmekapazitäten, Wärmeaustauschflächen und Volumina herangezogen wurden.

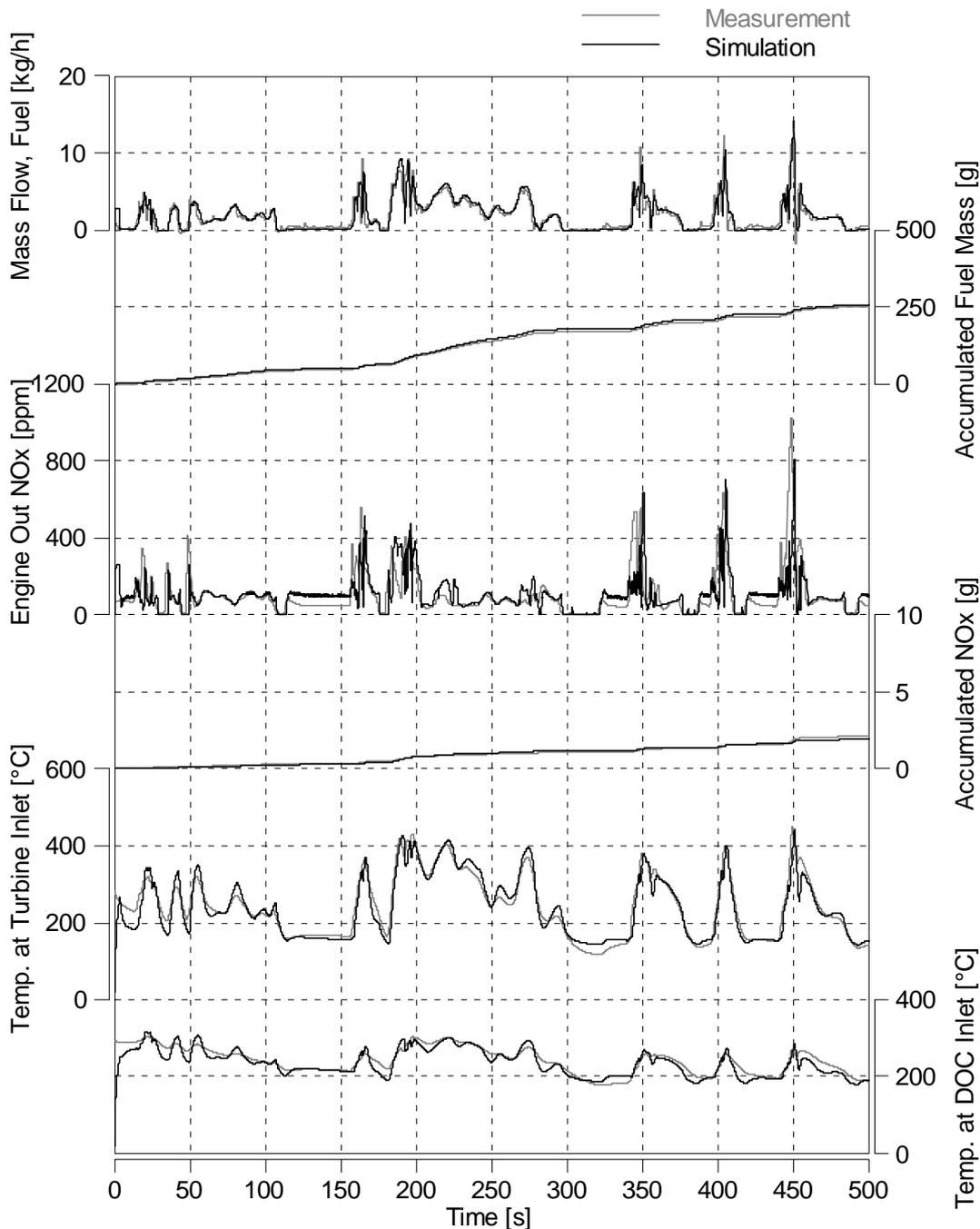


Abb. 7a: Simuliertes und gemessenes Motorverhalten im Zyklusteil "Hot Start Transient" des FTP75

*Simulated vs. measured engine behavior in "Hot Start Transient" of FTP75*

Mit den so abgestimmten Modellen werden der akkumulierte Kraftstoffverbrauch und die akkumulierte NO<sub>x</sub>-Emission des Motors gut getroffen. Die deutliche Abweichung der NO<sub>x</sub>-Emission im Leerlauf geht wegen des geringen Massenstroms kaum in das Summenergebnis ein. Auch die Verläufe der Gastemperaturen vor und nach der Turbine, die für eine dynamische Simulation der Abgasnachbehandlung bestimmend sind, werden ausreichend gut reproduziert.

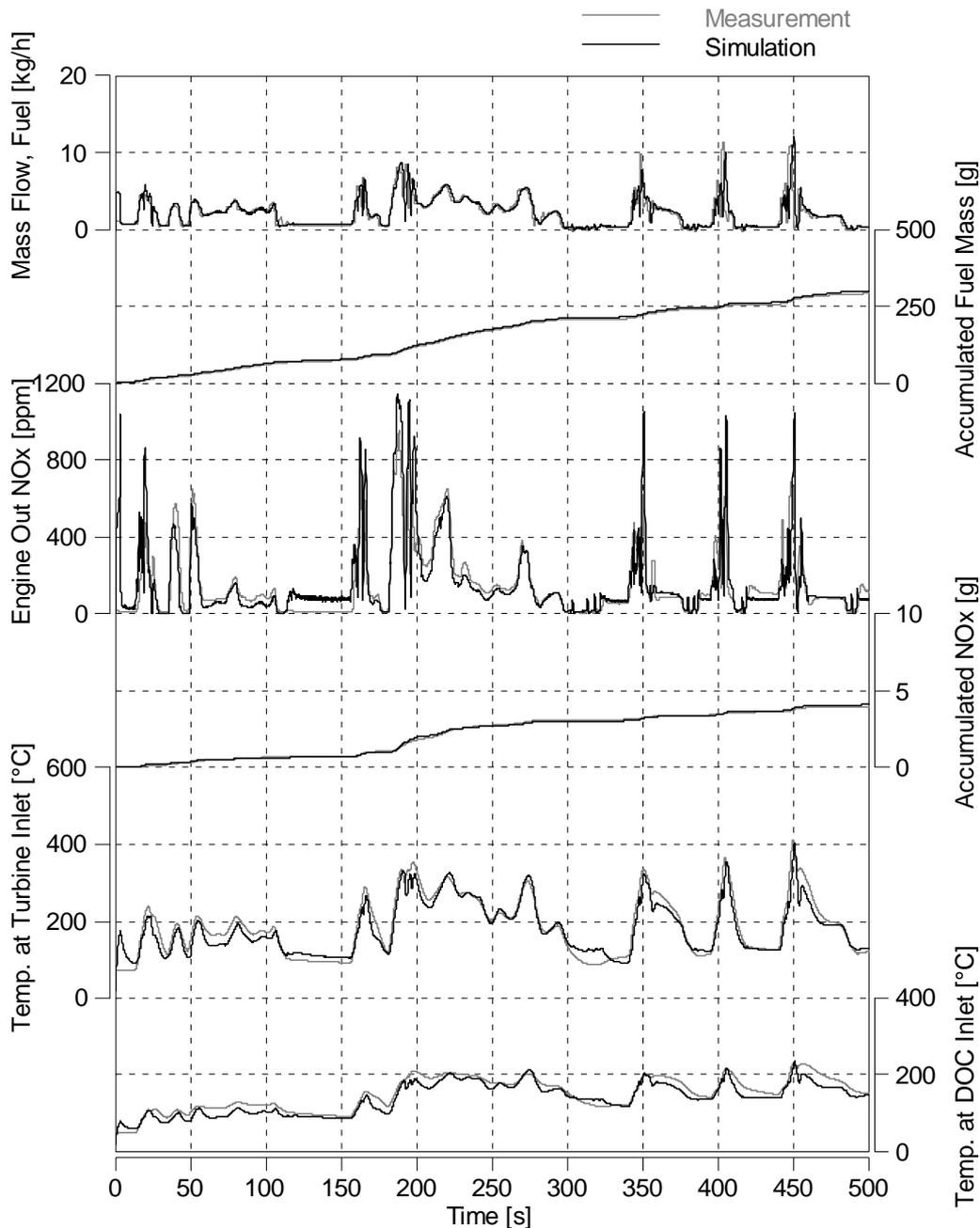


Abb. 7b: Simuliertes und gemessenes Motorverhalten im Zyklusteil "Cold Start Transient" des FTP75  
*Simulated vs. measured engine behavior in "Cold Start Transient" of FTP75*

Abbildung 8 zeigt einen Ausschnitt aus dem in Abbildung 7a gezeigten Zyklus. Wie in der Abbildung ersichtlich, lässt sich eine Voreinstellung von Reglern bereits am virtuellen Motor durchführen.

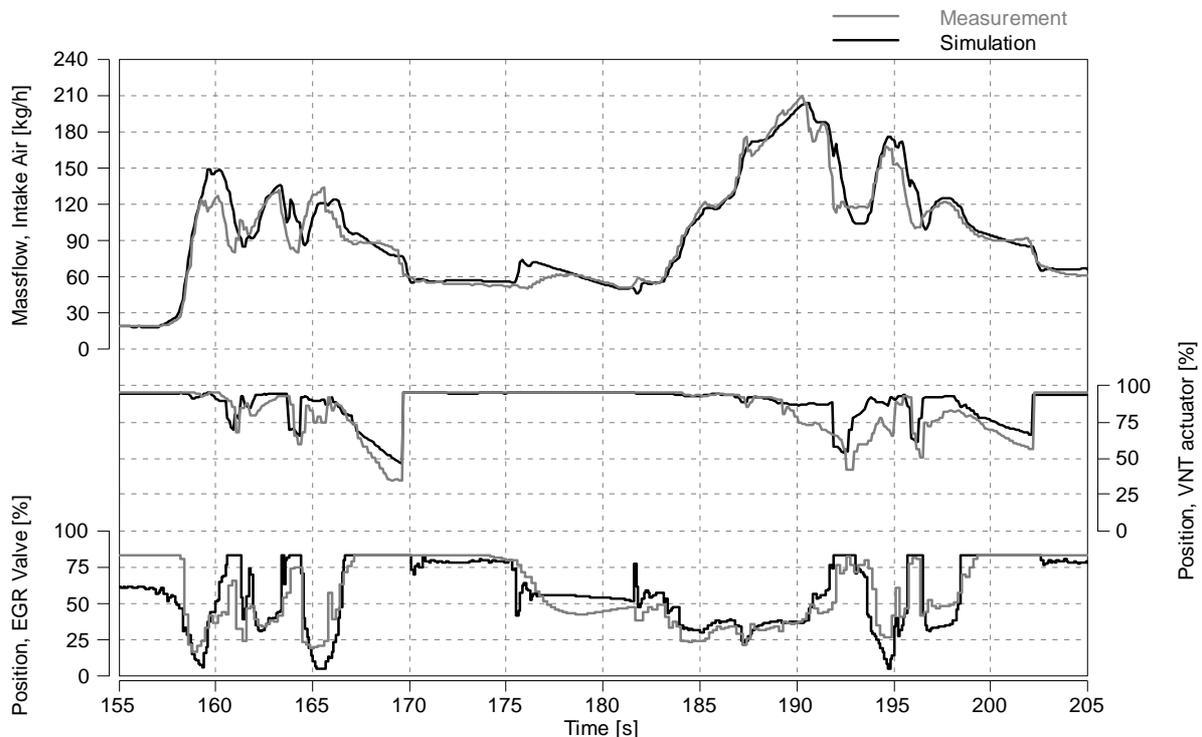


Abb. 8: Transiente Regelung von Turbine und AGR-Ventil beim realen Motor und im Motormodell  
*Transient control of VNT and EGR-valve in real engine and engine model*

### 3.2 Modellbasierte Optimierungsrechnungen

Aus dem Verlauf der Temperatur nach Turbine in Abbildung 7b lässt sich folgern, dass der SCR-Katalysator nicht die notwendige Betriebstemperatur von etwa 250°C erreichen kann. Es wird nun versucht eine bessere Startstrategie zu finden, indem jeweils mit veränderten Kennfeldern im virtuellen Steuergerät der Zyklus simuliert wird. Dabei dienen der akkumulierte Kraftstoffverbrauch und die akkumulierten NOx-Emissionen als Bewertungskriterien. Da auch die Abgasnachbehandlung in die Simulation einbezogen ist, kann zudem zwischen Zylinder-Emission und Gesamtmotor-Emission unterschieden werden. Für die hier dargestellten Rechnungen wurden sehr einfache Variationen der ECU-Kennfelder gewählt. So wird zum Beispiel das Kennfeld der Soll-Luftmasse pauschal für alle Betriebsbereiche mit einem Faktor multipliziert („Air Factor“). Diese Variation wird bei verschiedenen

Stellungen der Drossel durchgerechnet. Es werden in der Auswertung nur Kombinationen berücksichtigt, die nicht von der Rauchbegrenzung abgeregelt werden. Abbildung 9 zeigt Ergebnisse der akkumulierten Zielgrößen, wobei jeder Punkt im Diagramm einer Zyklusrechnung entspricht. Es zeigt sich, dass eine Senkung der Soll-Luftmasse überraschenderweise zu einer leichten Absenkung der Temperatur im Abgasstrang nach 100 Sekunden führt. Wie eine genauere Analyse mit Hilfe des Motormodells zeigt, hat dies folgende Ursache: Der Enthalpiestrom des Motorabgases bleibt etwa konstant, jedoch hat der nun kleinere Gasmengenstrom eine höhere Temperatur. Hierdurch sind die Wärmeverluste in Auslass und Turbinengehäuse größer, wodurch schließlich ein geringerer Enthalpiestrom in den Abgasstrang gelangt. Darüber hinaus wird durch die erhöhte AGR-Rate mehr Wärme in der externen AGR-Leitung verloren.

Bei Drosselung der Ladeluft muss der Motor eine höhere Ladungswechselarbeit erbringen, wodurch auch die Abgastemperatur ansteigt. Der daraus folgende höhere Verbrauch an Kraftstoff ist in Abbildung 10 dargestellt. Darüber hinaus erkennt man in diesem Diagramm auch den bekannten "NOx-soot trade-off" bei Veränderung der Sauerstoff-Stöchiometrie in der Verbrennung.

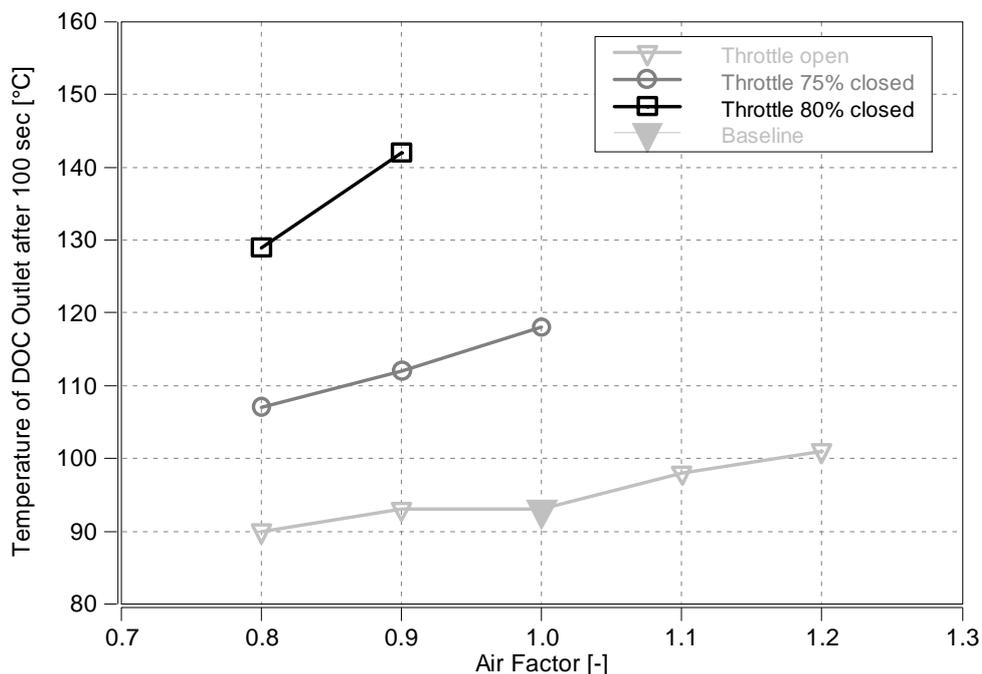


Abb. 9: Einfluß von reduziertem Luftmassen-Strom und Androsselung auf den Temperaturanstieg im Abgasnachbehandlungssystem  
*Influence of reduced air mass flow and throttling on temperature rise in exhaust aftertreatment system*

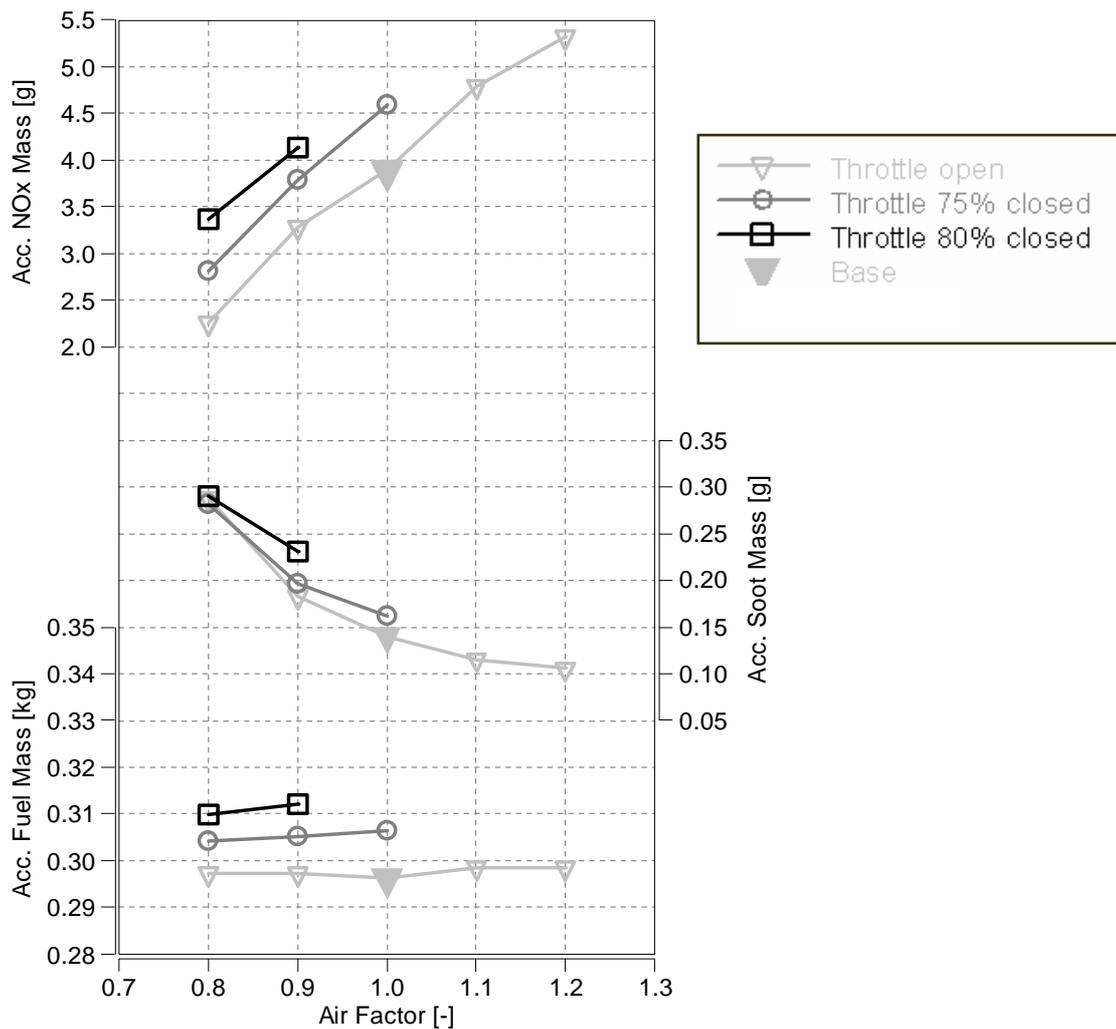


Abb. 10: Einfluß von reduziertem Luftmassen-Strom und Androsselung auf akkumulierte Massen von NOx-Rohemissionen, Ruß und Kraftstoff im „Cold Start Transient“ Zyklus  
*Influence of reduced air mass flow and throttling on accumulated mass of engine-out NOx, soot and fuel in the „Cold Start Transient“ cycle*

Wenn man bei verringerter Luftmenge androsselt, sinkt der Ladedruck und der Liefergrad und damit auch die AGR-Rate, so dass die NOx-Emissionen wieder ansteigen. Im Abgasstrang wird dieser Anstieg der NOx-Rohemissionen aber überkompensiert, weil durch die Drosselung die Grenztemperatur des SCR-Katalysators erreicht wird. Dies führt für den schließlich ausgewählten Fall (Air-Factor=0.9; Drossel: 80%) insgesamt zu einer 30%-Reduktion der NOx-Emissionen gegenüber dem Ausgangsfall.

Als weitere Maßnahme zur beschleunigten Aufheizung des Nachbehandlungssystems wird die angelagerte Nacheinspritzung untersucht.

Die Einspritzung wird bezüglich Menge (10, 20, 30% der Haupteinspritzung) und Zeitpunkt (20, 40, 60 °Kurbelwinkel vom oberen Totpunkt aus) variiert. Das durch die Nacheinspritzung verursachte Drehmoment wird über eine verringerte Haupteinspritzmenge ausgeglichen. Es wird nicht später als 60° nach oberem Totpunkt (OT) eingespritzt, um starke HC-Emissionen zu vermeiden. Wie zuvor werden die Variationen hinsichtlich der akkumulierten Emissionen und dem akkumulierten Kraftstoffverbrauch bewertet (Abb. 11).

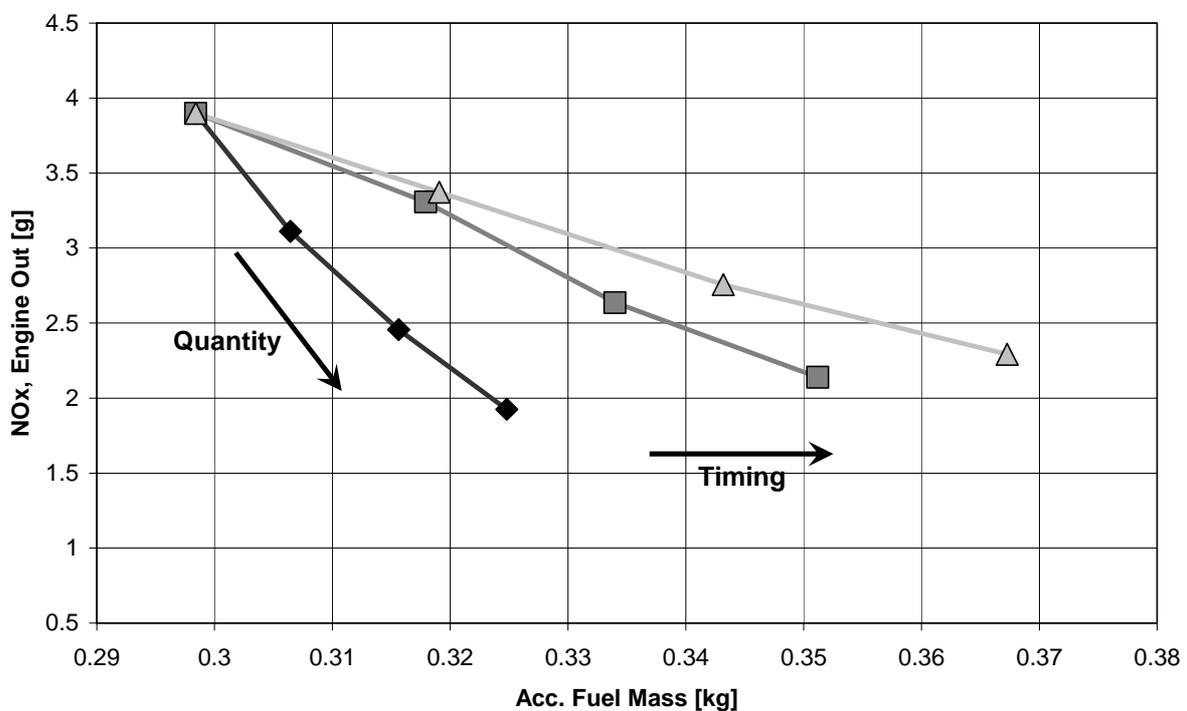


Abb. 11: Einfluss von Menge und Zeitpunkt der Nacheinspritzung auf akkumulierte NO<sub>x</sub>-Rohemission und Kraftstoff im „Cold Start Transient“ Zyklus  
*Influence of post injection quantity and timing on accumulated engine-out NO<sub>x</sub> and fuel in the „Cold Start Transient“ cycle*

Für die Absenkung der NO<sub>x</sub>-Rohemissionen ist der Zeitpunkt 20° nach OT mit 30% der Haupteinspritzungsmenge am besten, da hierdurch der größte Momentenbeitrag erzeugt wird. Damit kann die Kraftstoffmenge für die Haupteinspritzung verringert werden, was unmittelbar die NO<sub>x</sub>-Rohemission reduziert. Hinzu kommt, dass der zusätzlich eingebrachte Kraftstoff durch die Nacheinspritzung zu einer Absenkung der Sauerstoffanteils im Zylinderabgas führt. Über die AGR-Rate ist dies auch für die Hauptverbrennung spürbar. Zur gesamtheitlichen Bewertung der Maßnahme wird

wiederum die Auswirkung auf das Nachbehandlungssystem untersucht. Dafür sind in Abbildung 12 zusätzlich die akkumulierten NO<sub>x</sub>-Emissionen nach der SCR-Stufe eingezeichnet. Der größte SCR-Wirkungsgrad lässt sich durch die Nacheinspritzung bei 60° nach OT erreichen, weil bei dieser Betriebsweise der größte Wärmestrom in das Abgassystem eingebracht wird. Da jedoch die Nacheinspritzung bei 20° nach OT dieselbe akkumulierte NO<sub>x</sub>-Emission nach der SCR-Stufe bei deutlich geringerem Kraftstoff-Mehrverbrauch hat, wird diese Variante favorisiert.

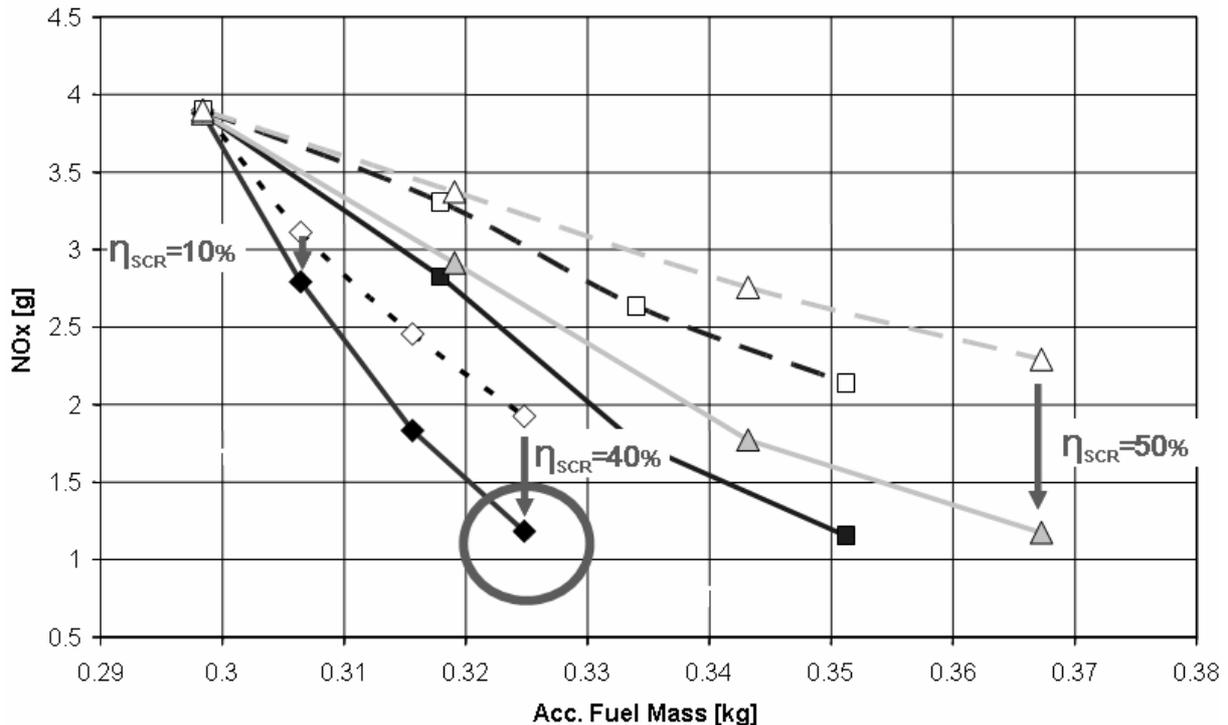


Abb. 12: Einfluss von Menge und Zeitpunkt der Nacheinspritzung auf akkumulierte NO<sub>x</sub>-Gesamtemission und Kraftstoffmasse im „Cold Start Transient“  
*Influence of post injection quantity and timing on accumulated tailpipe-NO<sub>x</sub> and fuel mass in the „Cold Start Transient“*

Die Kombination der ausgewählten Heizmaßnahmen (reduzierter Luftmassenstrom, Drosselung, Nacheinspritzung) wird nun simuliert und auch am Prüfstand gefahren. Abbildung 13 zeigt den Vergleich der transienten Verläufe. Die Auswirkungen der veränderten ECU-Kalibrierung können mit dem abgestimmten Motor-Modell gut vorhergesagt werden. Beim Verlauf der Austrittstemperatur liegt die Simulation zu hoch, weil am Prüfstand die Schwingungen im Kraftstoff-System nicht kompensiert sind und daher bei der Nacheinspritzung eine etwas geringere Kraftstoffmenge eingespritzt wurde.

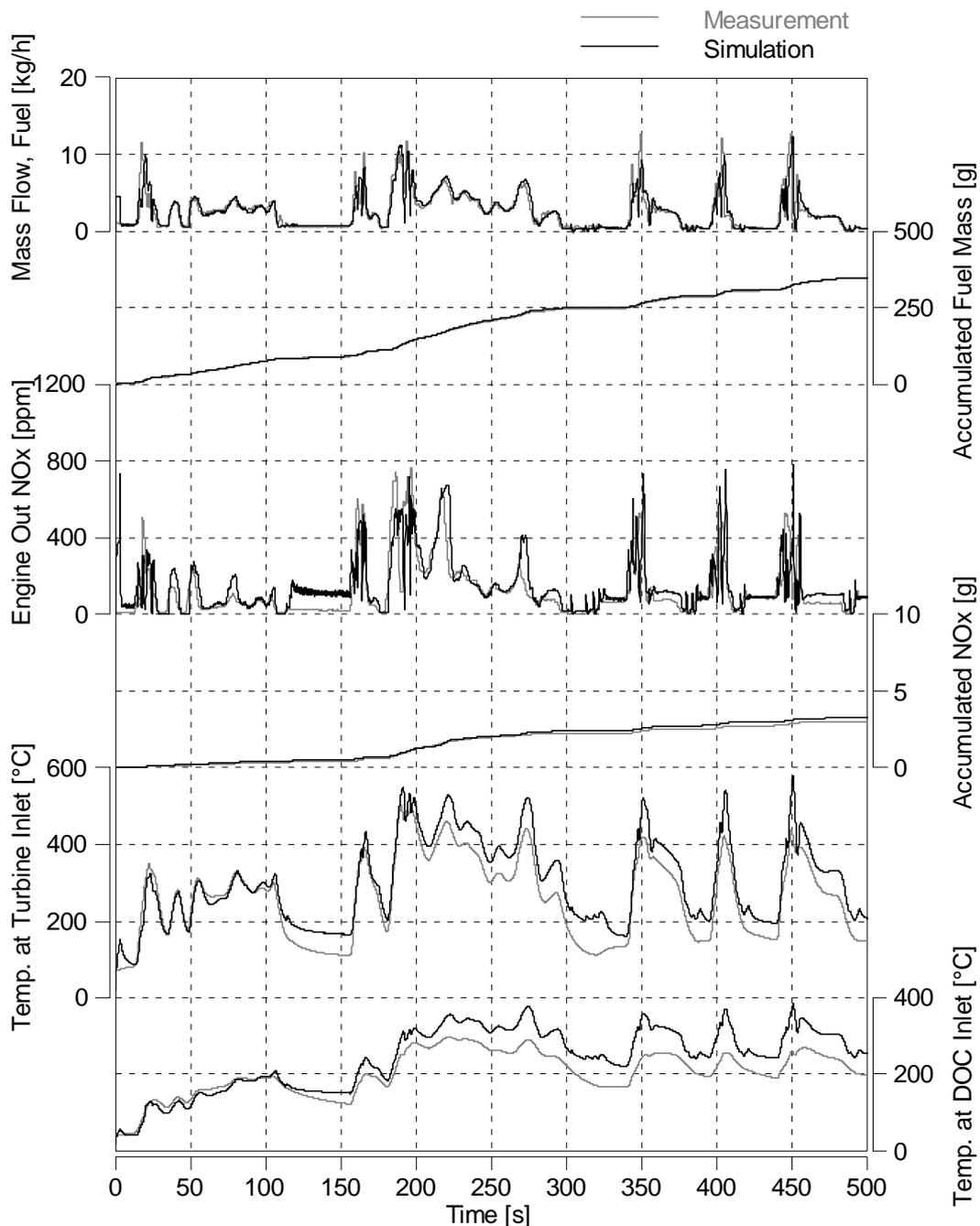


Abb. 13: Simuliertes und gemessenes Motorverhalten mit Heizstrategie im Zyklusteil "Cold Start Transient" des FTP75  
*Simulated vs. measured engine behavior with heating strategy in "Cold Start Transient" of FTP75*

Die gegenüber dem Basisfall deutlich höheren Temperaturen im Abgasstrang, die sich mit dem Maßnahmen-Bündel ergeben, sind in Abbildung 14 zu sehen. Bereits nach 180 Sekunden erreicht das Abgassystem beste Betriebstemperaturen.

In Summe ergibt sich durch die Startstrategie eine Verringerung der NO<sub>x</sub>-Emission um 71% im ersten Teil des FTP 75. Der hierfür notwendige Kraftstoff-Mehrverbrauch liegt bei 16%, was etwa 5% im gesamten FTP 75 entspricht.

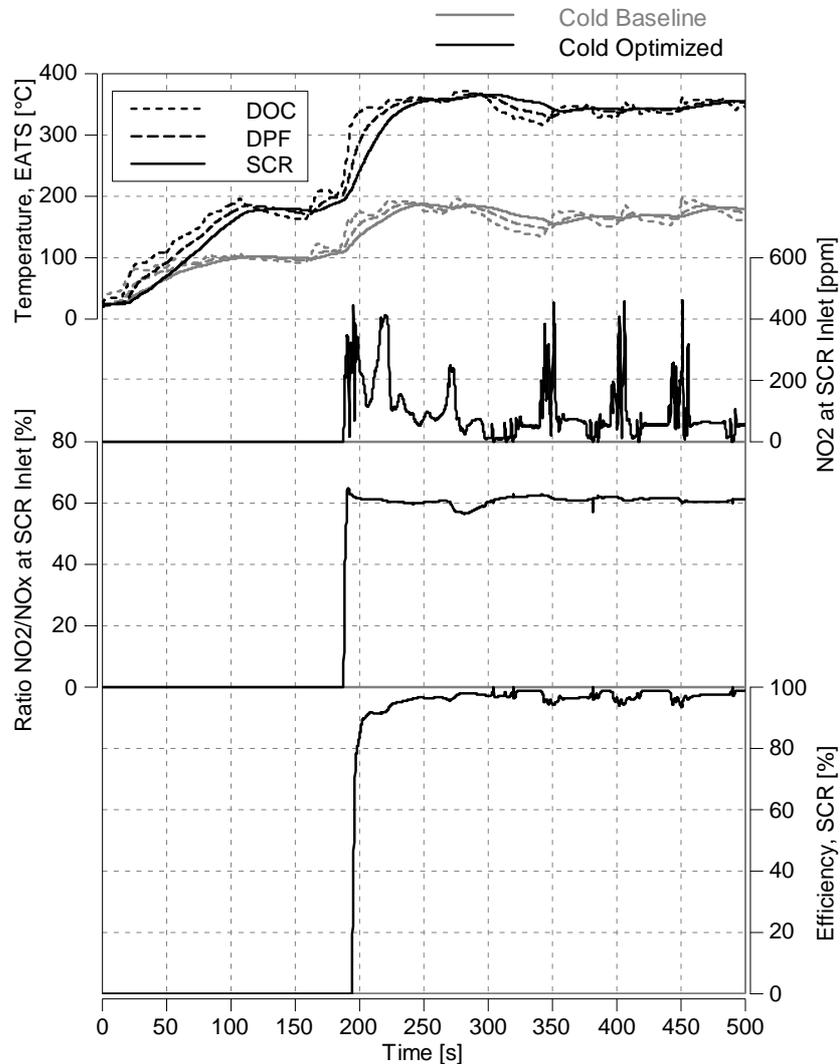


Abb. 14: Vergleich der Verhältnisse im Abgasstrang für die Ausgangssituation und die verbesserte Kalibrierung (beide Fälle simuliert)  
*Comparison of conditions in aftertreatment system for baseline and improved calibration (both simulated)*

Im Gegensatz zu den Strategieelementen, die die Fahrweise betreffen, werden nun Aufbauvarianten simuliert: Folgende Varianten der Motorkonfiguration werden untersucht:

- By-pass des Ladeluft-Kühlers
- Start-Stop Funktion (z.B. riemengetriebener Starter-Generator)
- Elektrisch geheizter Oxidationskatalysator

Die zum Betrieb des Generators notwendige mechanische Leistung wird im Modell als zusätzliche Reibung abgebildet. In Voruntersuchungen hat sich gezeigt, dass die Einzelmaßnahmen zwar eine Erhöhung der Temperaturen im Abgasstrang bewirken, jedoch jede für sich nicht ausreicht, um die SCR-Stufe in den Arbeitsbereich zu bringen. Erst durch eine Kombination der drei Aufbauvarianten kann eine wirkungsvolle Strategie definiert werden (Abbildung 15):

- In den Stehphasen wird der Motor abgeschaltet.
- Bis zur Erreichung von 250°C am SCR-Katalysator wird mit 1.5 kW elektrisch geheizt.
- In allen Schub-Phasen wird elektrisch geheizt.
- Bis zur Erreichung von 40°C im Kühlwasser wird die Ladeluft am Ladeluft-Kühler vorbeigeführt.

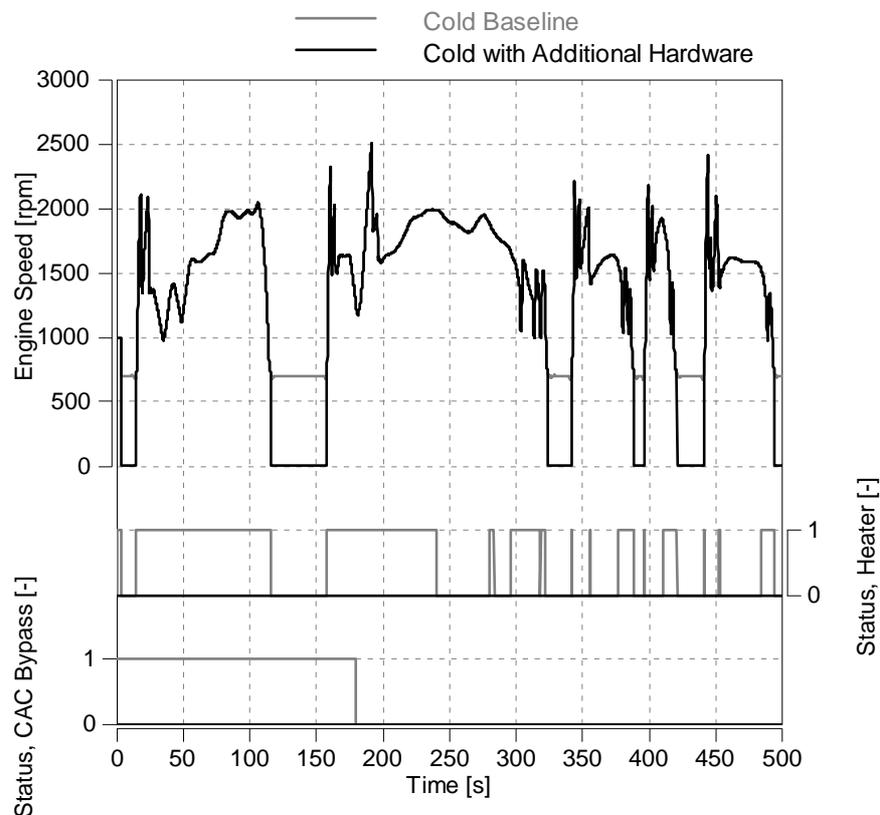


Abb. 15: Strategie zur schnellen Aufheizung des Abgasnachbehandlungssystems  
*Strategy for fast heat-up of exhaust gas system*

Die Wirkung der Startstrategie ist in Abbildung 16 dargestellt. Durch das schnelle Erreichen der SCR-Betriebstemperatur wird eine Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emission von 47% im Vergleich zur Ausgangsvariante mit Standard-Kalibrierung erzielt. Wegen der Kombination von elektrischem Heizer und Start-Stop Funktion ist dies ohne erhöhten Kraftstoffverbrauch möglich. Der Mehrverbrauch von etwa 5% durch Heizen in den ersten 180 Sekunden wird durch Einsparungen in den Leerlaufphasen kompensiert. Es ist zu beachten, dass im weiteren Verlauf des Zyklus keine zusätzliche Leistung zum Heizen benötigt wird. Damit wird die Kombination im ganzen FTP 75 zu einer Kraftstoff-Einsparung führen. Außerdem bringt ein elektrisch beheizter Oxidationskatalysator Vorteile hinsichtlich der HC-Emissionen, da das Anspringen des Oxidationskatalysators, wie in Abbildung 16 zu sehen, deutlich früher erfolgt. Verglichen mit der Startstrategie über veränderte Kalibrierung werden zudem erhöhte HC-Emissionen durch Nacheinspritzung und Luftmassen-Absenkung vermieden.

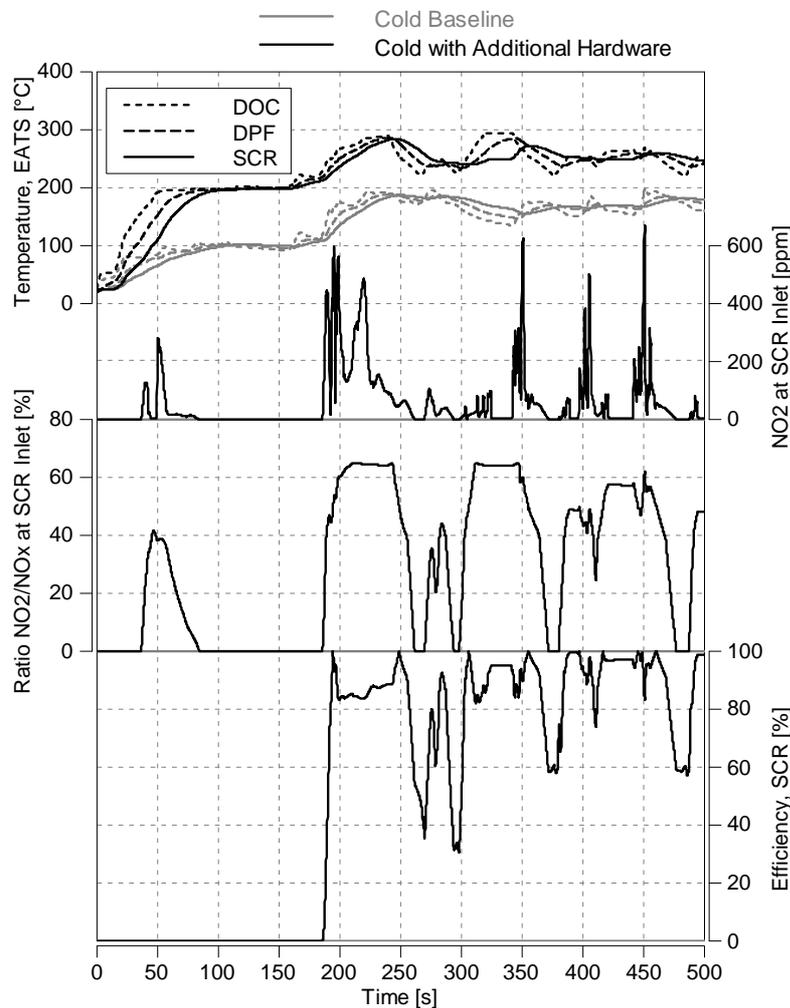


Abb. 16: Vergleich der Verhältnisse im Abgasstrang für die Ausgangssituation und die Kombination von Aufbauvarianten (beide Fälle simuliert)  
*Comparison of conditions in aftertreatment system for baseline and combined hardware modifications (both simulated)*

#### 4 Zusammenfassung

Es wird ein halb-empirischer Ansatz zur Modellierung eines Dieselmotors mit zugehöriger Methodik der Parametrierung vorgestellt. Das Gesamtmodell beinhaltet neben dem Motor mit Abgasnachbehandlung und der ECU auch alle Sensoren und Aktuatoren des Motors. Anhand eines konkreten Falls wird gezeigt, dass bereits ohne Messdaten des Motors eine Modellqualität erreicht wird, die die Untersuchung von Motorkonzepten, die Auslegung von Abgasnachbehandlungssystemen und die Entwicklung von Regelungs- und Diagnosefunktionen erlaubt. Mit Hilfe von Messdaten, die im Standard-Prüfstandsbetrieb gewonnen werden, kann eine Abstimmung des Modells vorgenommen werden. Die Vorhersage des Motorverhaltens mit Hilfe des abgestimmten Modells erweist sich als ausreichend genau, um auch die Steuergeräte-Vorbedatung unterstützen zu können.

Ähnlich wie der Aufbau und Betrieb eines realen Motors erfordert auch der virtuelle Motor die Zusammenarbeit verschiedener Fachteams. Aufgrund der vielfältigen Übertragungsarbeiten zwischen Modell und realem Motor kann nur mit dem jeweiligen Fachwissen sichergestellt werden, dass das bestmögliche Simulationsergebnis erreicht wird.

#### 5 Formelzeichen und Indizes

|     |                                       |
|-----|---------------------------------------|
| AGR | Abgasrückführung                      |
| CO  | Kohlemonoxid                          |
| CR  | Common Rail                           |
| DOC | Diesel Oxidation Catalyst             |
| DPF | Diesel Particle Filter                |
| ECU | Electronic Control Unit / Steuergerät |
| HC  | Hydrocarbon / Kohlenwasserstoff       |
| NOx | Stickoxide                            |
| OBD | On-board Diagnostic                   |
| OT  | Oberer Totpunkt                       |
| SCR | Selective Catalytic Reduction         |

#### 6 Literatur

- [1] GUZZELLA, L.; ONDER, C. H.;  
Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engines,  
Springer Verlag, Berlin 2004
- [2] HÜLSER, H. et al.  
New Control Concepts for Gasoline, Diesel and Hybrid – Theory and Practice of  
Algorithm Design, 27th Int. Wiener Motoren Symposium, 2006.

- [3] VITALE G. et al.  
Model-based OBD Algorithm Development and Calibration  
3rd IAV Symposium on OBD, Braunschweig 2007.
- [4] AVL List GmbH;  
BOOST Users Guide 5.1,  
AVL List GmbH, Graz 2008
- [5] BOEHM, H. et al.,  
Echtzeit Motorsimulation in SiL, HiL und Prüfstandsanwendungen,  
Expert-Verlag,  
Renningen, 2007
- [6] WURZENBERGER, J. et al.,  
Crank-Angle Resolved Real-Time Engine Simulation -- Integrated Simulation  
Tool Chain from Office to Testbed  
submitted to SAE World Congress 2009
- [7] HENDRICKS, E.;  
A Compact, Comprehensive Model of Large Turbocharged, Two-Stroke Diesel  
Engines,  
SAE paper 861190, 1986
- [8] GÄRTNER, U.;  
Die Simulation der Stickoxid-Bildung in Nutzfahrzeug-Dieselmotoren,  
Dissertation TU Darmstadt, 2001
- [9] WENZEL, S. P.;  
Modellierung der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen des Dieselmotors,  
Dissertation TU Magdeburg, 2006
- [10] ISERMANN, R.;  
Identifikation dynamischer Systeme,  
Springer Verlag, Berlin 1992
- [11] MARTINI, E. et al.,  
Smart Calibration. Der Schlüssel für erfolgreiche Antriebsstrang-Projekte,  
2nd Internat. Symposium on Development Methodology, Wiesbaden 2007.
- [12] DECKER, M.;  
Entwicklung eines Verfahrens zur schnellen Aufheizung von SCR-Katalysatoren  
beim Dieselmotor,  
Diplomarbeit TU Graz, 2008